



**HAL**  
open science

# Dimensionnement et étude expérimentale d'un vaporiseur à milli-canaux

Guillaume Henry

► **To cite this version:**

Guillaume Henry. Dimensionnement et étude expérimentale d'un vaporiseur à milli-canaux. Génie des procédés. Université de Lorraine, 2020. Français. NNT : 2020LORR0130 . tel-03117831

**HAL Id: tel-03117831**

**<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-03117831>**

Submitted on 20 Oct 2022

**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.



## AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : [ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr](mailto:ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr)

## LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

[http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg\\_droi.php](http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php)

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

# Dimensionnement et Étude Expérimentale d'un vaporiseur à milli-canaux

## Thèse

Présentée et soutenue publiquement le 15/10/2020

pour l'obtention du titre de :

**DOCTEUR DE L'UNIVERSITE DE LORRAINE**

Spécialité Génie des Procédés

par

**Guillaume HENRY**

### Composition du jury :

<i>Rapporteur :</i>	M <sup>me</sup> Valérie SARTRE M. Daniel BOUGEARD	Maître de Conférence (HDR), INSA de Lyon, CETHIL Professeur, IMT Lille Douai
<i>Examineur :</i>	M. Yves BERTIN M. Laurent FALK M <sup>me</sup> Alexandra PERE-GIGANTE M. Jean-Marc COMMENGE	Professeur, ENSMA, PPrime, Poitiers Directeur de Recherche CNRS, LRGP, Nancy Maître de Conférence, UL, LRGP, Nancy Professeur, LRGP, UL, Nancy (Directeur de thèse)
<i>Invités :</i>	M. Hubert MONNIER M. Gael MARANZANA M. Jacopo SEIWERT M. Marc WAGNER	INRS, Nancy (Membre du CSI) Professeur, LEMTA, UL, Nancy (Membre du CSI) Air Liquide, Les Loges-en-Josas Air Liquide, Les Loges-en-Josas

---

Laboratoire Réactions et Génie des Procédés (UMR CNRS 7274), Université de Lorraine,  
CNRS, LRGP, 1 rue Grandville, F-54000 Nancy



# Remerciements

Ce travail de thèse a été réalisé au sein du laboratoire Réaction et Génie des Procédés (CNRS-LRGP) avec le soutien matériel et financier de Bpifrance (co-financeur du projet FAIR, n°2015-PRSP-16) dans le cadre du « Programme d'investissement d'avenir » et celui de la Région Grand-Est au travers du CPER 2015-2020 et du projet ENERBATIN.

Je tiens tout d'abord à remercier mes encadrants qui m'ont accompagné tout au long de ce travail. Je remercie Jean-Marc Commenge qui a dirigé cette thèse et qui m'a accueilli au sein de l'équipe PRISM du LRGP. Merci pour ta confiance et l'autonomie que tu m'as accordé pour construire le banc de test. Mais je tiens aussi à te remercier pour ta disponibilité, ton écoute et ta patience avec lesquelles tu m'as accompagné pendant ces trois années. Je remercie également Alexandra Pere-Gigante. Merci pour ta vision complémentaire sur le travail qui a été fait et qui nous a si souvent aidé à réorienter notre travail. Merci d'avoir toujours gardé le sens du détail et du mot juste qui s'est révélé fort utile pour ce manuscrit.

Durant ces trois ans, j'ai pu échanger avec plusieurs membres d'Air Liquide afin d'être guidé dans ce travail de recherche. Je tiens à remercier Marie Basin, Solène Valentin, Raphaël Faure, Matthieu Flin et Marc Wagner pour leur disponibilité et les renseignements précieux qu'ils ont pu me fournir. Je tiens particulièrement à remercier Jacopo Seiwert pour son implication dans la relecture de l'article publié pendant cette thèse ainsi que ce manuscrit. Merci pour ton regard extérieur et tes retours toujours pertinents.

Les résultats produits dans cette thèse expérimentale n'auraient pu exister sans l'intervention de nombreuses personnes. Je remercie tout d'abord Emilien Girot pour son implication dans la commande des équipements et le montage du banc expérimental. Je remercie François Roch-Mendy pour son implication dans les expériences menées sur le banc de test. Je remercie l'atelier du LRGP pour avoir réalisé le châssis et le module de vaporisation étudié dans ce travail. En particulier, je remercie Charly Koenig et Christian Blanchard pour ces nombreux échanges et conseils donnés sur le montage du banc. Je remercie également les membres du service SIEL, David Brunello et Franck Giovanella, pour leur travail de câblage du banc et de création de l'interface de contrôle du banc. Je tiens à remercier Thierry Lalé, via l'entreprise MIE, qui a produit deux plaques milli-structurées étudiées dans ce manuscrit.

Je tenais également à remercier Philippe Marchal de l'équipe GEMICO du LRGP pour m'avoir permis de caractériser la viscosité de l'huile silicone utilisée. De même, je remercie Yves Jannot du LEMTA pour m'avoir permis de mesurer la conductivité thermique de notre huile. Aussi, je remercie Mohammed Bouroukba et Fabrice Mutelet de l'équipe ThermE du LRGP pour la mesure de la capacité thermique massique de l'huile. Enfin, je remercie Hamid Makich pour son accueil au LEM3 et qui nous a permis de caractériser l'état de surface de nos plaques milli-structurées.

Je remercie tous mes collègues pour leur accueil. Jean-François, Rainier, Émilien, François, Steve, Maud, merci pour ces moments partagés. Une mention spéciale à Laurent Falk, merci d'avoir bien voulu continuer à voyager en ma compagnie malgré les nombreux pépins que l'on a pu avoir durant nos voyages.

Enfin, j'adresse mes sincères remerciements aux membres du jury de soutenance : à Mme Valérie Sartre et M. Daniel Bougeard d'avoir accepté le rôle de rapporteur et à M. Yves Bertin, M. Laurent Falk d'avoir bien voulu examiner ce travail.

L'accomplissement d'une thèse est à la charge du doctorant durant au moins trois années, il est certain que celui-ci est facilité par un soutien moral des proches. Ainsi je tenais à remercier toutes les personnes qui m'ont accompagné de près ou de loin durant cette période. Je commencerai par remercier les différents collègues de bureau qui ont partagé ces moments :

Matthieu, Jean-Patrick, Karima, Juan-David merci pour ces moments plus ou moins sérieux dans le bureau 206 du LRGP. Émilien, merci pour tous ces moments de partage que l'on a pu avoir tout au long de ces quatre années, anecdotes ou conseil, ce fut un réel plaisir de travailler à tes côtés. Merci à l'équipe PRISM du LRGP pour votre accueil et tous les moments passé en votre compagnie. Enfin, François, Steve merci d'avoir partagé ces instants durant les pauses méridiennes quotidiennes.

Je remercie également mes parents, ma sœur et ma belle famille pour avoir été présent à mes côtés durant toute cette période. Je finirai en remerciant Blandine qui a su m'apporter son soutien inconditionnel, a su être patiente et m'a accompagné du début jusqu'à la fin de ce travail. Je t'en suis infiniment reconnaissant.

# Sommaire

Remerciements .....	i
Sommaire.....	iii
Nomenclature.....	x
Liste des Figures.....	xiv
Liste des Tableaux .....	xxiii
Introduction générale.....	1
Chapitre I - Intensification du procédé de vaporisation de l'eau : contexte de l'étude et état de l'art .....	9
I - 1. Contexte et objectifs : le projet FAIR.....	9
I - 1.2. Le projet FAIR .....	10
I - 1.3. Le procédé SMR pour la production d'H <sub>2</sub> .....	11
I - 1.4. La production de vapeur dans le procédé SMR.....	12
I - 1.5. Objectifs de la présente étude .....	13
I - 2. Transfert thermique dans les échangeurs intensifiés : état de l'art.....	14
I - 2.1. Classification des échangeurs selon la taille de la structure interne .....	14
I - 2.2. Transfert thermique sans changement de phase.....	16
I - 2.2.1. Variables et nombres adimensionnels caractéristiques.....	16
I - 2.2.2. Conduction longitudinale dans la paroi.....	17
I - 2.2.3. Corrélations pour le nombre de Nusselt dans une géométrie en canal.....	17
I - 2.3. Transfert thermique avec changement de phase.....	19
I - 2.3.1. Régimes d'ébullition dans des systèmes statique ou dynamique .....	19
I - 2.3.2. Nombres adimensionnels spécifiques au transfert thermique par ébullition .....	24
I - 2.3.3. Régimes d'ébullition, instabilités d'écoulement dans les milli et micro-structures .....	25
I - 2.3.4. Cartes des régimes disponibles dans la littérature .....	28
I - 2.4. Corrélations pour le nombre de Nusselt dans un écoulement liquide-vapeur.....	31
I - 2.4.1. Corrélations pour l'échange thermique avec ébullition et en l'absence de phénomène du CHF .....	32
I - 2.4.2. Corrélations pour l'estimation de la qualité critique à l'apparition du phénomène de CHF .....	35
I - 2.4.3. Cas du transfert thermique dans un écoulement en ébullition et après apparition du phénomène de CHF.....	35
I - 3. Variation de pression et pertes par frottements dans un écoulement en canal de dimensions milli ou micrométriques .....	37
I - 3.1. Gradients de pression statique et convectif .....	37
I - 3.1.1. Modèles pour la fraction de vide $\alpha$ .....	38
I - 3.1.2. Gradients de pression statique et convectif pour un écoulement monophasique .....	39

I - 3.2. Perte de pression par frottement .....	39
I - 3.2.1. Pertes par frottement dans un écoulement monophasique .....	39
I - 3.2.2. Pertes par frottement dans un écoulement diphasique .....	41
Références bibliographiques de l'Introduction générale et du Chapitre I .....	45
Chapitre II - Dimensionnement du vaporiseur et du banc expérimental .....	53
II - 1. Étude théorique de la vaporisation en milli-canaux .....	54
II - 1.1. Résistances au transfert thermique dans un WHB .....	54
II - 1.2. Résistances thermiques dans un vaporiseur intensifié .....	55
II - 1.2.1. Géométrie envisagée pour le prototype .....	56
II - 1.2.2. Rapport des surfaces d'échange dans le prototype.....	57
II - 1.2.3. Coefficient de transfert thermique en canal spiralé .....	61
II - 1.2.4. Puissance thermique échangée en fonction du nombre de canaux.....	63
II - 1.3. Mode de chauffe du vaporiseur d'étude.....	66
II - 1.4. Contraintes de dimensionnement du vaporiseur d'étude .....	67
II - 2. Dimensionnement du vaporiseur : du milli-canal au vaporiseur.....	68
II - 2.2. Conception de la plaque milli-structurée .....	69
II - 2.3. Dimensionnement de la vitre .....	71
II - 2.4. Conception du couvercle .....	71
II - 2.5. Conception du bloc multitâche.....	72
II - 2.5.1. Distributeur et collecteur de la veine eau .....	72
II - 2.5.2. Dimensionnement du canal huile .....	73
II - 2.5.3. Plan final du bloc multitâche .....	80
II - 2.6. Plaques étudiées.....	81
II - 3. Banc de test de vaporisation en milli-canaux .....	83
II - 3.1. PI&D du banc de test .....	83
II - 3.2. Boucle d'eau vaporisée .....	84
II - 3.2.1. Bain de préchauffe/serpentins (n°8).....	84
II - 3.2.2. Condenseur (n°9) .....	85
II - 3.3. Boucle chaude .....	85
II - 3.4. Boucle froide de condensation .....	86
II - 3.5. Instrumentation du pilote .....	86
II - 3.5.1. Capteurs de pression absolue et différentielle (n°4-12-13).....	86
II - 3.5.2. Sondes de température PT100 .....	87
II - 3.5.3. Débitmètre Coriolis de la veine huile (n°3) et débitmètre Coriolis de la veine eau (n°7).....	87
II - 3.5.4. Capteurs de flux thermique .....	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
II - 3.6. Organisation spatiale du pilote .....	88
II - 3.7. Exécutable LabVIEW .....	89



II - 3.8. Caméra haute-fréquence.....	89
II - 3.9. Procédure expérimentale .....	89
II - 3.9.1. Démarrage du pilote et changement de conditions opératoires.....	89
II - 3.9.2. Relevé des données brutes du pilote .....	90
II - 3.9.3. Procédure de la capture des vidéos haute-fréquence .....	90
II - 4. Conclusion.....	90
Références bibliographiques du Chapitre II .....	91
Annexe II - 1 : Calcul de l'épaisseur d'une vitre .....	92
Annexe II - 2 : Equipements secondaires du banc de test .....	93
A.II - 2 - 1 : Boucle d'eau vaporisée .....	93
A.II - 2 - 1. 1 : Pompe eau (n°6).....	93
A.II - 2 - 1. 2 : Bain d'huile destiné à la préchauffe de l'eau .....	93
A.II - 2 - 2 : Boucle d'huile chaude .....	93
Annexe II - 3 : Modèle de prédiction de pression maximale en sortie de pompe huile .....	94
A.II - 3 - 1 : Introduction .....	94
A.II - 3 - 2 : Méthodologie du modèle .....	94
A.II - 3 - 3 : Modélisation de la perte de charge maximale supportée par la pompe .....	96
A.II - 3 - 4 : Conclusion .....	97
Chapitre III - Méthodes.....	101
III - 1. Méthode de détermination de la qualité de vapeur.....	101
III - 1.1. Définition de la qualité de vapeur .....	101
III - 1.2. Détermination de la qualité de vapeur .....	102
III - 1.2.1. Mesure de la qualité de vapeur en sortie, par séparation de phases.....	102
III - 1.2.2. Qualité de vapeur locale par bilan enthalpique.....	102
III - 1.2.3. Estimation de la qualité de vapeur en sortie du vaporiseur par bilan thermique .....	103
III - 1.3. Estimation des pertes thermiques du vaporiseur .....	104
III - 1.3.1. Estimation des pertes par bilan sur la veine huile.....	105
III - 1.3.2. Mesure directe des pertes thermiques des parois du vaporiseur.....	105
III - 1.3.3. Estimations des pertes thermiques par la vitesse de refroidissement du vaporiseur.....	106
III - 2. Introduction aux Diagrammes Spatio-Temporels (DST).....	108
III - 2.1. État de l'art.....	108
III - 2.2. Création des diagrammes spatio-temporels .....	109
III - 3. Exploitation des diagrammes spatio-temporels.....	113
III - 3.1. Interprétation des diagrammes spatio-temporels.....	113
III - 3.2. Estimation de la qualité globale par le débit de liquide éjecté .....	115
III - 3.3. Estimation de la qualité de vapeur locale.....	116
III - 3.3.1. Estimation de la fraction de vide locale moyenne.....	117

III - 3.3.2. Détermination du rapport de vitesse (slip ratio) .....	118
III - 3.4. Estimation des coefficients de transfert thermique diphasique.....	118
III - 4. Incertitudes de mesure .....	120
III - 4.1. Calcul général des incertitudes de mesure .....	120
III - 4.2. Incertitudes sur les données du banc de test.....	120
III - 5. Conclusion.....	121
Références bibliographiques du Chapitre III .....	122
Annexe III - 1 : Estimation de la qualité de vapeur local par un bilan enthalpique .....	123
Annexe III - 2 : Références bibliographiques sur la visualisation de l'écoulement.....	124
Chapitre IV - Etude hydrodynamique de l'ébullition en milli-canaux.....	127
IV - 1. Analyse qualitative des Diagrammes Spatio-Temporels .....	127
IV - 1.1. Avantages et inconvénients de la méthode .....	127
IV - 1.2. Phénomènes d'ébullition en milli-canaux .....	129
IV - 1.2.1. En canaux droits fraisés (P-CDF) .....	130
IV - 1.2.2. En canaux droits produits par fabrication additive métallique.....	132
IV - 1.2.3. Incidence de l'éjection du liquide sur les performances du vaporiseur .....	135
IV - 1.3. Régimes hydrodynamiques identifiés.....	135
IV - 1.4. Conclusion .....	137
IV - 2. Analyse quantitative des Diagrammes Spatio-Temporels.....	137
IV - 2.1. Caractéristiques de l'ébullition périodique .....	137
IV - 2.1.1. Plaque P-CDF .....	138
IV - 2.1.2. Plaque P-CD3D .....	140
IV - 2.1.3. Effet de la pression.....	141
IV - 2.2. Qualité de vapeur estimée à l'aide des diagrammes .....	142
IV - 2.3. Carte de régimes hydrodynamiques.....	143
IV - 2.3.1. Rapport des vitesses superficielles.....	144
IV - 2.3.2. Influence de la valeur de $\alpha_{film}$ .....	146
IV - 2.3.3. Etablissement de la carte de régimes hydrodynamiques selon la méthode de Revellin et Thome.....	148
IV - 2.4. Conclusion .....	150
IV - 3. Etude de canaux à sections droites variables.....	150
IV - 3.1. Géométries étudiées .....	150
IV - 3.2. Hydrodynamique dans les géométries .....	152
IV - 3.2.1. Géométries linéaires.....	152
IV - 3.2.2. Géométrie en échelle .....	154
IV - 3.2.3. Géométries à motifs .....	154
IV - 3.3. Effet de la restriction d'entrée.....	156
IV - 3.4. Conclusion : création et exploitation de la plaque à motifs (P-CDMTF) .....	157

IV - 4. Conclusion .....	160
Références bibliographiques du Chapitre IV.....	162
Annexe IV - 1 : Expériences menées pour l'étude hydrodynamique de la vaporisation dans les plaques .....	163
A.IV - 1 - 1 : Campagne d'expériences sous pression atmosphérique. ....	163
A.IV - 1 - 2 : Campagne d'expérience sous une pression de 4,5 bar.....	165
A.IV - 1 - 3 : Plaque multi-géométrie .....	166
A.IV - 2 - 1 : Relevés sur la plaque P-CDF ( $P \approx 1 \text{ bar}$ ).....	167
A.IV - 2 - 2 : Relevés sur la plaque P-CD3D ( $P \approx 1 \text{ bar}$ ).....	169
A.IV - 2 - 3 : Relevés sur la plaque P-CD3D ( $P = 4,5 \text{ bar}$ ).....	171
Annexe IV - 3 : Visualisation sur l'ensemble des 10 DST de la synchronicité des minimums et maximums du niveau de liquide dans les canaux.....	173
Chapitre V - Étude thermique du vaporiseur.....	177
V - 1. Températures sur le banc de test.....	178
V - 2. Détermination des pertes thermiques du vaporiseur.....	179
V - 2.1. Estimation des pertes sans écoulement d'eau .....	180
V - 2.2. Utilisation de capteurs de flux .....	180
V - 2.3. Mesure des pertes thermiques par suivi du refroidissement du module .....	182
V - 2.4. Modélisation du coefficient de pertes thermiques $H_{pertes}$ .....	184
V - 2.5. Conclusion .....	186
V - 3. Analyse du comportement thermique du vaporiseur d'étude .....	186
V - 3.1. Campagnes expérimentales réalisées .....	187
V - 3.2. Définition d'un nouveau critère adimensionnel représentatif.....	188
V - 3.2.1. Choix d'un critère d'analyse global pour l'analyse des résultats.....	188
V - 3.2.2. Estimation de la température en entrée du vaporiseur.....	189
V - 3.3. Puissance cédée par l'huile et pertes thermiques .....	190
V - 3.4. Performances de vaporisation.....	193
V - 3.4.1. Qualité de vapeur produite en fonction des conditions opératoires .....	193
V - 3.4.2. Comparaison avec un vaporiseur idéal infini.....	196
V - 3.5. Influence de la préchauffe du débit d'eau dans le distributeur sur la qualité de vapeur .....	197
V - 3.5.1. Répartition de la puissance utile cédée par l'huile .....	197
V - 3.5.2. Caractérisation de la préchauffe dans le distributeur et de son influence sur la qualité.....	200
V - 4. Coefficients de transfert thermique diphasique .....	204
V - 4.1. Méthodologie de calcul .....	204
V - 4.2. Coefficients de transfert thermique estimés .....	206
V - 5. Conclusion de l'étude thermique du vaporiseur .....	207
Référence bibliographique du Chapitre V .....	209

Annexe V - 1 : Expériences réalisées .....	210
A.V - 1 - 1 : Estimation des pertes thermiques .....	210
A.V - 1 - 1. 1 : Par convection d'huile chaude .....	210
A.V - 1 - 1. 2 : Par des capteurs de densité de flux thermique .....	211
A.V - 1 - 1. 3 : Par l'étude de la cinétique de refroidissement du module de vaporisation .....	213
A.V - 1 - 2 : Campagnes expérimentales sur la vaporisation en canaux milli-structurés .....	213
A.V - 1 - 2. 1 : Répétabilité des mesures .....	213
A.V - 1 - 2. 2 : Première campagne .....	214
1. Influence de la température de préchauffe de l'eau .....	214
2. Influence de la température du bain d'huile.....	215
3. Influence du débit d'huile .....	216
A.V - 1 - 2. 3 : Seconde campagne.....	217
1. Sous pression atmosphérique.....	217
2. Sous 4,5 Bar .....	220
Annexe V - 2 : Analyse classique des facteurs et paramètres opératoires.....	221
A.V - 2 - 1 : Influence de la température d'huile et du débit d'eau .....	221
A.V - 2 - 2 : Influence du débit d'huile .....	222
A.V - 2 - 3 : Influence de la pression .....	224
A.V - 2 - 4 : Influences des paramètres géométriques des canaux.....	226
A.V - 2 - 4. 1 : Influence de l'état de surface sur la vaporisation .....	227
1. Sous pression atmosphérique.....	227
2. Sous pression modérée (4,5 bar).....	228
A.V - 2 - 4. 2 : Influence de la variation de la section droite des canaux .....	229
A.V - 2 - 5 : Coefficient de transfert thermique diphasique .....	231
Annexe V - 3 : Estimation de la température d'entrée de l'eau .....	233
Annexe V - 4 : Variation de la température T1 en fonction de la plaque et de RQ .....	235
Chapitre VI - Outil de dimensionnement d'un vaporiseur compact.....	241
VI - 1. Simulation d'un vaporiseur compact .....	241
VI - 2. Cas n°1 : vaporiseurs compacts du démonstrateur Air Liquide.....	246
VI - 2.1. Intégration thermique du procédé .....	246
VI - 2.2. Contraintes de dimensionnement.....	248
VI - 2.2.1. Contraintes technologiques .....	248
VI - 2.2.2. Contraintes opératoires .....	249
VI - 2.2.3. Contraintes d'encombrement.....	250
VI - 2.3. Prédimensionnement du vaporiseur monobloc .....	250
VI - 2.3.1. Du vaporiseur compact aux trois passes du monobloc .....	250
VI - 2.3.2. Simulation de référence.....	251
VI - 2.3.3. Influence du nombre de structures .....	255

VI - 2.3.4. Influence de la longueur des passes.....	258
VI - 2.3.5. Sensibilité de la configuration optimale au débit d'eau entrant.....	262
VI - 2.3.6. Conclusion.....	263
VI - 2.4. Confrontation entre simulation et observation .....	264
VI - 2.5. Conclusion .....	267
VI - 3. Cas n°2 : remplacement d'un WHB industriel .....	268
VI - 3.2. Utilisation de 300 vaporiseurs en parallèle .....	269
VI - 3.3. Optimisation du nombre de vaporiseurs et de la longueur des canaux.....	270
VI - 3.4. Conclusion .....	273
VI - 4. Méthodologie de prédimensionnement de vaporiseurs produits par fabrication additive .....	274
VI - 4.1. Organigramme général de la méthodologie .....	274
VI - 4.2. Schéma d'intégration du (des) courant(s) chauds .....	275
VI - 4.3. Paramètres géométriques du vaporiseur.....	276
VI - 4.3.1. Diamètre des canaux utilisés .....	276
VI - 4.3.2. Nombre de canaux gaz au sein d'une structure .....	277
VI - 4.3.3. Epaisseur minimale de la paroi.....	277
VI - 4.3.4. Disposition des canaux chauds dans la structure .....	277
VI - 4.4. Nombre maximal de structures dans un vaporiseur .....	278
VI - 4.5. Optimisation du nombre de structures et de la longueur des passes.....	278
VI - 4.5.1. Vaporisation partielle ou totale sous des pressions supérieures à 10 bar ....	278
VI - 4.5.2. Vaporisation totale sous des pressions inférieures à 10 bar .....	278
VI - 4.5.3. Vaporisation partielle sous des pressions inférieures à 10 bar.....	279
VI - 5. Conclusion .....	280
Référence bibliographique du Chapitre VI .....	282
Annexe VI - 1 : Nombre de canaux gaz dans les structures et problématique de la distribution des fluides .....	283
Annexe VI - 2 : Sensibilité du transfert thermique global en fonction de la valeur du coefficient de transfert thermique de l'écoulement d'eau diphasique .....	285
Conclusion générale.....	289
Perspectives.....	292

# Nomenclature

$a$	Vitesse l'élévation de l'hélice selon l'axe $z$	$m \cdot s^{-1}$
$A$	Section droite de l'écoulement	$m^2$
$C$	Paramètre corrélé	–
$C_f$	Coefficient de frottement	–
$C_p$	Capacité calorifique massique	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$dP_f$	Pertes de charge par frottement	Pa
$dP_s$	Pertes de charge singulières	Pa
$D$	Coefficient caractéristique du patch de mesure de densité de flux thermique	$Vm^2/W$
$D_h$	Diamètre hydraulique	m
$e$	Épaisseur	m
$e_X$	Incertitude absolue du paramètre $X$	Unité de $X$
$E$	Facteur de suppression	–
$g$	Accélération de la pesanteur	$m \cdot s^{-2}$
$f_{vidéo}$	Fréquence d'acquisition de la vidéo	$s^{-1}$
$f_{tp}$	Facteur de frottement de l'écoulement à l'équilibre liquide-vapeur	–
$F$	Facteur d'amélioration	–
$\dot{F}$	Densité de flux thermique mesurée par les patches	$W \cdot m^{-2}$
$G$	Débit spécifique de fluide	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$
$h$	Coefficient de transfert thermique convectif local	$W \cdot m^2 \cdot K^{-1}$
$H$	Coefficient de transfert thermique convectif	$W \cdot m^2 \cdot K^{-1}$
$Haut$	Hauteur	m
$He$	Enthalpie du fluide	W
$l$	Dimension caractéristique	m
$L$	Longueur	m
$L_{lpp}$	Libre parcours moyen	m
$m$	Masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	$kg \cdot s^{-1}$
$M$	Masse molaire	$kg \cdot mol^{-1}$
$n_{col,pix}$	Nombre de colonnes de pixels relevées	–
$p$	Pas de l'hélice	m
$p_m$	Périmètre mouillé	m
$P$	Pression dans l'écoulement	Pa
$P_R$	Pression réduite	–
$P_{crit}$	Pression critique	Pa
$\dot{q}$	Densité de flux thermique	$W \cdot m^{-2}$
$q''_H$	Densité de flux thermique à la paroi	$W \cdot m^{-2}$
$\dot{Q}$	Puissance thermique	W
$R$	Rayon de l'hélice	m
$R_C$	Rayon de courbure	m
$R_p$	Rugosité de la paroi	m
$R_t$	Résistance thermique	$K \cdot W^{-1}$
$S_i$	Surface d'échange	$m^2$
$t$	Temps	s
$T$	Température	°C
$T_{osci}$	Période d'oscillation du niveau de liquide dans les canaux	s
$u$	Vitesse du fluide	$m \cdot s^{-1}$
$U$	Tension	V
$V$	Volume	$m^3$

$W_c$	Largeur de paroi entre deux canaux	m
$x$	Qualité de vapeur	-
$X_1/X_2$	Position des frontières entre les passes dans le vaporiseur monobloc intensifié	m
$X_{tt}$	Paramètre de Martinelli	-
$z$	Abscisse dans un canal selon la direction de l'écoulement	m
$Z$	Facteur de forme	-
$\Delta H_{vap}$	Enthalpie massique de vaporisation	J. kg <sup>-1</sup>

## Nombres Adimensionnels

$Bo$	Nombre d'ébullition
$Co$	Nombre de confinement
$De$	Nombre de Dean
$EO$	Nombre d'Eötvös
$Fr$	Nombre de Froude
$Kn$	Nombre de Knudsen
$Nu$	Nombre de Nusselt
$Pr$	Nombre de Prandtl
$Re$	Nombre de Reynolds
$S_r$	Slip ratio – rapport des vitesses superficielles
$Su$	Nombre de Suratman
$We$	Nombre de Weber

## Lettres grecques

$\alpha$	Fraction de vide (volumique) locale de la phase gaz	–
$\beta$	Coefficient de forme	–
$\gamma$	Facteur correctif	–
$\Delta$	Différence de...	–
$\theta$	Angle avec l'horizontale	rad
$\kappa$	Diffusivité thermique	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>
$\lambda$	Conductivité thermique	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$\mu$	Viscosité dynamique	Pa.s
$\nu$	Viscosité cinématique	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>
$\rho$	Masse volumique	kg.m <sup>-3</sup>
$\sigma$	Tension superficielle	N.m <sup>-1</sup>
$\tau$	Temps de passage	s
$\varphi$	Fréquence de génération de vapeur	s <sup>-1</sup>
$\phi$	Coefficient multiplicateur	–
$\Omega$	Section droite de l'écoulement	m <sup>2</sup>

## Exposants

0	Au temps initial
<i>in</i>	En entrée de canaux
<i>out</i>	En sortie de canaux
<i>struct</i>	Relatif à une structure

## Indices

0	Au temps initial
<i>amb</i>	Ambiante
<i>bouchon</i>	Bouchon de liquide éjecté
<i>canal</i>	Canal
<i>cedée</i>	Cédée par
<i>chicane</i>	Chicane
<i>conv/cb</i>	Ébullition convective
<i>di</i>	Dryout Incipience, Apparition du phénomène de CHF
<i>dispo</i>	Disponible
<i>e/eau</i>	Eau
<i>elec</i>	Fournie par les cartouches électriques chauffantes
<i>ext</i>	Extérieur(e)
<i>f/fluide</i>	Fluide
<i>film</i>	Film de liquide
<i>g/gaz</i>	Gaz
<i>glob</i>	Global
<i>H</i>	Chauffé
<i>HEM</i>	Du modèle à phase homogène
<i>huile</i>	Huile thermique
<i>in</i>	En entrée de canaux
<i>l/liq</i>	Phase liquide
<i>LS</i>	Liquide saturé
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum
<i>moy</i>	Moyen
<i>nb</i>	Ébullition par nucléation
<i>osci</i>	Oscillation du liquide
<i>p</i>	Paroi
<i>pertes</i>	Pertes thermiques
<i>ref</i>	De référence
<i>s</i>	Serpentin
<i>sat</i>	Phase saturée
<i>sp</i>	Single-phase, écoulement monophasique
<i>struct</i>	Relatif à une structure
<i>tot</i>	Total
<i>tp</i>	Two-phase, écoulement à l'équilibre liquide-vapeur
<i>tube</i>	Tube
<i>utile</i>	Utile à la vaporisation
<i>v</i>	Phase vapeur
<i>vapo</i>	Relatif au vaporiseur
<i>vidéo</i>	Vidéo à haute vitesse
<i>VS</i>	Vapeur saturée



## Abréviations

CD3D	Canaux droits produits par fabrication additive (Impression 3D)
CDF	Canaux droits fraisés
CDMTF	Canaux droits fraisés avec motifs triangulaires
CHF	Phénomène de flux de chaleur critique
FAIR	Fabrication Additive pour l'Intensification des Réacteurs
HEM	Homogeneous Equilibrium Model, modèle à phase homogène
MG	Multi-géométrie
SMR	Vaporeformage du méthane (Steam Methane Reforming)
WHB	Chaudière à chaleur perdue (Waste Heat Boiler)

# Liste des Figures

Figure I - 1. Vaporeformeur du projet Loki-R : canaux brasés (haut gauche), plaques milli-structurées (haut droite), reformeur brasé (bas). .....	3
Figure I - 2. Exemple de taille d'un bouilleur à chaleur perdue de taille standard. ....	5
Figure I - 1. Plaquette publique de présentation du projet FAIR (Source : Air Liquide). ....	11
Figure I - 2. P&ID simplifié du procédé SMR. ....	12
Figure I - 3. Exemple de WHB : installé sur site (à gauche) et arrangement spatial interne des tubes (à droite). (Brochure Process Gas Cooler Alstom). ....	12
Figure I - 4. Canaux étudiés par Deng et al. (2015) : « réentrants » (a) et rectangulaires (b). .	16
Figure I - 5. Densité de flux transférée entre un fil chauffant et de l'eau sous pression atmosphérique, Nukiyama. ....	21
Figure I - 6. Description de l'ébullition d'un fluide dans un tube vertical avec un écoulement de bas en haut, Kakaç et al. ....	23
Figure I - 1. Description de l'ébullition d'un fluide dans un tube horizontal avec un écoulement de gauche à droite, Collier et Thome, (1994). ....	23
Figure I - 7. Régimes hydrodynamiques de l'ébullition du R134a sous 10 bar pour des diamètres de tube de 1,1 mm (a), de 2,01 mm (b), de 2,88 mm (c) et 4,26 mm (d). Chen et al., (2006). ....	27
Figure I - 8. Carte de régimes hydrodynamiques pour le R134a dans un tube de 2,01 mm sous 10 bar (Chen et al. (2006)) et comparaison avec le modèle unifié de Taitel (1990). ....	29
Figure I - 9. Cartes de régimes présentant les frontières de transition de régimes d'ébullition du R134a issues de l'expérience (a) et corrélées (b), Revellin et Thome (2007). ....	30
Figure I - 10. Carte de régime proposée par Harirchian et Garimella (2012). ....	31
Figure I - 11. Variation qualitative du coefficient de transfert thermique en mini- et micro-canaux soumis à une densité de flux thermique uniforme en fonction des régimes hydrodynamiques pour une prédominance de l'ébullition par nucléation (haut) et une prédominance de l'ébullition par convection (bas), Kim et Mudawar (2014). ....	32
Figure I - 12. Évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative .....	40
Figure II - 1. Profil de température d'un échange thermique entre un écoulement de gaz chauds et un écoulement d'eau à l'équilibre liquide/vapeur, négligeant les résistances dans la paroi et d'encrassement .....	55
Figure II - 2. Représentation d'une hélice circulaire. ....	57
Figure II - 3. Arrangement spatial des canaux des structures : motif à canaux droits (vue en coupe (a)), motif à canaux spiralés (vue de profil (b) et vue en coupe (c)). ....	57
Figure II - 4. Section droite occupée par les différents motifs : à canaux droits (a) et à canaux spiralés (b). ....	58
Figure II - 5. Impact de la forme du motif {4 canaux gaz ; 1 canal eau} sur leur agencement dans une surface donnée, (a) motif à canaux droits et (b) motif à canaux spiralés. ....	59
Figure II - 6. Dépendance du pas de l'hélice en fonction du nombre de canaux utilisés : (a) deux canaux et (b) quatre canaux. ....	60

Figure II - 7. Évolution de la distance entre les canaux gaz en fonction du nombre de canaux	61
Figure II - 8. Influence du nombre de canaux chauds sur le rapport de surface d'échange entre la veine chaude et la veine froide pour un motif	61
Figure II - 9. Champs de vitesses selon la section droite de l'écoulement à : (a) Dean = 100 Re = 500, (b) De = 400 Re = 2000 et (c) De = 600 Re = 3000 (Bubolz et al., (2002)).	62
Figure II - 10. Évolution des températures dans les canaux gaz pour différents motifs.	65
Figure II - 11. Profil de température dans un échangeur en fonction du mode de chauffe utilisé.	67
Figure II - 12. Vue explosée du vaporiseur d'étude, de gauche à droite : le couvercle de maintien, la vitre de visualisation, la plaque milli-structurée et le bloc multi-tâche	69
Figure II - 13. Photo de la plaque milli-structurée P-CDF	70
Figure II - 14. Plan de la plaque structurée à milli-canaux (vue de droite (gauche), vue de face (centre) et vue en coupe (droite)).	71
Figure II - 15. Plan du couvercle maintenant la vitre (vue de face (gauche) et vue en coupe (droite)).	72
Figure II - 16. Vue explosée(a) et vue en coupe (b) de la structure du vaporiseur	73
Figure II - 17. Géométries possibles pour l'aménagement du canal huile dans l'espace disponible du bloc multitâche : écoulement en film (a), plusieurs milli-canaux verticaux (b) et un unique canal en aller-retour (c).	74
Figure II - 18. Synoptique de l'algorithme utilisé pour l'optimisation de la température d'entrée de l'huile.	75
Figure II - 19. Présentation des grandeurs opératoires dimensionnantes issues de l'optimisation pour un débit d'huile égal à 7 L/min et température de paroi fixée à 100 °C : nombre de tronçons d'aller-retour du canal huile en fonction de la largeur du canal (haut – gauche), évolution de la surface d'échange côté huile (haut – droite), de la température d'entrée d'huile (bas – gauche) et des pertes de charge linéaires (bas – droite) en fonction de la largeur et de la profondeur du canal huile. Croix rouge : couple hauteur – profondeur retenue.	78
Figure II - 20. Cartes des couples {largeur, profondeur} satisfaisants les critères de dimensionnement du le canal huile suivant : température d'entrée max 200°C, pertes de charge max 7 bar. Débits d'huile utilisés : 3,5 et 7 L/min.	79
Figure II - 21. Schéma détaillé du bloc multitâche (vue de face (gauche) et vue en coupe (droite)).	80
Figure II - 22. Différentes géométries de canaux gravées ou imprimée sur les plaques milli-structurées étudiées.	82
Figure II - 23. PI&D du pilote de vaporisation (1 : bain d'huile ; 2 : pompe huile ; 3 : débitmètre d'huile ; 4 : capteur de pression d'huile ; 5 : réservoir d'eau ; 6 : pompe eau ; 7 : débitmètre de la veine eau ; 8 : bain de préchauffe de l'eau ; 9 : condenseur ; 10 : cryostat ; 11 : déverseur de pression ; 12 : capteur de pression absolue ; 13 : capteur de pression différentielle).	84
Figure II - 24. Arrangement des spires dans la cuve du bain thermostaté Julabo ME-6.	85
Figure II - 25. Comparaison de la taille d'une bride avec le module de vaporisation	87
Figure II - 26. Organisation spatiale du pilote (1 : bain d'huile ; 2 : pompe huile ; 3 : débitmètre d'huile ; 4 : capteur de pression d'huile ; 5 : réservoir d'eau ; 6 : pompe eau ; 7 : débitmètre de la veine eau ; 8 : bain de préchauffe de l'eau ; 9 : condenseur ; 10 : cryostat ; 11 : déverseur de pression ; 12 : capteur de pression absolue ; 13 : capteur de pression différentielle).	88

Figure II - 27. Évolution et stabilisation des températures mesurées sur le banc de test lors d'une procédure de démarrage pour les conditions opératoires suivantes : Débit d'huile 180 kg/h, Température de l'huile dans le bain : 130°C, Débit d'eau : 3,1 kg/h, Température du bain de préchauffe de l'eau : 80°C, Pression atmosphérique. ....	89
Figure II - 28. Évolution de la perte de charge maximale supportée par la pompe en fonction du débit et de la viscosité du fluide pompé .....	95
Figure II - 29. Évolution des coefficients a et b en fonction de la viscosité .....	96
Figure II - 30. Ecart et intervalles de confiance du modèle en fonction de la viscosité.....	97
Figure III - 1. Bilan enthalpique sur le vaporiseur.....	103
Figure III - 2. Bilan de chaleur sur le vaporiseur en refroidissement .....	106
Figure III - 3. Évolution de la température moyenne du bloc en fonction du temps lors d'un refroidissement par pertes thermiques à partir d'une température initiale égale à 137,6°C.....	107
Figure III - 4. Observation de régime hydrodynamique (a) par Lu et al., (2017) et visualisation d'écoulement (b) par Vasileiadou et al., (2017).....	109
Figure III - 5. Visualisation de l'écoulement dans un canal de la plaque milli-structurée. ....	110
Figure III - 6. Méthode utilisée pour la création des DST appliquée dans un cas simple.....	111
Figure III - 7. Vue rapprochée d'un canal de 24 pixels de large sur une image issue d'une vidéo haute-fréquence.....	112
Figure III - 8. Diagramme spatio-temporel d'un écoulement d'eau en ébullition dans un canal semi-circulaire de 2 mm de diamètre. Débit d'huile 50 kg/h, température de l'huile 130°C, débit d'eau 1 kg/h, température de préchauffe de l'eau 50°C, canal n°4. ....	113
Figure III - 9. Premiers éléments d'interprétation d'un diagramme spatio-temporel, zoom de la Figure III - 8 entre 2,5 et 3,1 s. ....	114
Figure III - 10. Mesure de la hauteur d'un bouchon de liquide éjecté par la croissance d'une bulle. ....	115
Figure III - 11. Relevé de la fraction de vide locale instantanée au cours du temps à une position donnée dans le canal grâce à un diagramme spatio-temporel.....	117
Figure III - 12. Influence du rapport $Sr$ sur la qualité de vapeur calculée pour de l'eau en équilibre liquide-vapeur sous pression atmosphérique ( $\rho_v = 0,59 \text{ kg/m}^3$ ; $\rho_l = 950 \text{ kg/m}^3$ ). ....	118
Figure III - 13. Séparation des canaux en zones mono- et diphasique pour l'estimation des coefficients de transfert thermique diphasique.....	119
Figure IV - 1. Inconvénients de la création des diagrammes : zoom sur un canal (a), épaisseur des interfaces (b) et sensibilité à l'exposition des canaux (c).....	128
Figure IV - 2. Correction des diagrammes par la manipulation des niveaux de gris des images issues des vidéos haute-fréquences : aucune modification (gauche), par division des niveaux de gris (centre) et par soustraction des niveaux de gris (droite). ....	129
Figure IV - 3. Zoom sur la représentation sur les diagrammes de la nucléation spontanée (gauche, 1 : nucléation de la bulle, 2 : départ de la bulle du site de nucléation, 3 : transformation de la bulle isolée en bouchon de vapeur) et du phénomène périodique (droite, 1 : montée du liquide dans le canal, 2 : niveau de liquide maximal atteint, 3 : redescente du liquide, 4 : nucléation de bulles en cascade). Débit d'huile : 75 kg/h, Température de l'huile : 130°C, Débit d'eau : 2 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique pour la plaque P-CDF. ....	130

Figure IV - 4. Vue superposée des diagrammes de 3 canaux adjacents. Débit d'huile : 75 kg/h, Température de l'huile : 130°C, Débit d'eau : 2 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique pour la plaque P-CDF.....	131
Figure IV - 5. État de surface mesuré au fond des canaux des plaques P-CDF (haut) et P-CD3D (bas) avec un profilomètre optique 3D NPFLEX™ de chez BRUKER avec un objectif « super long working distance » x10 multiplié x0.55.....	133
Figure IV - 6. DST du canal 5 de la plaque P-CD3D pour l'expérience suivante : Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	134
Figure IV - 7. Régimes hydrodynamiques et leurs représentations observés sur les diagrammes : régime de bulles (a), régime de bouchons (b), régime de churn (c) et régime annulaire et régime d'assèchement (d).....	135
Figure IV - 8. Identification des régimes hydrodynamiques sur un diagramme spatio-temporel : diagramme brut (à gauche) et régimes identifiés (à droite). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 3 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	136
Figure IV - 9. Mesure de la période temporelle et de l'amplitude des oscillations du niveau de liquide sur les diagrammes spatio-temporels.....	138
Figure IV - 10. Évolution de l'amplitude (haut) et de la période (bas) des oscillations du niveau de liquide dans les différents canaux de la plaque P-CDF (barres d'erreur : écarts types sur la grandeur représentée). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : 0,3 et 4,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	140
Figure IV - 11. Évolution de l'amplitude (haut) et de la période (bas) des oscillations en fonction du débit d'eau entrant pour les plaques P-CDF et P-CD3D (barres d'erreur : écarts types sur la grandeur représentée). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 6,3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	141
Figure IV - 12. Évolution de l'amplitude (haut) et de la période (bas) des oscillations en fonction du débit d'eau entrant pour la plaque P-CD3D (barres d'erreur : écarts types sur la grandeur représentée). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 6,3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique – 4,5 bar.....	142
Figure IV - 13. Position des joints plats entre la plaque milli-structurée et la vitre provoquant l'augmentation de la section droite du canal (zone en damier).....	143
Figure IV - 14. Évolution de la qualité de vapeur en sortie des canaux en fonction de la fraction de vide moyenne locale avec l'hypothèse $\alpha_{film} = 0,5$ . Débit d'huile : 180 kg/h, Température de l'huile : 140°C, Débit d'eau : [0,3 – 3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	146
Figure IV - 15. Évolution de la valeur du rapport optimisé des vitesses $S_r$ en fonction de la valeur supposée de $\alpha_{film}$ pour la campagne d'expériences : Débit d'huile : 180 kg/h, Température de l'huile : 140°C, Débit d'eau : [0,3 – 3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	147
Figure IV - 16. Évolution de la qualité de vapeur calculée par l'équation (3.17) en fonction du couple $\{\alpha_{film} ; S_r\}$ . Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : [0,3 – 3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	148

Figure IV - 17. Carte de régimes hydrodynamiques. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : [0,3 – 3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	149
Figure IV - 18. Extrait de diagrammes spatio-temporels des canaux à géométries linéaires. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	153
Figure IV - 19. Diagramme spatio-temporel du canal central de la géométrie de l'échelle. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	154
Figure IV - 20. Extrait de diagrammes spatio-temporels des canaux à motifs. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	155
Figure IV - 21. Interruption de l'éjection d'un bouchon de liquide par les triangles à contre-courant. Pas de temps entre les images : 1/420 s, Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	156
Figure IV - 22. Influence des restrictions d'entrée des canaux sur l'écoulement diphasique en canaux droits : sans restriction sur la plaque P-CDF (gauche) et avec restriction sur la plaque P-MG (droite). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 6 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	157
Figure IV - 23. Extrait de diagrammes du canal à triangles de la P-MG et d'un canal de la P-CDMTF. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit spécifique d'eau : 25 kg/s/m <sup>2</sup> , Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	159
Figure IV - 24. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau et de la plaque utilisée. Température du bain d'huile : 140 °C, Débit d'huile : 180 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique, Plaques : P-CDF et P-CD3D.....	160
Figure IV - 25. Synchronicité des minimums et maximums du niveau de liquide dans les canaux sur 10 DST, Plaque : P-CDF, Débit d'huile : 180 kg/h, Température d'huile dans le bain : 130 °C, Débit d'eau : 0,9 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	173
Figure V - 1. Nomination des sondes PT100 sur le P&ID du banc de test .....	178
Figure V - 2. Profils de températures au sein du vaporiseur dans le cas de la vaporisation partielle (gauche) et dans le cas de la vaporisation totale (droite). Température du bain d'huile : 140 °C, Débit d'huile : 182 kg/h] Débit d'eau : 0,3 kg/h (droite) et 6,1 kg/h (gauche), Température d'entrée de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	179
Figure V - 3. Pertes thermiques mesurées par bilan thermique sur le vaporiseur chauffé par une convection d'huile chaude. Température du bain d'huile [130 - 190°C], Débit d'huile [35 – 127,5 kg/h]. .....	180
Figure V - 4. Pertes thermiques calculées à partir de la mesure du flux thermique sortant des parois du vaporiseur. Température du bain d'huile : [130 – 160 °C], Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 6,1] kg/h, Température du bain de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	181
Figure V - 5. Évolution de la puissance de pertes thermiques en fonction de la différence de température entre la température moyenne du vaporiseur et l'ambiante pour différents débits d'huile.....	182

Figure V - 6. Comparaison de la densité de flux mesurée par les patchs et estimée par l'équation (3.20).....	183
Figure V - 7. Comparaison des profils de température moyenne mesurée et calculée du refroidissement du vaporiseur à température ambiante à partir d'une température initiale de 115,7 °C. ....	183
Figure V - 8. Évolution et régression des pertes thermiques en fonction de la différence de température entre le module et l'ambiante.....	185
Figure V - 9. Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif obtenus par le modèle et par l'utilisation du Rayleigh. ....	186
Figure V - 10. Variation relative de la température : de l'huile en fonction du débit d'huile (gauche), de l'eau en fonction du débit d'eau (droite). ....	189
Figure V - 11. Évolution de la température d'entrée de l'eau en fonction de la température du bain de préchauffe.....	190
Figure V - 12. Évolution du rapport $Q_{pertes}/Q_{huile}$ en fonction du critère $RQ$ pour toutes les expériences. Étiquettes : température d'entrée de l'huile.....	191
Figure V - 13. Évolution de la puissance de pertes thermiques, de la puissance cédée par l'huile et de la température de l'huile en entrée pour les expériences des deux campagnes, triées avec du rapport $Q_{pertes}/Q_{huile}$ décroissant.....	192
Figure V - 14. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du critère $RQ$ pour les expériences des deux campagnes réalisées à la pression atmosphérique. ....	193
Figure V - 15. Influence du débit d'huile sur la qualité de vapeur. Température du bain d'huile : 130 °C, Température du bain d'eau 50°C, Pression : atmosphérique – Étiquettes de données débit d'eau en kg/h. ....	194
Figure V - 16. Influence de la plaque sur la qualité de vapeur produite pour la deuxième campagne expérimentale. Température d'entrée de l'huile : [110 – 170] °C, Débit d'huile : 180 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 6,2] kg/h, Température dans le bain d'eau 80°C, Pression : 1 bar – Étiquettes de données : débit d'eau dans le vaporiseur.....	195
Figure V - 17. Évolution de la qualité de vapeur produite en fonction du rapport $Rm$ (gauche) et du rapport entre le débit vaporisé et le débit $meau, max$ (droite), toutes expériences confondues. ....	196
Figure V - 18. Répartition de la puissance cédée par l'huile dans le vaporiseur. ....	197
Figure V - 19. Évolution de la répartition de la puissance cédée par l'huile à l'eau et des conditions opératoires en fonction de la qualité de vapeur produite à la pression atmosphérique. ....	199
Figure V - 20. Évolution de la répartition de la puissance cédée par l'huile à l'eau pour un débit d'huile de 110 kg/h et une température d'entrée de l'huile de 121 °C en fonction de la qualité de vapeur à la pression atmosphérique.....	200
Figure V - 21. Évolution de la qualité de vapeur en sortie du vaporiseur en fonction de $R_{préchauffe}$ pour l'ensemble de la seconde campagne expérimentale sur la comparaison des plaques. ....	201
Figure V - 22. Diagrammes spatio-temporels pour différentes expériences à différents $R_{préchauffe}$ sur la plaque P-CD3D. Température d'huile dans le bain : 130 °C, Débit d'huile : 185 kg/h, Pression : atmosphérique, Débit entrant d'eau ( $R_{préchauffe}$ ) : (a) 0,3 kg/h (99 %), (b) 0,6 kg/h (96 %) et (c) 4,5 kg/h (36 %). ....	202

Figure V - 23. Évolution du niveau d'eau minimal et maximal dans les canaux en fonction du <i>Rpréchauffe</i> . Plaque :P-CD3D, Débit d'huile : 185 kg/h, Température d'entrée d'huile : [123 – 132 – 140] °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau 80 °C et Pression : atmosphérique.....	203
Figure V - 24. Évolution de la température de la paroi et de la température de l'eau en fonction de la position dans les canaux.....	205
Figure V - 25. Évolution du coefficient de transfert diphasique en fonction du débit d'eau pour la deuxième campagne expérimentale.....	206
Figure V - 26. Évolution de la qualité de vapeur produite en fonction de la température d'entrée d'huile et du débit d'eau dans la P-CDF. Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température d'entrée d'huile : [123,5– 141°C], Débit d'huile : 180 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique.....	221
Figure V - 27. Répartition de la puissance cédée par l'huile dans le vaporiseur. Débit d'huile : 180 kg/h, Température d'entrée de l'huile : 128,5 °C, Température d'entrée de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique.....	222
Figure V - 28. Évolution de la qualité de vapeur produite dans le vaporiseur en fonction du débit d'huile et du débit d'eau. Température du bain d'huile : 130 °C, Température d'entrée de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique.....	224
Figure V - 29. Produit <i>hhuileS</i> en fonction du débit d'eau pour l'ensemble des jeux de conditions opératoires testés sur le banc de test. ....	224
Figure V - 30. Diagramme de Mollier de l'eau.....	225
Figure V - 31. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau à différentes pressions pour des expériences analogues sur la P-CDF, basées sur les expériences soumises à : {Pression atmosphérique ; Température dans le bain d'huile 130 °C} à gauche, {Pression atmosphérique ; Température dans le bain d'huile 140 °C} à droite. ....	226
Figure V - 32. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau pour des états de surface différents dans les canaux. Température du bain d'huile : 130 °C (haut gauche) / 140 °C (haut droite) / 150 °C (bas), Débit d'huile : 180 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique.....	228
Figure V - 33. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau sous des pressions différentes pour des expériences analogues pour la P-CD3D, basées sur les expériences soumises à : {Pression atmosphérique ; Température dans le bain d'huile 130 °C} à gauche, {Pression atmosphérique ; Température dans le bain d'huile 140 °C} à droite.....	229
Figure V - 34. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau pour différentes géométries des canaux. Température du bain d'huile : 130 °C (haut gauche) / 140 °C (haut droite) / 150 °C (bas), Débit d'huile : 180 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	230
Figure V - 35. Évolution des coefficients de transfert thermique diphasique pour la P-CD3D en fonction de la qualité moyenne et de la température de bain d'huile. Débit d'eau : [0.3 – 6.2] kg/h, Débit d'huile : 180 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique. ....	231
Figure V - 36. Photo du circuit d'huile du banc de test.....	233
Figure V - 37. Évolution de la qualité en fonction de <i>RQ</i> pour différentes valeurs de <i>hconvection</i> . Plaque P-CDF, Débit d'huile : 180 kg/h, Température d'huile dans le bain : 150 °C, Débit d'eau : [0,3 -6] kg/h, Température du bain de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique. ....	234



Figure V - 38. Évolution de T1 pour la plaque P-CDF.....	235
Figure V - 39. Évolution de T1 pour la plaque P-CD3D .....	236
Figure V - 40. Évolution de T1 pour la plaque P-CDMTF.....	236
Figure VI - 1. Volumes de contrôle dans une structure pour l'écriture des bilans : vue en coupe de la structure (gauche) et vue selon l'axe longitudinal (droite). .....	242
Figure VI - 2. Vaporisation de l'eau dans le démonstrateur (Source Air Liquide).....	247
Figure VI - 3. Schéma de principe de la vaporisation totale de l'eau en 3 passes dans un monobloc.....	247
Figure VI - 4. Dimensions d'une structure à canaux droits (vue en coupe).....	249
Figure VI - 5. Profils simulés des trois passes de vaporisation : enthalpie des écoulements (haut) et température des écoulements (bas) en fonction de la position dans le canal. ....	252
Figure VI - 6. Courbes de température en fonction de l'enthalpie totale et en fonction de la passe de l'écoulement dans le vaporiseur monobloc.....	254
Figure VI - 7. Profils de température pour les veines eau et gaz pour différents nombres de structures. ....	256
Figure VI - 8. Évolution de l'enthalpie du débit d'eau total (spécification Air Liquide) en fonction de la position dans le monobloc et du nombre de structures utilisées.....	257
Figure VI - 9. Répartition de la longueur des trois passes à partir de la situation de référence. ....	258
Figure VI - 10. Carte de la température de l'écoulement d'eau en sortie de la passe n°3 en fonction de X1 et X2. ....	259
Figure VI - 11. Carte de la température du syngas en sortie de la passe n°2 en fonction de X1 et X2.....	260
Figure VI - 12. Profils de température de l'eau et des gaz dans les trois passes pour les couples {X1 = 15 mm ; X2 = 100 mm} (haut) et {X1 = 35 mm ; X2 = 100 mm} (bas). ....	261
Figure VI - 13. Comparaison des couples satisfaisants les critères et position du couple {X1 ; X2} optimal. ....	262
Figure VI - 14. Influence du débit d'eau sur les profils de température des deux veines. ....	263
Figure VI - 15. Profils de température dans la configuration optimale du vaporiseur monobloc. ....	264
Figure VI - 16. Diagramme spatio-temporel d'un canal central de la plaque P-CD3D. Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : 0,3 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	265
Figure VI - 17. Diagramme spatio-temporel d'un canal central de la plaque P-CD3D. Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : 0,6 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.....	265
Figure VI - 18. Diagramme spatio-temporel d'un canal central de la plaque P-CD3D. Température du bain d'huile : 188 °C, Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : 0,3 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 128 °C, Pression : 4,5 bar. ....	266
Figure VI - 19. Diagramme spatio-temporel d'un canal central de la plaque P-CD3D. Température du bain d'huile : 188 °C, Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : 0,6 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 128 °C, Pression : 4,5 bar. ....	266

Figure VI - 20. Réduction du gradient thermique entre les fluides chauds en repensant les écoulements dans les blocs. ....	267
Figure VI - 21. Profils de température du syngas, de l'eau et de la paroi pour un agencement de 300 vaporiseurs en parallèle composés chacun de 896 structures à 4 canaux gaz pour un canal eau.....	270
Figure VI - 22. Carte des températures (°C) : de sortie de l'eau (haut) et du syngas (bas) en sortie de vaporiseur en fonction du nombre de structures et de la longueur des canaux. ....	271
Figure VI - 23. Intersection des domaines des cartes présentées sur la Figure VI – 20. ....	272
Figure VI - 24. Organigramme de la méthodologie de prédimensionnement d'un vaporiseur milli-structuré.....	275
Figure VI - 25. Évolution de la section droite d'une structure en fonction du nombre de canaux gaz. ....	283
Figure VI - 26. Distribution des fluides dans différentes structures : à 3 canaux gaz (gauche), à 4 canaux gaz (milieu) et à 5 canaux gaz (droite). ....	283
Figure VI - 27. Schéma de principe montrant l'ajout de matière nécessaire à la distribution des fluides dans les structures pour un nombre de canaux gaz supérieur à 5 : vue du dessus (gauche) et vue transversale (droite). ....	284
Figure VI - 28. Évolution de la résistance globale au transfert thermique en fonction de la valeur du coefficient de transfert thermique de l'écoulement eau diphasique. ....	285
Figure VI - 29. Profils de température simulés pour un coefficient de transfert thermique diphasique de 1 000 et 30 000 W/m <sup>2</sup> /K.....	286

# Liste des Tableaux

Tableau I - 1. Classification des canaux par Mehendale et al. (2000).....	14
Tableau I - 2. Classification des canaux par Kandlikar et Grande (2003).....	15
Tableau I - 3. Valeurs de référence pour le coefficient h dans le cas d'un transfert thermique par convection d'eau dans des échangeurs de chaleur à micro/milli-canaux. ....	18
Tableau I - 4. Corrélations usuelles du nombre de Nusselt pour différentes échelles et différents régimes hydrodynamiques. ....	18
Tableau I - 5. Corrélations recommandées par Kim et Mudawar (2014) pour un transfert thermique avec changement de phase en milli- et micro-canaux.....	34
Tableau I - 6. Corrélations de la qualité d'apparition du CHF comparée à la corrélation universelle de Kim et Mudawar, (2014a). ....	35
Tableau I - 7. Corrélation du coefficient de frottement en tube circulaire macroscopique.....	39
Tableau II - 1. Surface d'échange côté gaz et rapport des surfaces en fonction de la géométrie à canaux droits ou spirales. ....	58
Tableau II - 2. Paramètres de la simulation d'une convection gaz à une dimension dans les géométries proposées.....	63
Tableau II - 3. Calcul du périmètre mouillé en fonction du motif considéré .....	64
Tableau II - 4. Puissance transférée dans un motif pour une longueur de canal central de 180 mm.....	64
Tableau II - 5. Caractéristiques techniques de la pompe HNP mzs-7205. ....	93
Tableau II - 6. Caractéristiques techniques du bain thermostaté ME-6.....	93
Tableau II - 7. Caractéristiques techniques du bain thermostaté SE-6. ....	93
Tableau II - 8. Coefficients des polynômes régressés en fonction de la viscosité du fluide .....	95
Tableau III - 1. Incertitudes de mesures des grandeurs utilisées .....	120
Tableau III - 2. Références bibliographiques sur la visualisation de l'écoulement en micro/milli-canal .....	124
Tableau IV - 1. Période et amplitude moyennes des oscillations de liquide dans la plaque P-CDF pour la série d'expériences : Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 6,3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique. ....	139
Tableau IV - 2. Période et amplitude moyennes des oscillations de liquide dans la plaque P-CD3D pour la série d'expériences : Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 6,3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique. ....	140
Tableau IV - 3. Dimensions des géométries des canaux à sections variables .....	151
Tableau IV - 4. Moyennes des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CDF. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 4,5] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	167
Tableau IV - 5. Ecart type des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CDF. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 4,5] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	168

Tableau IV - 6. Moyennes des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CDF. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 4,5] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	168
Tableau IV - 7. Ecart type des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CDF. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 4,5] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	168
Tableau IV - 8. Moyennes des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	169
Tableau IV - 9. Ecart type des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.....	169
Tableau IV - 10. Moyennes des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.	170
Tableau IV - 11. Ecart type des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.	170
Tableau IV - 12. Moyennes des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,5 –5,2] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression 4,5 bar. ....	171
Tableau IV - 13. Ecart type des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : 4,5 bar. ....	171
Tableau IV - 14. Moyennes des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,5 –5,2] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : 4,5 bar. ....	172
Tableau IV - 15. Ecart type des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : 4,5 bar. ....	172
Tableau V - 1. Récapitulatif des sondes PT100 utiles.....	178
Tableau V - 2. Densité de flux thermique mesurée par les patches thermiques pour l'ensemble des expérimentations. ....	181
Tableau V - 3. Gammes opératoires utilisées pour la première campagne expérimentale. ....	187
Tableau V - 4. Gammes opératoires utilisées pour comparer les plaques P-CDF, P-CD3D et P-CDMTF. ....	188
Tableau V - 5. Ordre de grandeur des grandeurs opératoires clés du vaporiseur .....	188
Tableau V - 6. Détails de la répartition de la puissance cédée par l'huile en fonction des paramètres opératoires pour deux expériences.....	198
Tableau V - 7. Plages de variation des nombres adimensionnels de Reynolds et Prandtl. ....	223
Tableau V - 8. Conditions opératoires de deux expériences analogues l'une sous pression (4,5 bar) et l'autre sous pression atmosphérique. ....	226
Tableau VI - 1. Spécifications du procédé SMR intensifié du démonstrateur Air Liquide. ....	250
Tableau VI - 2. Conditions aux limites des 3 passes de vaporisation.....	251

Tableau VI - 3. Paramètres géométriques de la configuration de référence de la vaporisation de l'eau en 3 passes dans le démonstrateur. ....	251
Tableau VI - 4. Ordres de grandeur des résistances au transfert thermique moyennes locales dans le cas de la simulation de la Figure VI - 5 pour un monobloc en 3 passes 1000 structures. ....	253
Tableau VI - 5. Paramètres géométriques de l'étude de l'influence du nombre de structures sur la vaporisation de l'eau en 3 passes dans le démonstrateur.....	255
Tableau VI - 6. Paramètres géométriques de la configuration optimale.....	263
Tableau VI - 7. Spécifications opératoires d'un WHB de taille industrielle. ....	268
Tableau VI - 8. Spécifications et variables de design en fonction du schéma d'intégration....	276
Tableau VI - 9. Conclusion des simulations, actions correctives et leurs conséquences dans le cas d'une spécification sur la température de sortie du courant chaud. ....	279





# Introduction générale

L'énergie est depuis toujours l'un des piliers fondamentaux du bon fonctionnement des sociétés à travers le monde. Les sources d'énergie utilisées par l'homme ont varié au cours de son évolution mais l'exploitation sans cesse grandissante des gisements énergétiques soulève de nombreuses questions sur les impacts que peut avoir une telle consommation. Depuis quelques dizaines d'années, l'utilisation d'énergie est associée à un bilan carbone correspondant aux émissions de CO<sub>2</sub> de cet usage. L'utilisation massive des énergies fossiles, représentant en 2018 plus de 85 % de la consommation énergétique primaire mondiale (Statistical Review of World Energy, BP, (2019) ), a engendré le rejet dans l'atmosphère de centaines de milliards de tonnes de CO<sub>2</sub> ayant pour principale conséquence le réchauffement climatique observé ces dernières décennies. Les émissions mondiales de CO<sub>2</sub> pour l'année 2016 se partagent entre : en tête, le secteur de l'énergie et de l'électricité (41,5%), suivi du secteur des transports (24.4%) et en troisième place le secteur de l'industrie (18.9%) (Rapport annuel de l'AIE 2016). Cet ordre varie d'un pays à l'autre en fonction de la composition de son mix énergétique. Si l'on s'intéresse au cas de la France et son mix énergétique décarboné soutenu par l'énergie nucléaire, c'est le secteur des transports qui est en tête, représentant 33% des émissions totales de CO<sub>2</sub> du pays en 2000 et progressant jusqu'à 38% en 2017 (Rapport n°1632sec/2019, CITEPA, (2019)). Il est donc naturel de considérer le secteur des transports comme l'un des principaux secteurs émetteurs de CO<sub>2</sub>. Selon l'International Transport Forum (Transport Outlook 2017 ITF, (2017)), le parc automobile mondial va voir son nombre de véhicules plus que doubler d'ici 2050 dû à l'augmentation du niveau de vie des pays en développement tels que la Chine. Afin de réduire les émissions de CO<sub>2</sub> du secteur des transports existant et de celui à venir, de nombreuses innovations technologiques ont été développées afin de proposer une alternative aux carburants usuels.

En particulier, l'utilisation de l'hydrogène comme carburant est en passe de se démocratiser. Grâce aux récentes avancées sur les piles à combustible, notamment par la création de membranes nécessitant de moins en moins de métaux rares (Zhao *et al.*, (2018)), la réduction des coûts de fabrication et donc la conception de nouvelles voitures à hydrogène sont alors moins onéreuses. La pile exploite deux réactions chimiques, l'oxydation de l'hydrogène et la réduction de l'oxygène présent dans l'air, pour générer un courant électrique afin d'alimenter le moteur de la voiture. Il est alors intéressant de noter que le qualificatif de la voiture à hydrogène comme une « voiture propre » provient du fait que la réaction chimique au sein de la pile produit uniquement de l'eau sans générer de CO<sub>2</sub>. Notons ici qu'il est nécessaire d'établir l'analyse du cycle de vie de l'ensemble {voiture + carburant} pour réellement conclure sur le caractère « propre pour l'environnement ». En particulier et si l'on s'intéresse aux différentes voies de synthèse de l'hydrogène, on retrouve : le vaporeformage du méthane (49%), l'oxydation de combustible fossile (29%), la gazéification de charbon (18%) et l'électrolyse de l'eau (4%) (AFHYPAC, (2016)). La production d'hydrogène est donc quasi-exclusivement réalisée à partir de l'exploitation de ressources fossiles émettrice de CO<sub>2</sub>. A l'heure actuelle, l'hydrogène ne peut donc pas être qualifié comme un carburant « propre ». Néanmoins, son utilisation permet de concentrer les émissions de CO<sub>2</sub> aux lieux de production permettant alors un captage et une valorisation simplifiée.

Si l'on s'intéresse au développement de la filière hydrogène pour l'industrie automobile, désignée par le terme « mobilité hydrogène », on constate qu'il doit être accompagné par un



développement conjoint (ou préalable) du réseau de distribution de ce nouveau carburant. La création de ce réseau a débuté au travers d'initiatives nationales un peu partout dans le monde dès le début des années 2000. Le premier projet a été mené en Californie dès 2004 où Arnold Schwarzenegger a promu ce carburant, l'objectif étant d'équiper certaines autoroutes de stations à hydrogène. Une quarantaine de stations sont actuellement en service et une vingtaine sont en cours de développement dans l'état de Californie<sup>1</sup>. D'autres autoroutes à hydrogène ont été créées depuis, en Norvège (dès 2009, 7 stations), en Allemagne (dès 2013, 60 stations en 2018<sup>2</sup>), au Japon (dès 2012, 100 stations en 2018<sup>3</sup>) etc.

Au regard de ces chiffres, on constate que le développement de ces stations à hydrogène est relativement lent par rapport à l'intérêt toujours plus grandissant de cette molécule. Pour expliquer ce décalage, d'une part et nous l'avons vu, la pile à combustible est longtemps restée un équipement onéreux réservé aux secteurs de niches tels que l'aérospatial. D'autre part, il faut comprendre que l'hydrogène est une molécule dangereuse à manipuler. En premier lieu, sa petite taille moléculaire exige une étanchéité parfaite des contenants dans lequel il est stocké. Par ailleurs, sa grande diffusivité dans l'air (4 fois plus que pour le méthane (Cussier, (2009))), son énergie d'inflammation faible, son domaine d'inflammabilité étendu et sa forte réactivité avec l'oxygène en font un parfait composé détonant. On comprend alors que la manipulation de l'hydrogène requiert de nombreuses sécurités.

Différentes stratégies ont alors été adoptées pour ravitailler les stations à hydrogène : soit par un ravitaillement classique par camions apportant des bouteilles d'hydrogène sous pression, soit par un générateur in-situ utilisant l'électrolyse de l'eau. Chacune de ces deux solutions présente un inconvénient : le ravitaillement pose des questions sur la sécurité de la manutention de ces bouteilles mais aussi de leur transport sur les réseaux publics et l'utilisation de l'électrolyse nécessite une source importante d'énergie électrique dans les environs proches de la station. De ce constat, Air Liquide, leader mondial des gaz, technologies et services pour l'industrie et la santé, s'est donné pour objectif de proposer une alternative en concevant une unité de production d'hydrogène in-situ utilisant le gaz naturel. Cette unité mettra en œuvre un procédé de vaporeformage du méthane (Steam-Methane Reforming en anglais (SMR)). Ce procédé, habituellement présent dans les raffineries, est bien connu et permet de produire de 10 000 à 200 000 Nm<sup>3</sup>/h d'hydrogène. Ces volumes de production sont de très loin supérieurs aux volumes de distribution des stations à hydrogène qui sont de quelques kilos à 200 kg/jour, soit au maximum environ 100 Nm<sup>3</sup>/h (AFHYPAC). Pour obtenir ces volumes de production réduits, Air Liquide a fait appel à l'intensification du procédé SMR.

L'intensification des procédés est un domaine récent du génie des procédés qui a émergé à partir de 1995. Nous nous intéresserons ici à la définition proposée par Stankiewicz et Moulijn, (2000) : l'intensification des procédés est l'ensemble des équipements et des méthodes de production permettant de réduire le rapport taille sur capacité d'un procédé. L'intensification cherchera souvent à miniaturiser le procédé en utilisant des équipements compacts. Dans le cas du procédé SMR, Air Liquide vise des équipements milli-structurés pour atteindre les objectifs de production.

Une première proposition de reformeur intensifié, produit par brasage de plaques milli-structurées en acier (cf. Figure I - 1), est étudiée au cours du projet Loki-R (2008-2012). Les résultats de l'exploitation de ce dernier montrent que la production d'hydrogène est possible dans un tel équipement mais que la faible résistance de la structure face aux conditions opératoires requises dans le procédé (température supérieure à 700°C et une pression d'environ 20 bar) freine son développement. En 2016, grâce au développement de la fabrication additive métallique, Air Liquide s'entoure de neuf partenaires industriels et académiques au sein du projet FAIR (BPI France 2016-2019) pour produire un nouveau modèle de reformeur. La fabrication

<sup>1</sup> <https://cafcp.org/stationmap>

<sup>2</sup> <https://www.globenewswire.com/news-release/2019/02/15/1726095/0/en/Highest-increase-of-hydrogen-refuelling-stations-in-Germany-worldwide-in-2018-again.html>

<sup>3</sup> <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2018/10/f56/fcto-infrastructure-workshop-2018-16-ikeda.pdf>

## *Introduction générale*

additive (ou impression 3D) métallique créer un volume de matière couche après couche permettant une cohésion de la matière bien supérieure au reformeur produit par brasage du projet Loki-R.



*Figure I - 1. Vaporeformeur du projet Loki-R : canaux brasés (haut gauche), plaques milli-structurées (haut droite), reformeur brasé (bas).*

En parallèle de l'intensification du reformeur, Air liquide profite du projet FAIR pour aborder l'intensification de la vaporisation de l'eau au sein du procédé SMR. L'objectif d'Air Liquide est ici double : d'une part étudier la vaporisation de l'eau dans des milli-structures et d'autre part, envisager le remplacement des unités de vaporisation classiques, utilisant typiquement des échangeurs de type tubes-et-calandre, par des vaporiseurs compacts à milli-canaux produits par fabrication additive. On les appellera par la suite vaporiseurs compacts ou vaporiseurs structurés. Enfin et si cela est possible, ces vaporiseurs devront produire de la vapeur surchauffée. Tout comme les unités actuelles de production de vapeur, les vaporiseurs milli-structurés devront atteindre ces trois objectifs en valorisant les calories de courants chauds disponibles dans le procédé SMR.

Ce travail de thèse a pour objectif de répondre aux interrogations d'Air Liquide sur la faisabilité de l'intensification de la vaporisation de l'eau au sein du procédé SMR. L'objectif principal est de caractériser les performances de vaporisation d'un vaporiseur milli-structuré (qualité de vapeur, débit de vapeur) tout en observant et en caractérisant l'hydrodynamique des écoulements. Un banc de test de vaporisation sous pression modérée (<4,5 bar) sera dimensionné et construit pour permettre cette étude. Contrairement aux vaporiseurs usuellement utilisés dans les procédés SMR, on cherchera en particulier à obtenir les qualités de vapeur maximale en sortie du vaporiseur. Grâce à l'expérience acquise durant l'opération du banc de test, l'intensification de la vaporisation devra être étudiée dans deux cas spécifiques : dans le procédé SMR intensifié par Air Liquide durant le projet FAIR et dans un procédé SMR conventionnel. Enfin, la question de la méthodologie de dimensionnement de vaporiseurs milli-structurés sera posée. Pour répondre à l'ensemble de ces questions, ce mémoire de thèse est structuré en six chapitres.

Le premier chapitre est consacré à la présentation du contexte général de cette étude ainsi qu'à la revue bibliographique du transfert thermique avec changement de phase. La présentation du procédé SMR permet de pointer les limitations du procédé macroscopique et de définir précisément les objectifs de la présente étude. L'étude de la littérature sur les écoulements bouillants fait ressortir un grand nombre de travaux. En effet, le changement d'état d'un liquide en vapeur (ou l'inverse) est un phénomène isotherme qui permet de transférer des quantités d'énergie bien supérieures au simple transfert de chaleur entre deux fluides monophasiques. Cependant, et malgré plusieurs tentatives de généralisation des corrélations du coefficient de transfert thermique et du coefficient de frottement, la grande complexité des phénomènes mis en jeu ne permet pas d'établir une série de règles simples pour dimensionner des échangeurs utilisant le changement de phase. Ainsi, et pour le cas de la vaporisation de l'eau dans des milli-canaux produit par fabrication additive, l'expérience est nécessaire pour répondre aux besoins de dimensionnement d'Air Liquide.

Le second chapitre se focalise sur la démarche adoptée pour dimensionner le vaporiseur d'étude ainsi que le banc de test dans lequel il est opéré. Elle s'est réalisée en trois grandes étapes. Dans un premier temps, nous envisageons un vaporiseur prototype que l'on pourra intégrer dans un procédé SMR et produit par fabrication additive. Nous explorons les possibilités qu'offre cette nouvelle technique notamment en considérant des canaux en forme de spirales. Cette forme exotique de canal est alors comparée à une géométrie classique en canaux droit sur la base de la puissance échangée. Dans un second temps, nous abordons la conception du vaporiseur utilisé dans cette étude. Ce vaporiseur, qui doit permettre la visualisation des écoulements dans les canaux est un échangeur de chaleur à plaques. En particulier, son dimensionnement a été réalisé afin de reproduire au mieux le transfert thermique tel qu'il pourrait l'être dans le prototype. Enfin, l'ensemble des équipements composant le banc de test de vaporisation sont dimensionnés pour opérer une vaporisation de l'eau sous une pression de travail au maximum égale à 5 bar. Le banc est instrumenté pour garantir les mesures des paramètres opératoires clés tels que les débits des fluides, les températures, la pression etc.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation des méthodes utilisées pour estimer les grandeurs expérimentales clés telle la qualité de vapeur. Une méthode innovante de post-traitement de vidéos à haute vitesse développée durant cette étude est aussi décrite. Elle permet de visualiser l'évolution des interfaces liquide-vapeur dans un canal dans le temps et l'espace sur des diagrammes spatio-temporels (DST).

Le quatrième chapitre est focalisé sur la description de l'hydrodynamique de l'écoulement d'eau en ébullition dans les canaux. Plus particulièrement, l'analyse des DST, tant qualitativement que quantitativement, permet de décrire les phénomènes d'ébullition en milli-canaux, les régimes hydrodynamiques observés mais aussi de calculer une qualité de vapeur locale afin de tracer une carte de régimes. L'effet de la pression et de l'état de surface sur les écoulements sont aussi discutés.

Le cinquième chapitre est consacré à l'étude thermique du vaporiseur. Dans un premier temps, les pertes thermiques du vaporiseur sont caractérisées par différentes méthodes puis modélisées afin de pouvoir estimer la qualité de vapeur en sortie de vaporiseur par un bilan thermique. Dans un second temps, une analyse globale des performances thermiques du vaporiseur d'étude en introduisant 3 critères adimensionnels est réalisée. Enfin, nous estimerons la valeur des coefficients de transfert thermique de l'écoulement diphasique dans les canaux milli-structurés.

Enfin, le sixième chapitre propose une première proposition de méthodologie de prédimensionnement de vaporiseurs milli-structurés produits par fabrication additive. Cette méthodologie s'appuie sur deux cas d'études : le remplacement de deux unités de vaporisation : celle du procédé SMR intensifié développé par Air Liquide durant le projet FAIR et celle d'un procédé industriel présenté en Figure I - 2.



*Figure I - 2. Exemple de taille d'un bouilleur à chaleur perdue de taille standard.*







# **Chapitre I - Intensification du procédé de vaporisation de l'eau : contexte de l'étude et état de l'art**

Les travaux de recherche de cette thèse ont été initiés dans le cadre d'un projet d'ampleur : le projet FAIR (Fabrication Additive pour l'Intensification des Réacteurs). Ces travaux visent à développer un nouveau procédé intensifié pour la production de vapeur d'eau. Afin de mieux préciser les objectifs visés dans cette thèse, il est donc essentiel de préciser son contexte global et en particulier d'expliquer le projet FAIR et ses attendus. C'est ce que nous ferons dans une première partie.

La production intensifiée de vapeur d'eau nécessite la mise en œuvre de systèmes milli-structurés. On trouve dans la littérature un très grand nombre d'études portant sur le transfert thermique dans de tels systèmes. Il est donc important de présenter les résultats de ces études fondamentales, qu'elles soient théoriques ou expérimentales et qui serviront de base à notre réflexion générale pour l'ensemble de l'étude. Les conclusions de l'étude bibliographique des phénomènes de transfert thermique dans des systèmes milli-structurés distingueront notamment les cas où le transfert thermique s'opère dans un fluide sans ou avec changement de phase.

Finalement, la mise en œuvre d'un vaporiseur milli-structuré pose évidemment la question des pertes énergétiques mécaniques en son sein. La troisième partie de ce chapitre sera donc consacrée à une revue bibliographique des outils à disposition pour évaluer ces pertes de charge.

## **I - 1. Contexte et objectifs : le projet FAIR**

Ces travaux de thèse s'inscrivent dans le projet FAIR, un projet impliquant 9 partenaires issus du monde de l'industrie et de la recherche publique. Ce projet a pour finalité de proposer et de valider une nouvelle technique de fabrication d'équipements milli-structurés pour l'intensification des procédés. Chaque partenaire industriel ayant défini précisément ses objectifs, les travaux de thèses initiés pendant le projet doivent répondre aux nombreuses interrogations soulevées au cours de son avancement.

Après une présentation du projet FAIR, une rapide description du procédé SMR permettra de comprendre le principe d'intégration thermique des flux chauds. De celle-ci, nous précisons également les attentes d'Air Liquide quant à l'intensification dans un échangeur milli-structuré de l'étape de la vaporisation de l'eau.



## **I - 1.2. Le projet FAIR**

Dès 2008, Air Liquide, accompagné de 8 partenaires initie le projet LOKI-R<sup>4</sup> afin de concevoir une unité compacte de production d'hydrogène obtenu par vaporeformage du méthane. L'objectif principal du projet était de s'affranchir au maximum des limitations énergétiques du procédé en optimisant la puissance calorifique utile à l'étape de reformage catalytique et en valorisant au maximum les calories des flux issus du reformeur. La conception d'un échangeur-réacteur intensifié, construit par assemblage de plaques brasées et mis en œuvre sur le banc de test THOR, a permis de valider (Mbodji, (2013)) qu'une telle technologie garantissait les objectifs de production tout en assurant une compacité élevée.

En 2016, Air Liquide s'entoure de 9 partenaires au sein du projet FAIR<sup>5</sup> (organisation présentée sur la Figure I - 1) avec pour objectif l'industrialisation de la fabrication d'échangeurs-réacteurs produits par fabrication additive métallique pour le vaporeformage du méthane. Au-delà de la confirmation des résultats obtenus sur le banc de test THOR, Air Liquide entend, dans le cadre de ce second projet, créer et opérer un démonstrateur comprenant toutes les étapes de la production d'hydrogène. L'objectif final est de prouver que l'industrialisation d'un tel procédé utilisant des réacteurs-échangeurs imprimés par fabrication additive est possible. Précisons ici que le dimensionnement d'échangeurs-réacteurs a été rendu possible par la création d'un modèle développé par Barbé, (2018) et Air Liquide et utilisé dans la suite logicielle ProSim<sup>®</sup>.

En parallèle de ce travail sur le vaporeformage du méthane, le partenaire industriel Adisséo s'intéresse à l'intensification du procédé de fabrication d'un précurseur de la méthionine, l'acroléine. Cette réaction nécessite un contrôle étroit de la température de la réaction afin de maximiser son rendement sans risque d'explosion du mélange gazeux obtenu (Chateau, (2018)). Le partenaire industriel Auer souhaite, quant à lui, développer un procédé de micro-cogénération en associant le procédé SMR miniaturisé de production d'hydrogène avec une pile à combustible. L'intérêt est de favoriser l'utilisation domestique de l'hydrogène pour la production d'électricité et de chaleur dans les logements individuels. Finalement, la société PolyShape est associée à ce projet pour assurer l'étape de fabrication additive des équipements développés par les autres partenaires.

Le projet FAIR est segmenté en plusieurs lots et sous-lots, chacun étant affecté à une application spécifique. Les travaux présentés dans ce mémoire sont associés au lot 1.2.1.1 du projet avec pour objectifs :

- Le dimensionnement et la conception d'un banc de test modulable pour accueillir des maquettes de vaporiseur opérées sous basse et haute pression.
- L'exploitation de ces maquettes, notamment pour qualifier les régimes hydrodynamiques observés pendant la vaporisation et quantifier la production de vapeur en fonction des paramètres opératoires.
- Les résultats obtenus à l'échelle du laboratoire seront valorisés pour dimensionner des vaporiseurs de taille pilote, produits par fabrication additive, afin d'estimer et de qualifier leurs productions de vapeur.

Les objectifs étant maintenant définis, il est important de comprendre en quoi l'intensification de l'étape de vaporisation de l'eau est indispensable à l'optimisation du procédé SMR.

---

<sup>4</sup> LOKI-R: Low Oxidation Kinetics Reactor (2008-2012)

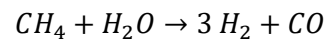
<sup>5</sup> FAIR : Fabrication Additive pour l'Intensification des Réacteurs (2016-2019)



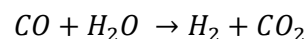
Figure I - 1. Plaquette publique de présentation du projet FAIR (Source : Air Liquide).

### I - 1.3. Le procédé SMR pour la production d'H<sub>2</sub>

Le procédé de vaporeformage, présenté sur la Figure I - 2, est un procédé catalytique de traitement en deux étapes des hydrocarbures légers pour la production d'hydrogène. La première étape de la réaction, dite de reformage, permet l'obtention d'un mélange {H<sub>2</sub> + CO}, appelé syngas ou gaz de synthèse selon :



Cette réaction est fortement endothermique :  $\Delta_r H^0 = 206 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$ . Ce syngas peut être directement utilisé comme réactif pour la production de méthanol ou d'éthanol. Il peut aussi être valorisé pour la production d'hydrogène par conversion du monoxyde de carbone par la réaction de gaz à l'eau (WGS – Water Gas Shift) :



Cette réaction est exothermique :  $\Delta_r H^0 = -42 \text{ kJ} \cdot \text{mol}^{-1}$ . L'hydrogène pur est finalement obtenu dans une unité d'adsorption (PSA – Pressure Swing Adsorption) qui permet l'élimination de l'eau excédentaire, du dioxyde de carbone et du monoxyde de carbone résiduel.

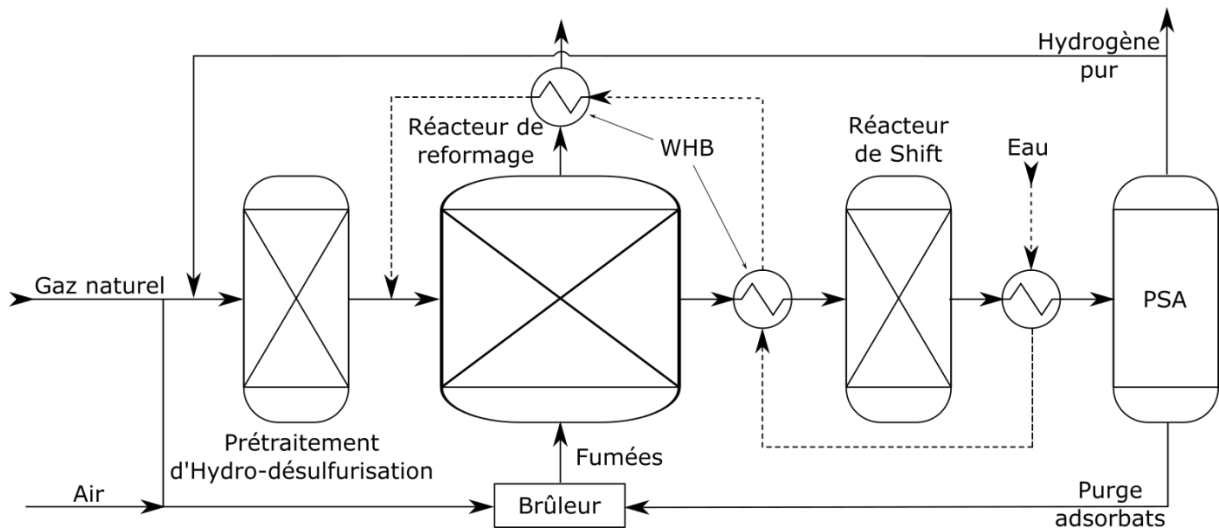


Figure I - 2. P&ID simplifié du procédé SMR, (WHB = Waste Heat Boiler).

La température du réacteur de reformage est fixée entre 800 et 1000 °C en raison de l'endothermicité de la réaction. La chauffe du réacteur est assurée par la combustion d'une fraction du méthane entrant dans le procédé. Plusieurs échangeurs sont placés en sortie des deux réacteurs pour valoriser les calories disponibles et ainsi minimiser le flux de méthane utile à la chauffe.

### I - 1.4. La production de vapeur dans le procédé SMR

Dans le procédé SMR, la vapeur d'eau est primordiale puisqu'elle est non seulement l'un des réactifs d'une des deux réactions mais aussi une utilité dans les échangeurs. Sa production est donc au cœur de la démarche d'intégration thermique du procédé. L'eau passe successivement dans trois échangeurs de chaleur afin d'être préchauffée jusqu'à sa température d'ébullition (fixée par la pression de travail) puis partiellement vaporisée.

L'eau est d'abord préchauffée dans un échangeur situé en aval du réacteur de shift avant de pénétrer dans le bouilleur à chaleur perdue (WHB – Waste Heat Boiler), de type tubes-calandre dont les dimensions peuvent engendrer un encombrement spatial important. De tels équipements sont représentés sur la Figure I - 3.



Figure I - 3. Exemple de WHB : installé sur site (à gauche) et arrangement spatial interne des tubes (à droite). (Brochure Process Gas Cooler Alstom).

Le flux chaud dans un WHB peut être constitué d'un mélange de monoxyde de carbone, de dioxyde de carbone, d'eau et d'hydrogène à des températures comprises entre 450 et 800 °C.

Au regard de la température et de la composition de ce flux chaud, l'acier inoxydable du WHB est soumis à une forme catastrophique de corrosion appelée « metal dusting ». Dans le cas du contact entre le syngas et l'acier, Chun et Mumford (2000) ont montré que, à ces températures, le monoxyde de carbone diffuse dans la couche superficielle de l'alliage pour se combiner avec les atomes de fer, formant un carbure de formule  $Fe_3C$ . Ces carbures sont métastables et se dégradent pour former inévitablement une couche de graphite dans lequel les atomes métalliques sont piégés. Cette couche à la surface du métal est fragile et se délite au fil du temps libérant de fait les atomes métalliques contenus dans la matrice carbonée. Par ailleurs, elle accélère la diffusion du monoxyde de carbone dans l'alliage. Le metal dusting est donc un phénomène de corrosion auto-catalysée de l'acier qui engendre une altération importante de la structure métallique en contact avec le gaz chaud riche en carbone.

Pour éviter la dégradation prématurée du WHB par metal dusting, il est donc impératif de maintenir les parois en contact avec le syngas à une température inférieure à 450 °C. Pour ce faire, la stratégie est d'opter pour une vaporisation partielle de l'eau à très basse qualité. La fraction d'eau non vaporisée majoritaire garantit donc le mouillage des parois et permet le maintien de la température des parois proche de la température d'ébullition de l'eau, très en deçà des températures pour lesquelles le phénomène de metal dusting est observé. La recirculation de l'eau non vaporisée engendre cependant des coûts énergétiques conséquents.

Le WHB dans le procédé SMR est donc un élément essentiel du procédé : d'une part, il valorise les calories portées par le syngas et celles portées par les fumées issues de la combustion du méthane et d'autre part, il doit être dimensionné de telle sorte que la température de sortie des gaz chauds reste en dessous de 450 °C afin de protéger l'ensemble des équipements en aval vis-à-vis du phénomène de corrosion par metal dusting.

## **I - 1.5. Objectifs de la présente étude**

Afin de s'affranchir des problématiques de metal dusting, le projet FAIR s'est focalisé sur la mise en œuvre d'équipements constitués exclusivement d'un superalliage pour la fabrication additive : l'inconel 625. Composé majoritairement de nickel (58 - 71%), de chrome (21 – 23 %) et de molybdène (8 – 10 %), ce superalliage présente toutes les qualités pour éviter le phénomène indésirable de metal dusting dans les conditions opératoires favorables à son apparition (FABAS, (2015)). Cette immunité repose principalement sur la passivation de la surface de l'alliage au contact du syngas par une couche continue de chromine et de spinelle  $(Fe,Cr)_3O_4$ . L'utilisation d'un tel superalliage pour la conception d'un WHB intensifié permettra d'opérer à des températures de paroi plus élevées sans risquer de dégrader les équipements. Dans ces conditions, on peut alors envisager une vaporisation totale de l'eau augmentant de fait le rendement énergétique du procédé par suppression de la recirculation de l'écoulement d'eau non vaporisée.

Ainsi, tenant compte des objectifs initiaux des travaux de thèse proposés et considérant que le matériau final utilisé nous offre une certaine latitude dans les conditions opératoires, les objectifs définitifs de ces travaux de thèse sont :

- D'une part, de concevoir un vaporiseur intensifié permettant de produire une vapeur surchauffée, le vaporiseur pouvant être intégré dans le démonstrateur final envisagé par Air Liquide.
- D'autre part, étudier la possibilité du remplacement d'un WHB dans sa configuration actuelle et de taille industrielle par un ensemble de vaporiseurs placés en parallèle. Il est bien entendu que la configuration proposée devra répondre au débit de vapeur attendu tout en respectant une contrainte spatiale minimale des équipements.

Parce que la conception d'un vaporiseur milli-structuré nécessite une compréhension globale des phénomènes d'ébullition dans des milieux confinés, nous avons choisi d'étudier visuellement et thermiquement la vaporisation d'un débit d'eau au maximum égal à 6 kg/h dans un vaporiseur d'étude. Celui-ci comporte une plaque où sont gravés 10 canaux hémicylindriques de 2 mm de diamètre ( $D_h = 1,22$  mm) de 180 mm de longueur.

Il nous est apparu absolument nécessaire, en premier lieu, de synthétiser l'état des connaissances en matière de transfert thermique dans des échangeurs milli- voire micro-structurés. C'est cette étape essentielle qui fait l'objet de la deuxième partie de ce chapitre.

## I - 2. Transfert thermique dans les échangeurs intensifiés : état de l'art

Dans le cas d'échangeurs présentant une configuration en canaux, la réduction de la section d'écoulement jusqu'à des tailles milli- voire micrométriques augmente considérablement la surface d'échange par unité de volume. De fait, le flux thermique s'en trouve également augmenté. Ainsi, le premier bénéfice de l'intensification est que, pour le même débit de fluide à traiter, les échangeurs à mettre en œuvre seront beaucoup plus compacts. Dans un WHB, les fluides circulant dans les deux veines se présentent dans différents états : liquide sous-refroidi, liquide en équilibre avec sa vapeur côté eau, et gaz chaud du côté du syngas ou des fumées. Nous nous sommes donc intéressés au transfert thermique convectif en canaux milli-structurés avec et sans changement de phase du fluide circulant.

### I - 2.1. Classification des échangeurs selon la taille de la structure interne

Précisons ici que la technologie de fabrication additive métallique pour les équipements compacts est une technologie émergente, il est primordial de considérer en premier lieu des géométries simples. C'est pourquoi nous nous sommes exclusivement intéressés au transfert thermique convectif dans des structures en canaux. La géométrie de ces canaux peut être variée (cylindrique, hémicylindrique, parallélépipédique, etc.), si bien qu'avant toute chose, il est nécessaire de définir une grandeur universelle qui permette de caractériser sans ambiguïté leur taille. Cette grandeur est bien évidemment le diamètre hydraulique,  $D_h$ , défini comme :

$$D_h = 4 * \frac{\text{section de l'écoulement}}{\text{périmètre mouillé}} \quad (1.1)$$

Ainsi, on rencontre dans la littérature plusieurs types de classifications reposant sur la valeur du diamètre hydraulique.

Une première classification très simple a été proposée par Mehendale, Jacobi, et Shah (2000), présentée dans le Tableau I - 1, en considérant uniquement la dimension caractéristique des canaux et un transfert thermique sans changement de phase. Cette classification met en évidence quatre grandes catégories de canaux en fonction de la taille.

Canaux conventionnels	$D_h > 6$ mm
Canaux compacts	$6$ mm $> D_h > 1$ mm
Méso-canaux	$1$ mm $> D_h > 100$ $\mu$ m
Micro-canaux	$100$ $\mu$ m $> D_h > 1$ $\mu$ m

Tableau I - 1. Classification des canaux par Mehendale et al. (2000)

Kandlikar et Grande (2003) ont affiné cette classification en tenant compte des propriétés particulières des gaz. Pour un diamètre hydraulique ( $D_h$ ) supérieur à 200  $\mu$ m, ils n'observent

aucune différence d'écoulement entre les gaz et les liquides. En revanche, En dessous de 200  $\mu\text{m}$ , en particulier pour les gaz, le nombre adimensionnel de Knudsen  $Kn$  doit être pris en considération :

$$Kn = \frac{L_{lpp}}{D_h} \quad (1.2)$$

Où  $L_{lpp}$  [m] est le libre parcours moyen d'une molécule.

Pour les gaz à 300 K, la valeur du libre parcours moyen est d'environ 0,1  $\mu\text{m}$ . Ainsi, la taille d'un canal compact peut avoir une influence significative sur l'écoulement gazeux. Pour des  $Kn$  compris entre 0,001 et 0,1, la densité de molécules est très faible si bien que la condition de vitesse nulle à la paroi n'est plus respectée (zone de glissement). Pour des  $Kn$  compris entre 0,1 et 10 ( $D_h$  compris entre 0.1 et 10  $\mu\text{m}$ ), on observe un régime de transition entre un écoulement conventionnel et un écoulement moléculaire durant laquelle la viscosité du gaz décroît en tendant vers 0 (Michalis *et al.*, (2010)).

Canaux conventionnels	$D_h > 3 \text{ mm}$
Mini-canaux	$3 \text{ mm} > D_h > 200 \mu\text{m}$
Micro-canaux	$200 \mu\text{m} > D_h > 10 \mu\text{m}$
Micro-canaux de transition	$10 \mu\text{m} > D_h > 1 \mu\text{m}$
Nano-canaux de transition	$1 \mu\text{m} > D_h > 0.1 \mu\text{m}$
Canaux moléculaires	$0.1 \mu\text{m} > D_h$

Tableau I - 2. Classification des canaux par Kandlikar et Grande (2003).

Kandlikar et Grande suggèrent que la classification présentée dans le Tableau I - 2 soit unanimement adoptée que l'écoulement soit monophasique (gaz ou liquide) ou alors diphasique. Finalement, pour les canaux conventionnels, les corrélations classiques relatives au transfert thermique peuvent être utilisées, en revanche, pour les canaux de tailles inférieures, il est nécessaire d'avoir recours à de nouvelles corrélations.

Il existe dans la littérature de nombreuses formes de canaux utilisées (circulaire, rectangulaire, trapézoïdale, triangles etc.). Pour du transfert thermique sans changement de phase, Hasan *et al.*, (2009) ont démontré numériquement que la section droite circulaire était la forme offrant les performances globales les plus optimales (échange thermique et pertes de charge) suivie par la forme carrée. Dans le cas d'un échange thermique avec changement de phase, il n'existe pas de classification claire entre les différentes formes de canaux. La majorité des études expérimentales présentes dans la littérature utilisent des canaux de forme rectangulaire (par exemple Szczukiewicz, Borhani, et Thome (2013)). Deng *et al.*, (2015) ont comparé expérimentalement des canaux rectangulaires de 0,64 x 1 mm (largeur x profondeur) et des canaux « réentrants » de 0,8 mm de diamètre (cf. Figure I - 4). Ils ont mis en évidence que les canaux réentrants présentent des densités de flux thermique jusqu'à 70% supérieures à celles observées dans les canaux rectangulaires en raison d'une meilleure répartition du film de liquide sur les parois. Bien que ces résultats n'aient pas été confirmés par d'autres études plus récentes, il semblerait qu'on retrouve des conclusions similaires entre le transfert thermique sans et avec changement de phase.

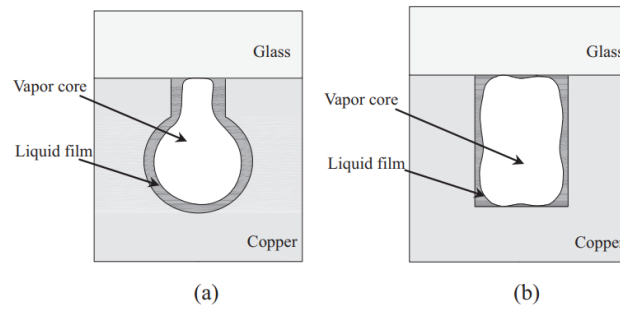


Figure I - 4. Canaux étudiés par Deng et al. (2015) : « réentrants » (a) et rectangulaires (b).

## I - 2.2. Transfert thermique sans changement de phase

Quelle que soit la taille du système, les corrélations utilisées pour quantifier le transfert thermique font appel aux mêmes nombres adimensionnels, nous allons donc les rappeler dans cette section.

### I - 2.2.1. Variables et nombres adimensionnels caractéristiques

Rappelons que la densité de flux thermique locale  $\dot{q}$  [W/m<sup>2</sup>] entre un fluide et une paroi est définie par :

$$\dot{q} = h (T_f - T_p) \quad (1.3)$$

Où  $h$  [W/m<sup>2</sup>/K] est le coefficient de transfert thermique convectif,  $T_f$  [°C] est la température moyenne du fluide et  $T_p$  [°C] est la température à la paroi. Le coefficient  $h$  est alors généralement déterminé en utilisant des corrélations sur le nombre de Nusselt, défini par :

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} \quad (1.4)$$

Où  $\lambda$  [W/m/K] est la conductivité thermique du fluide. Ce nombre compare le transfert de chaleur convectif au transfert de chaleur purement conductif.

Dans le cas d'un échange de chaleur par convection forcée, le nombre de Nusselt est corrélé à deux nombres caractéristiques :

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (1.5)$$

Où  $Re$  et  $Pr$  sont respectivement les nombres de Reynolds et de Prandtl. Le nombre de Prandtl est un nombre caractéristique du fluide qui compare la diffusion de quantité de mouvement à la diffusion thermique. Il est défini par :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (1.6)$$

Où  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] et  $\mu$  [Pa.s] sont respectivement les viscosités cinématique et dynamique du fluide,  $\alpha$  [m<sup>2</sup>/s] la diffusivité thermique,  $C_p$  [J/kg/K] est la capacité calorifique massique du fluide et  $\lambda$  [W/m/K] est la conductivité thermique du fluide.

Le nombre de Reynolds, quant à lui, est caractéristique du régime d'écoulement. Il compare en particulier les forces d'inertie aux forces visqueuses. Dans le cas d'un écoulement en canal, il s'exprime selon :

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (1.7)$$

Où  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] est la masse volumique du fluide,  $u$  [m/s] est la vitesse du fluide dans le canal.

De façon générale, on distingue deux régimes hydrodynamiques asymptotiques : quand le nombre de Reynolds tend vers 0, le régime est dit laminaire et quand le nombre de Reynolds tend vers l'infini, le régime est dit turbulent. Pour des canaux cylindriques de taille macroscopique, Reynolds, (1883) suggère que la transition entre régime laminaire et régime turbulent s'opère pour une valeur du nombre de Reynolds autour de 2100. En revanche, pour des tailles de canaux à l'échelle milli- ou micrométrique, la valeur de transition peut être comprise entre 300 et 2000 selon les études.

Wu et Little (1984) montrent que pour des micro-canaux trapézoïdaux d'un diamètre hydraulique égal à 156  $\mu\text{m}$ , la fin du régime laminaire s'opère à un nombre de Reynolds d'environ 1000 avec une entrée en régime turbulent à 3000. Peng et Peterson (1995), quant à eux, mettent en évidence que, pour des canaux rectangulaires de diamètre hydraulique compris entre 1,08 et 1,19 mm, la fin du régime laminaire s'opère pour un nombre de Reynolds égal à 400 avec une entrée en régime turbulent pour un nombre de Reynolds égal à 1000. Au regard de la littérature, il apparaît donc que l'intervalle sur le nombre de Reynolds pour la transition entre le régime laminaire et le régime turbulent dépend étroitement de la géométrie du canal. En particulier, Morini, (2004) discute le modèle proposé par Jones, (1976) et Obot, (1988) et dénommé le modèle « Obot-Jones ». Ce modèle permet de prédire l'intervalle du nombre de Reynolds de la transition de l'écoulement laminaire à l'écoulement turbulent en fonction de la section droite du canal considéré. En se basant sur les résultats expérimentaux de 3 études (Wu et Little (1984), Harms, Kazmierczak, et Gerner (1999) et Acosta, Muller, et Tobias (1985)), les auteurs concluent que ce modèle, initialement valable pour des canaux macroscopiques, est tout aussi adapté pour des canaux de taille microscopique dont le diamètre hydraulique est supérieur à 40  $\mu\text{m}$  et donc pour les canaux milli-structurés.

### I - 2.2.2. Conduction longitudinale dans la paroi

Il est important de signaler que, dans des systèmes milli- et micro-structurés, le rapport entre le volume des parois et le volume de fluide devient un critère déterminant. En effet, si ce rapport est élevé, il n'est plus possible de négliger les effets de conduction axiale (dans la direction des écoulements des fluides) dans la paroi. Il s'en suit une homogénéisation axiale de la température de la paroi réduisant ainsi le gradient de température radial entre les deux veines et donc une diminution de la vitesse de transfert thermique (Peterson, (1999)). Pour estimer l'importance de ce phénomène dans les échangeurs compacts, le nombre adimensionnel  $M_j$  a été introduit par Stief, Langer, et Schubert (1999), Commenge, Corriou, et Matlosz (2001) et Maranzana, Perry, et Maillet (2004). Il est défini par :

$$M_j = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{conv}} = \frac{\lambda_p S_p}{h p_m L^2} \quad (1.8)$$

Où  $\lambda_p$  [W/m/K] est la conductivité de la paroi,  $S_p$  [m<sup>2</sup>] est la section droite de la paroi,  $h$  [W/m<sup>2</sup>/K] le coefficient de transfert de chaleur local,  $p_m$  [m] le périmètre mouillé du canal et  $L$  [m] la longueur du canal. La conduction axiale peut être négligée si la condition  $M_j < 0.01$  est respectée.

### I - 2.2.3. Corrélations pour le nombre de Nusselt dans une géométrie en canal

La littérature fournit un ordre de grandeur des coefficients de transfert thermique en convection  $h$  mesurés pour un écoulement d'eau en fonction de la taille des canaux ( $D_h$ ) et des régimes d'écoulement ( $Re$ ) regroupées dans le Tableau I - 3. Au regard de ces valeurs,



on constate que le gain sur le coefficient  $h$  par l'utilisation de micro-canaux est surtout visible lorsque l'on descend en dessous d'un diamètre hydraulique de  $500 \mu\text{m}$  et pour un nombre de Reynolds important. Pour rappel, les canaux que l'on utilise ont un diamètre hydraulique de  $1,22 \text{ mm}$  pour un nombre de Reynolds maximum aux alentours de  $1000$ , on pourra donc s'attendre à des valeurs de coefficient  $h$  dans la zone monophasique liquide potentiellement supérieur à  $6 \text{ kW/m}^2/\text{K}$ .

Auteurs	$D_h [\mu\text{m}]$	$Re$	$h [\text{W/m}^2/\text{K}]$	Étude <sup>6</sup>	Matériaux
Schubert <i>et al.</i> , (2001)	144	1 350 (max)	≈12 000	Exp	Acier inoxydable
Cao, Chen, et Yuan (2009)	301 – 392	15 – 65	5 800 (max)	Exp	Acier inoxydable
Ismail, Fotowat, et Fartaj (2014)	250 – 1 000	1 300 (max)	10 000 (max)	Num	Aluminium
Portha <i>et al.</i> , (2020)	750	23 (max)	1 000 (max)	Exp	Acier inoxydable

Tableau I - 3. Valeurs de référence pour le coefficient  $h$  dans le cas d'un transfert thermique par convection d'eau dans des échangeurs de chaleur à micro/milli-canaux.

En régime laminaire et établi (hydrodynamiquement et thermiquement) et pour une conduite cylindrique, le nombre de Nusselt peut être calculé analytiquement en fonction des conditions à la paroi (Incropera et Dewitt (2002)), à savoir :

- $Nu = 3,66$  pour une température de paroi imposée et uniforme.
- $Nu = 4,36$  pour une condition de flux à la paroi imposée et uniforme.

Pour des échangeurs compacts, les effets d'entrée et de sortie peuvent être non-négligeables si bien qu'il peut être nécessaire d'utiliser d'autre corrélations dépendantes, d'une part, de la taille du système et, d'autre part, du régime hydrodynamique. Des exemples de corrélations, usuelles ou souvent citées dans la littérature, sont présentées dans le Tableau I - 4.

Auteur	Echelle	Régime hydrodynamique	Corrélation du nombre de Nusselt	Domaine de validité
Sieder et Tate (1936)	Macro	Laminaire	$Nu = 1,86 \left( \frac{RePrD_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$	$Re < 2200$ $0,6 < Pr < 100$
Dittus et Boelter (1930)	Macro	Turbulent Conduite lisse	$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$ $n = \begin{cases} 0,3 \text{ échauffement} \\ 0,4 \text{ refroidissement} \end{cases}$	$10^4 < Re < 1,2 \cdot 10^5$ $0,6 < Pr < 100$
Peng et Peterson (1995)	Micro	Laminaire	$\begin{cases} Nu = 0,1165 \left( \frac{D_h}{W_c} \right)^{0,81} Z^{-0,79} Re^{0,62} Pr^{1/3} \\ Z = \frac{\min(\text{largeur}, \text{profondeur})}{\max(\text{largeur}, \text{profondeur})} \end{cases}$	$50 < Re < 4000$ $0,48 < Pr < 1670$ $0,0044 < \frac{\mu}{\mu_p} < 9,75$
Kakac <i>et al.</i> , (1987)	Micro	Turbulent	$Nu = 0,116 \left( Re^{\frac{2}{3}} - 125 \right) Pr^{\frac{1}{3}} \left( 1 + \left( \frac{D_h}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$	$2300 < Re < 10000$

Tableau I - 4. Corrélations<sup>7</sup> usuelles du nombre de Nusselt pour différentes échelles et différents régimes hydrodynamiques.

<sup>6</sup> Exp = étude expérimentale, Num = simulation numérique

<sup>7</sup>  $L$  [m] est la longueur du canal,  $\mu_p$  [Pa/s] est la viscosité dynamique du fluide à la température de la paroi et  $W_c$  [m] est la largeur de la paroi séparant deux canaux.

Les premières corrélations en transfert thermique dans un écoulement monophasique et en géométrie milli-structurées ayant été présentées, il est maintenant pertinent de s'intéresser à la situation où le fluide en écoulement dans un canal subit un changement de phase. C'est sur ces aspects que nous allons nous focaliser dans la suite de ce chapitre.

## **I - 2.3. Transfert thermique avec changement de phase**

L'évaporation d'un fluide est un processus particulièrement énergivore d'un point de vue thermique. Pour s'en convaincre, il suffit de constater qu'à pression atmosphérique, il faut 5 fois plus d'énergie pour évaporer un litre d'eau liquide que pour élever la température de ce même volume de 0 à 100 °C. En revanche et si on considère les échanges thermiques au sein d'un échangeur, la présence d'une phase à l'équilibre liquide-vapeur dans l'une des veines présente deux avantages majeurs relativement à la puissance thermique potentiellement transférable, à savoir :

- Les coefficients de convection thermique dans un fluide diphasique sont généralement très nettement supérieurs (1 à 50 kW/m<sup>2</sup>/K) relativement à ceux observés pour le même fluide à l'état monophasique (100 à 10 000 W/m<sup>2</sup>/K).
- Dès que le fluide liquide atteint sa température d'ébullition dans l'échangeur et qu'il passe donc à l'état diphasique liquide-vapeur, sa température demeure uniforme jusqu'à vaporisation complète (aux pertes de charge près). Il en va une augmentation significative de l'écart moyen de température entre les deux veines de l'échangeur et donc une augmentation de la puissance thermique échangée.

Le passage de l'un des fluides de l'état liquide à l'état liquide-vapeur bouleverse l'écoulement d'un point de vue hydrodynamique avec des conséquences sur les performances thermiques. Nous allons donc nous intéresser à présent aux phénomènes d'ébullition en milli- et micro-structures tel qu'il est présenté dans la littérature.

### **I - 2.3.1. Régimes d'ébullition dans des systèmes statique ou dynamique**

Pour mieux appréhender les phénomènes qui interviennent lors du passage de l'état monophasique liquide sous-refroidi à l'état diphasique liquide-vapeur, il est intéressant d'observer les phénomènes qui se produisent lorsque l'on met de l'eau froide à chauffer dans une casserole jusqu'à son ébullition. Globalement et dans ce cas très simple, on peut scinder le processus en 3 étapes :

1. Dans un premier temps, on observe une augmentation de la température de l'eau liquide et la formation de cellules de convection naturelle (déplacement spontané de l'eau) visibles à l'œil nu.
2. Dans la mesure où la chauffe de l'eau est localisée dans le fond de la casserole, la température de l'eau n'est pas uniforme. Les premières bulles apparaissent localement au niveau des points chauds : c'est la nucléation. Lorsque ces bulles s'élèvent leur température diminue et elles s'éteignent naturellement. On parle communément d'eau frémissante.
3. Lorsque l'eau atteint partout sa température de saturation (à la pression considérée), les bulles formées croissent s'élèvent et meurent à la surface libre du liquide. On est alors à l'état d'ébullition pleinement développée.

Il existe en fait deux mécanismes de formation des bulles de vapeur au sein d'un liquide. Un phénomène de nucléation homogène quand la bulle apparaît spontanément dans le liquide ou une nucléation hétérogène lorsque la bulle naît sur une paroi ou à la surface d'une particule

solide dispersée dans le fluide. Parce que dans les échangeurs de chaleur, en particulier milli- ou micro-structurés, le rapport surface des parois sur volume de liquide est extrêmement élevé, on se focalisera uniquement sur le cas de la nucléation hétérogène.

Bien que le phénomène de nucléation hétérogène soit relativement complexe, Volmer, (1939) a montré que le mécanisme de la naissance d'une bulle repose sur le franchissement d'une barrière énergétique induite par des phénomènes interfaciaux. Ces phénomènes interfaciaux tendent à s'opposer à la croissance de la bulle. D'une part, les forces de tensions superficielles tendent à minimiser l'aire interfaciale et donc à réduire la taille de la bulle naissante. D'autre part et en vertu de la loi de Laplace, la pression au sein de la bulle est supérieure à celle du liquide et ce d'autant plus que le diamètre de la bulle est faible. Ainsi et si la pression et la température dans la phase liquide coïncident avec l'état d'équilibre, la surpression interne dans la bulle conduit à une re-condensation de la vapeur.

En conséquence, pour qu'une bulle naissante soit stable et continue sa croissance, il faut que la température locale autour de la bulle soit supérieure de quelques degrés à la température de saturation à la pression considérée. En particulier, Hsu, (1962) a étudié l'influence de la taille des cavités d'une surface chauffée sur la température nécessaire pour assurer la stabilité d'une bulle formée. Il montre ainsi qu'il existe une taille optimale du site de nucléation minimisant la surchauffe nécessaire à la formation des bulles.

### i) Ébullition en bassin

Dès 1930, plusieurs auteurs se sont intéressés aux phénomènes de transfert thermique pendant l'ébullition d'un liquide en bassin. Deux cas de figures sont envisagés : soit une contrainte de flux imposé à la paroi (Nukiyama, (1934)), soit une contrainte de température imposée à la paroi (Drew et Müller, (1937)). Ces auteurs proposent une carte originale (cf. Figure I - 5) présentant la densité de flux transférée en fonction de la différence de température, à température de paroi imposée, entre l'élément chauffant et le fluide en ébullition.

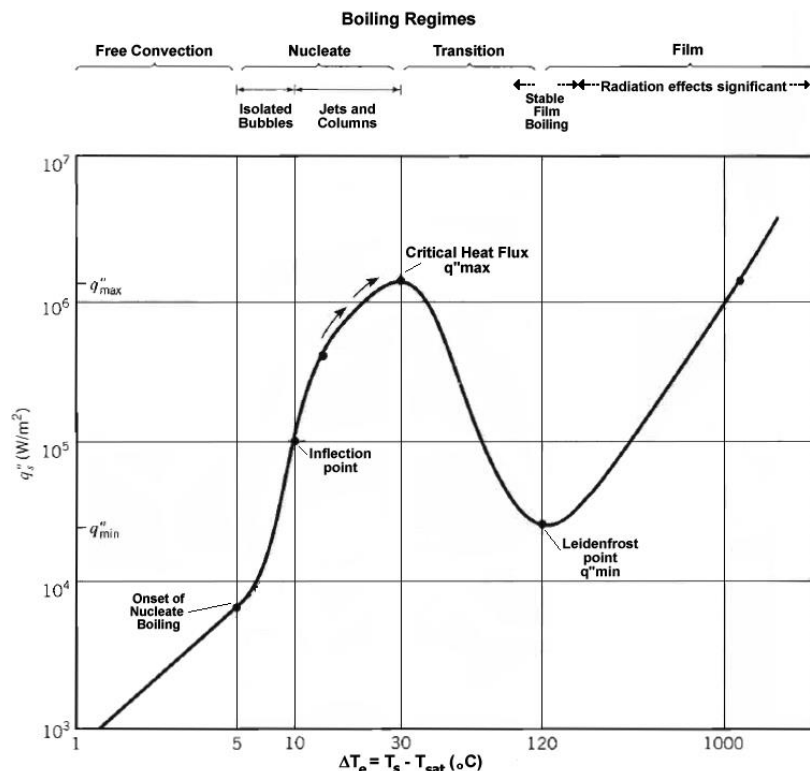


Figure I - 5. Densité de flux transférée entre un fil chauffant et de l'eau sous pression atmosphérique, Nukiyama.

La courbe obtenue fait apparaître quatre zones distinctes relativement à la différence de température  $\Delta T_e$  entre la paroi et la température de saturation estimée pour le fluide :

- Pour  $\Delta T_e < 5\text{ °C}$ , aucune ébullition n'est observée car la température à la paroi n'est pas suffisante pour assurer la subsistance des bulles dans le système. Le transfert thermique peut être assimilé à celui d'un liquide monophasique.
- Pour  $5\text{ °C} < \Delta T_e < 30\text{ °C}$ , la température à la paroi est suffisante pour que les bulles générées subsistent. La densité de flux augmente avec la différence de température, cette augmentation est maximale lorsque  $\Delta T_e$  est compris entre 5 et 10 °C.
- A  $\Delta T_e = 30\text{ °C}$  : un maximum local du flux thermique transféré est observé, c'est ce qu'on appelle le flux de chaleur critique.
- Pour  $30\text{ °C} < \Delta T_e < 120\text{ °C}$ , plus la différence de température est grande et plus le fluide est riche en vapeur. La fraction molaire de vapeur est sensiblement proportionnelle à  $\Delta T_e$ . Dès lors que la couche limite thermique n'est plus liquide mais partiellement gazeuse (phénomène de caléfaction) et parce que la vapeur est moins bonne conductrice que le liquide, la densité de flux diminue. C'est d'autant plus vrai que la différence de température  $\Delta T_e$  est grande.
- Pour  $\Delta T_e > 120\text{ °C}$  : au-delà de ce point, la couche limite thermique est composée uniquement de vapeur (caléfaction totale). Bien que le transfert thermique soit dégradé, une augmentation de la température de l'élément chauffant conduit à une augmentation de la densité de flux transférée.

Au regard de cette courbe, il apparaît qu'une différence de température entre l'élément chauffant et la température moyenne du fluide de 30 °C constitue une valeur critique dans l'échange thermique. D'un point de vue thermique, il est absolument essentiel de préserver un échange avec une phase liquide-vapeur plutôt qu'avec une phase vapeur. Autrement dit, il est impératif de préserver une différence de température telle que le fluide en contact avec la paroi ne soit pas intégralement sous forme vapeur. Ainsi, selon la courbe de Nukiyama et pour de l'eau à pression atmosphérique, il sera pertinent de préserver une différence de température entre la température de la paroi côté fluide à évaporer et la température moyenne du fluide inférieure à 30 °C.

## ii) *Ebullition en tube macroscopique*

L'étude de l'ébullition en bassin nous a permis de mettre en évidence l'importance de la différence de température entre la paroi et la température du fluide pour éviter le phénomène caléfaction. Ce phénomène est responsable de la dégradation de la densité de flux transférée côté eau en cours de vaporisation. Il est donc essentiel de s'intéresser aux régimes hydrodynamiques intervenant dans le processus de vaporisation progressive de l'eau liquide dans un écoulement en tube. Kakaç *et al.*, (1980) se sont intéressés à l'évolution de ces régimes hydrodynamiques d'un écoulement bouillant dans un tube vertical (cf. Figure I - 6). Selon ces auteurs, il est possible de distinguer différents régimes hydrodynamiques tout au long du tube :

- Zone A : le liquide sous-refroidi se réchauffe au contact de la paroi chaude par convection forcée et sans changement de phase.
- Zone B : des bulles de vapeur sont générées, mais dès que ces bulles parviennent au centre du tube, elles se recondensent.

- Zone C : l'intégralité du liquide est à la température de saturation. Une fois formées, les bulles croissent et s'élèvent dans le liquide en raison de leur différence de densité.
- Zone D : La fraction croissante de la phase gazeuse favorise le phénomène de coalescence. L'écoulement passe d'un régime de bulle à un régime de bouchons.
- Zone E : à mesure que la fraction de vapeur augmente dans le tube, on voit apparaître un écoulement de type annulaire : un film liquide le long de la paroi et un écoulement de vapeur au centre de l'écoulement.
- Zone F : la différence de vitesse entre la vapeur et le film liquide à la paroi est telle que le liquide à la paroi est entraîné en fines gouttelettes dans l'écoulement. L'écoulement central du tube, auparavant composé exclusivement de vapeur, se transforme alors en un brouillard.
- Zone G : la paroi est désormais sèche, la fraction de liquide qui subsiste est entièrement dispersée sous forme d'un brouillard dans l'écoulement gazeux.
- Zone H : tout le liquide a été évaporé, le transfert thermique s'opère par convection entre la paroi et la vapeur surchauffée.

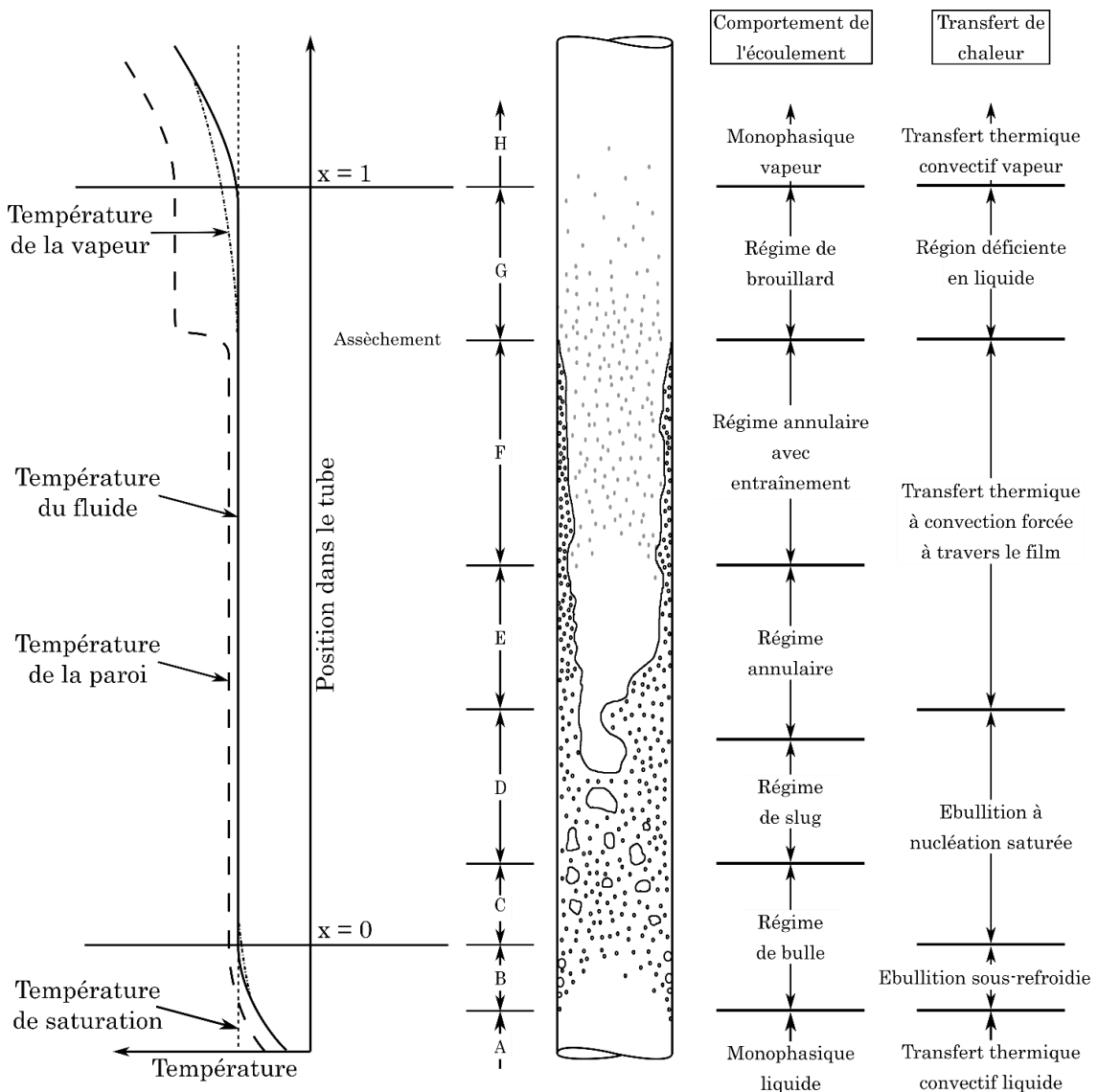


Figure I - 6. Description de l'ébullition d'un fluide dans un tube vertical avec un écoulement de bas en haut, Kakaç et al.

Les observations de Kakaç et al. font apparaître que dans la plupart des régimes, la température de la paroi (tracée en tirets sur la Figure I - 6 (gauche)) est très légèrement supérieure à la température du fluide. Bien évidemment et si l'on peut contrôler cette température de paroi, cette situation est à envisager pour éviter les phénomènes de caléfaction. Lorsqu'on rentre dans une zone de brouillard, c'est-à-dire une phase liquide dispersée dans la vapeur, on constate des différences de températures importantes entre la paroi, la phase vapeur et la phase liquide.

Par ailleurs, l'évolution en fonction des régimes hydrodynamiques de la température à la paroi du système met en évidence la dégradation du coefficient de transfert thermique entre la paroi et le fluide. En effet, en fonction de la phase en contact avec la paroi, on constate que la vapeur présente la plus grande résistance au transfert thermique. Celle-ci induit des gradients de température plus conséquent entre le fluide et la paroi qui voit sa température augmenter. Cette dégradation du transfert thermique dû à l'assèchement de la paroi est désignée par l'apparition du phénomène de flux de chaleur critique.

Dans le cas d'un tube horizontal, la situation est considérablement modifiée en raison de la différence de densité des deux phases (cf. Figure I - 7). La phase vapeur se concentre sur la partie supérieure de l'écoulement tandis que la phase liquide se concentre sur la partie basse de l'écoulement. Il s'en suit un assèchement prématuré de la paroi supérieure du tube. Ces considérations rendent la problématique du transfert thermique beaucoup plus complexe, mais cette configuration n'est pas pertinente dans notre contexte où tous les canaux sont verticaux.

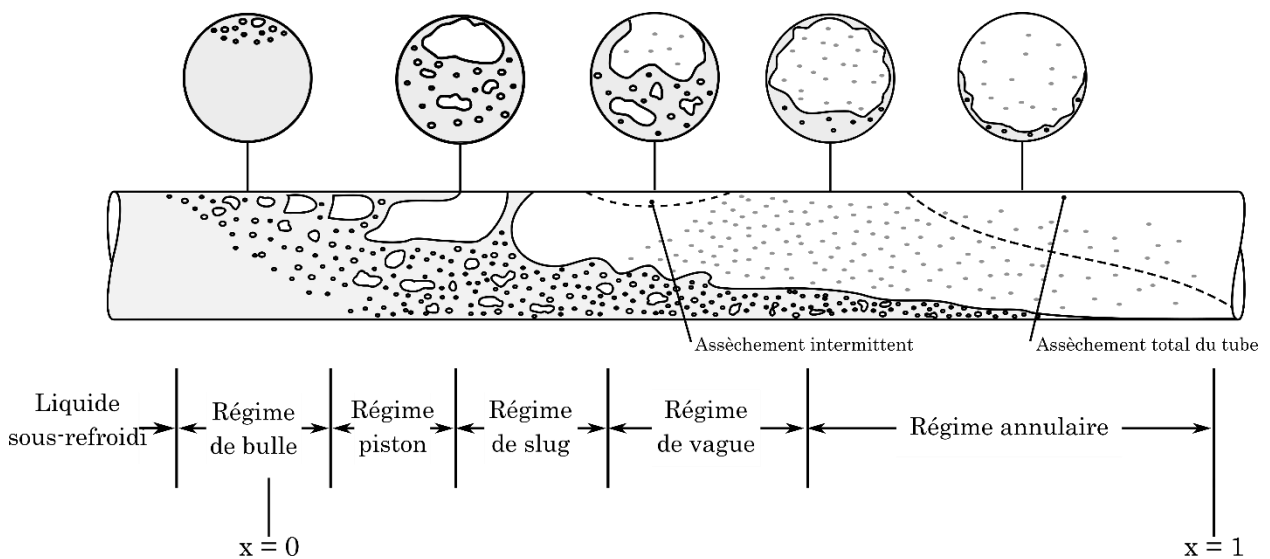


Figure I - 7. Description de l'ébullition d'un fluide dans un tube horizontal avec un écoulement de gauche à droite, Collier et Thome, (1994).

Parce que le transfert thermique est intimement lié à la qualité de l'écoulement liquide-vapeur, il est évident que de nouvelles contraintes et donc, de nouveaux nombres adimensionnels devront être pris en compte dans la présentation des modèles. Nous proposons dans la section suivante de faire état de ces nombres adimensionnels qui interviendront dans les corrélations que nous utiliserons par la suite.

### I - 2.3.2. Nombres adimensionnels spécifiques au transfert thermique par ébullition

Le titre massique de vapeur dans un mélange diphasique est appelé qualité de vapeur. Pour un système fermé, la qualité de vapeur  $x$  est calculée par l'équation (1.9).

$$x = \frac{m_v}{m_v + m_l} = \frac{V_v \rho_v}{V_v \rho_v + V_l \rho_l} \quad (1.9)$$

Où  $m$  [kg],  $V$  [m<sup>3</sup>] et  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] sont respectivement la masse, le volume et la masse volumique d'une phase, les indices  $v$  et  $l$  se référant respectivement à la phase vapeur et à la phase liquide. Les qualités 0 et 1 correspondent respectivement à un liquide au point de bulle et une vapeur au point de rosée. En système ouvert et dans le cas d'un écoulement, la qualité est calculée au regard des débits massiques respectivement de la vapeur et du liquide, selon :

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} = \frac{A_v \rho_v u_v}{A_v \rho_v u_v + A_l \rho_l u_l} \quad (1.10)$$

Où  $A_v$  et  $A_l$  [m<sup>2</sup>] sont les sections droites des phases, respectivement vapeur et liquide ;  $u_v$  et  $u_l$  [m/s] sont respectivement les vitesses de la phase vapeur et de la phase liquide.

Il arrive de rencontrer dans la littérature des qualités soit négatives (Deng *et al.*, (2015)), soit supérieures à 1. Ces qualités sont calculées respectivement pour un liquide sous-refroidi et une vapeur surchauffée grâce aux enthalpies :

$$x = \frac{h_{\text{fluide}} - h_{\text{liquide bouillant}}}{h_{\text{vapeur saturée}} - h_{\text{liquide bouillant}}} \quad (1.11)$$

Avec  $h_{\text{fluide}}$  [J/kg] l'enthalpie du fluide à la position considérée.

Lorsque la dimension caractéristique de l'écoulement devient très faible, les forces capillaires peuvent devenir prépondérante devant la gravité. Le nombre qui compare l'intensité de ces deux forces est le nombre d'Eötvös ( $EO$ ) (aussi appelé nombre de Bond), qui s'exprime par :

$$EO = \frac{\Delta \rho g D_h^2}{\sigma} \quad (1.12)$$

Où  $\Delta \rho$  [kg/m<sup>3</sup>] est la différence de masse volumique entre la phase liquide et la phase vapeur,  $g$  [m/s<sup>2</sup>] l'accélération de la pesanteur,  $D_h$  [m] le diamètre hydraulique et  $\sigma$  [N/m] la tension superficielle. On estime que les forces superficielles deviennent prépondérantes devant les forces de gravité lorsque le nombre d'Eötvös est inférieur à 1 (Hager, (2012)).

On trouve dans la littérature un nombre dérivé du nombre d'Eötvös qui est le nombre de confinement, noté  $Co$  et indicateur du degré de confinement de l'écoulement dans un canal.

$$Co = \frac{1}{EO^{1/2}} \quad (1.13)$$

Le nombre de Weber ( $We$ ) compare les forces d'inertie et les forces de tension superficielle.

$$We = \frac{u^2 D_h \rho}{\sigma} \quad (1.14)$$

Où  $u$  [m/s] est la vitesse du fluide,  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] est la masse volumique du fluide. Ce nombre peut être défini tant pour le liquide que pour la vapeur. Pour des vaporiseurs micro-structurés, les nombres de Weber des deux phases sont compris entre 1 et 100 et indiquent que les forces d'inertie doivent être prises en compte (Lallemand, (2006)).

Finalement, lorsque l'on s'intéresse au transfert thermique dans un fluide à l'équilibre liquide-vapeur, on trouve dans la littérature le nombre d'ébullition  $Bo$  (Boiling number), à ne pas confondre avec le nombre de Bond. Le nombre d'ébullition compare le débit théorique de vapeur produite par unité d'aire de surface d'échange à la densité de flux massique du fluide dans l'écoulement :

$$Bo = \frac{\dot{q}}{G\Delta H_{vap}} \quad (1.15)$$

Où  $\dot{q}$  [ $W/m^2$ ] est la densité de flux thermique reçue par le fluide,  $G$  [ $kg/m^2/s$ ] est le débit spécifique du fluide et  $\Delta H_{vap}$  [ $J/kg$ ] est l'enthalpie massique de vaporisation.

Shah, (1982) présente un modèle prédictif des coefficients de transfert thermique en écoulement avec changement de phase pour un débit spécifique de fluide donné. Le modèle corrige la valeur des coefficients de transfert thermique en écoulement monophasique liquide, estimés par la corrélation de Dittus-Boelter (cf. Tableau I - 4), par un facteur correctif empirique utilisant le nombre d'ébullition. Autrement, le nombre d'ébullition est également utile pour prédire la valeur du flux de chaleur critique en fonction des conditions opératoires.

### I - 2.3.3. Régimes d'ébullition, instabilités d'écoulement dans les milli et micro-structures

La classification des équipements structurés est fondamentale car les théories et ou modèles permettant de caractériser le phénomène d'ébullition et de quantifier les coefficients de transfert thermique convectif dans un écoulement liquide-vapeur dans des macro-canaux sont rarement transposables au cas des milli- et micro-canaux et cela en raison de l'influence des forces de capillarité (Kumar *et al.*, (2017)). D'après Thome, (2004), le confinement de l'écoulement bouillant serait un critère pertinent pour définir la limite entre macro- et micro-canaux, notamment en considérant la taille des bulles produites sur les sites de nucléation. Ainsi, l'auteur préconise que la frontière d'apparition de l'écoulement confiné coïncide avec l'échelle microscopique. Selon la classification de Kandlikar et Grande, (2003), cela correspondrait donc à des canaux dont le diamètre hydraulique est inférieur à 1 mm. Or, d'après les travaux de Cheng *et al.*, (2006) sur l'ébullition en tube cylindrique vertical d'un hydrocarbure halogéné (R134a), les auteurs ont observé un écoulement confiné pour un diamètre de tube égal à 2,01 mm. Lu *et al.*, (2017) font le même constat pour l'ébullition de l'eau dans un canal de diamètre hydraulique de 2,15 mm. Ces exemples montrent que considérer uniquement la taille caractéristique ou le libre parcours moyen des molécules ne suffit pas pour classer correctement les structures compactes.

Ainsi, d'autres classifications sont proposées dans la littérature se basant cette fois-ci sur les valeurs de nombres adimensionnels. Kew et Cornwell, (1997) proposent que la transition entre micro- et milli-canaux s'opère dès lors que le nombre de confinement ( $Co$ ) est supérieur à 0,5. Cheng *et al.*, (2006) utilisent le nombre d'ébullition ( $Bo$ ) pour différencier les micro-canaux ( $Bo < 0,05$ ), des méso-canaux ( $0,05 < Bo < 3$ ) et des macro-canaux ( $Bo > 3$ ). Enfin Ullmann et Brauner, (2007) proposent une transition entre micro- et macro-canaux pour un nombre d'Eötvös ( $EO$ ) égal à 1,6. La validité de ces classifications a été envisagée dans une étude de Baldassari et Marengo, (2013) et portant sur 13 fluides différents. Ces auteurs estiment que la classification proposée par Ullmann et Brauner, (2007) est actuellement la plus pertinente mais qu'elle mériterait une exploration expérimentale du confinement des bulles en fonction des propriétés des fluides afin de la préciser. Il est utile de repréciser que le dispositif expérimental mis en œuvre dans le cadre de la présente étude comporte un vaporiseur d'eau dont la structure interne est faite de canaux hémicylindriques de diamètre hydraulique de 1,22 mm, ce qui correspond à un nombre d'Eötvös proche de 1,6. Dans notre cas, nous nous plaçons donc dans une situation où l'on peut, selon le critère envisagé, considérer nos canaux comme des micro- ou des milli-canaux.



Kuang *et al.*, (2017) s'intéressent aux régimes hydrodynamiques observés lors de l'ébullition de l'ammoniac dans quatre canaux parallèles de section rectangulaire (1 mm x 1,1 mm). Ils observent périodiquement, et dans la direction de l'écoulement, quatre régimes hydrodynamiques : bulles, bulles allongées, bouchons et annulaire. L'étude de Lu *et al.*, (2017) sur l'ébullition de l'eau dans un canal vertical cylindrique de 2,15 mm de diamètre montre que dès que l'ébullition apparaît dans le canal, l'écoulement en bouchons est systématiquement observé. L'ébullition convective est donc prédominante dans les canaux. Chen *et al.*, (2006), dans leurs travaux portant sur l'ébullition du R134a dans des canaux droits cylindriques de différentes tailles, ont mis en évidence l'effet du confinement sur l'écoulement. Ils identifient ainsi huit régimes hydrodynamiques différents (cf. Figure I - 8) présentés par ordre croissant de qualité de vapeur associée : (i) bulles dispersées, (ii) bulles, (iii) bulles confinées, (iv) bouchons, (v) churn, (vi) annulaire, (vii) annulaire et (viii) brouillard. On pourrait également citer un neuvième régime où l'on aurait un régime mixte annulaire-brouillard. Ces huit régimes, ainsi que le régime d'assèchement de la paroi, sont les seuls observés dans des canaux milli- et micro-structurés et dans l'ensemble des études recensées dans la littérature. Néanmoins et si l'on compare ces régimes avec ceux que l'on a pu décrire sur la Figure I - 6, seul le régime de bulles confinées n'est pas décrit dans les écoulements macroscopiques.

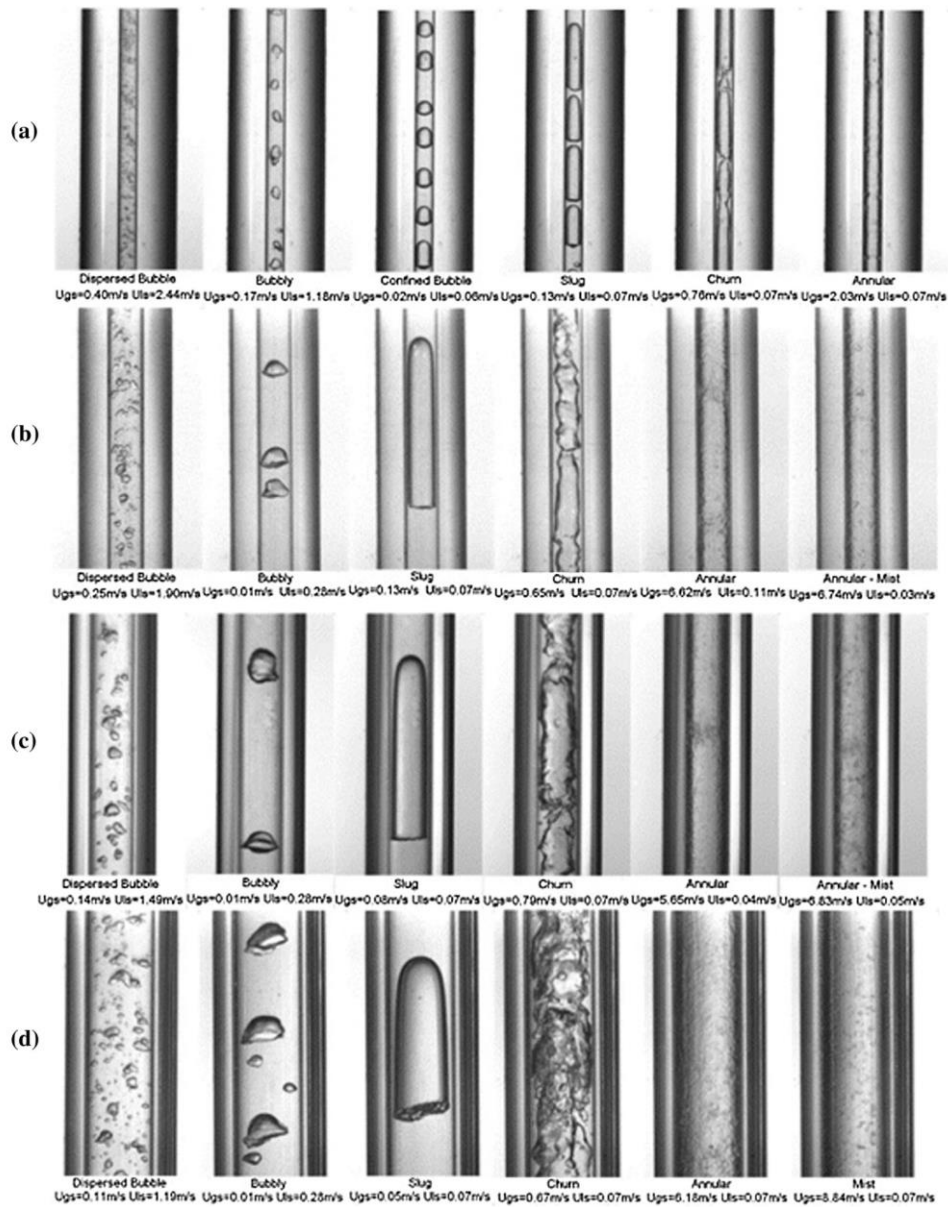


Figure I - 8. Régimes hydrodynamiques de l'ébullition du R134a sous 10 bar pour des diamètres de tube de 1,1 mm (a), de 2,01 mm (b), de 2,88 mm (c) et 4,26 mm (d). Chen et al., (2006).

De nombreux travaux de la littérature font état de l'existence d'instabilités de l'écoulement diphasique, en particulier dans les zones où s'opère la transition entre ébullition par nucléation et ébullition convective. Ces instabilités résultent principalement du confinement de l'écoulement dans les milli- et micro-canaux. Wu et Cheng, (2003) étudient qualitativement et quantitativement les phénomènes d'ébullition de l'eau dans des canaux parallèles pour deux tailles de diamètre hydraulique (82,8 et 158,8  $\mu\text{m}$ ). Ils mettent ainsi en évidence qu'en un point donné du canal, et dès lors que l'on observe le phénomène d'ébullition, le régime n'est pas permanent et on alterne entre l'écoulement monophasique et l'écoulement diphasique. Ces instabilités provoquent par ailleurs des fluctuations dans le temps des débits respectivement de liquide et de vapeur ainsi que des pertes de charge. Wang et al., (2007) ont étudié les instabilités de l'écoulement d'eau bouillante dans des micro-canaux parallèles de diamètre hydraulique égal à 186  $\mu\text{m}$ . L'instabilité périodique de l'écoulement apparaît lorsque le rapport entre la densité de flux thermique à la paroi et le débit spécifique d'eau dépasse 0,96 kJ/kg. Au-delà de cette valeur, la croissance de la bulle est suffisante pour qu'elle occupe toute la

section droite du canal engendrant un écoulement inverse et une éjection d'un bouchon de liquide vers la sortie du canal. Les auteurs précisent qu'à un débit spécifique donné, plus le nombre de canaux placés en parallèle est grand et plus la fréquence de ces phénomènes l'est également. Qu et Mudawar, (2003) ont également étudié ces instabilités hydrodynamiques et les pertes de charge associées dans un écoulement d'eau bouillante et dans 21 micro-canaux parallélépipédiques de section rectangulaire (231 x 713  $\mu\text{m}$ ) et parallèles entre eux. Ils observent que les oscillations de l'écoulement produisent des oscillations périodiques de pertes de charge. Pour réduire ces instabilités, les auteurs préconisent l'ajout d'un élément déprimogène en entrée des canaux afin d'opposer une résistance au refoulement de l'écoulement dans les canaux et limiter les instabilités d'écoulement. Cela se traduit par l'ajout de restriction forte et ponctuelle de la section droite de l'écoulement en entrée des canaux. L'amélioration de l'écoulement par l'ajout de ces réductions a été validé par les travaux de Kosar *et al.*, (2006).

#### **I - 2.3.4. Cartes des régimes disponibles dans la littérature**

Jusqu'à présent, nous avons évoqué l'existence de différents régimes hydrodynamiques observables pendant l'ébullition de l'eau en milli- et micro-canaux. Il est pertinent de représenter les fenêtres opératoires dans lesquelles s'établissent ces régimes, en particulier pour repérer les conditions de transition de régime. Pour se faire on peut tracer une carte de régimes, qui est en fait un diagramme en deux dimensions, sur laquelle on place chaque point en identifiant clairement le régime auquel il correspond. Il existe autant de représentation que de couples de variables choisies pour les deux axes de la carte.

Les cartes de régimes relatives à l'ébullition de l'eau sont rares. Nous avons choisi de représenter des cartes tracées pour des fluides organiques et utilisant des variables potentiellement accessibles sur notre banc de test.

Taitel, (1990) propose une représentation unifiée des régimes hydrodynamiques dans un diagramme utilisant comme variable les vitesses superficielles de chacune des phases, liquide et vapeur. Chen *et al.*, (2006) ont confronté leurs résultats expérimentaux obtenus avec le R134a avec ce modèle (cf. Figure I - 9). Ils concluent que, relativement à leurs résultats, cette représentation n'est pas appropriée et qu'il est préférable d'utiliser une carte basée sur le nombre de Weber défini pour chacune des phases plutôt que les vitesses superficielles.

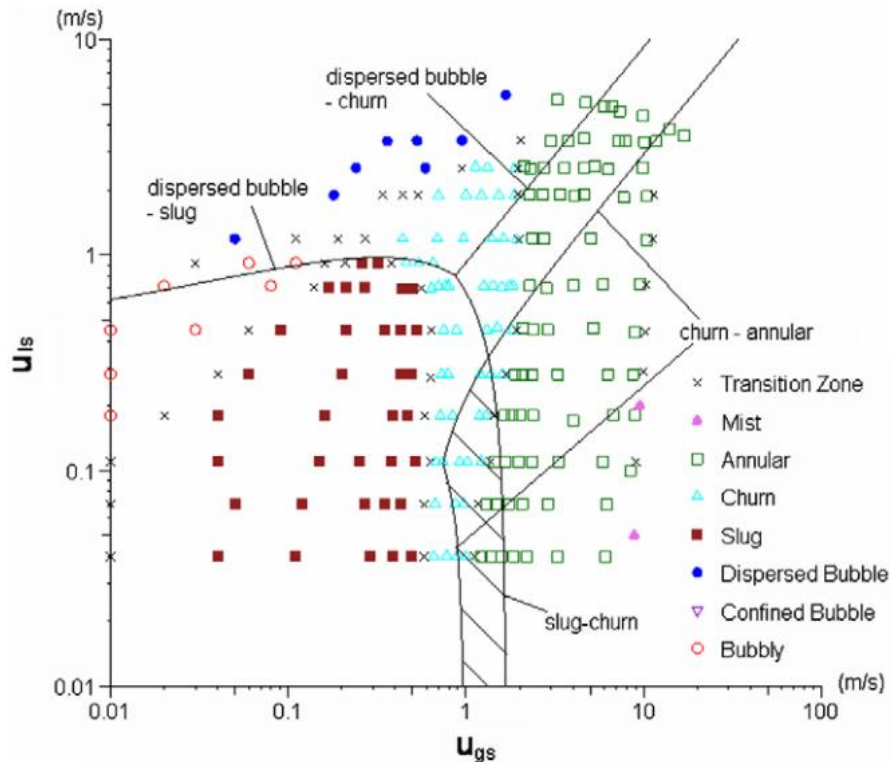


Figure I - 9. Carte de régimes hydrodynamiques pour le R134a dans un tube de 2,01 mm sous 10 bar (Chen et al. (2006)) et comparaison avec le modèle unifié de Taitel (1990).

Revellin et Thome, (2007), dans leur étude de l'ébullition du R134a, proposent une nouvelle carte en représentant pour chaque point le débit spécifique du liquide à l'entrée du canal en fonction de la qualité de vapeur locale. Sur cette carte, présentée sur la Figure I - 10 (a), sont tracées les courbes représentant les frontières entre les différents régimes observés expérimentalement pour une campagne d'expériences. Ils remarquent que, quelles que soient les conditions opératoires, le régime annulaire est atteint d'autant plus vite que le débit spécifique à l'entrée est élevé. En revanche, le régime d'assèchement décrit sur la Figure I - 6 (et synonyme de dégradation du transfert thermique) n'est jamais atteint dans ces expériences (il apparaît à plus forte densité de flux thermique). Par ailleurs le régime de bulles n'est observable que pour des débits spécifiques inférieurs à 1000 kg/m<sup>2</sup>/s. Les auteurs précisent par ailleurs que les différentes transitions observées sont en fait principalement induites par la coalescence des bulles dans l'écoulement.

Les auteurs ont exploité cette carte expérimentale pour créer une carte générale diabatique (cf. Figure I - 10 (b)) supposée permettre la prédiction des régimes hydrodynamiques dans des canaux cylindriques. Cette carte fait apparaître trois frontières, chacune étant représentée par une courbe moyenne corrélée et également deux courbes représentant l'écart à plus ou moins 20%. On fait ainsi apparaître 4 zones, chacune représentant un régime hydrodynamique prédominant : bulle isolée (IB), bulles coalescentes (CB), annulaire (A) et assèchement (PD). Pour l'utiliser, on se fixe le débit spécifique de liquide, supposé bouillant à l'entrée et supérieur à 380 kg/m<sup>2</sup>/s dans le cas de cette carte, et la densité de flux thermique reçue par le fluide et supposée uniforme sur la totalité de la surface d'échange. Ces deux grandeurs étant fixées, un bilan enthalpique sur la longueur de l'échangeur suffit à estimer la qualité en sortie de l'écoulement. En plaçant les points entrée-sortie sur la carte, il est possible d'envisager les différents régimes rencontrés dans l'échangeur. Les débits spécifiques d'eau atteignables dans le dispositif expérimental utilisé dans la présente étude seront au maximum de 50

kg/s/m<sup>2</sup>, soit dans la zone inexplorée par les auteurs. Il sera donc intéressant de tracer des cartes similaires afin d'identifier les frontières mises en évidence par Revellin et Thome.

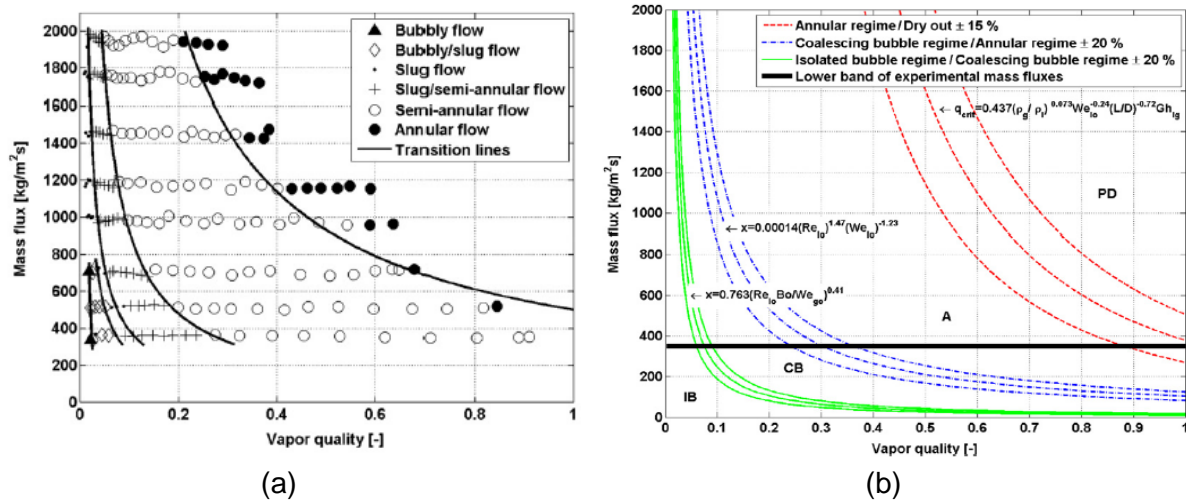


Figure I - 10. Cartes de régimes présentant les frontières de transition de régimes d'ébullition du R134a issues de l'expérience (a) et corrélées (b), Revellin et Thome (2007).

Soupremanien *et al.*, (2011) dans leur étude de l'ébullition du Forane® 365 HX (mélange de composés hydrofluorocarbures légers (C4-C5)) dans un milli-canal parallélépipédique de diamètre hydraulique égal à 1,4 mm proposent une autre représentation des résultats. Pour cela, ils tracent une carte de régimes en fonction de la densité de flux thermique et du débit spécifique en entrée du canal. Cette représentation leur permet de distinguer différentes zones sur le diagramme identifiant respectivement les régimes : monophasique liquide, de bulles, piston, churn et annulaire.

Finalement Harirchian et Garimella, (2012) s'intéressent à l'ébullition du FC-77 dans un réseau de 2 à 63 canaux parallélépipédiques identiques et parallèles dont le diamètre hydraulique décroît avec le nombre de canaux et dans l'intervalle [706 ; 96]  $\mu\text{m}$ . La carte de régime proposée par les auteurs (cf. Figure I - 11) représente pour chaque point le nombre de changement de phase  $N_{pch}$  en fonction du produit  $Bo^{0.5}Re$ . Plus particulièrement, le nombre de changement de phase combine la fréquence de génération de vapeur  $\varphi$  au temps de résidence moyen  $\tau$  d'une particule de liquide. Ces deux grandeurs sont définies selon :

$$\varphi = \frac{q''_w P_H}{A_{CS} \Delta H_{vap}} \frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_l \rho_g} \quad \tau = \frac{L_H}{G/\rho_l}$$

Où  $P_H$  [m] est le périmètre mouillé et  $A_{CS}$  [m<sup>2</sup>] est la section droite de l'écoulement.

Où  $L_H$  [m] est la longueur chauffée du canal.

Cette carte fait apparaître deux frontières. La première verticale ( $Bo^{0.5}Re = 160$ ) repère la transition entre un écoulement confiné et un écoulement non-confiné où l'ébullition convective est majoritaire. La seconde, dépendant du nombre de changement de phase, fait clairement apparaître, d'une part, la transition en écoulement confiné d'un régime de bouchons vers un régime de churn voire annulaire et, d'autre part, en écoulement non-confiné la transition d'un régime de bulles vers le régime de churn ou annulaire.

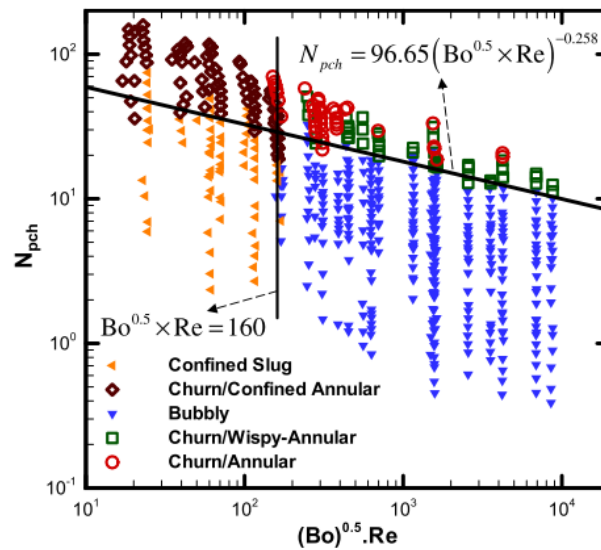


Figure I - 11. Carte de régime proposée par Harirchian et Garimella (2012).

Nous avons présenté trois types de cartes que l'on peut tracer pour caractériser les régimes hydrodynamiques dans les milli-canaux. Ces cartes peuvent être tracées en parallèle si les données expérimentales nécessaires à leur création sont disponibles. Dans le cas du vaporiseur d'étude testé dans ce travail, nous nous focaliserons uniquement sur le tracé de la carte de régime proposée par Revellin et Thome. En effet, la géométrie particulière du vaporiseur ne nous permettra pas d'estimer précisément la densité de flux reçue localement par l'eau le long du canal, nous ne pourrions donc pas estimer le nombre d'ébullition et le nombre de changement de phase. Enfin et malgré la visualisation de l'écoulement, la mesure des vitesses de chacune des phases ne sera pas possible. Nous détaillerons alors le tracé de la carte de Revellin et Thome dans la section IV - 2.3.

## I - 2.4. Corrélations pour le nombre de Nusselt dans un écoulement liquide-vapeur

Quelle que soit la nature de l'écoulement (mono- ou diphasique) le coefficient de transfert thermique est étroitement dépendant du régime hydrodynamique de l'écoulement et des propriétés physiques du fluide. Dans le cas d'un écoulement monophasique, les changements de régimes hydrodynamiques sont clairement identifiés par la valeur du nombre de Reynolds. Dans le cas d'un écoulement diphasique, le nombre de Reynolds perd en partie son sens physique. Néanmoins, il est évident que le coefficient de transfert thermique dépend étroitement des différents régimes d'ébullition décrits précédemment (Kim et Mudawar, (2014a)). Globalement, on distingue deux situations selon le mécanisme d'ébullition :

- Soit l'ébullition se fait principalement par nucléation (Figure I - 12 (haut)). Dans ce cas on observe principalement les régimes de bulles et de bouchons dans le canal. En pratique, le coefficient de transfert thermique augmente rapidement le long du canal pour atteindre un maximum correspondant à l'apparition du phénomène de nucléation. Puis, ce coefficient décroît régulièrement simultanément avec la disparition progressive de la nucléation puis l'assèchement partiel de la paroi.
- Soit l'ébullition se fait majoritairement par convection (Figure I - 12 (bas)). Dans ce cas, on observe dans la quasi-totalité du canal un régime de type annulaire. Le

coefficient de transfert augmente le long du canal en raison de l'amincissement progressif du film liquide en proche paroi.

Que l'ébullition soit régie par la nucléation ou la convection, on peut, dans certaines conditions, observer un assèchement partiel de la paroi appelé également phénomène de flux de chaleur critique (CHF – Critical Heat Flux). Dès lors que le liquide restant est « isolé » de la paroi par une couche de vapeur d'épaisseur variable, il s'en suit une très forte augmentation de la résistance au transfert thermique, et donc une diminution significative du flux échangé.

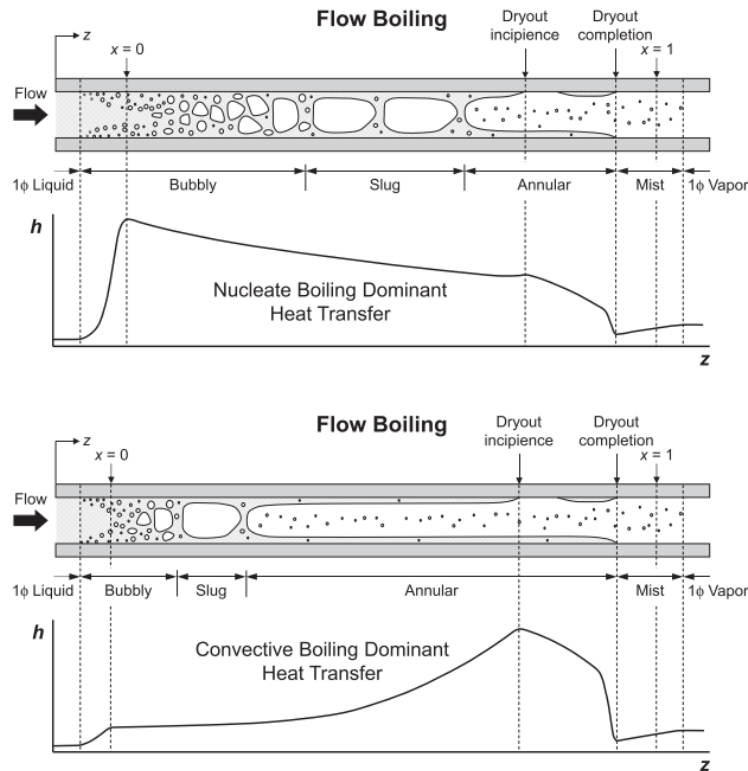


Figure I - 12. Variation qualitative du coefficient de transfert thermique en mini- et micro-canaux soumis à une densité de flux thermique uniforme en fonction des régimes hydrodynamiques pour une prédominance de l'ébullition par nucléation (haut) et une prédominance de l'ébullition par convection (bas), Kim et Mudawar (2014a).

L'ensemble de ces constats nous amène à nous intéresser aux corrélations disponibles dans la littérature concernant l'estimation du coefficient de transfert thermique dans un écoulement diphasique pour deux situations, à savoir avant ou après l'apparition du phénomène de CHF dans l'écoulement.

#### I - 2.4.1. Corrélations pour l'échange thermique avec ébullition et en l'absence de phénomène du CHF

Dans le cas d'un échange thermique dans un écoulement monophasique, le coefficient de transfert thermique est calculable à partir de corrélations qui prédisent le nombre de Nusselt. L'utilisation de ce même nombre adimensionnel dans le cas d'un écoulement diphasique est difficilement envisageable dans la mesure où il est impossible de définir une conductivité thermique d'un mélange liquide-vapeur et cela d'autant plus que ce mélange n'est pas uniforme. Dans ce cas-là, c'est donc directement le coefficient de transfert thermique qui est corrélé.

Une première corrélation de référence pour des écoulements cylindriques de taille conventionnelle a été proposée par Chen, (1966). Cette corrélation distingue deux

contributions relativement à l'ébullition respectivement par nucléation et convective. Elle s'exprime par :

$$h_{tp} = h_{nb}E + h_{conv,tp}F \quad (1.16)$$

Où  $h_{tp}$  [W/m<sup>2</sup>/K] est le coefficient de transfert diphasique,  $h_{nb}$  [W/m<sup>2</sup>/K] le coefficient de transfert thermique par nucléation,  $h_{conv,tp}$  [W/m<sup>2</sup>/K] le coefficient de transfert thermique convectif diphasique,  $E$  et  $F$  sont deux facteurs sans dimension dit respectivement de suppression ou d'amélioration et qui traduisent le poids relatif des deux phénomènes d'ébullition dans le transfert thermique total.

Le facteur de suppression  $E$  traduit le poids de l'ébullition par nucléation dans le transfert thermique. Il est donc inférieur à 1 et diminue logiquement lorsque la qualité de la vapeur augmente, c'est-à-dire lorsque l'on passe d'un régime de bulles ou bouchons à un régime annulaire. A contrario, le facteur  $F$  traduit les bénéfices du passage d'un régime de bulles à un régime annulaire. Il est supérieur à 1 et augmente logiquement avec la qualité de la vapeur.

Pour des milli- ou des micro-structures, les premières corrélations ont été établies sur la base de la corrélation de Chen, (1966) ou selon la corrélation de Lazarek et Black, (1982). Ces derniers observent, pour l'ébullition du R-113 dans un canal cylindrique vertical de 3,1 mm, que les coefficients de transfert thermique sont peu dépendants de la qualité mais plutôt de la densité de flux thermique imposée à la paroi. Ils proposent une corrélation dérivée des corrélations du nombre de Nusselt en considérant le liquide comme phase de référence, ce qui est logique dans la mesure où, avant l'apparition du phénomène de CHF, la paroi est en contact direct avec le liquide. Elle se présente sous la forme :

$$h_{tp} = 30Re_{liq}^{0,857}Bo^{0,714}\frac{\lambda_{liq}}{D_h} \quad (1.17)$$

Par la suite, de très nombreuses corrélations ont été proposées. Ces corrélations découlent d'étude expérimentale mettant en œuvre des configurations géométriques et des conditions opératoires très variables. Au regard de cette diversité, il n'est pas simple de choisir la corrélation la plus appropriée. Une publication de référence de Kim et Mudawar, (2014a) fait une synthèse exhaustive des corrélations recommandées pour les milli- et micro-canaux valables avant l'apparition du phénomène de CHF. Ces corrélations sont présentées dans le Tableau I - 5.

Pour pallier la grande variété de corrélations du coefficient de transfert thermique en écoulement diphasique, plusieurs auteurs proposent des corrélations générales valables a priori pour sur un large domaine de validité. La première corrélation générale a été proposée par Kandlikar, (1990) et la plus récente est celle issue des travaux de Kim et Mudawar, (2014a). Toutes ces corrélations utilisent la densité de flux pariétale reçue par le fluide, soit directement soit au travers du nombre d'ébullition. Comme nous l'avons évoqué, la géométrie interne complexe du vaporiseur d'étude ne permet pas l'estimation précise de cette densité de flux et donc du coefficient de transfert thermique attendu par une corrélation. Nous le verrons dans le chapitre VI, ces corrélations sont difficilement employables dans le cas d'une simulation d'un vaporiseur à contre-courant, la densité de flux échangée variant le long de l'échangeur.



Auteurs	Corrélations <sup>8</sup>	Conditions opératoires
Tran <i>et al.</i> , (1996)	$h_{tp} = 8,4 \cdot 10^5 (Bo^2 We_{lo})^{0,3} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0,4}$	$D = 2,46/2,92$ mm, $D_h = 2,40$ mm, R12, R113, Ebullition par nucléation dominante
Agostini et Bontemps, (2005)	$\begin{cases} h_{tp} = 28q_H^{2/3} G^{-0,26} x^{-0,10}, x < 0,43 \\ h_{tp} = 28q_H^{2/3} G^{-0,64} x^{-2,08}, x > 0,43 \end{cases}$	$D_h = 2,01$ mm, 11 canaux parallèles, R134a
Cooper, (1984)	$h_{nb} = 55P_R^{0,12} (-\log_{10} P_R)^{-0,55} M^{-0,5} q_H^{0,67}$	6000 points pour de l'ébullition en bassin
Warrier <i>et al.</i> , (2002)	$\begin{cases} h_{tp} = E h_{sp} \\ E = 1,0 + 6,0Bo^{1/16} - 5,3(1 - 855Bo)x^{0,65} \\ h_{sp} = 0,023Re_{lo}^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{\lambda_l}{D_h} \end{cases}$	$D_h = 0,75$ mm, 5 canaux parallèles, FC84
Bertsch <i>et al.</i> , (2009)	$\begin{cases} h_{tp} = E h_{cb} + S h_{nb} \\ E = 1 + 80(x^2 - x^6) \exp(-0,6Co) \\ h_{cb} = h_{sp,lo}(1 - x) + x h_{sp,go} \\ h_{sp,io} = \left( 3,66 + \frac{0,0668 \frac{D_h}{L} Re_{io} Pr_i}{1 + 0,04 \left[ \frac{D_h}{L} Re_{io} Pr_i \right]^{2/3}} \right) \frac{\lambda_i}{D_h}, i = g, l \\ S = 1 - x \\ h_{nb} = h_{tp,Cooper} \end{cases}$	$D_h = 0,16 - 2,92$ mm, eau, réfrigérants, FC-77, Azote, 3899 points expérimentaux
Kim et Mudawar, (2014a)	$\begin{cases} h_{tp} = (h_{nb}^2 + h_{cb}^2)^{0,5} \\ \begin{cases} h_{nb} = \left[ 2345 \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0,70} P_R^{0,38} (1 - x)^{-0,51} \right] h_{sp} \\ h_{cb} = \left[ 5,2 \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0,08} We_{lo}^{-0,54} + 3,5 \left( \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,94} \left( \frac{\rho_g}{\rho_{liq}} \right)^{0,25} \right] h_{sp} \end{cases} \end{cases}$ Avec $P_H =$ périmètre chauffé du canal $P_F =$ périmètre mouillé du canal $P_R =$ pression réduite = $P/P_{crit}$ $h_{sp} = 0,023Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \frac{\lambda_f}{D_h}$ $X_{tt} = \left( \frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0,1} \left( \frac{1 - x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_{liq}} \right)^{0,5}, \text{ Paramètre de Martinelli}$	Corrélation générale

Tableau I - 5. Corrélations recommandées par Kim et Mudawar (2014a) pour un transfert thermique avec changement de phase en milli- et micro-canaux.

Parce que l'assèchement du canal (ou le phénomène de CHF) diminue très fortement l'efficacité de transfert, il est important de pouvoir prévoir à quel moment ce phénomène va se produire dans le canal. Pour cela, on dispose, dans la littérature, d'un certain nombre de corrélations décrites ci-dessous.

<sup>8</sup>  $q_H$  [W/m<sup>2</sup>] est la densité de flux thermique reçue par le fluide,  $R_p$  [µm] la rugosité de la paroi,  $P_R$  [-] est la pression réduite et  $M$  [kg/mol] est la masse molaire du fluide. L'indice « o » présent dans les corrélations correspond au mot anglais « only » signifiant que la grandeur doit être calculée en considérant uniquement la phase précisée, à savoir : lo pour le liquide uniquement et go pour le gaz uniquement.

### I - 2.4.2. Corrélations pour l'estimation de la qualité critique à l'apparition du phénomène de CHF

Kim et Mudawar, (2014a) proposent plusieurs corrélations pour estimer la qualité de la vapeur  $x_{di}$  (di – Dryout Incipience) à l'apparition du phénomène de CHF. Ils proposent également une corrélation générale qui permet, selon les auteurs, de réduire l'erreur moyenne absolue sur la qualité estimée de moitié par rapport aux autres corrélations sur l'ensemble des données disponibles dans la littérature. L'ensemble des corrélations sont regroupées dans le Tableau I - 6.

Auteurs	Corrélations	Conditions opératoires
Wojtan <i>et al.</i> , (2005)	$x_{di} = 0,58 \exp \left[ 0,52 - 0,235 We_g^{0,17} Fr_{g,Mori}^{0,37} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,25} \left( \frac{q''_H}{q''_{crit}} \right)^{0,70} \right]$ <p>Avec</p> $\begin{cases} Fr_{g,Mori} = \frac{G^2}{\rho_g(\rho_l - \rho_g)gD_{eq}} \\ D_{eq} = \sqrt{4A/\pi} \\ q''_{crit} = 0,131\rho_g^{0,5}h_{fg}[g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0,25} \end{cases}$	D = 8 / 13,84 mm, R22, R410A
Jeong et Park, (2009)	$x_{di} = 6,2 Re_l^{-0,5} Bo^{-0,2} Eo^{-0,45}$	D = 0,80 / 0,81 mm, CO2
Mastrullo <i>et al.</i> , (2012)	$x_{di} = 1 - 20,82q_H^{0,273} G^{1,231} D_h^{0,252} \frac{\mu_l}{h_{tp}^{0,273}(\rho_l\sigma)^{1,252}} P_R^{-0,721}$	D = 6,00 mm, R410A, CO2
Kim et Mudawar, (2014a)	$x_{di} = 1,4We_{lo}^{0,03} P_R^{0,08} - 15,0 \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0,15} Ca^{0,35} \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,06}$ <p>Avec</p> $Ca = \frac{We_{lo}}{Re_{lo}}$	Corrélation universelle

Tableau I - 6. Corrélations de la qualité d'apparition du CHF comparée à la corrélation universelle de Kim et Mudawar, (2014a).

Le nombre de corrélations disponibles dans la littérature est bien plus faible que celle caractérisant le coefficient de transfert thermique. En effet, l'apparition du phénomène de CHF réduit considérablement la puissance échangée entre la paroi et fluide, les auteurs évitent donc au maximum de se placer dans les conditions opératoires favorables à son apparition.

Tout comme les corrélations sur le coefficient de transfert thermique diphasique, les corrélations prédisant la qualité d'apparition du phénomène de CHF utilisent la densité de flux reçue par le fluide. Nous ne pouvons donc pas facilement accéder à cette donnée dans notre vaporiseur. Néanmoins, il est important d'avoir à l'esprit que ces corrélations existent.

### I - 2.4.3. Cas du transfert thermique dans un écoulement en ébullition et après apparition du phénomène de CHF

Précisons dès maintenant que deux situations sont possibles après l'apparition du phénomène de CHF. D'une part et comme présenté sur la Figure I - 6, la vaporisation uniforme du film liquide sur le périmètre mouillé du canal mène à un assèchement total localisé de la paroi : le transfert thermique à la paroi peut être alors considéré comme une convection de vapeur. D'autre part, l'apparition du phénomène de CHF peut être provoqué par un assèchement partiel de la paroi. Il existe donc une portion de canal où s'effectue la dégradation progressive du transfert thermique, elle est schématisée sur la Figure I - 12 entre les positions de l'assèchement partiel (Dryout Incipience) et de l'assèchement total (Dryout completion).

Autant il existe une quantité considérable de publications concernant le transfert thermique pour les écoulements en ébullition et avant l'apparition du phénomène de CHF, autant il s'avère qu'on ne trouve pratiquement aucune publication concernant l'étude du transfert thermique durant la transition entre l'apparition du phénomène de CHF et l'assèchement total de la paroi.

Néanmoins, l'étude de l'ébullition d'un fluide après l'apparition du phénomène de CHF se révèle absolument nécessaire dans le cas où des aspects critiques de sécurité sont en jeu. C'est notamment le cas dans les centrales nucléaires où l'apparition du phénomène de CHF est potentiellement synonyme d'un risque de surchauffe au niveau du cœur du réacteur. Choi *et al.*, (2009) étudient notamment différents modèles de transfert thermique de l'ébullition de l'eau dans des systèmes macroscopiques et après l'apparition du phénomène de CHF utilisés par le logiciel SPACE développé pour l'industrie nucléaire coréenne. Ce logiciel simule le couplage entre l'hydrodynamique et l'échange thermique d'un écoulement d'eau avec changement de phase. Les auteurs précisent que les incertitudes majoritaires dans les simulations du logiciel SPACE concernent effectivement les modèles de transfert thermique après l'apparition du phénomène de CHF. L'objectif de leur étude est de comprendre les tendances des différents modèles disponibles afin de pouvoir réduire ces incertitudes.

En conclusion, l'étude du transfert thermique après l'apparition du phénomène CHF ne concerne qu'un faible nombre d'applications en lien avec la sécurité des procédés de taille macroscopique. De plus, les rares publications disponibles ne concernent que les écoulements macroscopiques. Il subsiste donc encore un vide pour la caractérisation de l'échange thermique après l'apparition du phénomène de CHF dans des systèmes milli- ou micro-structurés, qui est nécessaire quand la production d'une vapeur surchauffée est visée dans ce type d'équipement.

Cette revue bibliographique montre que le transfert thermique d'un écoulement avec changement de phase présente plusieurs niveaux de difficultés supplémentaires par rapport au transfert thermique sans changement de phase. La caractérisation des phénomènes d'ébullition ainsi que des régimes hydrodynamiques de l'ébullition dans des canaux milli- ou micrométriques est actuellement bien maîtrisée mais il reste encore certaines étapes à franchir pour modéliser correctement le transfert thermique dans ce type d'équipements. En particulier, les effets de l'apparition des instabilités de l'écoulement liquide-vapeur dues au confinement de l'écoulement sur le transfert thermique sont encore mal compris.

Au-delà des aspects thermiques, le dimensionnement des échangeurs nécessite d'estimer la puissance mécanique à fournir pour atteindre le débit d'eau à vaporiser attendu. Il est donc nécessaire de quantifier au préalable les pertes de charge par frottement dans ces systèmes confinés. Nous allons donc, à présent, faire une synthèse des outils à notre disposition pour estimer ces pertes de charge.

## I - 3. Variation de pression et pertes par frottements dans un écoulement en canal de dimensions milli ou micrométriques

Jusqu'à présent nous avons uniquement envisagé les outils à notre disposition pour quantifier les échanges thermiques au sein d'un écoulement monophasique ou diphasique. Le coefficient de transfert thermique convectif est étroitement dépendant des propriétés physiques des fluides, ces propriétés étant généralement corrélées en fonction de la température et de la pression. Aussi il est essentiel de pouvoir estimer la variation de la pression du fluide dans l'écoulement. Au-delà, la variation de pression du fluide est systématiquement liée à une perte d'énergie mécanique par frottements. Pour maintenir le débit massique attendu dans un circuit, il est impératif de compenser ces pertes et donc de les estimer pour pouvoir dimensionner correctement la pompe qui va assurer la circulation du fluide dans le dispositif.

Rappelons si nécessaire qu'un écoulement en régime « permanent » est régi, si l'on suppose que les seules forces prises en compte sont le poids  $\vec{F}_g$ , les forces de pression  $\vec{F}_p$  et les forces visqueuses (ou forces de frottement)  $\vec{F}_f$ , par le bilan de quantité de mouvement suivant, appliqué à un volume de liquide délimité par la surface fermée  $S$  :

$$\oiint_S \rho \vec{u} (\vec{u} \cdot d\vec{S}) = \vec{F}_g + \vec{F}_p + \vec{F}_f \quad (1.18)$$

Ce bilan stipule ainsi que le débit net de quantité de mouvement est égal à la résultante des forces extérieures au fluide. Si l'on considère maintenant un écoulement en canal, unidirectionnel selon  $z$ , ce bilan peut s'exprimer plus simplement pour mettre en évidence la variation de pression entre 2 points de l'écoulement distants de  $L$ , selon :

$$\Delta p = \int_0^L \left[ \left( \frac{dp}{dz} \right)_{stat} + \left( \frac{dp}{dz} \right)_{conv} + \left( \frac{dp}{dz} \right)_f \right] dz \quad (1.19)$$

Ainsi la variation de pression dans l'écoulement dépend de 3 contributions :

- $(dp/dz)_{stat}$  : le gradient de pression statique, lié aux effets de la gravité
- $(dp/dz)_{conv}$  : le gradient de pression convectif qui n'est rien d'autre que la variation de l'énergie cinétique volumique du fluide
- $(dp/dz)_f$  : terme systématiquement négatif qui correspond à la perte de pression par frottements et souvent appelé pertes de charge par frottements, par abus de langage.

Il s'agit donc à ce stade d'exprimer ces 3 termes considérant que l'écoulement est soit monophasique, soit diphasique (équilibre liquide-vapeur).

### I - 3.1. Gradients de pression statique et convectif

Dans un écoulement diphasique liquide-vapeur, les gradients de pression statique et convectif, dans un écoulement unidirectionnel et selon  $z$ , s'expriment respectivement selon :

$$-\left( \frac{dp}{dz} \right)_{stat} = [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l] \cdot g \sin \theta \quad (1.20)$$

Où  $\theta$  [rad] est défini comme l'angle entre le vecteur vitesse et l'horizontale. La valeur de  $\theta$  est comprise dans l'intervalle  $[-\pi/2; \pi/2]$ , positive pour un écoulement ascendant et négative pour un écoulement descendant.

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{conv} = G^2 \frac{d}{dz} \left( \frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_g \alpha} \right) \quad (1.21)$$

Où  $G$  [kg/m<sup>2</sup>/s] est la densité de flux massique totale et  $x$  [-] la qualité de la vapeur.

Finalement  $\alpha$  [-] est la fraction de vide de l'écoulement à la position considérée. Ainsi  $\alpha$  représente également la fraction volumique locale de la phase gaz dans l'écoulement.  $\alpha$  permet ainsi de définir la masse volumique du mélange diphasique  $\rho_{tp}$ , soit :

$$\rho_{tp} = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_l \quad (1.22)$$

### I - 3.1.1. Modèles pour la fraction de vide $\alpha$

Il existe localement une relation entre la fraction de vide  $\alpha$  et la qualité de la vapeur  $x$ , à savoir :

$$\frac{1}{\alpha} = 1 + \frac{u_g}{u_l} \cdot \frac{(1-x)}{x} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (1.23)$$

Où  $u_g/u_l$  est le ratio des vitesses respectivement du gaz et du liquide, encore appelé ratio de glissement. La difficulté pour déterminer la fraction  $\alpha$  réside dans l'évaluation du ratio des vitesses.

Le **modèle** le plus simple pour représenter l'écoulement diphasique est celui dit à **phase homogène** (modèle HEM – homogeneous equilibrium model), modèle qui consiste à considérer le mélange diphasique comme une unique phase dont les propriétés sont homogènes et fixées uniquement par la composition du mélange, susceptible d'évoluer dans l'écoulement. En particulier dans le modèle HEM, le **ratio des vitesses est pris égal à 1**.

Ainsi et dans le modèle HEM, la fraction de vide  $\alpha_{HEM}$  s'exprime simplement en fonction de la qualité de la vapeur, selon :

$$\frac{1}{\alpha_{HEM}} = 1 + \frac{(1-x)}{x} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (1.24)$$

Il en vient ainsi pour l'expression de la masse volumique du mélange :

$$\rho_{HEM} = \alpha_{HEM} \rho_g + (1 - \alpha_{HEM}) \rho_l = \frac{1}{x/\rho_g + (1-x)/\rho_l} \quad (1.25)$$

Il est alors possible d'exprimer les gradients de pression statique et convectif en fonction d'une part de l'évolution de la qualité de la vapeur dans l'écoulement et d'autre part des valeurs locales des masses volumiques du gaz et du liquide (dépendant elles-mêmes de la température et de la pression locales de l'écoulement). On a ainsi :

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{stat,HEM} = \left[ \frac{1}{x/\rho_g + (1-x)/\rho_l} \right] \cdot g \sin \theta \quad (1.26)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{conv,HEM} = G^2 \frac{d}{dz} \left( \frac{1}{\rho_{HEM}} \right) = G^2 \cdot \frac{d}{dz} \left( \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) \quad (1.27)$$

Si le modèle HEM ne peut être envisagé, c'est le **modèle dit à phases séparées** qui s'applique et dans ce cas le ratio des vitesses est a priori différent de 1. On trouve dans la littérature plusieurs corrélations permettant de calculer la fraction de vide en fonction de la qualité de la vapeur. Un modèle de référence est celui de Zivi, (1964).

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (1.28)$$

### I - 3.1.2. Gradients de pression statique et convectif pour un écoulement monophasique

Dans le cas d'un écoulement monophasique, les gradients de pressions statique et convectif se simplifient en :

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{stat,mono} = \rho_k \cdot g \sin \theta \quad (1.29)$$

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{conv,mono} = G^2 \cdot \frac{d}{dz} \left(\frac{1}{\rho_k}\right) \quad (1.30)$$

Avec  $k = g$  ou  $l$  selon que l'écoulement est monophasique gaz ou liquide

Ainsi et dans un échangeur, si le fluide peut être considéré comme incompressible et indilatable sur la longueur de l'écoulement, alors le gradient de pression statique est uniforme (nul si l'écoulement est horizontal) et le gradient de pression convectif est nul dans tous les cas. Si la masse volumique du fluide est susceptible de varier dans l'écoulement, il suffit pour déterminer ces 2 gradients de pression de connaître l'équation d'état du fluide.

## I - 3.2. Perte de pression par frottement

### I - 3.2.1. Pertes par frottement dans un écoulement monophasique

#### iii) Ecoulement dans un canal de taille macroscopique

Pour un écoulement monophasique dans un canal de taille macroscopique, la perte de pression par frottements est calculable à l'aide de l'équation de Darcy-Weisbach :

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = C_f \frac{4\rho u^2}{D_h} \quad (1.31)$$

Où  $C_f$  [-] est le coefficient de frottement dépendant en particulier de la géométrie du canal. Le coefficient de frottement est généralement corrélé en fonction du nombre de Reynolds (régime hydrodynamique) et de la rugosité relative de la conduite  $e/D_h$  avec  $e$  la rugosité de la conduite. En particulier, le Tableau I - 7 présente différentes corrélations usuelles du coefficient de frottement pour les conduites cylindriques.

Auteurs	Régime	Corrélation	Validité
Théorie	Laminaire	$C_f Re = 8$	$Re < 2000$
Blasius, (1913)	Turbulent Conduite lisse	$C_f = 0,0396 \cdot Re^{-0,25}$ $C_f = 0,023 \cdot Re^{-0,2}$	$4000 < Re < 10^5$ $10^4 < Re < 2.10^6$
Churchill, (1977)	Laminaire - Turbulent	$\left\{ \begin{array}{l} C_f = \left( \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(X+Y)^{3/2}} \right)^{1/12} \\ X = \left[ 2,457 \ln \left( \left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{e}{D_h} \right)^{-1} \right]^{16} \\ Y = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \end{array} \right.$	Tous nombres de Reynolds

Tableau I - 7. Corrélation du coefficient de frottement en tube circulaire macroscopique

Pour les conduites circulaires, le coefficient de frottement est bien représenté dans le diagramme de Moody (cf. Figure I - 13). Ce diagramme met en évidence 2 régimes

asymptotiques : à faible nombre de Reynolds, le coefficient de frottement est indépendant de la rugosité de la conduite (régime hydrauliquement lisse) alors qu'au-delà d'une valeur limite du Reynolds (dépendant de la rugosité relative), le coefficient de frottement est uniquement fixé par la rugosité relative (régime hydrauliquement rugueux).

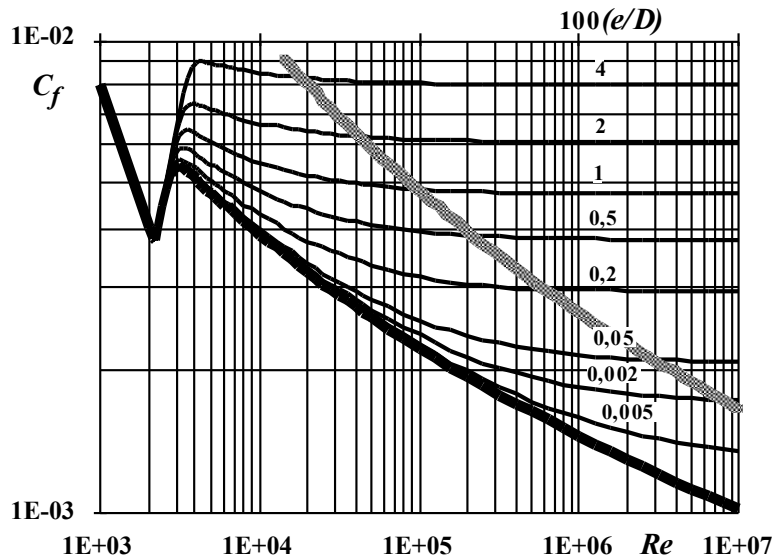


Figure I - 13. Évolution du coefficient de frottement en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative

Dans le cas d'une conduite non cylindrique, le coefficient de frottement est modifié par un facteur correctif dépendant de la géométrie de la conduite. Ainsi et pour une conduite présentant une section rectangulaire, géométrie classique dans les échangeurs compacts, ce facteur correcteur est défini par :

$$\gamma = \frac{1,5}{\left( \left( 1 - 0,351 \frac{l_{min}}{l_{max}} \right) \left( 1 + \frac{l_{min}}{l_{max}} \right) \right)^2} ; \frac{l_{min}}{l_{max}} \leq 1 \quad (1.32)$$

Où  $l_{min}$  [m] et  $l_{max}$  [m] sont les dimensions caractéristiques respectivement minimale et maximale de la section.

iv) Écoulement dans un canal de taille milli et microscopique

Il est généralement admis (Özdemir et Sözbir, (2018)) que les corrélations établies à l'échelle macroscopique restent valables à l'échelle microscopique. Néanmoins, Steinke et Kandlikar, (2006) soulignent l'importance des pertes de pression singulières en entrée et en sortie des canaux qui, dans le cas d'échangeurs compacts, ne peuvent être négligées devant celles, régulières, engendrées par l'écoulement dans le canal.

Par ailleurs, l'influence de la rugosité sur les pertes de charge régulières en écoulement laminaire a été démontrée par Shen *et al.*, (2006). Les auteurs ont étudié l'écoulement d'eau déionisée dans 26 canaux rectangulaires caractérisés par un diamètre hydraulique égal à  $436 \mu\text{m}$  et une rugosité relative de 4 à 6% et pour des débits tels que le nombre de Reynolds est compris entre 162 et 1257. Ils observent qu'au-delà d'un Reynolds égal à 600, le coefficient de frottement expérimental est supérieur à celui théorique. Cette constatation conforte les conclusions de certains auteurs tels (Peng et Peterson, (1995)) qui montrent que la sortie du régime laminaire s'opère pour des Reynolds environ égaux à 700, l'influence de la rugosité relative sur le coefficient de frottement ne pouvant être négligée au-delà de cette limite.

### I - 3.2.2. Pertes par frottement dans un écoulement diphasique

Concernant l'évaluation de la perte de pression par frottement dans un écoulement diphasique liquide-vapeur en canal, on recense un très grand nombre de corrélations dépendant en particulier du modèle choisi pour décrire le système diphasique, la taille caractéristique du canal et le régime hydrodynamique. Aussi, nous avons choisi de nous limiter à celles les plus significatives.

#### i) Cas de l'écoulement représenté par le modèle à phase homogène (HEM)

Dans ce cas, le terme de pertes de pression par frottement est exprimé selon (Incropera et Dewitt, (2002)) :

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \frac{2f_{tp}\rho_{HEM}u^2}{D_h} = \frac{2f_{tp}G^2}{D_h\rho_l} \left(1 + x\frac{\rho_l}{\rho_g}\right) \quad (1.33)$$

Où  $f_{tp}$  [-] est le coefficient de frottement de l'écoulement diphasique,  $\rho_{HEM}$  [kg/m<sup>3</sup>] la masse volumique du mélange définie dans le modèle HEM et  $u$  [m/s] la vitesse moyenne de l'écoulement. Le coefficient  $f_{tp}$  est corrélé en fonction du nombre de Reynolds selon :

$$\begin{aligned} f_{tp} &= 16Re_{tp}^{-1} & Re_{tp} < 2000 \\ f_{tp} &= 0,079Re_{tp}^{-0,25} & 2000 \leq Re_{tp} < 20\ 000 \\ f_{tp} &= 0,046Re_{tp}^{-0,2} & Re_{tp} \geq 20\ 000 \end{aligned}$$

Avec  $Re_{tp} = GD_h/\mu_{tp}$ . Il existe différents modèles d'estimation de la viscosité  $\mu_{tp}$  du mélange liquide-vapeur. Plusieurs sont regroupés dans la revue bibliographique de Kim et Mudawar, (2014b) dont le plus ancien, proposé par McAdams *et al.*, (1942) :

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (1.34)$$

Remarquant que le coefficient  $f_{tp}$  est directement proportionnel au coefficient de frottement  $C_f$  défini pour un écoulement monophasique ( $f_{tp} = 2C_f$ ), on note alors la cohérence des corrélations de  $f_{tp}$  avec celle présentée dans le Tableau I - 7 proposées pour un écoulement diphasique dans le modèle HEM.

#### ii) Cas général : modèle de l'écoulement à phases séparées

Le modèle à phase homogène pour décrire un écoulement diphasique étant généralement difficilement applicable, c'est celui à phases séparées qui est généralement préconisé.

Il existe un très grand nombre de corrélations permettant d'estimer la perte de pression par frottement dans un écoulement diphasique et selon ce modèle. Cette abondance est liée à la diversité i) des géométries ii) de la taille de l'écoulement (macro/mini/micro) iii) mais surtout de la nature du système diphasique.

En effet et lorsqu'on parle d'écoulement diphasique, les situations sont diverses. Il peut s'agir d'un simple mélange liquide/gaz dont l'intégrité (composition locale) n'est susceptible d'être modifiée que par la vitesse relative des 2 phases dans l'écoulement, l'écoulement étant supposé adiabatique. Une autre situation consiste à considérer que le mélange diphasique est le résultat d'un phénomène d'ébullition ou de condensation induit par un transfert thermique à la paroi. Dans ce second cas, l'écoulement diphasique considéré est en fait un mélange d'un



liquide en équilibre avec sa vapeur dont la composition varie relativement à la densité de flux thermique transférée.

Quelle que soit la configuration envisagée, les corrélations proposées dans la littérature s'inspirent du modèle de Lockhart-Martinelli. Ainsi la variation de pression par frottement de l'écoulement diphasique s'exprime comme le produit de la variation de pression par frottement relativement à chaque phase par un coefficient multiplicateur correspondant à la phase de référence, soit :

$$\left(\frac{dP}{dz}\right)_F = \left(\frac{dP}{dz}\right)_l \phi_l^2 = \left(\frac{dP}{dz}\right)_g \phi_g^2 \quad (1.35)$$

Avec :

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_l = \frac{2f_l G^2 (1-x)^2}{\rho_l D_h} \quad ; \quad -\left(\frac{dP}{dz}\right)_g = \frac{2f_g G^2 x^2}{\rho_g D_h}$$

Le coefficient de frottement,  $f_k$ , pour chacune des phases se calcule à l'aide des corrélations classiques utilisées en écoulement monophasique, soient :

$$\begin{aligned} f_k &= 16Re_{tp}^{-1} & Re_k < 2000 \\ f_k &= 0,079Re_{tp}^{-0,25} & 2000 \leq Re_k < 20\,000 \\ f_k &= 0,046Re_{tp}^{-0,2} & Re_k \geq 20\,000 \end{aligned}$$

Où l'indice k est soit l ou g, pour la phase respectivement liquide ou gaz et la définition des nombres de Reynolds pour chacune des phases est :

$$Re_l = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \quad ; \quad Re_g = \frac{GxD_h}{\mu_g}$$

Précisons par ailleurs qu'en régime laminaire et pour des canaux de section rectangulaire, de nombreux auteurs suggèrent d'utiliser la corrélation suivante pour le calcul du coefficient de frottement (Shah et London, (1978)) :

$$f_k Re_k = 24(1 - 1,3553\beta + 1,9467\beta^2 - 1,07012\beta^3 + 0,9564\beta^4 - 0,2537\beta^5) \quad (1.36)$$

Où  $\beta$  [-] est le rapport de forme du canal calculé par le rapport de la hauteur du canal sur la largeur du canal. Précisons ici que cette corrélation est valable uniquement pour des rapports  $\beta$  inférieurs à 1.

Finalement la très grande majorité des modèles utilisent la valeur du coefficient multiplicateur  $\phi_l^2$  défini comme

$$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (1.37)$$

Où X est le paramètre de Lockhart-Martinelli, défini comme :

$$X^2 = \frac{(dP/dz)_l}{(dP/dz)_g} \quad (1.38)$$

C est un paramètre corrélé en fonction de la taille et du régime d'écoulement et de la nature du système diphasique.

Kim et Mudawar, (2014b) proposent une revue très complète de toutes les corrélations existantes et établissent des modèles généraux sur la base des très nombreuses données expérimentales disponibles. Parmi ces modèles et au regard de notre étude, nous avons retenu le modèle général valable pour un écoulement en cours d'ébullition dans des canaux parallèles de taille mini ou micrométrique.

Dans ce modèle général, le coefficient  $C$  est corrélé en fonction d'un coefficient  $C_{non-boiling}$  calculé pour un écoulement non bouillant :

Domaine de validité	$C$
$Re_l \geq 2000$	$C_{non-boiling} \left[ 1 + 60We_{lo}^{0,32} \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{0,78} \right]$
$Re_l < 2000$	$C_{non-boiling} \left[ 1 + 530We_{lo}^{0,52} \left( Bo \frac{P_H}{P_F} \right)^{1,09} \right]$

Où  $We$  et  $Bo$  sont respectivement les nombres de Weber et le Boiling number. Le coefficient  $C_{non-boiling}$  est finalement corrélé selon le régime d'écoulement de chacune des deux phases

Domaine de validité	$C_{non-boiling}$
$Re_l \geq 2000$ et $Re_g \geq 2000$ (tt)	$0,39Re_{lo}^{0,03} Su_{go}^{0,10} (\rho_l/\rho_g)^{0,35}$
$Re_l \geq 2000$ et $Re_g < 2000$ (tv)	$8,7 \cdot 10^{-4} Re_{lo}^{0,17} Su_{go}^{0,50} (\rho_l/\rho_g)^{0,14}$
$Re_l < 2000$ et $Re_g \geq 2000$ (vt)	$0,0015 Re_{lo}^{0,59} Su_{go}^{0,19} (\rho_l/\rho_g)^{0,36}$
$Re_l < 2000$ et $Re_g < 2000$ (vv)	$3,5 \cdot 10^{-5} Re_{lo}^{0,44} Su_{go}^{0,50} (\rho_l/\rho_g)^{0,48}$

Où  $Re_{lo}$  est un nombre de Reynolds pour le liquide, calculé considérant son débit massique en entrée de l'échangeur et  $Su$  le nombre de Suratman, définis par :

$$Re_{lo} = \frac{GD_h}{\mu_l} \quad ; \quad Su_{go} = \frac{\rho_g \sigma D_h}{\mu_g^2}$$

Finalement il est important de préciser que ce modèle général a été établi par Kim et Mudawar sur la base de 2378 points issus de 16 sources différentes dans la littérature et dans les domaines d'application suivants :

- Fluides : R12, R134a, R22, R245fa, FC-72, ammoniaque, CO<sub>2</sub> et eau
- Diamètre hydraulique :  $0,349 < D_h < 5,35$  mm
- Débit spécifique :  $33 < G < 2\,738$  kg. m<sup>-2</sup>. s<sup>-1</sup>
- Nombre de Reynolds liquide seul :  $156 < Re_{lo} < 28\,010$
- Nombre de Reynolds liquide superficiel :  $0 < Re_l < 16\,020$
- Nombre de Reynolds gaz superficiel:  $0 < Re_g < 199\,500$
- Qualité de vapeur :  $0 < x < 1$
- Pression réduite :  $0,005 < P_R = P/P_{crit} < 0,78$

Cette corrélation générale reflète parfaitement la complexité des modèles nécessaires pour estimer la perte de pression par frottement et donc la variation de pression dans un écoulement diphasique en canal, en particulier lorsque le fluide est en cours d'ébullition. Ses auteurs soulignent ses limites en invoquant deux arguments essentiels. D'une part les phénomènes aux interfaces sont généralement mal compris. D'autre part le régime annulaire mis en évidence au cours de l'ébullition joue un rôle prépondérant car il correspond aux valeurs maximales conjointement de la perte de pression linéique par frottement et du coefficient de transfert thermique. Or et dans ce régime, l'épaisseur du film liquide et le profil des vitesses dans ce film sont très difficilement mesurables en particulier dans des systèmes milli ou micro-structurés. En conséquence et si ces outils de modélisation restent précieux, ils méritent de nouvelles investigations pour les fiabiliser.

Pour donner suite à cette étude bibliographique, nous allons maintenant nous intéresser au dimensionnement du module de vaporisation et du banc de test. Nous allons principalement étudier expérimentalement la vaporisation dans des canaux hémicylindriques de 2 mm de diamètre. D'après les différentes classifications que nous avons pu voir, nous pouvons les considérer comme étant soit des mini-canaux où soit des canaux macroscopiques. L'étude des régimes hydrodynamiques, qui sera présentée dans le chapitre IV, nous permet de finalement les classer comme mini-canaux en raison du confinement apparent de l'écoulement. Les coefficients de transfert thermique diphasique attendus dans ce genre de canaux sont théoriquement supérieurs à plusieurs milliers de  $W/m^2/K$ .

## Références bibliographiques de l'Introduction générale et du Chapitre I

- ACOSTA R. E., MULLER R. H., et TOBIAS C. W., 1985, « Transport processes in narrow (capillary) channels », *AIChE Journal*, vol. 31, n° 3 : 473-482.
- AFHYPAC, 2016, « Production et consommation d'hydrogène aujourd'hui »
- AGOSTINI Bruno et BONTEMPS André, 2005, « Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels », *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 26, n° 2 : 296-306.
- BALDASSARI Chiara et MARENGO Marco, 2013, « Flow boiling in microchannels and microgravity », *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39, n° 1 : 1-36.
- BARBE Jean-Patrick, 2018, « Modélisation des échangeurs-réacteurs compacts », Université de Lorraine.
- BERTSCH Stefan S, GROLL Eckhard A, et GARIMELLA Suresh V, 2009, « A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, n° 7-8 : 2110-2118.
- BLASIUS P. R. H., 1913, « Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten. », *Forschungsheft*, vol. 131, n° 1-41.
- BP, 2019, « BP Statistical Review of World Energy Statistical Review of World », *The Editor BP Statistical Review of World Energy* : 1-69.
- CAO Haishan, CHEN Guangwen, et YUAN Quan, 2009, « Testing and design of a microchannel heat exchanger with multiple plates », *Industrial and Engineering Chemistry Research*, vol. 48, n° 9 : 4535-4541.
- CHATEAU Mathieu, 2018, « Développement d'un réacteur intensifié pour la production d'acroléine ».
- CHEN, 1966, « Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow », *Industrial and Engineering Chemistry Process Design and Development*, vol. 5, n° 3 : 322-329.
- CHEN L., TIAN Y. S., et KARAYIANNIS T. G., 2006, « The effect of tube diameter on vertical two-phase flow regimes in small tubes », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, n° 21-22 : 4220-4230.
- CHENG P., WU H.Y., et WU D., 2006, « Mesoscale and Microscale Phase-Change Heat Transfer », *Adv. Heat Transfer*, vol. 39 : 461-563.
- CHOI K. Y., YUN B. J., PARK H. S., MOON S. K., et KIM K. D., 2009, « Assessment of post-CHF heat transfer models for the space code », *International Conference on Nuclear Engineering, Proceedings, ICONE*, vol. 3 : 205-214.
- CHUN et MUMFORD, 2000, « On the Mechanism of Metal Dusting Corrosion ».
- CHURCHILL S.W., 1977, « "Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes" », *Chemical Engineering Journal*, vol. 84 : 91-92.
- CITEPA, 2019, « Gaz à effet de serre et polluants atmosphériques - Bilan des émissions en France de 1990 à 2017 - Extrait » : 46.
- COLLIER J.G. et THOME J.R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, New York, Oxford : Clarendon Press; Oxford University Press.

- COMMENGE Jean-Marc, CORRIOU Jean-Pierre, et MATLOSZ M., 2001, « Modélisation du comportement thermique d'un reacteur microstructuré », *Nano et Micro Technologies*, vol. 1, n° n°3-4 : 497-521.
- COOPER M. G., 1984, *Saturation Nucleate Pool Boiling - a Simple Correlation.*, The Institution of Chemical Engineers.
- CUSSIER E. L., 2009, *Diffusion : Mass Transfer in Fluid Systems*, Cambridge, Cambridge University Press.
- DENG Daxiang, WAN Wei, TANG Yong, WAN Zhenping, et LIANG Dejie, 2015, « Experimental investigations on flow boiling performance of reentrant and rectangular microchannels - A comparative study », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 82 : 435-446.
- DITTUS F.W. et BOELTER L.M.K., 1930, « No Title », *Publications on Engineering*, n° Berkeley.
- DREW T. B. et MÜLLER C., 1937, « Boiling », *Trans. AIChE*, vol. 33 : 449.
- FABAS Aurélien, 2015, « Corrosion Par Metal Dusting D'Alliages Austenitiques, Modelisation Cinetique Et Mecanismes ».
- HAGER Willi H., 2012, « Wilfrid noel bond and the bond number », *Journal of Hydraulic Research*, vol. 50, n° 1 : 3-9.
- HARIRCHIAN Tannaz et GARIMELLA Suresh V, 2012, « International Journal of Heat and Mass Transfer Flow regime-based modeling of heat transfer and pressure drop in microchannel flow boiling », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, n° 4 : 1246-1260.
- HARMS Todd M., KAZMIERCZAK Michael J., et GERNER Frank M., 1999, « Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels », *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 20, n° 2 : 149-157.
- HASAN Mushtaq I., RAGEB A. A., YAGHOUBI M., et HOMAYONI Homayon, 2009, « Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger », *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, n° 8 : 1607-1618.
- HSU Y. Y., 1962, « On the Size Range of Active Nucleation Cavities on a Heating Surface », *Journal of Heat Transfer*, vol. 84, n° 3 : 207-213.
- INCROPERA F.P. et DEWITT D.P., 2002, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, fifth edit, New York.
- ISMAIL Mohammed, FOTOWAT Shahram, et FARTAJ Amir, 2014, « Effect of Channel Size on Heat Transfer and Pressure Drop in Thin Slabs Minichannel Heat Exchanger », *International Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics*, vol. 2, n° 1.
- ITF, 2017, « ITF Transport Outlook 2017 », Paris.
- JEONG Siyoung et PARK Dongho, 2009, « Evaporative heat transfer of CO2 in a smooth and a micro-grooved miniature channel tube », *Heat Transfer Engineering*, vol. 30, n° 7 : 582-589.
- JONES O. C., 1976, « An improvement in the calculation of turbulent friction in smooth concentric annuli », *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 103, n° 4 : 615-623.
- KAKAÇ S., BERGLES A. E., et MAYINGER F., 1980, *Two-Phase Flow Heat Exchangers - Thermal hydraulic fundamentals and design*, Povoá de Varzim, Portugal.
- KAKAC S., SHAH R., et AUNG K, 1987, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*.
- KANDLIKAR S. G., 1990, « A General Correlation for Saturated Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes », *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, n° 1 : 219.

- KANDLIKAR Satish G. et GRANDE William J., 2003, « Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology », *Heat Transfer Engineering*, vol. 24, n° 1 : 3-17.
- KEW P. A. et CORNWELL K., 1997, « CORRELATIONS FOR THE PREDICTION OF BOILING HEAT TRANSFER IN SMALL-DIAMETER CHANNELS », *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, n° Nos. 8-10 : 705-715.
- KIM Sung Min et MUDAWAR Issam, 2014a, « Review of databases and predictive methods for heat transfer in condensing and boiling mini/micro-channel flows », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 77 : 627-652.
- KIM Sung Min et MUDAWAR Issam, 2014b, « Review of databases and predictive methods for pressure drop in adiabatic, condensing and boiling mini/micro-channel flows », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 77 : 74-97.
- KOSAR A, KUO CJ, et PELES Y, 2006, « Suppression of boiling flow oscillations in parallel microchannels by inlet restrictors », *JOURNAL OF HEAT TRANSFER-TRANSACTIONS OF THE ASME*, vol. 128, n° 3 : 251-260.
- KUANG Y W, WANG Wen, MIAO J Y, YU X G, ZHANG H X, et ZHUAN R, 2017, « Flow boiling of ammonia and flow instabilities in mini-channels », *Applied Thermal Engineering journal*, vol. 113 : 831-842.
- KUMAR Vimal, VIKASH, et NIGAM K. D.P., 2017, « Multiphase fluid flow and heat transfer characteristics in microchannels », *Chemical Engineering Science*, vol. 169 : 34-66.
- LALLEMAND M, 2006, « Transferts en changement de phase Ebullition convective », *Techniques de l'Ingénieur*, n° BE8236 V1.
- LAZAREK G. M. et BLACK S. H., 1982, « Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113 », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 25, n° 7 : 945-960.
- LU Qi, CHEN Deqi, LI Chong, et HE Xueqiang, 2017, « Experimental investigation on flow boiling heat transfer in conventional and mini vertical channels », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 107 : 225-243.
- MARANZANA Gaël, PERRY Isabelle, et MAILLET Denis, 2004, « Mini- and micro-channels: Influence of axial conduction in the walls », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, n° 17-18 : 3993-4004.
- MASTRULLO R., MAURO A. W., THOME J. R., TOTO D., et VANOLI G. P., 2012, « Flow pattern maps for convective boiling of CO<sub>2</sub> and R410A in a horizontal smooth tube: Experiments and new correlations analyzing the effect of the reduced pressure », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, n° 5-6 : 1519-1528.
- MBODJI Mamadou, 2013, *Conception et dimensionnement de réacteurs-échangeurs microstructurés pour la production de gaz de synthèse par vaporeformage du méthane*, Université de Lorraine.
- MCADAMS W.H., WOODS W.K., et HEROMAN Jr. L.C., 1942, « Vaporization inside horizontal tubes – II: Benzene–oil mixture », *ASME - Transactions*, vol. 64, n° 3.
- MEHENDALE S. S., JACOBI A. M., et SHAH R. K., 2000, « Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design », *Applied Mechanics Reviews*, vol. 53, n° 7 : 175-193.
- MICHALIS Vasilis K., KALARAKIS Alexandros N., SKOURAS Eugene D., et BURGANOS Vasilis N., 2010, « Rarefaction effects on gas viscosity in the Knudsen transition regime », *Microfluidics and Nanofluidics*, vol. 9, n° 4-5 : 847-853.
- MORINI Gian Luca, 2004, « Laminar-to-turbulent flow transition in microchannels »,

*Microscale Thermophysical Engineering*, vol. 8, n° 1 : 15-30.

NUKIYAMA Shiro, 1934, « The maximum and minimum values of the heat Q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 9, n° 12 : 1419-1433.

OBOT N. T., 1988, « Determination of incompressible flow friction in smooth circular and noncircular passages: A generalized approach including validation of the nearly century old hydraulic diameter concept », *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, vol. 110, n° 4 : 431-440.

ÖZDEMİR M. R. et SÖZBİR R., 2018, « A review of single-phase and two-phase pressure drop characteristics and flow boiling instabilities in microchannels », *Journal of Thermal Engineering*, vol. 4, n° 6 : 2451-2463.

PENG X. F. et PETERSON G. P., 1995, « The effect of thermofluid and geometrical parameters on convection of liquids through rectangular microchannels », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 38, n° 4 : 755-758.

PETERSON Richard B., 1999, « Numerical modeling of conduction effects in microscale counterflow heat exchangers », *Microscale Thermophysical Engineering*, vol. 3, n° 1 : 17-30.

PORTHA Jean François, HENRY Guillaume, PERE-GIGANTE Alexandra, et COMMENGE Jean Marc, 2020, « Experimental Characterization of a Compact Milli-Channel Heat Exchanger for Liquid-Liquid Heat Transfer », *Heat Transfer Engineering*, vol. 0, n° 0 : 1-16.

QU Weilin et MUDAWAR Issam, 2003, « Measurement and prediction of pressure drop in two-phase micro-channel heat sinks », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46 : 2737-2753.

REVELLIN R. et THOME J. R., 2007, « A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels », *Journal of Micromechanics and Microengineering*, vol. 17, n° 4 : 788-796.

REYNOLDS, 1883, « An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous, and of the law of resistance in parallel channels », *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, vol. 174 : 935-982.

SCHUBERT K., BRANDNER J., FICHTNER M., LINDER G., SCHYGULLA U., et WENKA A., 2001, « MICROSTRUCTURE DEVICES FOR APPLICATIONS IN THERMAL AND CHEMICAL PROCESS ENGINEERING », *Microscale Thermophysical Engineering*, vol. 5, n° October 2012 : 17-39.

SHAH M. M., 1982, « Chart correlation for saturated boiling heat transfer : Equations and further study », *ASHRAE Transactions*, vol. 88, n° 1 : 185-196.

SHAH R.K. et LONDON A.L., 1978, « Rectangular Ducts », in *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, New-York, Academic Press : 196-222.

SHEN S., XU J. L., ZHOU J. J., et CHEN Y., 2006, « Flow and heat transfer in microchannels with rough wall surface », *Energy Conversion and Management*, vol. 47, n° 11-12 : 1311-1325.

SIEDER E. N. et TATE G. E., 1936, « Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes », *Industrial and Engineering Chemistry*, vol. 28, n° 12 : 1429-1435.

SOUPREMANIEN Ulrich, LE PERSON Stephane, FAVRE-MARINET Michel, et BULTEL Yann., 2011, « Influence of the aspect ratio on boiling flows in rectangular mini-channels », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35, n° 5 : 797-809.

STANKIEWICZ Andrzej et MOULIJN Jacob A., 2000, *Re-Engineering the Chemical Processing Plant: Process Intensification*, CRC Press.

- STEINKE Mark E. et KANDLIKAR Satish G., 2006, « Single-phase liquid friction factors in microchannels », *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 45, n° 11 : 1073-1083.
- STIEF Thomas, LANGER Otto Ulrich, et SCHUBERT Klaus, 1999, « Numerical investigations of optimal heat conductivity in micro heat exchangers », *Chemical Engineering and Technology*, vol. 22, n° 4 : 297-303.
- SZCZUKIEWICZ Sylwia, BORHANI Navid, et THOME John Richard, 2013, « Two-phase flow operational maps for multi-microchannel evaporators », *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 42 : 176-189.
- TAITEL Y., 1990, « Flow Pattern Transition in Two Phase Flow », in *9th International Heat transfer Conference, Jerusalem, Israel, 19-24 Aug.* : 237–254.
- THOME John R, 2004, « Boiling in microchannels : a review of experiment and theory », *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 25, n° 2 : 128-139.
- TRAN T. N., WAMBSGANSS M. W., et FRANCE D. M., 1996, « Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants », *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 22, n° 3 : 485-498.
- ULLMANN Amos et BRAUNER N., 2007, « The prediction of flow pattern maps in minichannels », *Multiphase Science and Technology*, vol. 19, n° 1 : 49-73.
- VOLMER M., 1939, *Kinetik der Phasenbildung (Kinetics of Phase Generation)*, Dresden-Leipzig, Central Air Documents (1966).
- WANG Guodong, CHENG Ping, et WU Huiying, 2007, « Unstable and stable flow boiling in parallel microchannels and in a single microchannel », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50 : 4297-4310.
- WARRIER G. R., DHIR V. K., et MOMODA L. A., 2002, « Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 26 : 53-64.
- WOJTAN Leszek, URSENBACHER Thierry, et THOME John R., 2005, « Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, n° 14 : 2955-2969.
- WU et CHENG Ping, 2003, « Visualization and measurements of periodic boiling in silicon microchannels », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46 : 2603-2614.
- WU Peiyi et LITTLE W. A., 1984, « Measurement of the heat transfer characteristics of gas flow in fine channel heat exchangers used for microminiature refrigerators », *Cryogenics*, vol. 24, n° 8 : 415-420.
- ZHAO Yue, YOSHIMURA Kimio, YU Hwan Chul, MAEKAWA Yasunari, HIROKI Akihiro, KISHIYAMA Yoshihiro, SHISHITANI Hideyuki, YAMAGUCHI Susumu, TANAKA Hirohisa, KOIZUMI Satoshi, APPAVOU Marie Sousai, HOUSTON Judith, RADULESCU Aurel, et RICHTER Dieter, 2018, « Small angle neutron scattering study on the morphology of imidazolium-based grafted anion-conducting fuel cell membranes », *Physica B: Condensed Matter*, vol. 551, n° January : 203-207.
- ZIVI S. M., 1964, « Estimation of Steady-State Steam Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production », *Journal of Heat Transfer*, vol. 86, n° 2 : 247-251.









## Chapitre II - Dimensionnement du vaporiseur et du banc expérimental

Si la modélisation des échanges thermiques entre deux fluides monophasiques est bien maîtrisée, en revanche le changement d'état physique de l'un des deux fluides au sein d'un échangeur rend la démarche nettement plus complexe. En effet, l'intensité du flux thermique local à la paroi dépend étroitement du régime d'écoulement du fluide à son contact. Avec la vaporisation progressive du fluide, plusieurs régimes hydrodynamiques d'écoulement se succèdent dans l'échangeur conduisant ainsi à des variations spatiales du coefficient de transfert thermique. Réciproquement, ces variations de flux thermique conditionnent la cinétique de changement de phase et donc la qualité du fluide en sortie de l'échangeur. Pour comprendre ce couplage, il est nécessaire de qualifier, voire même de quantifier, les phénomènes hydrodynamiques se produisant dans les canaux.

Comme nous l'avons vu dans le Chapitre I, la littérature fait état de nombreuses études expérimentales sur la vaporisation de fluide dans un échangeur comportant un unique micro ou milli-canal. Dans la majorité des cas, la visualisation de l'écoulement en cours de vaporisation est nécessaire à la bonne compréhension des phénomènes et se fait au moyen d'une fenêtre transparente et d'une caméra à haute-fréquence. La présente étude s'inscrit dans cette lignée et présente un degré de complexité supplémentaire puisque l'ébullition de l'eau dans le vaporiseur est réalisée dans plusieurs canaux en parallèle. Il s'agit donc de comprendre l'interaction entre les différents canaux.

Ce chapitre est consacré à la présentation de la démarche adoptée pour concevoir un banc de test dédié à l'étude de la vaporisation de l'eau en milli-canaux sous pression modérée (jusqu'à 5 Bar). Cette démarche a comporté trois étapes bien distinctes :

- i) Dans un premier temps, nous avons donc cherché à définir, dans une approche purement théorique, une configuration optimisée d'un échangeur intensifié, produit par fabrication additive, permettant de vaporiser totalement un débit d'eau fixé par le cahier des charges. Nous l'appellerons dans la suite du manuscrit le prototype.
- ii) Dans un second temps et parce que le vaporiseur étudié dans cette thèse doit permettre la visualisation des phénomènes hydrodynamiques, le vaporiseur d'étude ne peut être conçu sur le même modèle géométrique que le prototype. Par ailleurs et à l'échelle du laboratoire, on ne peut utiliser les gaz du vaporeformage comme fluide caloporteur. Il nous a donc fallu concevoir un échangeur permettant de « reproduire » les performances du prototype envisagé.
- iii) La géométrie et les conditions opératoires du vaporiseur d'étude étant définies, la dernière étape a consisté à choisir tous les équipements utiles à la construction du banc de test.

Ces trois étapes de la démarche du dimensionnement du banc de test sont développées dans les trois parties composant ce chapitre.

## II - 1. Étude théorique de la vaporisation en milli-canaux

Point fort du projet FAIR, la fabrication additive offre la possibilité de fabriquer des équipements par une technique innovante d'impression 3D métallique permettant plus de flexibilité quant aux géométries internes des équipements. Cette technique est donc une alternative concrète aux géométries classiques des équipements (échangeur à plaques par exemple). Ainsi et afin d'obtenir une densité de puissance échangée maximale au sein du prototype, nous envisageons à présent une géométrie innovante utilisant des canaux en spirale. Après une étude théorique détaillée des performances thermiques d'un tel échangeur, nous montrerons comment il est possible de les reproduire sur le vaporiseur d'étude que nous avons développé.

### II - 1.1. Résistances au transfert thermique dans un WHB

Dans un WHB, la résistance au transfert thermique entre les gaz chauds et l'eau vaporisée est le résultat de 4 contributions : les résistances convectives côté gaz et côté eau, la résistance dans la paroi et la résistance liée à un possible encrassement. Sous réserve d'un dimensionnement et d'un fonctionnement optimaux de l'échangeur (en faisant l'hypothèse d'une conduction longitudinale dans la paroi négligeable, que nous admettrons par la suite), le transfert thermique est uniquement régi par les résistances convectives. Par ailleurs et si l'on considère un flux thermique unidirectionnel et normal à l'écoulement des fluides, alors le coefficient de transfert global local s'exprime selon :

$$\frac{1}{H_{glob}S_{glob}} = \frac{1}{h_g S_g} + \frac{1}{h_{eau} S_{eau}} \quad (2.1)$$

Où  $H_{glob}$ ,  $h_g$  et  $h_{eau}$  [W/m<sup>2</sup>/K] sont les coefficients de transfert thermique respectivement global, côté gaz et côté eau. De même,  $S_{glob}$ ,  $S_g$  et  $S_{eau}$  [m<sup>2</sup>] sont les surfaces d'échanges globales côté gaz et côté eau.

Les valeurs des coefficients de transfert de chaleur convectif côté gaz et côté eau à l'équilibre liquide-vapeur (ELV) peuvent être calculées à l'aide des corrélations sur le nombre de Nusselt disponibles dans la littérature. Pour un canal circulaire de 2 mm de diamètre et un écoulement sous pression atmosphérique, le coefficient  $h_g$  côté gaz est compris entre 50 et 150 W/m<sup>2</sup>/K tandis que le coefficient  $h_{eau}$  côté eau est compris entre 4000 W/m<sup>2</sup>/K et 15000 W/m<sup>2</sup>/K (cf. Tableau I - 3 pour un écoulement monophasique et Tableau I - 5 pour un écoulement diphasique).

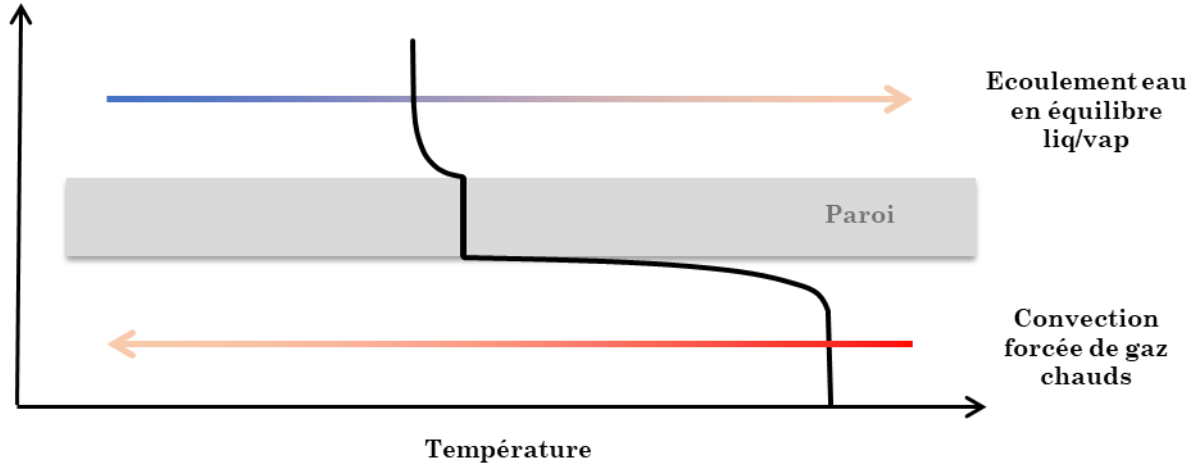


Figure II - 1. Profil de température d'un échange thermique entre un écoulement de gaz chauds et un écoulement d'eau à l'équilibre liquide/vapeur, négligeant les résistances dans la paroi et d'encrassement

En considérant une géométrie standard type tubes-calandre, pour laquelle la surface d'échange est sensiblement la même côté gaz et côté eau, alors et au regard des valeurs indicatives des coefficients de convection, le transfert est limité côté gaz. Il s'ensuit alors un profil de température dissymétrique de chaque côté de la paroi où la température de la paroi est sensiblement égale à celle de l'eau. Dans la mesure où le transfert thermique est limité par le côté gaz, nous choisissons comme surface de référence la surface d'échange côté gaz.

A ce stade il est intéressant de considérer un possible rééquilibrage des résistances convectives. Cela n'est possible que si l'on envisage une géométrie pour laquelle les surfaces d'échange côté gaz et côté eau sont différentes. Ainsi à partir des ordres de grandeur des coefficients d'échange thermiques, il est possible de définir un intervalle pour le ratio des surfaces d'échange respectant l'égalité des résistances, soit :

$$\frac{S_g}{S_{eau}} = \frac{h_{eau}}{h_g} \in [27 - 300]$$

Ainsi, au regard des limitations technologiques et même dans le cas le plus favorable, aucune géométrie d'échangeur ne permet d'assurer un tel rapport et donc l'égalité des résistances. L'importante résistance thermique côté gaz représente donc une limitation dont il sera difficile de s'affranchir.

## II - 1.2. Résistances thermiques dans un vaporiseur intensifié

Au regard des conclusions précédentes, pour espérer augmenter les performances de l'échangeur, il faut se concentrer prioritairement sur les échanges thermiques côté gaz. La puissance thermique totale  $\dot{Q}_g$  [W] cédée par les gaz chauds dans l'échangeur s'exprime selon :

$$\dot{Q}_g = \int_{z=0}^L h_g(z) (T_g(z) - T_{paroi}(z)) P_g dz \quad (2.2)$$

Où  $L$  [m] est la longueur totale des canaux,  $T_g$  [°C] et  $T_{paroi}$  [°C] les températures locales respectivement des gaz et de la paroi et  $P_g$  [m] le périmètre du canal gaz. Il existe donc trois leviers pour accroître la puissance cédée par les gaz : la valeur du coefficient de convection

$h_g$ , la surface d'échange totale côté gaz  $S_g$  et la différence entre les températures locales des gaz et de la paroi le flux et la paroi.

Dans le procédé SMR, le vaporiseur est alimenté par les gaz chauds issus du reformeur. La température d'entrée dans l'échangeur du fluide de chauffe est donc imposée par le procédé. On ne peut donc miser que sur l'augmentation de la surface d'échange et/ou du coefficient de convection pour espérer améliorer les performances du vaporiseur.

### II - 1.2.1. Géométrie envisagée pour le prototype

Les techniques classiques de fabrication des échangeurs intensifiés procèdent par enlèvement de matière (usinage, gravure chimique etc.). La fabrication additive, qui consiste à construire un objet couche par couche en apportant la matière de façon localisée, permet des géométries internes tridimensionnelles, complexes et maîtrisées. Notre objectif était donc de définir une géométrie originale et performante pour le prototype afin de produire le débit de vapeur nécessaire à l'étape de vaporeformage, le tout dans un volume le plus faible possible.

Le prototype est conçu de telle sorte que les fluides du procédé se répartissent uniformément dans  $n$  structures élémentaires identiques et placées en parallèle. Chaque structure présente un unique canal pour la veine eau et  $k$  canaux pour la veine gaz. Les canaux de la veine gaz sont placés à équidistance les uns des autres autour du canal central de l'eau. Nous avons donc étudié certaines géométries pour décider de la forme des canaux gaz du prototype.

Parmi toutes les technologies d'échange de chaleur classiques, celle dite du serpentin se démarque car elle permet de générer une aire d'échange élevée relativement pour un encombrement spatial réduit. Cette géométrie a donc été le point de départ de notre réflexion.

Dans une telle géométrie de tube, la trajectoire du fluide est superposable, en première approximation à la courbe descriptive d'une hélice circulaire (cf. Figure II - 2). Cette trajectoire est ainsi décrite par les équations paramétriques suivantes :

$$\begin{cases} x = R \cos(t) \\ y = R \sin(t) \\ z = at \end{cases} \quad (2.3)$$

où  $R$  [m] est le rayon de l'hélice et  $a$  [m/s] est la vitesse l'élévation de l'hélice selon l'axe  $z$ . Deux paramètres géométriques suffisent en fait à caractériser les dimensions d'une hélice circulaire, à savoir son pas et son rayon de courbure. Le pas  $p$  est la variation de la cote  $z$  d'un point parcourant une rotation complète ( $2\pi$ ), soit :

$$p = z(t + 2\pi) - z(t) = 2\pi a \quad (2.4)$$

Le rayon de courbure est quant à lui défini par :

$$R_c = R \left( 1 + \left( \frac{a}{R} \right)^2 \right) \quad (2.5)$$

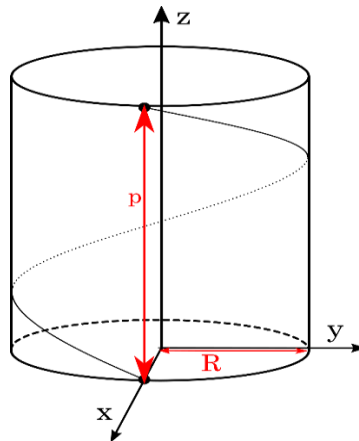


Figure II - 2. Représentation d'une hélice circulaire.

S'inspirant de la géométrie en serpent, nous avons imaginé, pour le prototype, un motif élémentaire comprenant un canal droit, siège de l'évaporation de l'eau, autour duquel s'enroulent  $k$  canaux spirales et imbriqués dans lesquels circuleront les gaz chauds (cf. Figure II - 3 b et c, où  $k = 4$ ). Afin de juger de l'efficacité sur le transfert thermique d'une telle configuration, nous la comparerons à une autre configuration, dite de référence et plus classique, dans laquelle les gaz chauds circulent dans 4 canaux droits répartis symétriquement autour du canal droit recevant l'écoulement d'eau (cf. Figure II - 3 a).

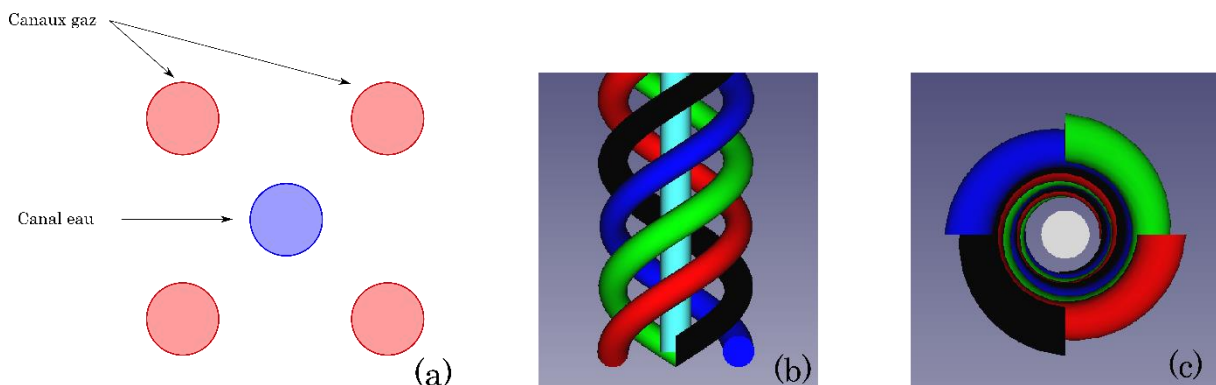


Figure II - 3. Arrangement spatial des canaux des structures : motif à canaux droits (vue en coupe (a)), motif à canaux spirales (vue de profil (b) et vue en coupe (c)).

Le motif choisi pour la structure élémentaire conditionne l'efficacité du transfert thermique. Le nombre  $n$  de structures permet d'ajuster le débit de vapeur produite et conditionne également la taille de l'échangeur.

### II - 1.2.2. Rapport des surfaces d'échange dans le prototype

Si la fabrication additive offre une grande flexibilité quant à la forme et à la structure interne de l'objet final, la technique impose 2 limites en termes de dimensions :

- i) L'objet en cours de construction repose sur un plateau horizontal pouvant se déplacer uniquement selon la verticale. En conséquence, la surface à la base de l'objet se limite à la surface disponible sur le plateau d'impression, donc le nombre de structures que l'on peut juxtaposer sur cette surface, et donc sa capacité de production de vapeur. Cet aspect limitant est étudié en détail dans le Chapitre V. De



même, la limite de déplacement vertical du plateau conditionne la hauteur de l'objet, soit, dans le cas du vaporiseur, la longueur maximale des canaux droits. L'imprimante 3D (SLM 500), disponible chez le partenaire PolyShape du consortium FAIR, autorise une hauteur maximale de 365 mm. Ainsi et tenant compte de l'encombrement du distributeur et du collecteur placés respectivement en amont et en aval des canaux droits, la longueur de ces derniers a ici été fixée à 180 mm.

- ii) Par ailleurs, la technique de fabrication additive impose une distance minimale entre 2 volumes « vide de matière » pour garantir la résistance mécanique de la pièce mais aussi l'étanchéité entre les canaux. Cette distance minimale coïncide donc avec la distance à imposer, d'une part, entre les canaux eau et gaz et d'autre part, entre deux canaux gaz. Elle est fixée à 2 mm.

En considérant les motifs des structures présentés sur la Figure II - 3, il est possible de calculer les surfaces d'échange considérant une longueur de canal droit central égale à 180 mm (cf. Tableau II - 1). Les premiers retours d'expérience d'Air Liquide sur la fabrication additive nous permet de fixer le diamètre des canaux (gaz et eau) à 2 mm, le nombre de canaux gaz égal à 4 et la distance minimale nécessaire à la résistance mécanique à 2 mm également. De fait, le pas de l'hélice d'un canal gaz est égal à 16 mm car l'hélice est définie dans ce cas-là comme la superposition de 4 canaux hélicoïdaux.

	Motif en canaux droits	Motif en canaux spiralés
Surface d'échange côté gaz [m <sup>2</sup> ]	$3,77 \cdot 10^{-3}$	$8,42 \cdot 10^{-3}$
Rapport $\frac{S_g}{S_{eau}}$	4	8,94

Tableau II - 1. Surface d'échange côté gaz et rapport des surfaces en fonction de la géométrie à canaux droits ou spiralés.

L'utilisation des canaux spiralés sur 180 mm de canal eau permet de doubler le rapport de surfaces d'échange par rapport à des canaux droits et donc d'améliorer du même ordre de grandeur la puissance thermique cédée par la convection de gaz chauds. A noter que dans les 2 cas, le rapport des surfaces est tel que la résistance au transfert reste localisée côté gaz.

Si le motif choisi conditionne à l'évidence la puissance échangée par unité de volume de l'échangeur, dans une démarche d'intensification, le nombre de structures élémentaires que l'on peut juxtaposer dans un volume donné est déterminant pour définir sa capacité de production de vapeur. Ainsi il est pertinent de comparer la densité surfacique obtenue pour chacun des 2 motifs. Un premier calcul très simple permet de constater que l'aire de la section droite d'un motif à canaux spiralés est supérieure de 30% à celle d'un motif à canaux droits. Cette augmentation est visible sur la Figure II - 4.

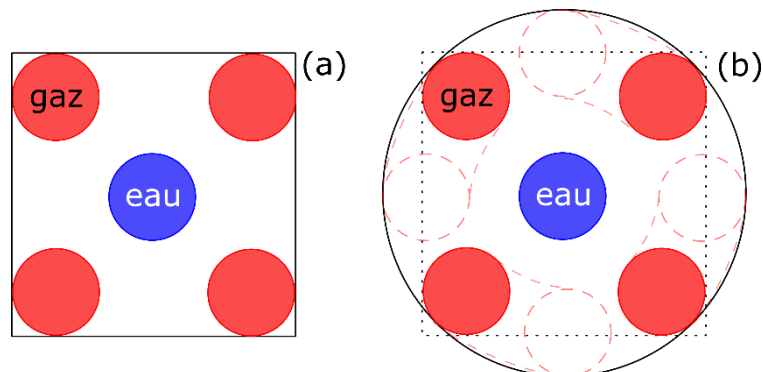


Figure II - 4. Section droite occupée par les différents motifs : à canaux droits (a) et à canaux spiralés (b).

Se pose à présent la question de comment juxtaposer les structures élémentaires au sein du prototype. Nous avons représenté sur la Figure II - 5, et pour les 2 motifs, l'agencement optimal conduisant à la compacité maximale. Notons ici que la section considérée pour chacun des 2 motifs tient compte de la distance minimale à respecter entre deux canaux au sein du motif mais aussi entre les canaux de deux motifs. Bien évidemment la section d'un motif à canaux droits étant carrée, elle possède une compacité égale à 1. Pour le motif à canaux spiralés, l'agencement optimal correspond à une configuration de type hexagonale compacte, soit une compacité égale à 0,9069. On met ainsi en évidence une différence de densité surfacique (nombre de motifs par unité d'aire de la section occupée) entre les deux motifs.

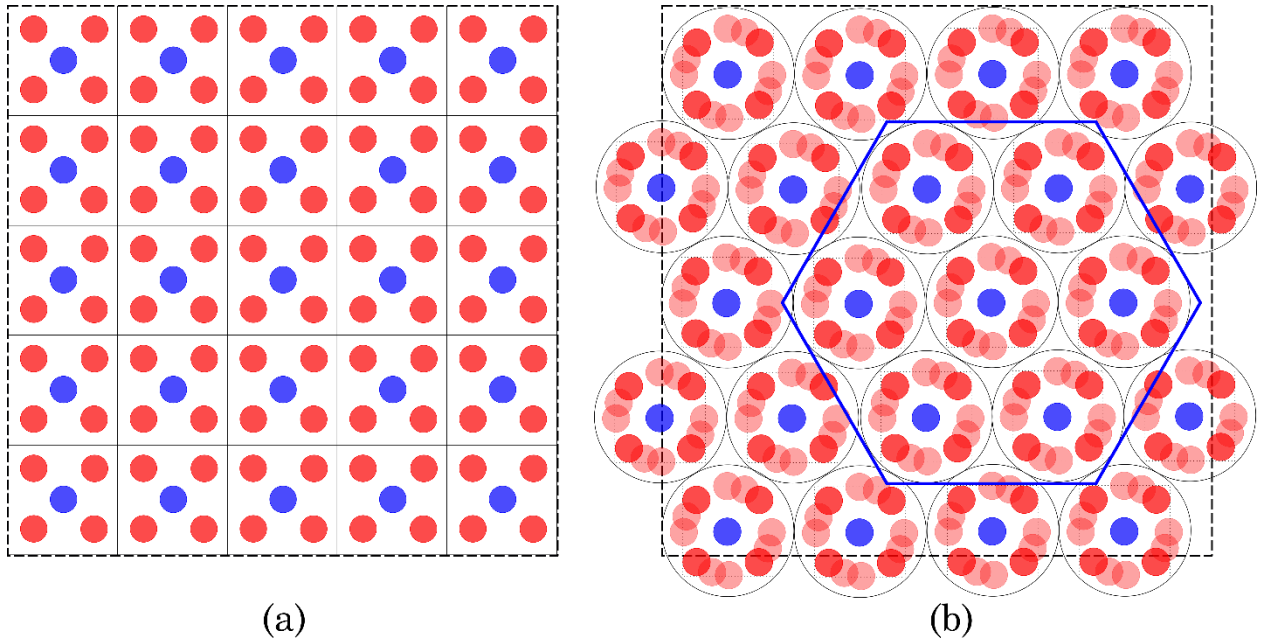


Figure II - 5. Impact de la forme du motif {4 canaux gaz ; 1 canal eau} sur leur agencement dans une surface donnée, (a) motif à canaux droits et (b) motif à canaux spiralés.

Considérant les dimensions des motifs ayant conduit aux résultats fournis dans le tableau II-1, la figure II-5 présente la section droite carrée définie par la juxtaposition de 25 motifs à canaux droits. Sur cette même surface, il est possible de placer soit 14 motifs à canaux spiralés (si l'on ne compte que de ceux totalement inscrits dans la section ainsi délimitée), soit 18 motifs (valeur moyenne obtenue en faisant le ratio de l'aire de la section droite carrée sur l'aire de la section droite d'un motif). Les nombres de motifs précédemment calculés déterminent ainsi le rapport des densités surfaciques en prenant la situation la plus favorable, soit la densité de motifs à canaux spiralés la plus élevée :

$$\frac{nb_{\text{motifs serpentins}}}{nb_{\text{motifs droits}}} = 0,72$$

Ainsi et si l'on couple le rapport des surfaces d'échange calculé pour un motif et le rapport des densités surfaciques, alors on obtient le rapport des surfaces totales d'échange développées pour un même volume de vaporiseur :

$$\frac{S_{g \text{ serpentins}}}{S_{g \text{ droits}}} \times \frac{nb_{\text{motifs serpentins}}}{nb_{\text{motifs droits}}} = 1,58$$

Ainsi et en dépit d'une perte de compacité, un motif à 4 canaux spiralés permet un gain de près de 60% dans la surface d'échange par rapport à un motif à canaux droits dans un volume donné. Remarquons également dès à présent qu'il sera plus judicieux, lors de l'étape finale de conception du prototype, d'envisager une section hexagonale pour le vaporiseur cohérente avec l'arrangement proposé pour le motif à canaux spiralés (cf. Figure II - 5.(b)).

Un dernier paramètre qu'il est possible de modifier est bien évidemment le nombre de canaux spiralés constituant l'hélice. Nous avons représenté sur la Figure II - 6, deux configurations différentes, à savoir deux (a) ou quatre (b) canaux spiralés « enroulés » autour du canal droit central. Sachant que, quelle que soit la configuration, le diamètre des canaux spiralés et la distance nécessaire à la résistance mécanique du vaporiseur sont conservés, alors le pas de l'hélice augmente avec le nombre de canaux spiralés présents dans le motif. Ainsi et pour une hauteur fixée, le nombre de spires et donc la surface d'échange développée par un canal diminuent.

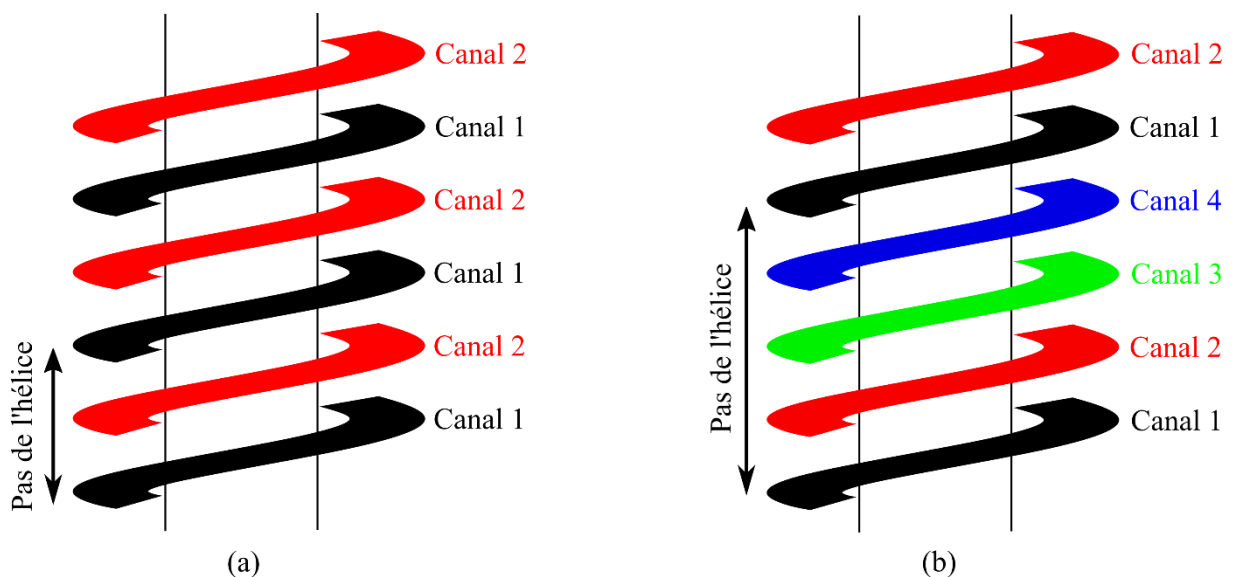


Figure II - 6. Dépendance du pas de l'hélice en fonction du nombre de canaux utilisés : (a) deux canaux et (b) quatre canaux.

Il s'agit donc d'évaluer si la diminution de la surface d'échange par canal spiralé peut être compensée par l'augmentation du nombre de canaux spiralés dans un motif. Nous avons représenté sur la Figure II - 8, l'évolution du rapport des surfaces d'échange en fonction du nombre de canaux spiralés dans un motif en nous limitant à 6 canaux. En effet, au-delà de cette valeur, la répartition des canaux spiralés autour du canal central induit un tel encombrement de la structure que l'épaisseur de paroi entre deux canaux adjacents est inférieure à la limite des 2 mm autorisée par la fabrication additive (cf. Figure II - 7).

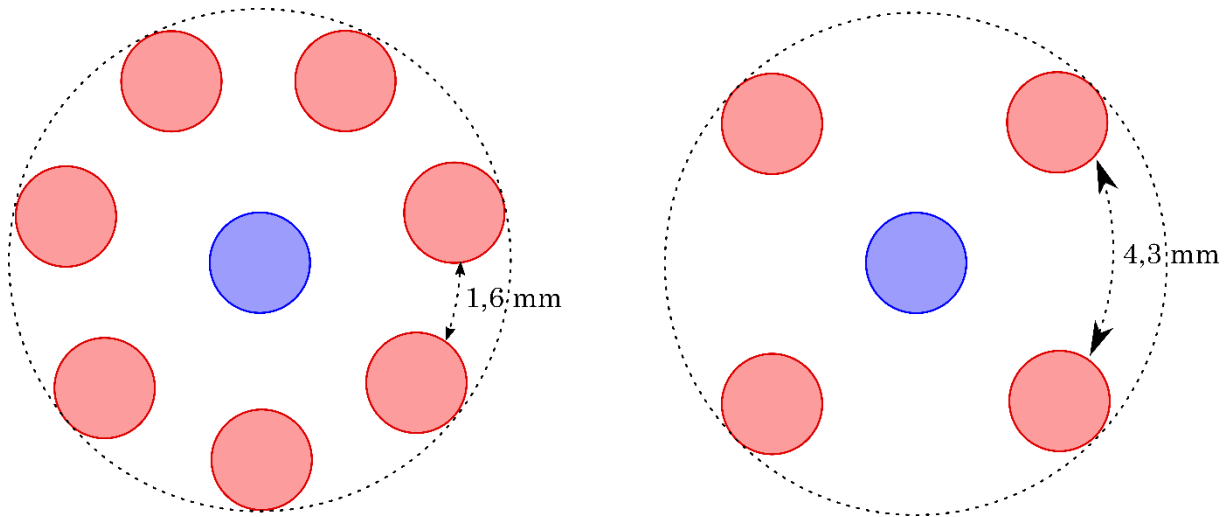


Figure II - 7. Évolution de la distance entre les canaux gaz en fonction du nombre de canaux

Comme évoqué précédemment, cela n'est technologiquement pas possible. Une alternative serait alors d'augmenter le rayon de l'hélice, avec comme conséquence la diminution de la densité surfacique des motifs. Dans une démarche d'intensification, cette option n'a pas été retenue. Finalement, plus le nombre de canaux sera élevé, plus il sera difficile de garantir une distribution homogène du débit de gaz entrant dans l'échangeur.

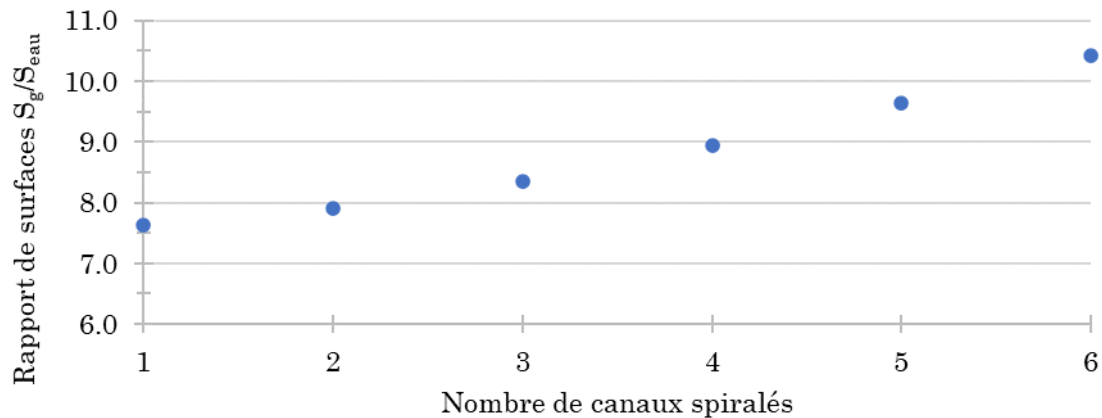


Figure II - 8. Influence du nombre de canaux chauds sur le rapport de surface d'échange entre la veine chaude et la veine froide pour un motif

Ainsi, on observe d'une part que la surface d'échange développée côté gaz dans le vaporiseur augmente avec le nombre de canaux spiralés dans un motif (gain de 37% à 88% par rapport au cas du monocanal gaz) et d'autre part, que ce motif demeure donc, dans tous les cas, plus efficace que celui à canaux droits. Ainsi et pour la suite, **nous retiendrons une configuration à 6 canaux spiralés.**

### II - 1.2.3. Coefficient de transfert thermique en canal spiralé

Le coefficient de transfert thermique convectif côté gaz est obtenu grâce à la valeur du nombre de Nusselt ( $Nu$ ). La forme spiralée d'un canal modifie profondément l'écoulement en son sein. Il apparaît ainsi des cellules de convection interne, appelées vortex de Dean, (cf. Figure II - 9). Ces vortex engendrent une recirculation interne du fluide modifiant ainsi les

grandeurs intensives locales (température, concentration...) et donc le coefficient de transfert convectif à la paroi.

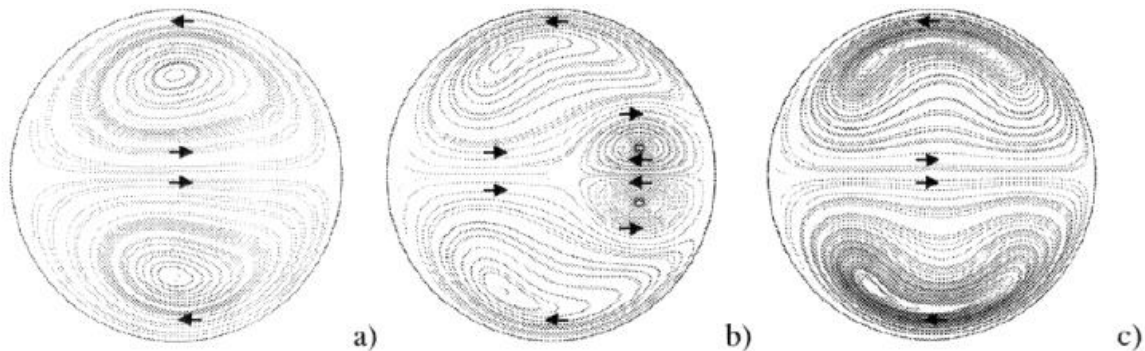


Figure II - 9. Champs de vitesses selon la section droite de l'écoulement à : (a)  $De = 100$   $Re = 500$ , (b)  $De = 400$   $Re = 2000$  et (c)  $De = 600$   $Re = 3000$  (Bubolz et al., (2002)).

Le nombre et la forme de ces vortex dépendent de la vitesse du fluide et des paramètres géométriques de l'hélice. La prise en compte de ces effets nécessite d'introduire le nombre de Dean :

$$De = Re \sqrt{\frac{D_H}{R_c}} \quad (2.6)$$

où  $Re$  [-] est le nombre de Reynolds et  $R_c$  [m] est le rayon de courbure de l'hélice. Dans le cas d'étude décrit par le Tableau II - 2, on calcule un nombre de Dean moyen dans les canaux compris entre 220 et 1750 pour un nombre de Reynolds moyen compris entre 1900 et 5000 respectivement pour un nombre de canaux gaz égal à 6 et à 2. Il y aura donc une modification du champ des vitesses quel que soit le nombre de canaux spiralés utilisés.

On trouve dans la littérature plusieurs corrélations traduisant l'influence du nombre de Dean sur la valeur du nombre de Nusselt.

Olivier et Ashgar, (1976) Expérimental	$\frac{Nu_s}{Nu_{tube}} = 1 + 0,118 De^{0,5}$ $\frac{Nu_s}{Nu_{tube}} = 1 + 0,36 De^{0,25}$	$De \in [60, 2000]$  $De \in [4, 60]$	(2.7)
---	---	---	-------

Liu et Masliyah, (1993) Théorique	$Nu_s = 3.657 + \frac{(0.75De^{1/2} + 0.0028Pr)Pr^{1/8}}{(1 + 0.00174Pr^{-3})(1 + 70.6Pr^{-0.6}/De)}$	$20 < De < 5000$ $0.1 < Pr < 500$ Température de paroi constante	(2.8)
--------------------------------------	---	--	-------

où  $Nu_s$  [-] est le nombre de Nusselt en tube spiralé,  $Nu_{tube}$  [-] le nombre de Nusselt en tube droit et  $Pr$  [-] le nombre de Prandtl. Ces corrélations montrent que le coefficient de transfert thermique dans un serpentin augmente avec le nombre de Dean. Or, d'après l'équation (2.5), à rayon d'hélice fixé, le rayon de courbure augmente avec le pas. D'après la Figure II - 6 et la définition du nombre de Dean, un nombre de canaux spiralés élevé est synonyme d'un rayon de courbure élevé et donc d'un nombre de Dean faible. L'augmentation du nombre des canaux permet d'augmenter la surface d'échange mais dans le même temps, la vitesse du fluide diminue ainsi que le nombre de Reynolds, de Dean et donc le coefficient d'échange thermique. Afin d'identifier quel paramètre, entre la surface d'échange et le coefficient de transfert

thermique, est le plus influent sur le transfert thermique, il est nécessaire de calculer la puissance échangée en fonction du nombre de canaux chauds utilisés.

#### II - 1.2.4. Puissance thermique échangée en fonction du nombre de canaux

Afin de comparer les performances thermiques d'un vaporiseur utilisant 2 configurations différentes pour l'écoulement des gaz chauds (canaux droits ou canaux spiralés), nous avons réalisé différentes simulations. Les paramètres opératoires sont ceux préconisés par Air Liquide pour le dimensionnement d'un démonstrateur pour le procédé SMR. Ils sont récapitulés dans le Tableau II - 2.

Configuration pour les canaux gaz chauds						
	Canaux droits	Canaux spiralés				
Diamètre des canaux chauds et froids	2 mm	2 mm				
Longueur du canal central	180 mm					
Nombre de canaux gaz chauds par motif	4	2	3	4	5	6
Surface d'échange totale	2,26 m <sup>2</sup>	2,61 m <sup>2</sup>	2,76 m <sup>2</sup>	2,95 m <sup>2</sup>	3,18 m <sup>2</sup>	3,44 m <sup>2</sup>
Nombre de motifs	500	350				
Débit total de gaz	600 kg/h					
Vitesse moyenne <sup>9</sup> des gaz	23 m/s	58 m/s	37 m/s	28 m/s	22 m/s	18m/s
Température d'entrée du gaz	602 °C					
Nombre de Reynolds moyen	1770 <sup>10</sup>	5550	3750	2850	2300	1900
Nombre de Dean moyen	/	1750	840	490	320	220
Pression de travail	2,083 bar					
Corrélation pour le Nusselt	$Nu = 3,657$	$Nu = 3,657 + \frac{(0,75De^{1/2} + 0,0028Pr)Pr^{1/8}}{(1 + 0,00174Pr^{-3})(1 + 70,6Pr^{-0,6}/De)}$				

Tableau II - 2. Paramètres de la simulation d'une convection gaz à une dimension dans les géométries proposées.

Dans ces conditions, nous avons choisi la corrélation de Liu et Masliyah pour le calcul du nombre de Nusselt en tube spiralé. Pour ces simulations, nous avons aussi fait 2 hypothèses majeures à savoir que :

- La température de la paroi est uniforme dans l'échangeur et égale à la température de vaporisation de l'eau à la pression considérée (résistance thermique côté eau négligeable),
- La température des gaz chauds est uniforme sur une section donnée de l'écoulement

<sup>9</sup> Moyenné sur la longueur totale du canal chaud.

<sup>10</sup> Ici le nombre de Reynolds est situé dans la zone de transition entre les régimes laminaire et turbulent. En première approximation, nous considérerons que l'écoulement est toujours laminaire.

Dans ces conditions, le bilan thermique écrit sur une tranche élémentaire côté gaz se simplifie en :

$$\frac{dT_g}{dz} = -\frac{hp_m}{\dot{m}_g C_{p,g}} (T_g - T_{paroi}) \quad (2.9)$$

où  $\dot{m}_g$  [kg/s] est le débit massique du gaz,  $p_m$  [m] le périmètre mouillé et  $C_{p,g}$  [J/kg/K] est la capacité calorifique massique du gaz.

Le périmètre mouillé  $p_m$  utilisé dans l'équation (2.9) dépend du motif considéré, son calcul est détaillé dans le Tableau II - 3. Un canal en serpentin, par son évolution dans les 3 dimensions de l'espace, a, pour une hauteur fixée, un volume plus important qu'un canal droit. Nous avons choisi de garder la référence de la distance élémentaire  $dz$  selon l'axe vertical du canal droit central et d'utiliser un facteur correctif dans le calcul du périmètre mouillé des canaux en serpentins. Ce facteur tient compte de l'allongement du canal spiralé provoqué par sa forme en hélice hélicoïdale.

	Canaux droits	Canaux spiralés
$p_m$	$nb_{canaux\ gaz} \times \pi D_h$	$nb_{canaux\ gaz} \times \pi D_h \times \frac{2\pi}{p} \sqrt{R_c^2 + \left(\frac{p}{2\pi}\right)^2}$

Tableau II - 3. Calcul du périmètre mouillé en fonction du motif considéré

Intégrant le bilan précédent sur la longueur du canal central d'une structure, on obtient l'évolution de la température du gaz dans le canal, puis la puissance thermique échangée, soit :

$$\dot{Q}_g = \int_0^{l_{canal\ central}} h(T_g(z) - T_{paroi}) p_m dz \quad (2.10)$$

Les puissances thermiques échangées par structure ainsi estimées pour les différentes configurations sont fournies dans le Tableau II - 4.

Grandeur	Géométrie à canaux droits	Géométrie à canaux spiralés				
		2	3	4	5	6
Nombre de canaux	4	2	3	4	5	6
Puissance thermique (W)	120	204				
Rapport $P_{spirales}/P_{canaux\ droits}$	1	1,7				

Tableau II - 4. Puissance transférée dans un motif pour une longueur de canal central de 180 mm.

Nous avons également représenté, sur la Figure II - 10, l'évolution de la température le long de l'échangeur dans les différents cas.

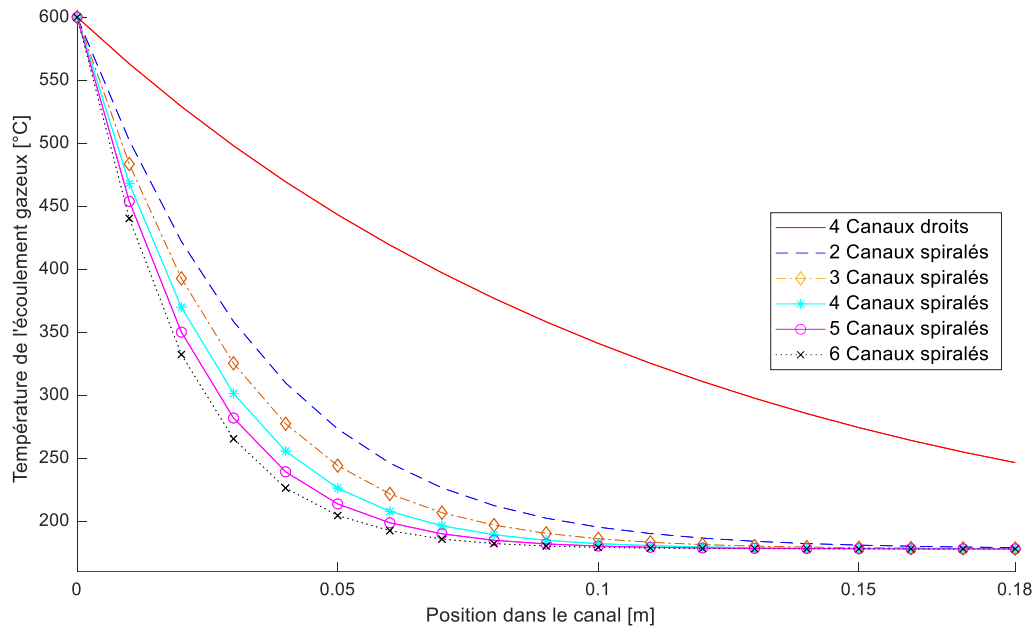


Figure II - 10. Évolution des températures dans les canaux gaz pour différents motifs, pression 9,5 bar, température de paroi 177,9 °C.

L'ensemble de ces résultats amène deux conclusions importantes :

- i) Dans tous les cas, une configuration en canaux spiralés augmente de 70% la puissance thermique échangée par rapport à une configuration en canaux droits. En conséquence, on peut donc espérer vaporiser un débit d'eau supérieur. Par ailleurs, au regard des profils de température dans les canaux spiralés, on constate un pincement thermique qui indique ici que près de la moitié de la surface d'échange peut être enlevée.
- ii) Néanmoins et si on se place dans la première moitié des canaux en spirale, l'augmentation du nombre de canaux spiralés conduit à une augmentation de la puissance échangée. Cela montre que lorsque l'on augmente le nombre de canaux gaz, l'augmentation de la surface d'échange côté gaz compense totalement la diminution du coefficient de convection due à la réduction du débit de gaz (donc de la vitesse, donc du nombre de Reynolds et enfin du nombre de Dean).

Ces premiers résultats quantitatifs sont à prendre avec précaution car ils reposent sur un grand nombre d'hypothèses simplificatrices (température de la paroi uniforme égale à la température d'ébullition de l'eau, transfert thermique uniquement dans la direction normale des écoulements etc.). Néanmoins, les écarts observés sont suffisamment significatifs pour conclure quant aux avantages d'une configuration en canaux spiralés par rapport à celle en canaux droits. Considérant les aspects purement thermiques, il est préférable d'opter pour un nombre de canaux spiralés maximal. Néanmoins, il sera nécessaire de prendre en compte, lors de la conception du prototype, les aspects de pertes de charge pour déterminer le nombre de canaux optimal. Ce point particulier sera développé au Chapitre VI - .



## II - 1.3. Mode de chauffe du vaporiseur d'étude

Le vaporiseur d'étude à milli-canaux développé et mis en œuvre à l'échelle du laboratoire est bien différent de ce que l'on a pu évoquer jusqu'alors. La visualisation de l'écoulement bouillant imposant d'utiliser un échangeur à plaques, nous ne pourrions donc pas envisager la géométrie en spirale utilisée dans le prototype. Nous opterions donc pour une convection d'huile dans un canal au sein d'une plaque dont la conception sera détaillée dans la partie II - 2.5. Néanmoins, le vaporiseur d'étude doit permettre de reproduire au mieux les phénomènes physiques intervenant, à l'échelle du prototype, dans l'écoulement d'eau en cours de vaporisation. Ces phénomènes sont étroitement liés d'une part à la densité de flux thermique échangée et d'autre part à la température de la paroi.

Au regard des contraintes imposées dans la conception du vaporiseur d'étude et annoncées au début de ce chapitre mais également pour raisons de sécurité, il n'est techniquement pas envisageable d'apporter les calories nécessaires à l'évaporation de l'eau en utilisant des gaz chauds comme fluide caloporteur. Il s'agit donc de trouver une alternative technologiquement viable.

On trouve, dans la littérature, de nombreux exemples d'évaporateurs milli-structurés chauffés électriquement. Lu *et al.*, (2017) utilisent un élément chauffant alimenté en courant continu et placé autour d'un canal cylindrique. Sempértegui-Tapia et Ribatski, (2017) utilisent directement un tube en acier inoxydable comme conducteur et élément chauffant, dans lequel circule un réfrigérant en cours d'évaporation. Dans de nombreuses autres études, des cartouches chauffantes sont insérées dans un bloc massif qui est en contact ou qui fait office de paroi du canal siège de l'évaporation. Il permet d'homogénéiser la température dans la paroi du canal et ainsi d'éviter tout point chaud. Un tel dispositif est utilisé par Steinke et Kandlikar, (2004) pour caractériser un écoulement liquide-vapeur en micro-canal.

Il existe peu de travaux faisant état d'une autre technique de chauffe (Liu *et al.*, (2013)). En effet, un chauffage électrique permet une mesure simple du flux thermique et il est plus facile de mesurer une température à la paroi dans un bloc massif. On accède ainsi facilement à des grandeurs expérimentales essentielles pour caractériser les échanges thermiques au sein de l'échangeur. Cependant un tel dispositif de chauffe, facile à mettre en œuvre, n'a pas été retenu. Nous voulions vaporiser l'eau dans le vaporiseur d'étude dans des conditions similaires à celles des WHB dont la résistance majoritaire au transfert thermique est côté gaz chauds. Si l'on considère les résistances au transfert thermique dans le cas d'une résistance chauffante (cf. Figure II - 11 (a)), la résistance côté eau peut devenir majoritaire engendrant, pour des puissances reçues importantes, le phénomène de caléfaction. Ce phénomène est indésirable (et inobservé dans les WHB), nous avons décidé d'utiliser, comme dans le prototype, un fluide caloporteur pour évaporer l'eau.

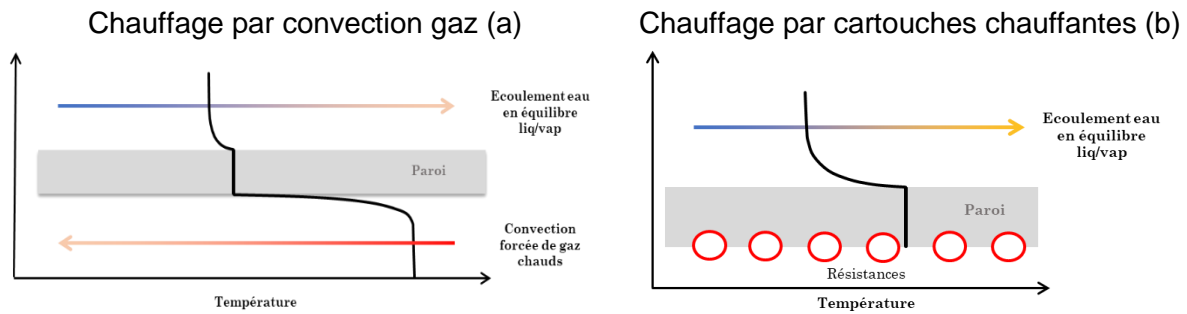


Figure II - 11. Profil de température dans un échangeur en fonction du mode de chauffe utilisé.

On choisit un fluide caloporteur tel que la résistance au transfert thermique convectif à la paroi soit majoritaire côté fluide caloporteur de manière à ce que l'eau en ébullition fixe la température de la paroi. Les fluides caloporteurs usuellement utilisés dans des bains thermostatés sont des huiles silicones, et c'est ce que nous avons envisagé en premier lieu. Nous avons comparé les résistances au transfert thermique de chaque côté de la paroi du vaporiseur. Nous avons envisagé le cas où l'écoulement d'huile est laminaire<sup>11</sup> et où la température de paroi est supposée uniforme. Le nombre de Nusselt est alors égal à 3,66. La conductivité de l'huile (0,13 W/m/K à 100 °C) permet d'obtenir un coefficient de transfert thermique de 237 W/m<sup>2</sup>/K pour des canaux circulaires de 2 mm de diamètre. Au regard de cette valeur, on peut donc conclure d'une part, que la résistance majoritaire sera toujours localisée du côté du fluide caloporteur et d'autre part, grâce à cette conclusion, la température de la paroi sera proche de la température d'ébullition de l'eau validant l'hypothèse de la température de paroi uniforme.

L'huile silicone possédant une capacité thermique massique relativement plus élevée que celle des gaz chauds, respectivement 1600 J/kg/K contre environ 1000 J/kg/K, on pourra alors utiliser des niveaux de température inférieurs à ceux d'un écoulement gaz. Le débit d'huile utilisé sera alors ajusté pour respecter les contraintes imposées sur le transfert de chaleur.

Précisons enfin que, de part sa viscosité élevée, l'écoulement d'huile silicone peut engendrer des pertes de charge non négligeables. Ce point est discuté dans la section II - 2.5, en particulier ces pertes de charge seront l'un des critères du dimensionnement du module de vaporisation.

## II - 1.4. Contraintes de dimensionnement du vaporiseur d'étude

A ce stade de l'étude et avant d'envisager dans le détail le dimensionnement du vaporiseur et la conception du banc de test, nous avons identifié 2 contraintes majeures qui vont conditionner le choix final des équipements :

- i) Pour des raisons de sécurité des personnes et des équipements (électroniques en particulier), on ne peut envisager de rejeter, en sortie de l'échangeur, la vapeur d'eau à l'atmosphère. On prévoit donc de condenser et sous-refroidir la vapeur formée pour la réintroduire en entrée du vaporiseur. Au final, l'installation

<sup>11</sup> D'après la littérature, on peut estimer qu'un écoulement en milli-canaux soit considéré laminaire jusqu'à un nombre de Reynolds égal à 1000. Considérant les propriétés physico-chimiques de l'huile à une température de travail de 150 °C (viscosité dynamique : 6 mPa.s ; masse volumique : 853 kg/m<sup>3</sup>), la vitesse de l'huile, nécessaire à atteindre un nombre de Reynolds de 1000 dans un canal circulaire de 2 mm de diamètre, doit être au moins égale à 3,6 m/s ce qui est relativement élevé pour un liquide dans ce type de structure.

comprendra donc 3 boucles fluides : la boucle « huile » fournissant les calories utiles à l'évaporation, la boucle « eau vaporisée » et une 3<sup>ème</sup> boucle « eau réfrigérée » utilisée pour condenser la vapeur en sortie du vaporiseur.

- ii) La seconde contrainte concerne les pertes de charge admissibles sur la boucle de circulation de l'huile qui ne doivent pas excéder 7 bar pour assurer le bon fonctionnement de la pompe huile.

La nécessaire condensation de la vapeur en sortie de l'échangeur impose une boucle d'eau réfrigérée. Considérant une taille d'équipement adaptée à l'échelle du laboratoire, les cryostats présentent une puissance frigorifique maximale de 1,2 kW. Ces frigories doivent permettre de condenser la vapeur d'eau puis de refroidir la vapeur condensée jusqu'à une température d'environ 30°C pour respecter l'intégrité des autres équipements du banc de test. Cette contrainte fait que dans tous les cas **le débit d'eau vaporisable ne pourra excéder la valeur limite de 1,7 kg/h.**

. L'étanchéité du vaporiseur est assurée (comme nous le verrons dans la suite de ce chapitre) par un joint torique. La pression limite sur ce joint est fixée à 7 bar. Cette valeur limite coïncide donc avec les pertes de charge admissibles sur la boucle. Sachant que les pertes sont principalement localisées dans le vaporiseur, les dimensions du canal de circulation de l'huile doivent être optimisées pour garantir une puissance thermique échangée utile à la vaporisation d'un débit d'eau de 1,7 kg/h tout en limitant les pertes de charge en-deçà de la valeur préconisée.

Les étapes de la conception du dispositif expérimental sont à présent détaillées dans la suite de ce chapitre.

## II - 2. Dimensionnement du vaporiseur : du milli-canal au vaporiseur

Rappelons en préambule que le vaporiseur d'étude doit être conçu pour permettre l'observation des phénomènes hydrodynamiques intervenant pendant la vaporisation de l'eau. Pour faciliter sa fabrication, nous avons opté pour une structure en « sandwich » en juxtaposant 4 éléments parallélépipédiques de 130 mm de large et 250 mm de hauteur, chacun assurant une ou plusieurs fonctions bien définies. Comme on peut le constater sur la Figure II - 12 et dans l'ordre d'agencement, on a :

- Un bloc multitâche, épais de 35 mm, comprenant la zone de circulation de l'huile, les connexions d'entrée et de sortie des 2 veines fluides et des espaces dédiés à l'insertion de tous les capteurs de température et de pression,
- La plaque milli-structurée d'1 mm d'épaisseur qui ferme le canal de circulation d'huile gravé dans le bloc multitâche, et dans laquelle sont gravés les canaux de circulation de l'eau à évaporer.
- Une vitre en verre borosilicaté de 11 mm d'épaisseur qui ferme les canaux eau tout en autorisant la visualisation de l'écoulement.
- Un couvercle de maintien de 15 mm d'épaisseur assurant le calage de la vitre sur la plaque milli-structurée et l'intégrité du vaporiseur.

Le dimensionnement de ces différents éléments est présenté ci-après.



Figure II - 12. Vue explosée du vaporiseur d'étude, de gauche à droite : le couvercle de maintien, la vitre de visualisation, la plaque milli-structurée et le bloc multi-tâche.

## II - 2.2. Conception de la plaque milli-structurée

Le dimensionnement de la plaque milli-structurée est le point de départ de la conception du vaporiseur puisque ses dimensions conditionnent celles des trois autres éléments. Ici nous développerons la conception de la plaque à canaux droits fraisés (P-CDF). Sa structure finale est présentée sur la Figure II - 13.

Si l'on souhaite observer l'écoulement, les canaux de circulation de l'eau ne peuvent être cylindriques. Nous avons opté pour des canaux droits hémicylindriques en conservant un diamètre de 2 mm afin de respecter au mieux les dimensions préconisées pour le prototype. En conséquence, le diamètre hydraulique est réduit à 1,2 mm contre 2 mm pour un canal cylindrique. D'autres modifications des paramètres opératoires sont également induites par l'utilisation de ces canaux, à savoir : la densité de flux de chaleur reçue par les canaux n'est plus isotrope et les propriétés de mouillage de l'eau sur la vitre de visualisation peuvent influencer les conditions d'écoulement du fluide.

Afin de définir le nombre de canaux eau de la plaque, nous avons considéré la puissance thermique échangée dans un motif à canaux droits dans le prototype. La surface d'échange des canaux hémicylindriques de la plaque étant divisée par deux par rapport aux canaux du prototype, dans des conditions similaires de transfert thermique, la puissance thermique reçue par les canaux hémicylindriques l'est aussi. Ainsi et pour un canal hémicylindrique de 2 mm de diamètre et d'une longueur de 180 mm, la puissance thermique reçue par canal est de 102 W. Par ailleurs et en considérant le cas idéal de la vaporisation totale du débit maximal d'eau évaporable dans le vaporiseur, soit 1,7 kg/h, on obtient une puissance thermique nécessaire de 1 075 W. En comparant ces deux valeurs, on obtient le nombre de canaux à graver sur la plaque. Ainsi la plaque milli-structurée comporte 10 canaux hémicylindriques de 180 mm de long.

La distance entre 2 canaux est fixée à 7 mm pour permettre l'insertion d'une fine bandelette de silicone qui permettra d'assurer l'étanchéité totale entre les canaux. Les 10 canaux sont alimentés en eau en bas de la plaque par une chambre, appelée distributeur, traversant l'épaisseur de la plaque. En sortie des canaux, une seconde chambre, appelée collecteur, permet le transfert de l'écoulement des canaux au bloc multitâche. Comme il est possible de

voir sur la Figure II - 14 (droite), le collecteur possède un dévers dans l'épaisseur de la plaque afin d'éviter toute stagnation de fluide en sortie des canaux.

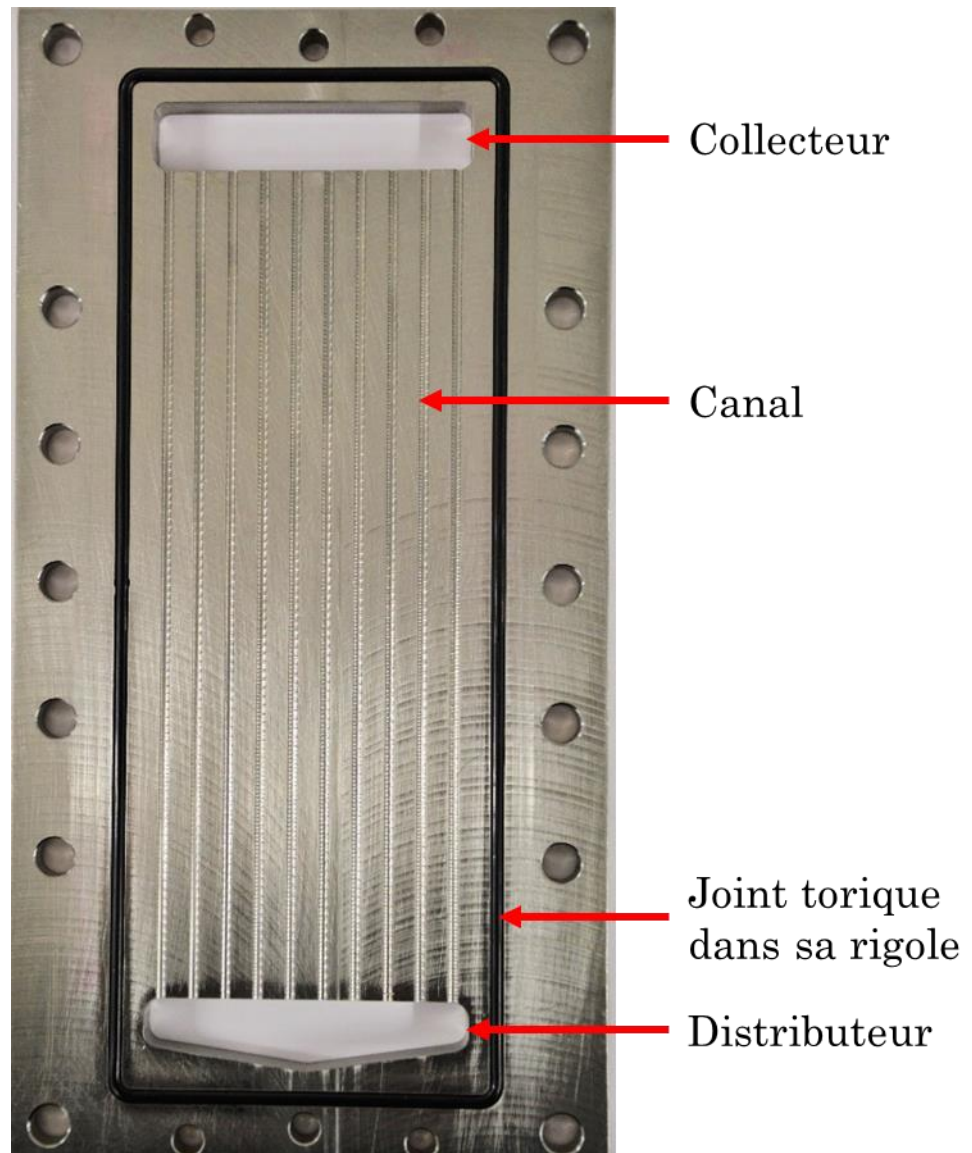


Figure II - 13. Photo de la plaque milli-structurée P-CDF

Une rigole rectangulaire de 3 mm de largeur et de 2,3 mm de profondeur est prévue pour insérer un joint torique qui garantira l'étanchéité entre toute la zone de circulation de l'eau par appui de la plaque vitrée sur celui-ci.

Dans la tranche de la plaque, 6 perçages équidistants sont placés afin d'insérer les sondes de température. Initialement, la longueur du perçage était prévue pour pouvoir mesurer les températures, juste derrière les canaux, au centre de la plaque, sur l'axe B-B de la Figure II - 14. Des contraintes d'usinage ont sensiblement réduit la profondeur des perçages modifiant ainsi le positionnement de ces sondes.

Finalement des perçages sont prévus autour de la rigole pour accueillir les vis maintenant les différents éléments du vaporiseur entre eux. Ainsi conçue la plaque milli-structurée présente les dimensions suivantes 130 x 10 x 250 mm (L x l x H)

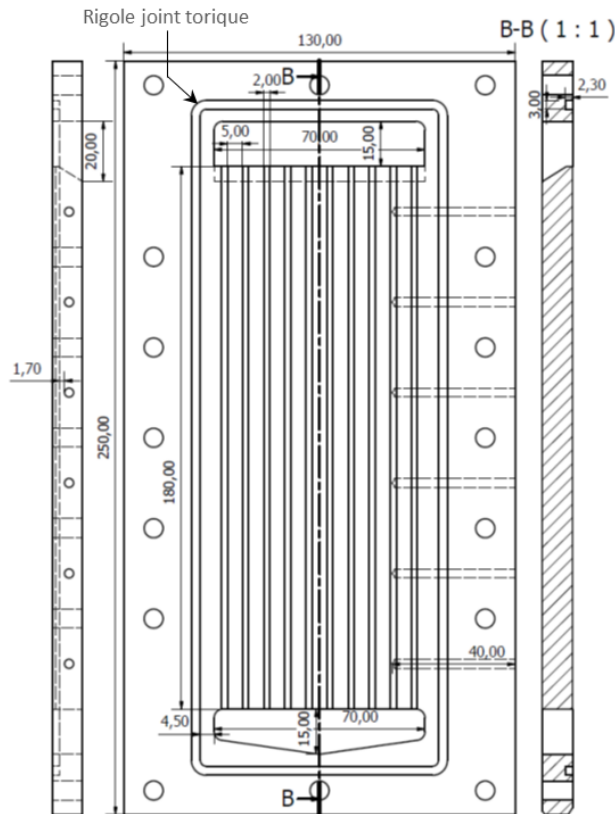


Figure II - 14. Plan de la plaque structurée à milli-canaux (vue de droite (gauche), vue de face (centre) et vue en coupe (droite)).

## II - 2.3. Dimensionnement de la vitre

La vitre, positionnée au-dessus des canaux, assure l'étanchéité de l'écoulement d'eau et donc possède les dimensions adéquates pour recouvrir le joint torique de la plaque milli-structurée (90 mm x 229 mm). Afin de résister à une pression de travail de 5 Bar, nous avons calculé son épaisseur nécessaire par un calcul classique (cf. Annexe II-1) pour obtenir une valeur de 11 mm.

## II - 2.4. Conception du couvercle

Le couvercle (Figure II - 15) est une pièce relativement simple qui assure le maintien de la vitre de visualisation. Il permet le bon positionnement et le plaquage de la vitre sur le joint torique de la plaque milli-structurée garantissant alors l'étanchéité des canaux de la plaque. Enfin et pour visualiser l'écoulement, le couvercle dispose d'une ouverture ajustée pour la parfaite observation des canaux et des chambres gravés sur la plaque milli-structurée. On notera que le rebord métallique assurant le maintien de la vitre a une épaisseur de 3,5 mm pour résister aux 5 bar de pression auxquels sera soumise la vitre. Ainsi l'épaisseur du couvercle est de 15 mm.

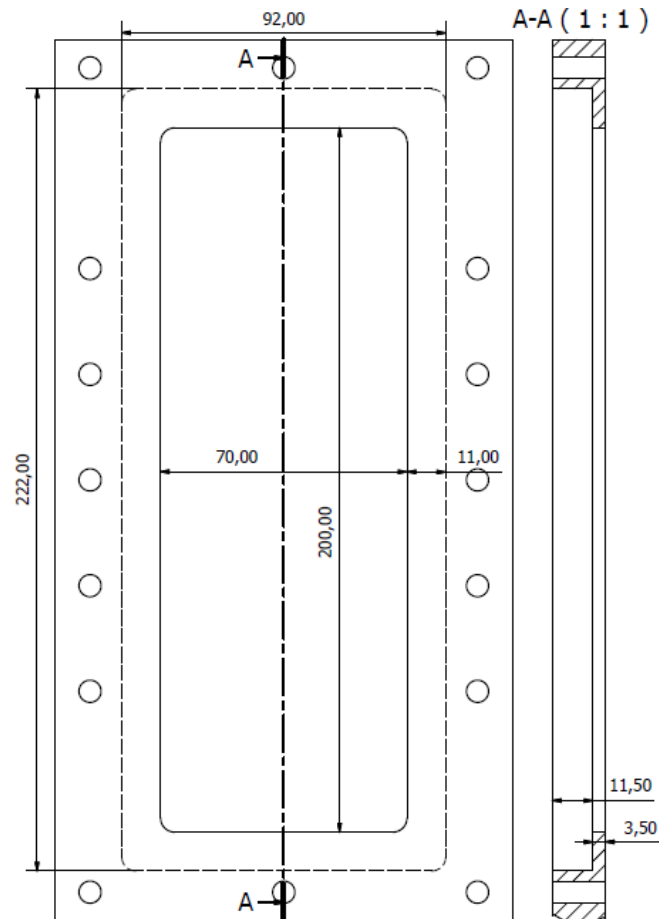


Figure II - 15. Plan du couvercle maintenant la vitre (vue de face (gauche) et vue en coupe (droite)).

## II - 2.5. Conception du bloc multitâche

Le bloc multitâche est un élément essentiel du vaporiseur car il permet la circulation des fluides (eau et huile) entre le vaporiseur et les circuits extérieurs. C'est également dans ce bloc que sont placés les capteurs de pression et de température essentiels pour caractériser les échanges thermiques au sein de l'échangeur. Globalement, on peut scinder le bloc en 2 zones bien distinctes (cf. Figure II - 16) :

- Une zone assurant la circulation de l'eau entre la plaque structurée et le bloc et qui comprend en partie basse le distributeur et en partie haute le collecteur
- Une zone intermédiaire centrale insérée entre le collecteur et le distributeur et qui comprend le canal huile.

Nous allons à présent décrire plus en détail ces deux zones.

### II - 2.5.1. Distributeur et collecteur de la veine eau

Les formes des zones de collecte et de distribution sur le bloc sont similaires entre le bloc et la plaque milli-structurée. Comme le montre la Figure II - 16 (a), les dimensions et la position de la zone de distribution en bas de la plaque et du bloc coïncident parfaitement. La zone de collecte sur le bloc présente cependant une hauteur supérieure à celle de la zone de collecte sur la plaque (Figure II - 16 (b)). Une telle configuration permet la séparation des phases vapeur et liquide sortant des canaux, le liquide s'écoulant par gravité. La partie basse du collecteur sur le bloc présente une géométrie triangulaire (cf. Figure II - 17) pour faciliter

l'écoulement du fluide vers la canalisation sortante et éviter la stagnation éventuelle de liquide dans le bloc.

Plusieurs perçages ont été prévus dans le bloc :

- Dans le distributeur, 3 perçages ont été réalisés : 1 pour l'arrivée de l'écoulement d'eau dans le distributeur, 1 pour l'insertion d'une sonde de température PT100 et 1 pour la mesure de la pression différentielle entre le distributeur et le collecteur.
- Dans le collecteur, 4 perçages ont été réalisés : 1 pour la sortie de l'écoulement d'eau, 1 pour l'insertion d'une sonde de température PT100, 1 pour la mesure de la pression différentielle entre le distributeur et le collecteur et 1 pour la mesure de la pression absolue.

Les perçages, que ce soit dans le distributeur ou le collecteur, sont placés sur deux niveaux distincts. Les perçages destinés à la circulation du fluide sont placés au centre et en bas de chaque volume afin, nous l'avons vu, de faciliter la vidange du module. Le détail des dimensions des chambres sont indiquées sur la Figure II - 21.

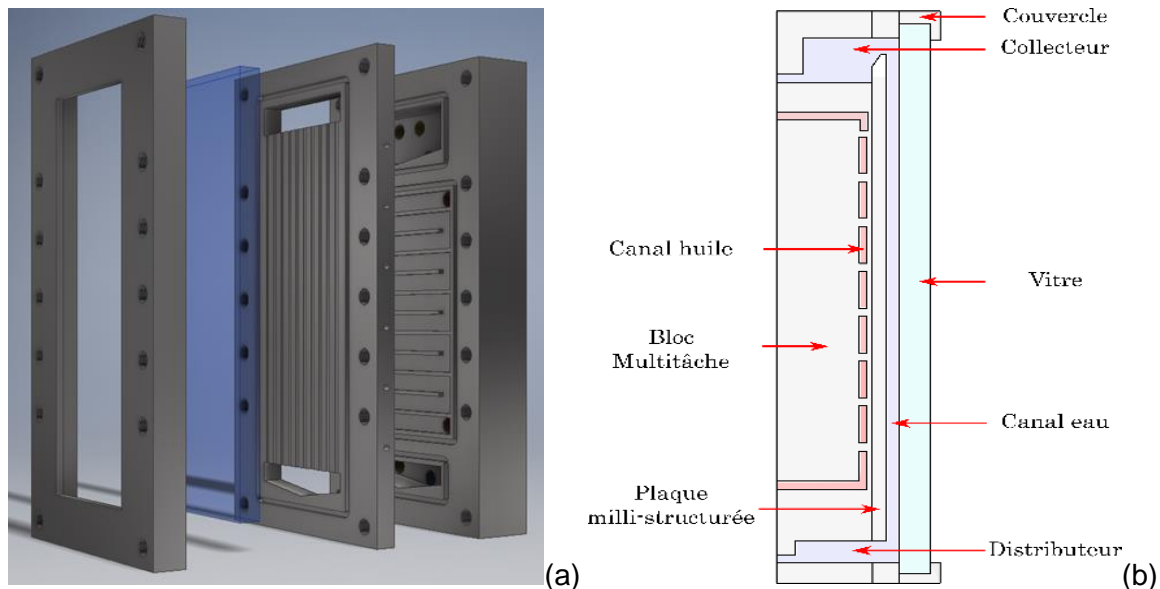


Figure II - 16. Vue explosée (a) et vue en coupe (b) de la structure du vaporiseur

Finalement, une rigole est prévue, sur le bloc, et autour des zones de distribution et de collecte pour permettre l'insertion d'un joint torique assurant l'étanchéité une fois la plaque et le bloc assemblés.

### II - 2.5.2. Dimensionnement du canal huile

Le dimensionnement du canal huile est une étape capitale dans la création du bloc car la configuration de la zone d'échange conditionne à elle seule les performances thermiques de l'échangeur (puisque la résistance au transfert est supposée être localisée côté huile).

Trois géométries différentes ont été envisagées (cf. Figure II - 17), à savoir (a) un écoulement en film, (b) un écoulement dans des milli-canaux verticaux placés en parallèle (c) un écoulement dans un unique canal, la trajectoire du fluide étant imposée par des chicane multipliant ainsi les allers et retours dans la zone d'échange.

Comme le montre la relation (2.2) et si l'on admet que la résistance côté eau est négligeable, alors, la puissance échangée est régie par i) le coefficient de transfert thermique côté fluide caloporteur, ii) la surface d'échange et iii) la différence de température entre le fluide caloporteur et la paroi. Dans la mesure où la température de l'huile est un paramètre d'entrée



contrôlable, nos critères de choix d'une géométrie ne tiendront compte que du coefficient de transfert convectif, et de la surface d'échange.

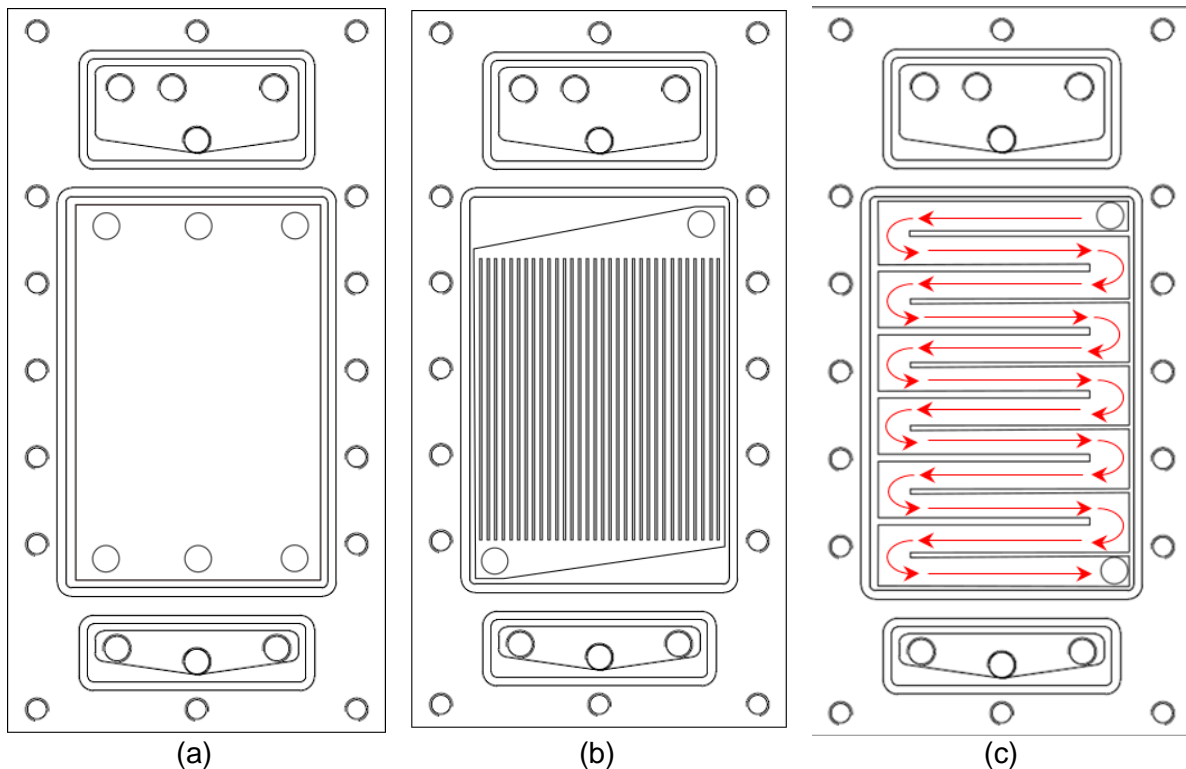


Figure II - 17. Géométries possibles pour l'aménagement du canal huile dans l'espace disponible du bloc multitâche : écoulement en film (a), plusieurs milli-canaux verticaux (b) et un unique canal en aller-retour (c).

Pour un fluide donné et si l'écoulement n'est pas établi, il est pertinent de rappeler la loi de dépendance entre le coefficient de convection et la vitesse du fluide

$$h \propto Nu \propto Re^a \propto u^a, \quad a > 0$$

Le coefficient  $a$  dépend de la géométrie choisie et du régime d'écoulement, mais plus la vitesse du fluide est élevée, plus le transfert est efficace.

Au regard des trois géométries, nous avons choisi la solution du canal unique qui permet d'atteindre la vitesse de fluide maximale dans le canal tout en présentant la surface d'échange la plus importante.

Il s'agit donc à présent de déterminer les dimensions optimales du canal, à savoir sa largeur et sa profondeur, telles que la puissance thermique échangée est maximale tandis que les pertes de charge sont minimales. Nous avons également envisagé l'influence de 2 paramètres d'ajustement à savoir la température de l'huile en entrée de la zone d'échange et son débit. L'ensemble de ces calculs ont été réalisés sous Matlab selon un algorithme détaillé en Figure II - 18.

Précisons dès à présent que cette optimisation s'est faite parallèlement avec le dimensionnement de la pompe huile. Nous avons donc étudié l'influence des paramètres géométriques (nombre de tronçons, largeur et profondeur du canal huile) sur la température d'entrée de l'huile en entrée et les pertes de charge pour différentes valeurs du canal huile. Pour des raisons de concision, nous présenterons uniquement les cas où le débit d'huile utilisé est égal à 3,5 et 7 L/min.

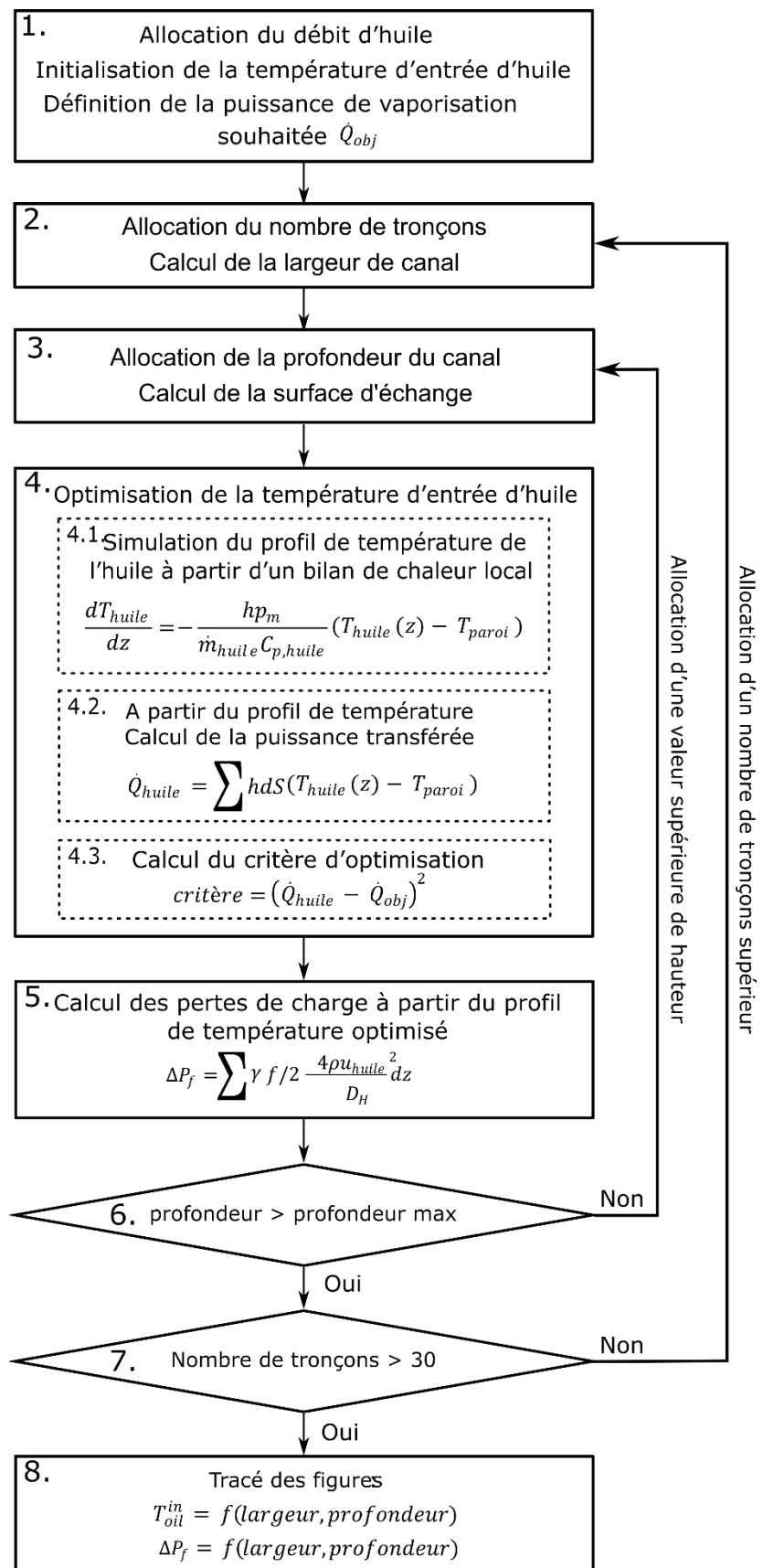


Figure II - 18. Synoptique de l'algorithme utilisé pour l'optimisation de la température d'entrée de l'huile.

Il est important ici de préciser quelques étapes de l'optimisation :

**Étape n°2 : calcul de la largeur en fonction du nombre de tronçons du monocanal huile.**

La surface disponible pour dimensionner le monocanal huile est en réalité de 12,7 x 9,5 cm<sup>2</sup> (H x L) en raison de l'insertion dans l'espace disponible de la rigole externe accueillant le joint torique. Le monocanal est constitué d'un certain nombre de tronçons horizontaux de 9,5 cm de long séparés par des chicanes dont l'épaisseur est fixée à 2 mm (cf. Figure II - 17 (c)). Il s'agit ici de déterminer la largeur du canal huile en fonction du nombre de tronçons considérés. On raisonnera plutôt sur la largeur de l'ensemble {tronçon + chicane}. La largeur se calcule donc par :

$$L_{canal} + L_{chicane} = \frac{H_{dispo}}{\text{nombre de tronçons}} \quad (2.11)$$

$$L_{canal} + 2.10^{-3} = \frac{12,7.10^{-2}}{\text{nombre de tronçons}}$$

Où  $H_{dispo}$  [m] est la hauteur disponible sur le bloc,  $L_{canal}$  [m] la largeur du canal considérée et  $L_{chicane}$  [m] la largeur des chicanes. Par ailleurs et selon la parité du nombre de tronçons, notons que l'évacuation de l'huile ne sera pas située du même côté que l'entrée de l'écoulement.

**Étape n°4. : Optimisation de la température d'entrée d'huile.**

Dans l'étape 4, la puissance thermique échangée est calculée en respectant les mêmes hypothèses que celles posées pour l'échange thermique d'un écoulement de gaz chauds, à savoir :

- La température de la paroi d'échange est supposée uniforme et égale à la température d'ébullition de l'eau à la pression considérée.
- La température de l'huile est supposée uniforme dans une section donnée de l'écoulement.

Nous avons par ailleurs tenu compte de la variation du coefficient de convection local lié à la variation de la température de l'huile dans l'écoulement. Ainsi et dans chaque volume élémentaire, on calcule les valeurs locales des nombres de Reynolds et de Prandtl puis du nombre de Nusselt. Dans la mesure où la variation de la viscosité de l'huile est significative le long de l'échangeur, notre algorithme utilise une corrélation appropriée pour le calcul du Nusselt en fonction de l'ordre de grandeur du Reynolds

Ainsi et pour les valeurs faibles du nombre de Reynolds, la corrélation de Sieder et Tate, (1936) est utilisée.

$$Nu = 1,86 \left( \frac{Re Pr}{L/D_h} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_{fluide}}{\mu_{surface}} \right)^{0,14} \quad \begin{matrix} Re < 2\,200 \\ 0,6 < Pr < 100 \end{matrix} \quad (2.12)$$

Où L [m] est la longueur d'un tronçon du canal huile,  $\mu$  [Pa.s] la viscosité de l'huile.

Pour des nombres de Reynolds plus élevés menant à un régime d'écoulement turbulent, deux autres corrélation ont été utilisées : la corrélation de Kakac *et al.*, (1987) (équation (2.13)) et la corrélation de Dittus et Boelter, (1930), (équation (2.14)). La puissance échangée dans le canal huile est déterminée par l'équation (2.9).

$$Nu = 0.116(Re^{2/3} - 12.5)Pr^{1/3} \left( 1 + \left( \frac{D_H}{L} \right)^{2/3} \right) \quad 2200 < Re < 10\,000 \quad (2.13)$$

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.3} \quad 10\,000 < Re \quad (2.14)$$

L'optimisation faite dans cette étape permet d'obtenir, via la fonction « *fmincon* » du logiciel de calcul MatLab, la température d'entrée d'huile optimale pour que l'écoulement d'huile cède la puissance fixée comme objectif au regard du débit et des dimensions du canal huile testés

### Étape n°5 : Calcul des pertes de charge

Une fois la température d'entrée et le profil de température connu, les pertes de charge par frottement sont calculées grâce à la corrélation de Churchill valable pour des canaux cylindriques.

$$\begin{cases} C_f = \left( \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(X+Y)^{3/2}} \right)^{1/12} \\ X = \left\{ 2.457 \ln \left( \left( \frac{7}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{e}{D_h} \right)^{-1} \right\}^{16} \\ Y = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \end{cases} \quad (2.15)$$

Où  $C_f$  [-] est le facteur de frottement,  $e$  [m] est la rugosité moyenne de la paroi et  $D_h$  [m] le diamètre hydraulique de l'écoulement.

Un coefficient de circularité  $\gamma$ , déterminé par Boucher et Alves, (1963), est utilisé pour corriger le coefficient de frottement tenant compte des écarts observés pour une section rectangulaire relativement à une section circulaire.

$$\gamma = \frac{1.5}{\left( \left( 1 - 0.351 \frac{\min(L_{canal}, l_{canal})}{\max(L_{canal}, l_{canal})} \right) \left( 1 + \frac{\min(L_{canal}, l_{canal})}{\max(L_{canal}, l_{canal})} \right) \right)^2} \quad (2.16)$$

Où  $L_{canal}$  [m] est la largeur du canal et  $l_{canal}$  [m] est la profondeur du canal. Les pertes de charge de l'écoulement dans chaque volume infinitésimal sont estimées grâce à l'équation (2.17). Le calcul discrétisé des pertes de charge prend en compte les variations de masse volumique de l'huile et donc de la vitesse du fluide le long de l'écoulement.

$$dP_f = \gamma f / 2 \frac{4\rho_{huile}u_{huile}^2}{D_H} dz \quad (2.17)$$

Où  $dz$  [m] est la longueur de discrétisation du canal huile. A ces pertes de charge par frottements s'ajoutent les pertes de charge singulières. Bien que ces pertes de charge soient rencontrées tout le long de la canalisation huile (coudes, changement de section etc.), nous considérerons dans un premier temps uniquement les pertes de charge singulières engendrées par les aller-retours de l'huile dans les tronçons. Ces singularités seront traitées en première approximation comme des coudes de 180°.

$$dP_s = K \frac{\rho_{huile}u_{huile}^2}{2} \times (\text{nombre de tronçons} - 1) \quad (2.18)$$

Où  $K$  [-] est le coefficient de pertes de charge singulière, égal dans notre cas à 0,85<sup>12</sup>. Ainsi les pertes de charge dans le module sont égales à :

$$dP = dP_f + dP_s \quad (2.19)$$

<sup>12</sup> [https://www.thermexcel.com/french/ressour/pdc\\_singu.htm](https://www.thermexcel.com/french/ressour/pdc_singu.htm)

Les résultats de l'optimisation pour un débit d'huile fixé à 7 L/min et une température de paroi de 100°C (évaporation à la pression atmosphérique), sont présentés sur la Figure II - 19. Dans un premier temps, il est intéressant d'observer l'influence des dimensions du canal huile sur la surface d'échange. On remarque que les courbes iso-surface d'échange présentes sur la carte ont une forme en dent de scie. Cette forme particulière est due à la variation du nombre de tronçons composant les allers-retours du canal huile. En effet et comme nous le constatons sur le graphe en haut à gauche de la Figure II - 19, plus la largeur du canal est importante et moins il est possible de juxtaposer des tronçons les uns à côté des autres dans l'espace disponible. Néanmoins et malgré cette tendance, il sera préférable d'utiliser un canal large puisqu'il offrira une surface d'échange plus grande qu'un canal étroit. Par ailleurs, plus le canal est profond et plus sa surface d'échange sera grande.

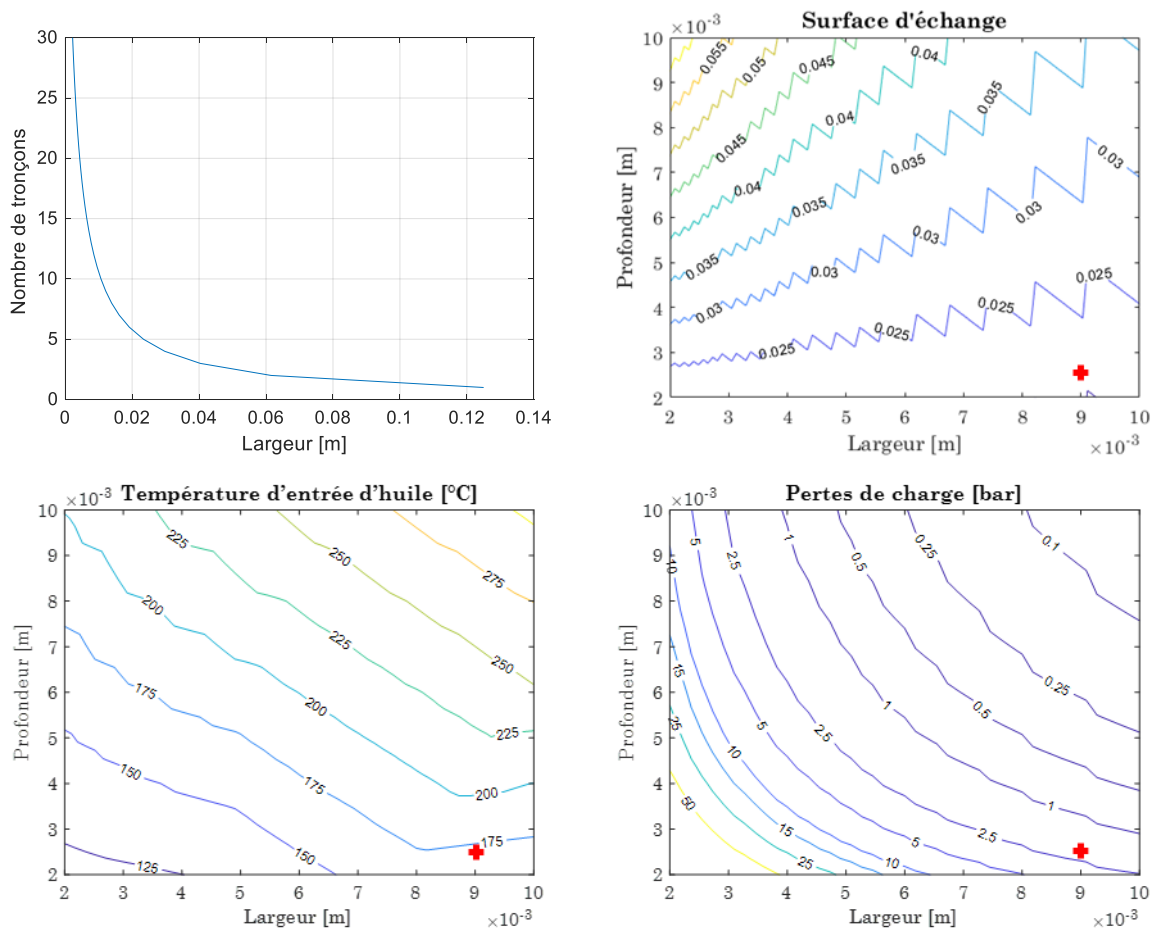


Figure II - 19. Présentation des grandeurs opératoires dimensionnantes issues de l'optimisation pour un débit d'huile égal à 7 L/min et température de paroi fixée à 100 °C : nombre de tronçons d'aller-retour du canal huile en fonction de la largeur du canal (haut – gauche), évolution de la surface d'échange côté huile (haut – droite), de la température d'entrée d'huile (bas – gauche) et des pertes de charge linéaires (bas – droite) en fonction de la largeur et de la profondeur du canal huile. Croix rouge : couple hauteur – profondeur retenue.

La carte sur la température d'huile nous montre que plus les dimensions du canal sont grandes et plus la température d'entrée d'huile nécessaire est élevée. En effet, plus la section droite de l'écoulement est importante et moins la vitesse de l'huile sera élevée. Ainsi et comme nous le prouve cette carte, le gain de surface d'échange engendré par l'accroissement des

dimensions du canal est négligeable par rapport à la dégradation du coefficient de transfert thermique provoquée par le ralentissement du fluide. Cette conclusion, contraire à celle que l'on a pu faire sur le prototype, s'explique par les différences entre la géométrie du prototype et celle du vaporiseur d'étude (section droite des canaux, forme des canaux).

On observe sur la carte des pertes de charge linéaires que celles-ci sont maximales lorsque la largeur et la profondeur sont minimales. Cette observation est tout à fait logique puisque la vitesse du fluide est inversement proportionnelle à la section droite de l'écoulement. Au regard de l'équation (2.17) sur le calcul des pertes de charge linéaires, les pertes sont proportionnelles à la vitesse au carré du fluide en écoulement. On notera par ailleurs que la largeur a le maximum d'influence sur la valeur des pertes de charge. En effet, le cas {Largeur = 2 mm ; Profondeur = 10 mm} engendre une perte de charge d'environ 7,5 Bar contre environ 2,5 Bar pour le cas {Largeur = 10 mm ; Profondeur = 2 mm}. En effet, plus la largeur sera petite et plus le nombre de tronçons sera élevé (cf. graphe en haut à gauche) et donc la longueur du canal également.

Il est possible de croiser ces deux cartes pour délimiter la zone où les critères sur les pertes de charge et la température d'entrée de l'huile sont respectés. Les limites de fonctionnement sont fixées à 200 °C et 7 bar de pertes de charge. L'huile peut être utilisée sans risques jusque 250°C (soit 20°C en dessous de son point éclair). Cependant, le contact avec l'air ambiant à de telles températures accélère sa dégradation par oxydation. Il est donc préférable d'opérer l'huile à des températures plus basses afin de prolonger sa durée de vie et réduire la formation de déchets de cokage néfastes pour certains équipements.

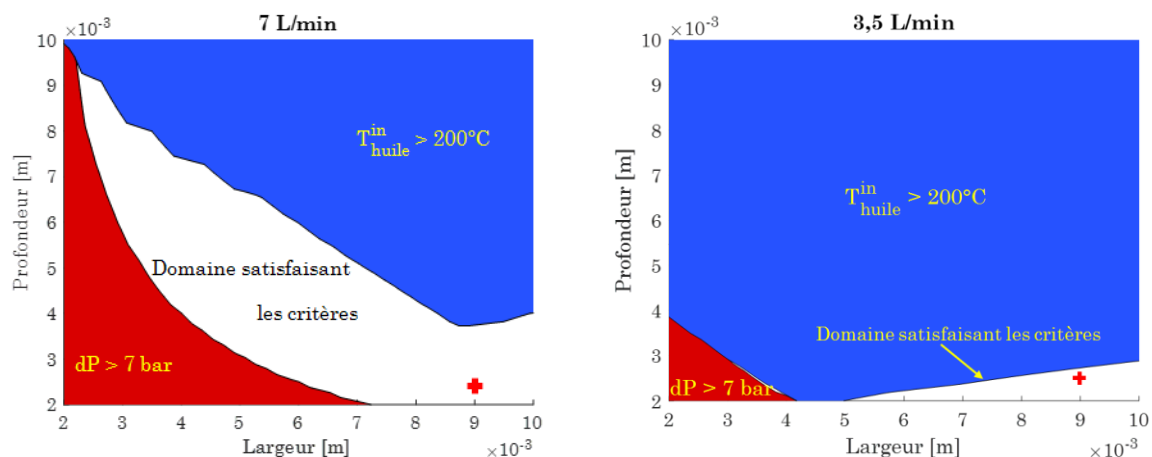


Figure II - 20. Cartes des couples {largeur, profondeur} satisfaisants les critères de dimensionnement du le canal huile suivant : température d'entrée max 200°C, pertes de charge max 7 bar. Débits d'huile utilisés : 3,5 et 7 L/min.

La Figure II - 20 met clairement en évidence que la plage pour le dimensionnement du canal huile est large dans le cas d'un débit d'huile élevé. Pour un débit plus faible, cette plage est réduite. En effet, si la diminution du débit engendre des pertes de charge moindres, il faut inévitablement augmenter la température de l'huile en entrée pour satisfaire le critère sur la puissance thermique. On peut donc conclure que la contrainte sur la température est plus limitante que celle sur les pertes de charge.

Pour le dimensionnement final du canal, et sachant que les résultats précédents sont à prendre avec précaution au regard du grand nombre d'hypothèses simplificatrices, nous avons opté pour un débit d'huile de 7 L/min pour garantir de rester dans la plage de fonctionnement attendue. Nous avons par ailleurs choisi de privilégier une faible perte de charge quitte à augmenter la température de l'huile en entrée. Finalement, nous avons opté pour un canal large et peu profond, configuration qui favorise une surface d'échange et une vitesse du fluide élevées. Les dimensions du canal ont ainsi été fixées à 9 mm x 2,5 mm (largeur x profondeur).

### II - 2.5.3. Plan final du bloc multitâche

Le schéma détaillé du bloc multitâche est présenté en Figure II - 21. Les perçages dédiés à accueillir les vis de serrage du module ont été placés dans l'alignement de ceux présents sur la plaque milli-structurée et du couvercle. Le distributeur et le collecteur ont une profondeur de 20 mm de telle sorte que leur volume soit suffisant pour que l'écoulement puisse se distribuer uniformément sur la largeur

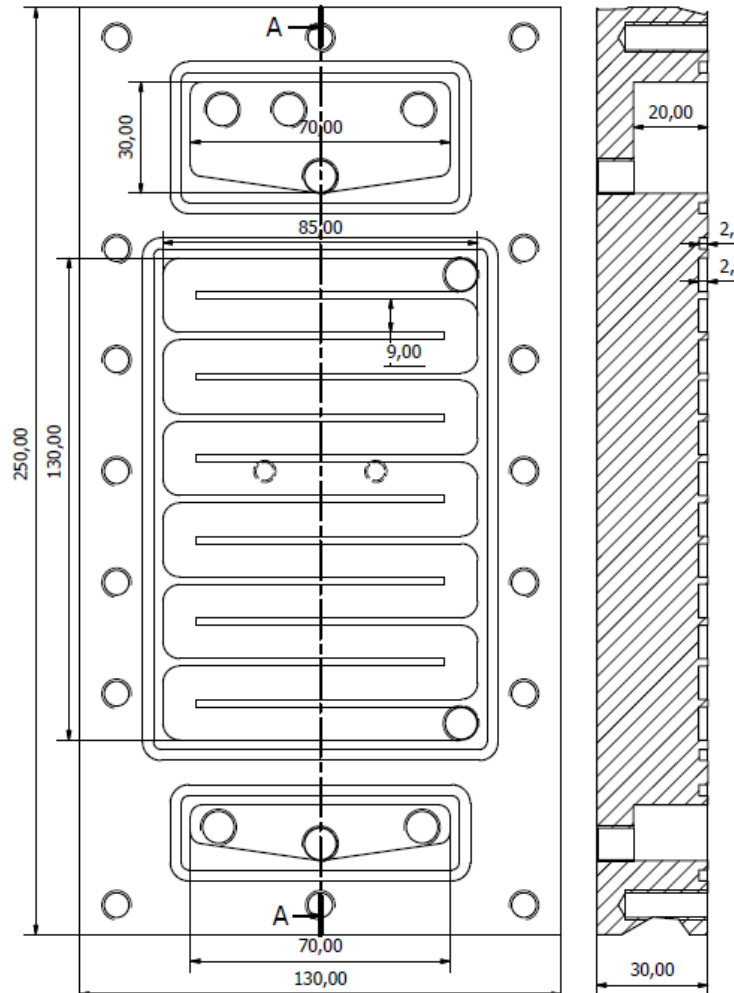


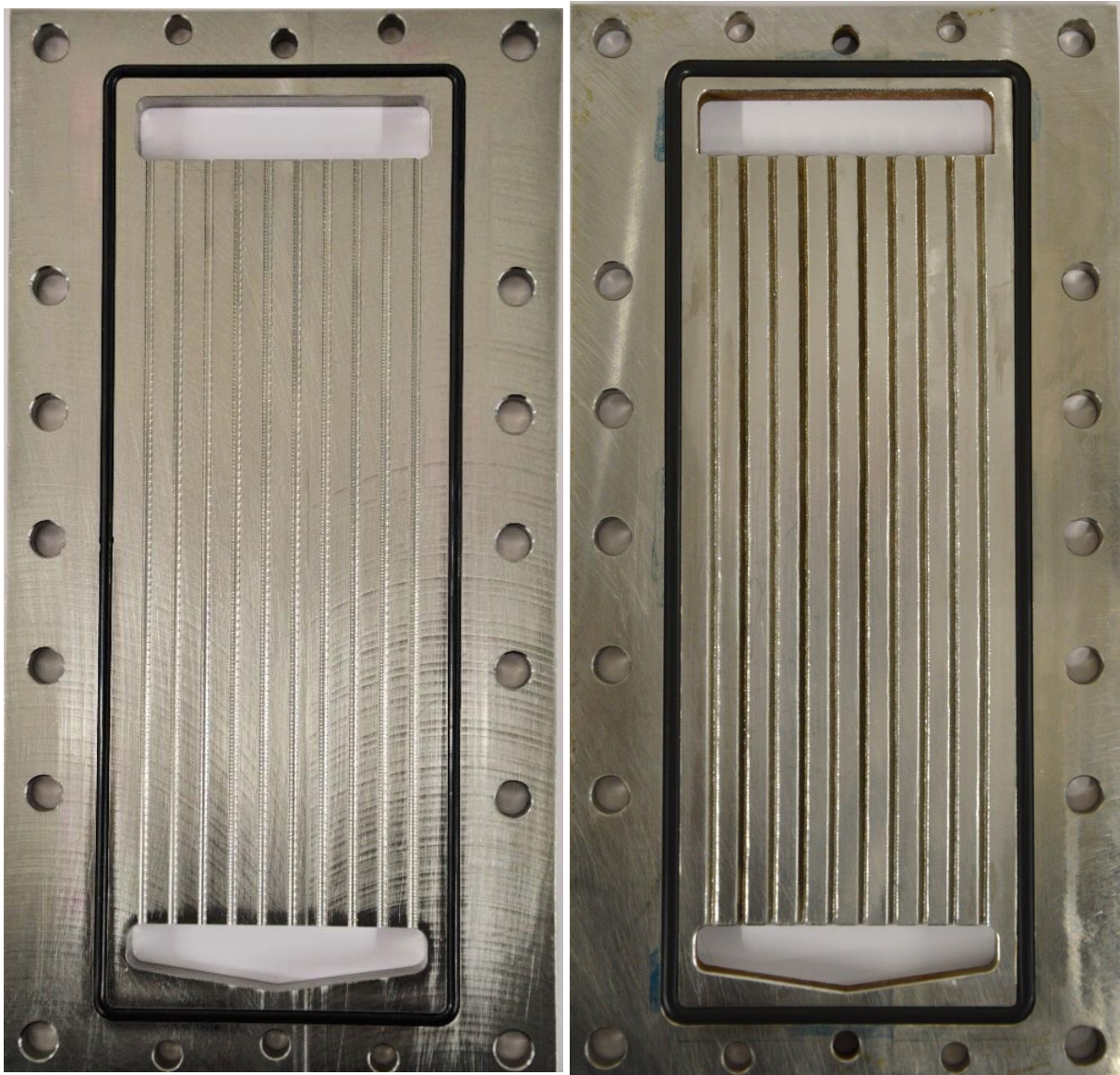
Figure II - 21. Schéma détaillé du bloc multitâche (vue de face (gauche) et vue en coupe (droite)).

L'ensemble des pièces du vaporiseur, à l'exception des plaques milli-structurées présentées dans la section II - 2.6, ont été fabriquées par l'atelier de mécanique du LRGP. Le matériau choisi pour le vaporiseur est un alliage d'inox n°304. Cet alliage présente des propriétés voisines de l'inox 316L utilisé dans les WHB industriels. Il est cependant légèrement moins résistant à la corrosion. L'utilisation d'une huile silicone inerte, comme fluide caloporteur à la place de gaz chauds potentiellement réactifs ( $\text{CO} + \text{H}_2$ ) permet de travailler avec un matériau plus sensible aux attaques chimiques. Les différentes pièces ont été réalisées à l'aide d'une fraiseuse à commande numérique. Pour des raisons de sécurité et pour isoler en partie le vaporiseur, une housse amovible, de 6 mm d'épaisseur, en laine de verre tressée a été spécialement conçue et installée autour du vaporiseur.

## II - 2.6. Plaques étudiées

La géométrie de base de la plaque milli-structurée, insérée dans le vaporiseur d'étude, a été présentée dans la section II - 2.2. A partir de cette géométrie, plusieurs autres plaques milli-structurées ont été conçues.

Ainsi une deuxième plaque identique géométriquement à la première a été produite par impression 3D métallique afin d'étudier l'influence de l'état de la surface métallique sur le phénomène d'ébullition (cf. sections IV - 1.2.2 et IV - 2.1.2). Deux autres plaques, obtenues par fraisage, ont été fabriquées pour étudier l'influence de la variation de la section de l'écoulement sur la production de vapeur. La plaque multi-géométries (P-MG) a été conçue pour étudier l'influence de différentes variations de section de l'écoulement (augmentation ou diminution du rayon du canal, élargissement brusque de la section d'écoulement par ajout de motifs) sur la retenue des bouchons de liquide. La plaque milli-structurée « optimisée » (P-CDMTF) a été conçue à partir des résultats obtenus sur la plaque P-MG. Les photos de ces plaques sont présentées sur la Figure II - 22.



Plaque milli-structurée fraisée  
P-CDF

Plaque milli-structurée imprimée en 3D  
P-CD3D



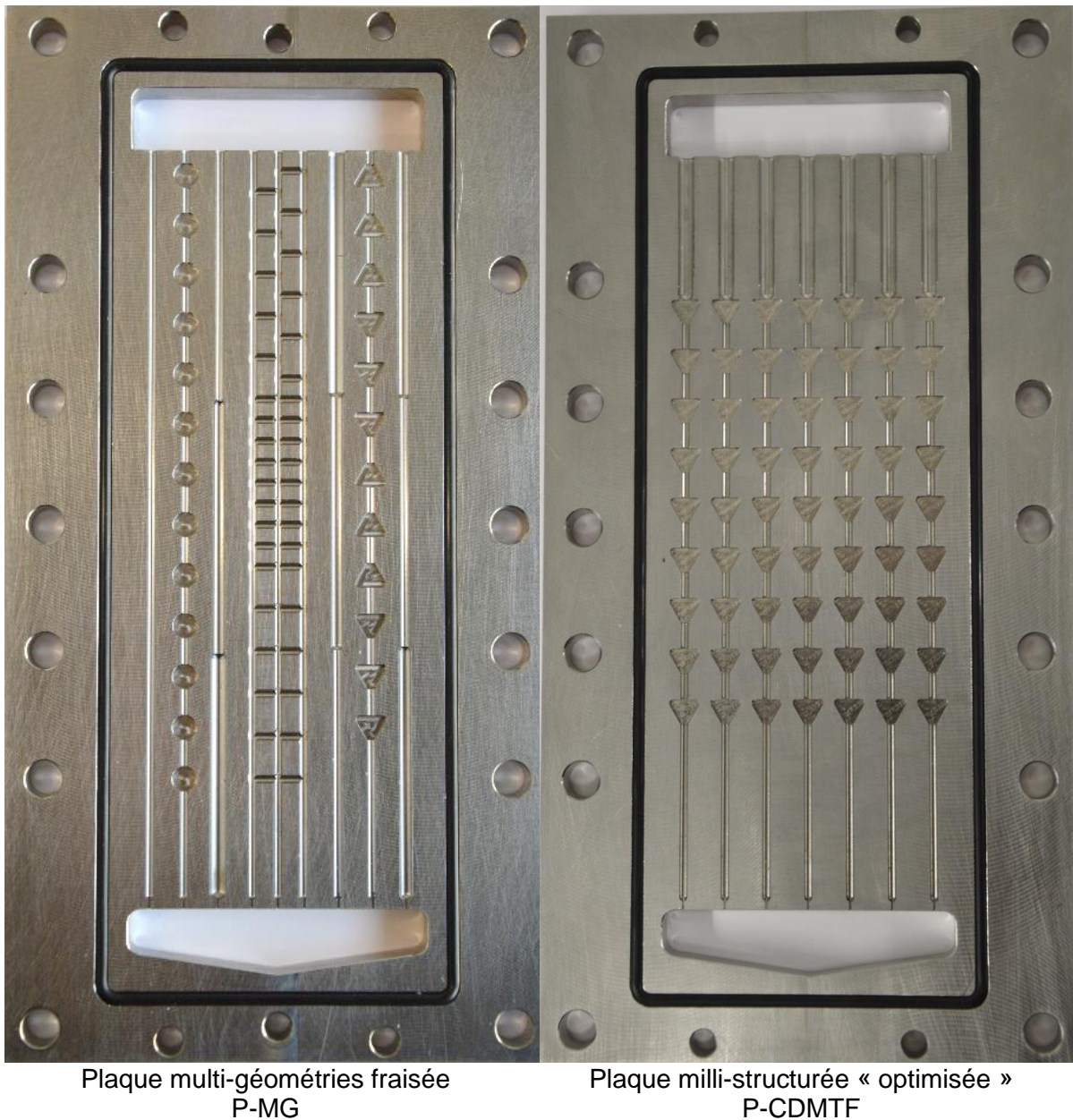


Figure II - 22. Différentes géométries de canaux gravées ou imprimée sur les plaques milli-structurées étudiées.

Nous avons, dans cette partie, présenté les étapes de la conception du vaporiseur d'étude. Nous avons cherché, pour cela, à respecter au mieux les performances thermiques attendues sur le prototype. Néanmoins, la contrainte de visualisation des écoulements nous a obligés à quelques distorsions.

Pour conclure ce chapitre, nous allons à présent décrire l'ensemble du banc de test conçu pour accueillir le vaporiseur d'étude en détaillant les spécificités de chacun des équipements.

## II - 3. Banc de test de vaporisation en milli-canaux

Les objectifs principaux du banc sont de comprendre les phénomènes hydrodynamiques de l'ébullition en milli-canaux tout en vérifiant que ce type de structure permet une production de vapeur suffisante pour le procédé SMR. Le cryostat permettant de fonctionner en circuit fermé pour la boucle d'eau limite le débit de vapeur produite dans le vaporiseur à 1,7 kg/h. C'est donc ce débit qui est pris comme valeur cible pour le dimensionnement des équipements du pilote. Les résultats de l'optimisation du canal huile nous fournissent le débit et la température d'entrée de l'écoulement d'huile à mettre en place, à savoir 7 L/min et 190°C.

A partir de ces données, l'ensemble des équipements peut être choisi. Il a été décidé de sélectionner des équipements tels que les conditions opératoires requises sur le banc de test soient le plus centrées dans leurs plages de travail respectives. Outre la préservation des équipements travaillant dans leur « zone de confort », cela permet d'explorer des conditions opératoires en dehors d'un objectif de pure production de vapeur afin de comprendre les phénomènes régissant l'ébullition en milli-canaux.

### II - 3.1. PI&D du banc de test

Avant toute chose, la première étape de la construction d'un banc de test est de déterminer son schéma de tuyauterie et d'instrumentation (PI&D). Il définit l'ensemble des équipements, mais aussi de l'instrumentation, nécessaires au bon fonctionnement du pilote. Le PI&D du banc, présenté sur la Figure II - 23, regroupe les trois boucles de fluides déjà énoncées en partie II - 1.4. Leurs fonctionnements respectifs sont les suivants :

- Pour la boucle chaude, l'huile est stockée et chauffée dans un bain thermostaté (1). Elle est pompée dans le circuit grâce à une pompe à engrenages (2). Son débit est mesuré par un débitmètre Coriolis (3) avant de pénétrer dans le vaporiseur. A la fin de son parcours dans le canal huile, elle est renvoyée directement dans le bain thermostaté.
- Pour la boucle de l'eau à vaporiser, l'eau est stockée dans un réservoir (5) et pompée par une pompe à engrenages (6) dont le débit est mesuré par un débitmètre Coriolis (7). L'eau est préchauffée lors de son passage dans un tube en serpentin stocké dans un bain d'huile thermostaté (8). Une fois l'eau préchauffée, elle pénètre dans le vaporiseur au niveau du distributeur, remonte les canaux en se faisant vaporiser et sort du vaporiseur par le collecteur. Le mélange liquide-vapeur traverse ensuite un déverseur de pression (11) et se condense au sein d'un condenseur (9). L'eau ainsi revenue à l'état liquide est renvoyée dans le réservoir.
- Pour la boucle de refroidissement, l'eau stockée et refroidie dans le cryostat (10) est pompée dans le circuit. Elle alimente le condenseur avant de retourner dans le bac où elle cède la chaleur accumulée dans le condenseur.

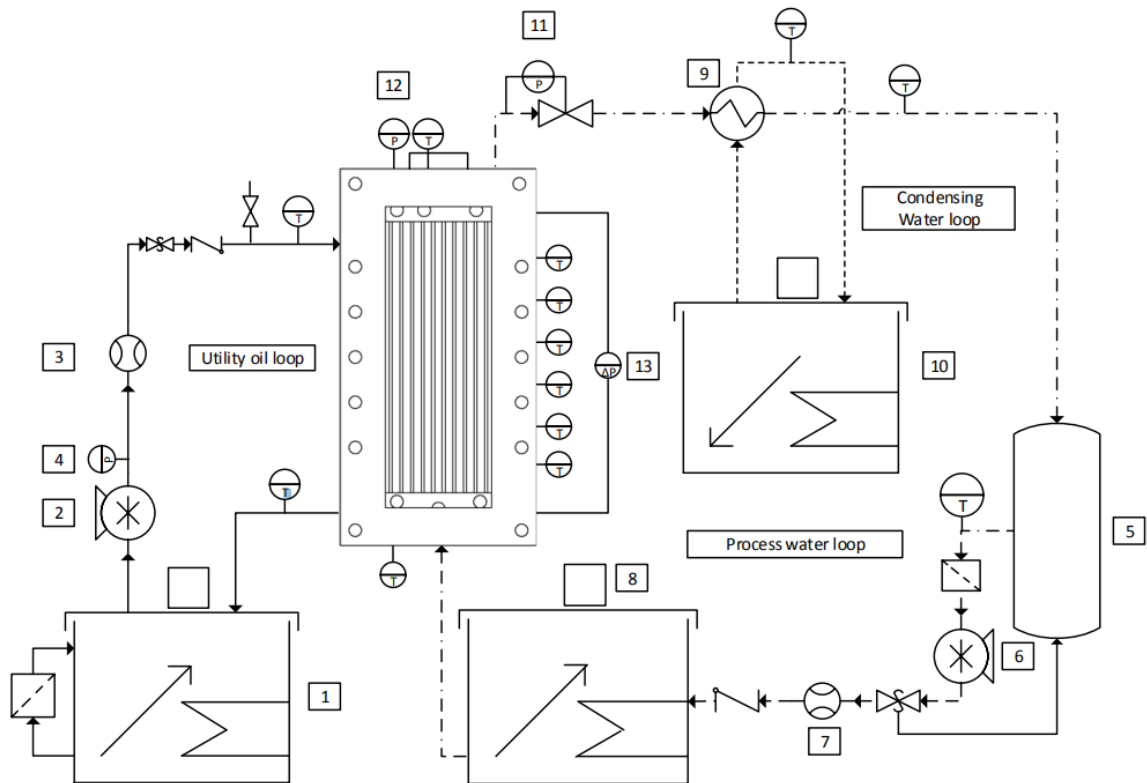


Figure II - 23. PI&D du pilote de vaporisation (1 : bain d'huile ; 2 : pompe huile ; 3 : débitmètre d'huile ; 4 : capteur de pression d'huile ; 5 : réservoir d'eau ; 6 : pompe eau ; 7 : débitmètre de la veine eau ; 8 : bain de préchauffe de l'eau ; 9 : condenseur ; 10 : cryostat ; 11 : déverseur de pression ; 12 : capteur de pression absolue ; 13 : capteur de pression différentielle).

A ces boucles, différents éléments sont ajoutés pour garantir la sécurité de l'installation comme des clapets anti-retour ou des soupapes. Les données expérimentales récoltées sur le banc de test sont de trois types : températures, débits et pressions. Les températures sont partagées entre les températures des différents fluides et les températures de la plaque millimétrée. La pression est mesurée en deux endroits : sur la veine d'huile en sortie de pompe et dans le vaporiseur.

Dans la suite de cette partie, certains équipements de chaque boucle de fluide sont présentés soit pour leur spécificité, soit pour le raisonnement qui a été adopté pour les choisir. La liste des prochaines sous-parties étant non exhaustive, les caractéristiques des équipements non présentés sont disponibles en Annexe II - 2.

## II - 3.2. Boucle d'eau vaporisée

Les conditions opératoires cibles pour cette boucle sont le débit maximal de vaporisation fixé à 1,7 kg/h et la pression maximale de travail à 5 Bar.

### II - 3.2.1. Bain de préchauffe/serpentins (n°8)

Le vaporiseur a pour but d'étudier la vaporisation de l'eau au sein des canaux millimétriques. Afin de limiter la zone d'écoulement monophasique sous-refroidie, l'eau est préchauffée en amont du vaporiseur. Cette préchauffe se déroule dans un serpentin stocké dans un bain d'huile thermostaté. Le serpentin est composé de 80 spires de 6 cm de diamètre faites dans un tube de 1/8" de diamètre (3,175 mm) afin de pouvoir préchauffer l'ensemble de la gamme de débits de la pompe à eau. Le serpentin, présenté sur la Figure II - 24, est divisé

en quatre sections de 20 spires afin d'être placé sans difficultés dans la cuve du bain thermostaté Julabo ME-6.



Figure II - 24. Arrangement des spires dans la cuve du bain thermostaté Julabo ME-6.

### II - 3.2.2. Condenseur (n°9)

L'objectif du condenseur est simplement de refroidir le flux suffisamment pour que le réservoir d'eau ait une température stable au cours du temps ne dépassant pas les 60°C, limite de fonctionnement de la pompe à eau. L'échangeur de chaleur choisi est un échangeur de chaudière à plaques brasées, 15 plaques par veine, permet d'assurer la totale condensation et le refroidissement suffisant des débits sortants du vaporiseur.

### II - 3.3. Boucle chaude

La recherche de la pompe huile est une des étapes les plus chronophages de la conception du banc de test. Son choix n'est pas anodin car il est directement relié au dimensionnement du canal huile, de la température nécessaire et des pertes de charge engendrées. Le choix s'est tourné vers des pompes volumétriques moins sensibles aux variations de viscosité du fluide.

Une première recherche de modèles auprès des fournisseurs habituels du LRGP n'a révélé que des références inadaptées à nos besoins. En particulier, la température maximale de travail était souvent limitée à 100 - 120 °C, une seule pompe proposait une option à 177 °C. D'après les résultats de l'optimisation du canal à huile, des températures aussi faibles auraient nécessité des débits conséquents d'huile et n'auraient pas permis l'étude de la vaporisation sous pression (température d'ébullition à 5 bar : 151 °C). Il a donc fallu s'orienter vers des fournisseurs de pompes à engrenages industrielles.

Il a d'abord fallu déterminer tous les équipements de la veine huile afin d'estimer les pertes de charge dans le circuit avant de communiquer avec le fabricant. L'autre difficulté majeure s'est focalisée au niveau de la température d'entrée d'huile. Le but de la thèse étant de comprendre l'évaporation dans une milli-structure, différentes températures d'entrée d'huile autour d'une valeur optimisée vont être testées. Ces variations de températures modifient la viscosité de l'huile et donc les pertes de charge dans le circuit. La multiplicité des points opératoires a engendré de nombreuses discussions avec les fournisseurs.

Une des particularités des pompes à engrenages industrielles est d'avoir une autolubrification des engrenages par utilisation du fluide pompé. La viscosité du fluide est donc importante pour assurer cette fonction vitale à la pompe. En particulier, les températures maximales à tester sur l'huile engendrent des viscosités relativement basses pour valider

l'autolubrification. Après divers échanges, un modèle de pompe a finalement été retenu. Un engagement spécial a dû être pris avec le fournisseur garantissant l'utilisation de la pompe dans des gammes de débit et pertes de charge de « confort ». Cet engagement a été nécessaire car l'huile utilisée présente une viscosité relativement faible ce qui peut, selon les conditions opératoires utilisées, ne pas assurer l'autolubrification de la pompe. Un capteur de pression (n°4) a été spécialement ajouté pour mesurer la pression en sortie de pompe. Cette pression est comparée à une pression de sortie maximale supportée par la pompe fonction du débit et de la viscosité. Le modèle utilisé est décrit en annexe II-3.

## II - 3.4. Boucle froide de condensation

La boucle froide est très simple puisqu'elle sert uniquement à refroidir l'écoulement liquide-vapeur chaud sortant du vaporiseur. Elle utilise pour cela un cryostat FL1203 (n°11) de la marque Julabo dont la puissance frigorifique est de 1200 W. Ce cryostat possède une pompe pouvant délivrer un débit de 22 L/min et tolère un fluide rentrant jusqu'à 80°C. Par un bilan thermique sur le condenseur, il a été vérifié une compatibilité d'une condensation totale d'un flux de vapeur d'eau de 1,7 kg/h par un débit d'eau froide de 22 L/min sans une élévation excessive de la température du fluide caloporteur.

## II - 3.5. Instrumentation du pilote

### II - 3.5.1. Capteurs de pression absolue et différentielle (n°4-12-13)

Le banc de test est instrumenté de 3 capteurs de pression : un capteur de pression absolue pour la sortie de la pompe huile, un capteur de pression absolue pour le vaporiseur et un capteur de pression différentielle pour les pertes de charge dans les canaux. Les gammes de pression de ces capteurs ont été rapidement identifiées comme gammes classiques de capteur de pression. En revanche, les températures d'utilisation de ces capteurs se sont révélées être un formidable frein à l'obtention de capteurs résistant à ces conditions. En effet, la température maximale classique d'un capteur de pression est aux alentours des 80°C. L'huile circulant à des températures jusque 200°C et la température d'ébullition de l'eau à 5 Bar de 151°C sont bien supérieures à cette limite standard des fournisseurs habituels.

La solution technique a été trouvée chez le fournisseur d'instrumentation industrielle YOKOGAWA, par l'ajout d'un tampon thermique entre la prise de pression et le capteur. Ce tampon est une huile résistante à la chaleur, contenue dans un tube métallique. La pression du procédé est transmise à l'huile par une membrane métallique contenue dans une bride. La taille des brides, présenté sur la Figure II - 25, disponibles chez le fournisseur a engendré des modifications du pilote pour pouvoir les accueillir au sein du banc notamment des supports spéciaux pour soutenir les brides.

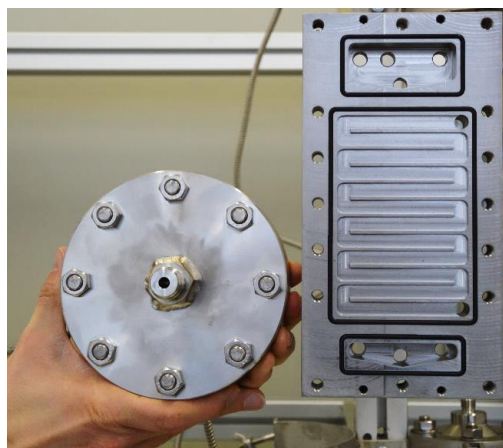


Figure II - 25. Comparaison de la taille d'une bride avec le module de vaporisation

### II - 3.5.2. Sondes de température PT100

Il existe deux familles de capteur de température : les thermocouples et les sondes PT100. Les thermocouples ont l'avantage de pouvoir être relativement petits car l'élément sensible est une soudure entre deux métaux. La précision maximale d'un thermocouple à 150°C est au mieux  $\pm 0.6^\circ\text{C}$ . A l'inverse, une sonde de température PT100 est composée d'un élément sensible recouvert d'une gaine métallique, et permet d'obtenir une précision de  $\pm 0.15^\circ\text{C}$  à 150°C pour la classe 1/10 DIN. Les températures doivent être le plus précises possible car elles sont utilisées pour estimer la qualité de vapeur produite dans le vaporiseur via un bilan de chaleur. Pour ces raisons, le choix s'est porté sur les sondes PT100 plutôt que sur des thermocouples

### II - 3.5.3. Débitmètre Coriolis de la veine huile (n°3) et débitmètre Coriolis de la veine eau (n°7)

La mesure des débits massique est fondamentale pour les calculs nécessaires au bilan de chaleur sur le vaporiseur. Il existe plusieurs types de débitmètres (déprimogènes, à ultra-sons etc.). Ici ce sont des débitmètres Coriolis qui ont été choisis. Ils possèdent l'avantage de fournir directement le débit massique de l'écoulement et si besoin la masse volumique du fluide avec une très grande précision ( $\pm 0.2\%$  pour le débit,  $\pm 0.49\%$  pour la masse volumique). Autre avantage, ils sont totalement insensibles, de par leur méthode de mesure, aux variations de viscosité, ce qui en fait un outil parfait pour ce travail de recherche.

### II - 3.6. Organisation spatiale du pilote

En utilisant le PI&D présenté en section II - 3.1 ainsi qu'en prenant en compte l'encombrement spatial de chaque équipement, la construction du pilote a été menée. L'organisation finale du pilote est présentée en Figure II - 26.

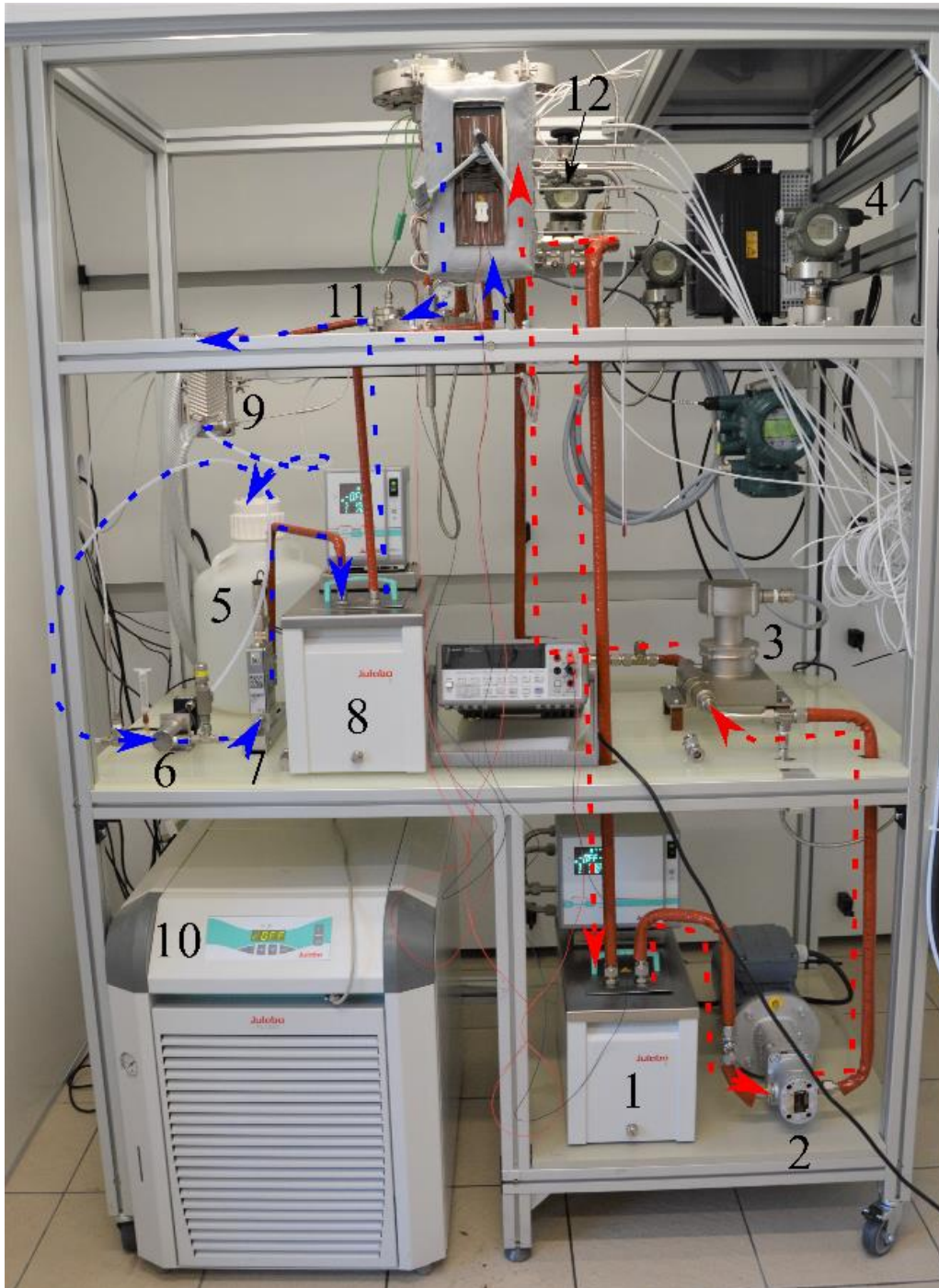


Figure II - 26. Organisation spatiale du pilote (1 : bain d'huile ; 2 : pompe huile ; 3 : débitmètre d'huile ; 4 : capteur de pression d'huile ; 5 : réservoir d'eau ; 6 : pompe eau ; 7 : débitmètre de la veine eau ; 8 : bain de préchauffe de l'eau ; 9 : condenseur ; 10 : cryostat ; 11 : déverseur de pression ; 12 : capteur de pression absolue ; 13 : capteur de pression différentielle).

## II - 3.7. Exécutable LabVIEW

L'ensemble des instruments et équipements du banc de test sont pilotés depuis un ordinateur au travers d'un exécutable produit par le logiciel LabVIEW. Cet exécutable a été produit par le service SIEL du LRGP.

## II - 3.8. Caméra haute-fréquence

En amont du projet FAIR, une caméra EoSense mini 2© de chez MIKROTRON a été acquise pour effectuer des vidéos à haute-fréquence. Ses caractéristiques techniques sont de 523 images par seconde pour une résolution de 1,696 x 1,710 pixels et peut avoir une fréquence d'acquisition jusqu'à 200 000 images par seconde à faible résolution. Un ensemble de 3 éclairages est ajouté pour assurer une exposition optimale des canaux. Du papier calque est ajouté entre les sources lumineuses et le module pour homogénéiser l'éclairage de vaporiseur.

## II - 3.9. Procédure expérimentale

### II - 3.9.1. Démarrage du pilote et changement de conditions opératoires

La procédure de démarrage du pilote est relativement simple, quelques précautions doivent être cependant observées. Dans un premier temps, les températures des bains et cryostat sont saisies dans l'exécutable LabVIEW. Une fonction rampe de température est activable pour le bain d'huile pompée, la mise en température se fait progressivement par palier de 30°C jusqu'à la température souhaitée. Cette rampe est primordiale pour éviter la dégradation de l'huile. Les débits de chaque veine sont ensuite saisis dans l'exécutable. Là encore, il faut passer par des paliers de débit afin de préserver les pompes.

Une fois les bains lancés et les débits des fluides atteints, le pilote est laissé jusqu'à la stabilisation de l'ensemble de ses températures comme présenté sur la Figure II - 27.

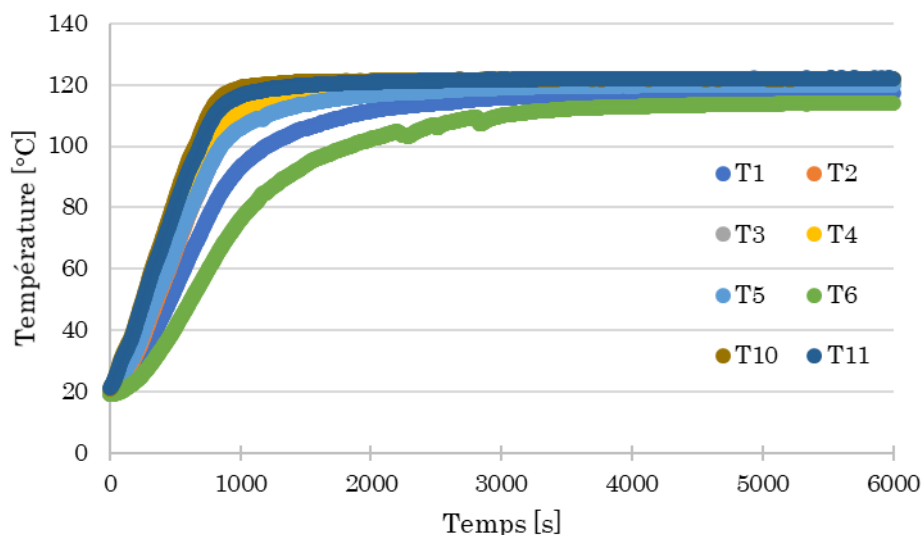


Figure II - 27. Évolution et stabilisation des températures mesurées sur le banc de test lors d'une procédure de démarrage pour les conditions opératoires suivantes : Débit d'huile 180 kg/h, Température de l'huile dans le bain : 130°C, Débit d'eau : 3,1 kg/h, Température du bain de préchauffe de l'eau : 80°C, Pression atmosphérique.



Cette stabilisation met généralement une heure et demie à s'établir. Une fois les relevés des mesures effectués et la ou les vidéos tournées, les conditions opératoires sont modifiées et une nouvelle stabilisation des températures est attendue. Ces stabilisations sont plus rapides et s'établissent en environ une demi-heure.

### **II - 3.9.2. Relevé des données brutes du pilote**

Le relevé s'effectue après stabilisation des températures du banc de test. Ces données relevées sont les suivantes :

- Débits mesurés des deux veines
- Températures entrée-sortie de la veine huile
- Températures de la plaque milli-structurée
- Températures du distributeur et du collecteur du vaporiseur
- Pressions absolue et différentielle dans le vaporiseur

Les autres températures et pression sont utilisées comme une information sur le bon fonctionnement du banc de test.

### **II - 3.9.3. Procédure de la capture des vidéos haute-fréquence**

La première étape de l'utilisation de la caméra est de faire sa mise au point, d'assurer la bonne exposition du sujet et de régler la région d'intérêt du sujet sur laquelle la vidéo sera focalisée. Une fois ces réglages préliminaires effectués, la fréquence d'acquisition de la caméra est fixée ainsi que la durée d'exposition de chaque image. Toutes les lumières du laboratoire sont éteintes afin d'éviter la perturbation de l'exposition du vaporiseur avec l'éclairage néon pulsant à 50 Hz.

## **II - 4. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous avons exposé les différentes étapes du dimensionnement du module de vaporisation et du banc de test. Nous avons débuté par l'étude théorique de la vaporisation de l'eau en milli-structures dans un prototype produit par fabrication additive et placé dans le procédé SMR. A partir des conclusions de cette étude, nous avons dimensionné un vaporiseur d'étude permettant l'observation de l'écoulement d'eau bouillant. Ce dimensionnement a été mené afin de recréer au mieux le transfert thermique observé dans le prototype. Le vaporiseur d'étude est donc un échangeur à plaques comprenant 3 plaques différentes : un couvercle maintenant la vitre de visualisation, une plaque milli-structurée où l'eau se vaporise et un bloc multitâche assurant la distribution et la collecte du débit d'eau ainsi que la chauffe de la plaque milli-structurée.

En parallèle de la conception de ce module de vaporisation, l'intégralité des équipements du banc du test a été imaginée et dimensionnée afin de satisfaire les objectifs de vaporisation fixés initialement. Le banc a été instrumenté de nombreux capteurs de températures et de pression. Ces différentes mesures des grandeurs opératoires sont indispensables pour les futures études menées sur le banc. Les différentes grandeurs calculées à partir de ces grandeurs opératoires seront présentées en détail dans le Chapitre III - .

## Références bibliographiques du Chapitre II

- BOUCHER D.F et ALVES G.E., 1963, *Chemical Engineer's Handbook*, 4th ed.
- BUBOLZ M., WILLE M., LANGER G., et WERNER U., 2002, « The use of dean vortices for crossflow microfiltration: Basic principles and further investigation », *Separation and Purification Technology*, vol. 26, n° 1 : 81-89.
- DITTUS F.W. et BOELTER L.M.K., 1930, « No Title », *Publications on Engineering*, n° Berkeley.
- KAKAC S., SHAH R., et AUNG K., 1987, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*.
- LIU Shijie et MASLIYAH Jacob H., 1993, « A decoupling numerical method for fluid flow », *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 16, n° 8 : 659-682.
- LIU Tsung-lin, FU Ben-ran, et PAN Chin, 2013, « Boiling heat transfer of co- and counter-current microchannel heat exchangers with gas heating », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 56 : 20-29.
- LU Qi, CHEN Deqi, LI Chong, et HE Xueqiang, 2017, « Experimental investigation on flow boiling heat transfer in conventional and mini vertical channels », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 107 : 225-243.
- OLIVIER D.R et ASHGAR S.M., 1976, « Heat transfer in Newtonian and viscoelastic liquids during laminar flow in helical coils », *Trans. Inst. Chem. Eng.*, vol. 54 : 218-224.
- SEMPÉRTEGUI-TAPIA F. D. et RIBATSKI G., 2017, « Flow boiling heat transfer of R134a and low GWP refrigerants in a horizontal micro-scale channel », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 109 : 938-948.
- SIEDER E. N. et TATE G. E., 1936, « Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes », *Industrial and Engineering Chemistry*, vol. 28, n° 12 : 1429-1435.
- Steinke Mark E. et Kandlikar Satish G., 2004, « An Experimental Investigation of Flow Boiling Characteristics of Water in Parallel Microchannels », *Journal of Heat Transfer*, vol. 126, n° 4 : 518.

## Annexe II - 1 : Calcul de l'épaisseur d'une vitre

Les dimensions de la vitre en borosilicate (Pyrex ®) doivent être choisies en deux étapes. Dans un premier temps, la largeur et la hauteur de la vitre sont déterminées grâce aux dimensions de la rigole du joint torique présente sur la plaque milli-structurée. C'est en effet la vitre qui va jouer le rôle de paroi pour clôturer l'espace où s'écoule l'eau bouillante. Ainsi, ses dimensions Longueur x largeur sont de 229 mm x 90 mm.

Dans un second temps, on détermine alors l'épaisseur de la vitre en fonction des dimensions précédentes et de la pression à laquelle la vitre doit résister. Dans notre cas, comme les pertes de charge sont très faibles, on peut supposer que la vitre sera soumise à une pression uniforme sur l'ensemble de sa surface au maximum égale à 5 Bar. Dans ce cas précis, la formule générique pour calculer l'épaisseur d'une vitre ( $e_{vitre}$ ) reposant sur 4 côtés est<sup>13</sup> :

$$e_{vitre} = \sqrt{\frac{\beta a^2 P}{\omega}} \quad (2.20)$$

Où  $\beta$  est un coefficient de forme sans dimension dépendant du rapport  $\frac{\min(\text{Longueur}, \text{largeur})}{\max(\text{Longueur}, \text{largeur})}$  valant dans notre cas 0,6638,  $a$  [mm] est égale à  $\min(\text{Longueur}, \text{largeur})$ ,  $P$  [N.mm<sup>-2</sup>] la pression étudiée (5 Bar correspondant à 0,5 N.mm<sup>-2</sup>) et  $\omega$  [N.mm<sup>-2</sup>] la contrainte de flexion du matériau, 25 N.mm<sup>-2</sup> pour un vitre en borosilicate.

Ainsi, dans notre cas spécifique et en prenant une marge d'un millimètre de sécurité, nous avons besoin d'une épaisseur de vitre de 11 mm.

---

<sup>13</sup> <https://www.rudyv.be/Aquarium/RVRT/Verre%20calcul.pdf>

## Annexe II - 2 : Equipements secondaires du banc de test

Dans cette annexe seront présentées les différentes caractéristiques des équipements du banc de test qui n'ont pas eu de dimensionnement particulier. Ils seront regroupés par boucle de fluide.

### A.II - 2 - 1 : Boucle d'eau vaporisée

#### A.II - 2 - 1. 1 : Pompe eau (n°6)

Le débit maximal de vaporisation peut être atteint par différents jeux de conditions opératoires différentes. Il est calculé par la multiplication de la valeur de la qualité de vapeur observée en sortie des canaux par le débit d'eau liquide entrant dans le vaporiseur. Il existe donc une infinité de couples {qualité ; débit d'eau entrant} pouvant mener à ce débit maximal de vaporisation. La pompe choisie pour ce pilote est une pompe à engrenage mzs-7205 de HNP Mikrosystem. Ses caractéristiques techniques sont résumées dans le Tableau II - 5.

Débit	0.048 – 288 mL/min (2,88 mL/h – 17,28 L/h)
Pression de travail	0 – 30 bar (1 mPas) ; 0 – 40 bar (à partir de 16 mPas)
Température de travail	jusqu'à 60°C
Plage de viscosité	0,3 – 50 000 mPas

Tableau II - 5. Caractéristiques techniques de la pompe HNP mzs-7205.

#### A.II - 2 - 1. 2 : Bain d'huile destiné à la préchauffe de l'eau

L'eau est préchauffée dans les spires présentées dans la section II - 3.2.1. Le bain utilisé est le modèle ME-6 du fournisseur Julabo dont les caractéristiques sont regroupées dans le Tableau II - 6:

Température de travail	0 – 200 °C
Puissance de chauffe	2 kW
Volume du bac	3 L

Tableau II - 6. Caractéristiques techniques du bain thermostaté ME-6.

#### A.II - 2 - 2 : Boucle d'huile chaude

L'huile est stockée dans un bain thermostaté SE-6 du fournisseur Julabo dont les caractéristiques sont regroupées dans le Tableau II - 7:

Température de travail	20 – 300 °C
Puissance de chauffe	3 kW
Volume du bac	6 L

Tableau II - 7. Caractéristiques techniques du bain thermostaté SE-6.

## **Annexe II - 3 : Modèle de prédiction de pression maximale en sortie de pompe huile**

Cette annexe est une copie de l'engagement demandé par le fournisseur MAAG à respecter les limites opératoires de la pompe MAAG RX 22/22.

### **A.II - 3 - 1 : Introduction**

Dans le cadre du projet FAIR (Fabrication Additive pour l'Intensification des Réacteurs), mené par Ail Liquide, un pilote d'étude de la vaporisation de l'eau dans des milli-canaux a été dimensionné. Le vaporiseur sera prévu pour valoriser la chaleur résiduelle de gaz chauds d'un procédé de vapo-réformage du méthane afin de produire de la vapeur d'eau destinée au reformage.

La conception d'une boucle de chauffage par convection de gaz chauds ( $\approx 600^{\circ}\text{C}$ ) représente un défi de taille d'un point de vue tant technologique qu'au niveau de la sécurité. Il a été décidé qu'une convection d'une huile chaude ( $\approx 200^{\circ}\text{C}$ ) simulerait le chauffage par le gaz chaud. Le niveau de température exigé ainsi que le débit d'huile nécessaire nous ont placé dans une situation délicate : les pompes classiques de laboratoire ne supportent pas une température supérieure à  $120^{\circ}\text{C}$ , les pompes industrielles sont surdimensionnées par rapport à nos besoins sur le débit.

Finalement, la pompe Refinex 22/22 (RX22/22) du fournisseur MAAG a permis de trouver un consensus entre température d'utilisation et débit de fonctionnement. Cependant, à la différence des pompes installées dans l'industrie, nous serons amenés à explorer diverses conditions opératoires (débit/température). Ces variations vont influencer sur deux grandeurs fondamentales au bon fonctionnement de la pompe : la viscosité du fluide pompé assurant sa lubrification et la perte de charge maximale en aval de la pompe qui est une limite technologique à ne pas franchir.

Ce document présente un modèle prédictif de la perte de charge maximale admissible par la pompe RX22/22 en fonction de la viscosité et du débit d'huile. Ce modèle sera implémenté dans un logiciel de gestion électronique des équipements du pilote et constituera une sécurité de fonctionnement de la pompe

### **A.II - 3 - 2 : Méthodologie du modèle**

Comme il a été dit précédemment, la perte de charge maximale supportée par la pompe est fonction de deux paramètres : la viscosité du fluide pompé et le débit de pompage de la pompe. Les divers échanges avec Mr. Boris Chapon de la société MAAG ont permis d'obtenir les différentes courbes de fonctionnement de la pompe en fonction des deux paramètres évoqués ci-dessus. La Figure II - 28 présente une vue synthétique de l'évolution de cette perte de charge maximale ( $dP_{\text{max}}$ ).

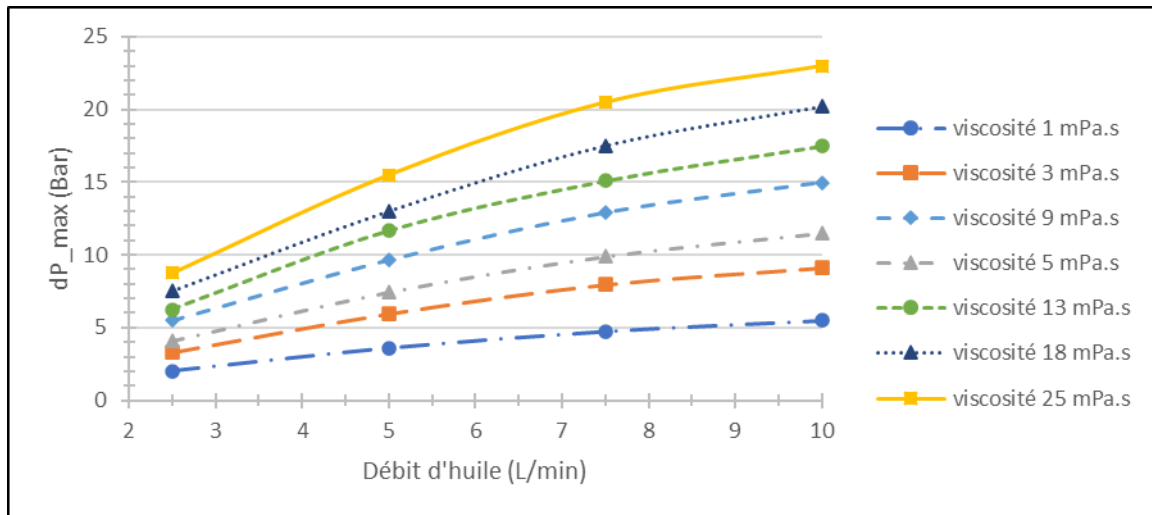


Figure II - 28. Évolution de la perte de charge maximale supportée par la pompe en fonction du débit et de la viscosité du fluide pompé

Chaque courbe présentée dans la 95 peut être régressée comme un polynôme d'ordre 2 passant par l'origine du graphique. Autrement écrit par :

$$dP_{max} = a * débit^2 + b * débit \quad (2.21)$$

Avec  $a$  et  $b$  les deux coefficients du polynôme représentant  $dP_{max}$  et  $débit$  le débit volumique du fluide en **L/min**

Les diverses régressions sont consignées dans le Tableau II - 8:

Viscosité (mPa.s)	a	b	R <sup>2</sup>
1	-3,39E-02	8,88E-01	1
3	-5,61E-02	1,4737	0.9997
5	-6,71E-02	1,8218	0.9999
9	-0,0894	2,39	0.9998
13	-0,1094	2,8432	0.999
18	-0,1223	3,2434	0.9994
25	-0,1484	3,8032	0.9997

Tableau II - 8. Coefficients des polynômes régressés en fonction de la viscosité du fluide

A ce stade, seulement la moitié du modèle est connue. On sait que  $dP_{max}$  est dépendante du débit mais aussi de la viscosité, le Tableau II - 8 montre la relation entre les deux coefficients et la viscosité. On peut alors réécrire l'équation (2.21) avec les dépendances aux deux paramètres expérimentaux :

$$dP_{max}(viscosité, débit) = a(viscosité) * débit^2 + b(viscosité) * débit \quad (2.22)$$

Si l'on trace l'évolution des coefficients  $a$  et  $b$  en fonction de la viscosité, on obtient la Figure II - 29 :

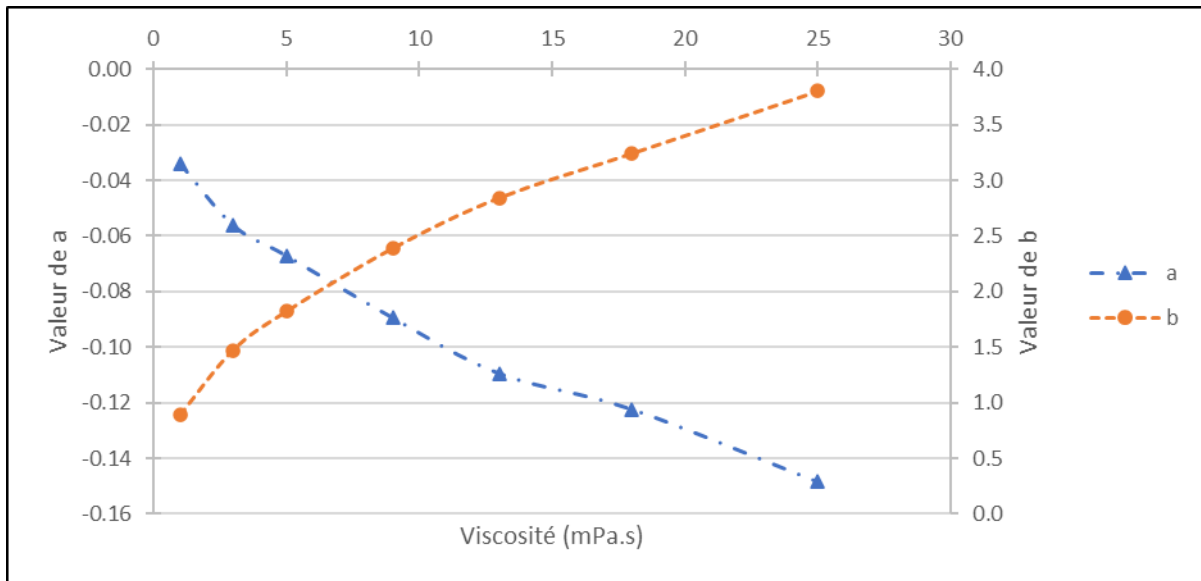


Figure II - 29. Évolution des coefficients a et b en fonction de la viscosité

Ces deux évolutions sont régressées avec différents polynômes : d'ordre 2 pour a et d'ordre 4 pour b. On obtient les expressions suivantes :

$$a(\mu) = 1.0825 \cdot 10^{-4} \mu^2 - 7.2966 \cdot 10^{-3} \mu - 3.146 \cdot 10^{-2} \quad (2.23)$$

$$b(\mu) = 1.2638 \cdot 10^{-5} \mu^4 + 8.6329 \cdot 10^{-4} \mu^3 - 2.2246 \cdot 10^{-2} \mu^2 + 0.34281 \mu + 0.58308 \quad (2.24)$$

Avec  $\mu$  la viscosité dynamique du fluide en **mPa.s**.

### A.II - 3 - 3 : Modélisation de la perte de charge maximale supportée par la pompe

En combinant les équations (2.23) et (2.24) avec l'équation (2.22), on obtient finalement le modèle prédictif de  $dP_{max}$  pour notre pompe RX22/22 explicité par l'équation (2.25).

$$\begin{aligned} dP_{max}(\mu, \text{débit}) &= (1.0825 \cdot 10^{-4} \mu^2 - 7.2966 \cdot 10^{-3} \mu - 3.146 \cdot 10^{-2}) * \text{débit}^2 \\ &+ (1.2638 \cdot 10^{-5} \mu^4 + 8.6329 \cdot 10^{-4} \mu^3 - 2.2246 \cdot 10^{-2} \mu^2 + 0.34281 \mu \\ &+ 0.58308) * \text{débit} \end{aligned} \quad (2.25)$$

Avec :

- $\mu$  : la viscosité dynamique du fluide en **mPa.s**
- *débit* : le débit volumique en **L/min**

On peut alors comparer le modèle aux valeurs relevées sur les courbes fournies par MAAG. La moyenne des écarts entre modèle et courbes de fonctionnement sur les 4 relevés faits pour chaque valeur de viscosité ainsi que le calcul de l'écart type ont été calculés. L'ensemble des résultats est consigné dans la Figure II - 30:

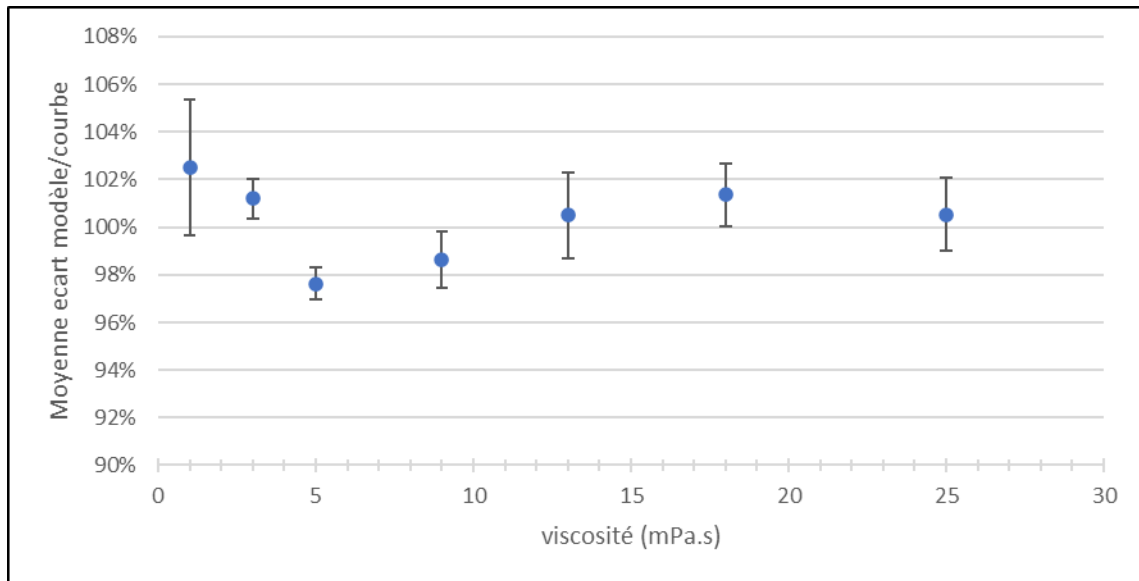


Figure II - 30. Ecarts et intervalles de confiance du modèle en fonction de la viscosité

La Figure II - 30 met en évidence que le modèle représente globalement bien le calcul de la perte de charge maximale admissible par la pompe. En effet, l'**erreur faite** par le modèle proposé est de  $\pm 2.5\%$  par rapport aux valeurs relevées sur les courbes de fonctionnement.

Cette erreur est principalement due à lecture graphique de la  $dP_{max}$  sur les courbes de fonctionnement. Celle-ci était plus qu'imprécise, il est donc normal de constater un écart.

Cependant cet écart est relativement faible, cela nous permet donc de pouvoir utiliser ce modèle comme étant le reflet de la réalité. Pour garantir une protection optimale de la pompe, nous nous engageons à réduire la  $dP_{max}$  de 5% pour éviter la possible erreur de calcul. Autrement dit :

$$dP_{max}^{sécurité} = 0.95 * dP_{max}(\mu, débit) \quad (2.26)$$

### A.II - 3 - 4 : Conclusion

Le modèle proposé va nous permettre d'assurer le fonctionnement de la pompe Refinex 22/22 dans le respect des limites de fonctionnement de la pompe. Ce modèle sera implanté dans un logiciel d'interfaçage de la pompe qui recalculera en temps réel la  $dP_{max}$  admissible par la pompe. Les paramètres du modèle seront aussi calculés en temps réel, la viscosité et la masse volumique se déduira de la température de l'huile, quant au débit volumique, il sera calculé à partir du débit massique, mesuré par un débitmètre Coriolis et la masse volumique.









## Chapitre III - Méthodes

Le chapitre précédent a présenté dans le détail les étapes de la conception du banc de test dont l'élément central est bien évidemment le vaporiseur. On rappelle que ce banc de test est destiné, d'une part à identifier les phénomènes hydrodynamiques intervenant lors de l'évaporation de l'eau en milli-canaux et d'autre part à quantifier les performances thermiques du vaporiseur. Il s'agit donc d'exploiter les nombreuses données expérimentales soit quantitatives (débits, températures, pressions) soit qualitatives (découlant de la visualisation de l'écoulement). Ce chapitre s'attache à expliquer précisément les méthodologies adoptées.

Le fil conducteur de notre démarche est la qualité de la vapeur, au sein et à la sortie du vaporiseur. Dans une première partie nous définissons la qualité de la vapeur et les méthodes issues de bilans thermiques possibles pour sa détermination. La seconde partie est consacrée au développement d'une **méthode originale** d'exploitation des vidéos haute-fréquence consistant à générer des diagrammes spatio-temporels. La dernière partie montre comment interpréter ces diagrammes pour mettre en évidence les régimes d'ébullition et pour quantifier la qualité de la vapeur.

### III - 1. Méthode de détermination de la qualité de vapeur

Rappelons, que la démarche d'intensification vise à concevoir un prototype produisant le débit de vapeur nécessaire à l'étape de reformage, vapeur a priori aussi sèche que possible. L'état du mélange liquide-vapeur en sortie de l'échangeur, caractérisé par la qualité de la vapeur ou titre massique en vapeur, est donc un paramètre cible du fonctionnement du vaporiseur. Au-delà de sa valeur en sortie, l'évolution spatio-temporelle de la qualité de vapeur au sein des milli-canaux renseigne sur les différents régimes d'ébullition.

#### III - 1.1. Définition de la qualité de vapeur

La qualité de vapeur est définie comme le titre massique en vapeur dans le mélange liquide-vapeur. Pour un écoulement diphasique, le titre massique s'exprime en fonction des débits massiques  $\dot{m}_v$  et  $\dot{m}_l$  respectivement de la vapeur et du liquide, selon :

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l} = \frac{A_v \rho_v u_v}{A_v \rho_v u_v + A_l \rho_l u_l} \quad (3.1)$$

où  $A_v$  et  $A_l$  [m<sup>2</sup>] sont les sections droites des phases respectivement vapeur et liquide,  $\rho_v$  et  $\rho_l$  [kg/m<sup>3</sup>] les masses volumiques respectivement des phases vapeur et liquide à l'équilibre,  $u_v$  et  $u_l$  [m/s] sont respectivement les vitesses moyennes de la phase vapeur et de la phase

liquide. Ainsi une qualité nulle correspond à une phase monophasique liquide et une qualité égale à 1 à une phase monophasique vapeur.

### III - 1.2. Détermination de la qualité de vapeur

Il n'existe pas de capteur permettant de mesurer localement la qualité de vapeur d'un écoulement. Il est néanmoins possible d'utiliser la mesure soit de la fraction volumique (Da Silva *et al.*, (2007)) soit de la vitesse de chacune des phases (Oddie et Pearson, (2004)) afin d'estimer une valeur locale de la qualité. Quand on passe à l'échelle milli- ou micro-, ces mesures deviennent impossibles relativement à la taille des systèmes étudiés. En revanche on trouve dans la littérature des méthodes d'estimation indirectes. Nous allons présenter 3 de ces méthodes généralement mises en œuvre, 2 permettant une estimation de la qualité uniquement en sortie du vaporiseur, la 3<sup>ème</sup> autorisant une estimation locale dans la zone d'échange thermique. Nous choisirons alors la méthode la plus adaptée au banc de test utilisé dans ce travail.

#### III - 1.2.1. Mesure de la qualité de vapeur en sortie, par séparation de phases

Comme l'indique l'équation (3.1), la qualité est directement liée aux débits massiques de la vapeur et du liquide dans l'écoulement. Sous réserve que l'on puisse séparer les deux phases en sortie de l'échangeur, en utilisant un séparateur de type cyclone, dévésiculeur et/ou thermosiphon, et que l'on puisse mesurer le débit de chacune des phases en sortie du séparateur, alors il est possible d'estimer facilement la qualité de vapeur en sortie.

Lors de la conception du bloc multitâche, nous avons tout d'abord envisagé une telle alternative en particulier en concevant une forme du collecteur astucieuse. Nous avons ainsi imaginé séparer les 2 phases par gravité dans le collecteur en séparant, si nécessaire, les gouttelettes d'eau entraînées par la phase vapeur à l'aide d'un dévésiculeur. Cette solution a rapidement été abandonnée. En effet, la proportion de chacune des phases dans un mélange liquide-vapeur à l'équilibre est très sensible à la variation de température ou de pression de l'écoulement (et dans tous les cas beaucoup plus que dans le cas d'un mélange gaz-liquide). Ainsi une faible variation de la température et/ou de la pression entre la sortie des canaux et la sortie du collecteur aurait pu conduire soit à une condensation de la vapeur formée, soit à une évaporation du liquide restant, faussant les résultats.

Précisons aussi que la multiplication des sorties des écoulements aurait ajouté une difficulté technique supplémentaire au niveau de la régulation de la pression au sein du vaporiseur. De ces constatations, nous avons envisagé une autre méthode pour estimer la qualité de vapeur en sortie du vaporiseur.

#### III - 1.2.2. Qualité de vapeur locale par bilan enthalpique

Comme nous l'avons présenté dans le Chapitre I - , la valeur de la qualité de vapeur locale est une donnée expérimentale essentielle utilisée tant pour l'estimation du coefficient de transfert thermique de l'écoulement à équilibre liquide-vapeur que pour l'estimation du coefficient de frottement. Dans la plupart des études disponibles dans la littérature, la qualité locale est obtenue à partir d'un bilan enthalpique et supposant par ailleurs que la densité de flux de chaleur fournie par des cartouches chauffantes et reçue par le fluide est uniforme. Le lecteur trouvera la démonstration qui conduit à l'équation (3.2) en Annexe III - 1.

$$x(z) = \frac{He_{in} + \frac{z}{L_{can}} \frac{\dot{Q}_{utile}}{\dot{m}} - He_{L,sat}}{\Delta H_{vap}} \quad (3.2)$$

Où  $He_{in}$  [J/kg] est l'enthalpie du fluide en entrée,  $z$  [m] la position dans le canal considérée,  $L_{can}$  [m] la longueur du canal,  $\dot{Q}_{utile}$  [W] la puissance utile reçue par le fluide,  $\dot{m}$  [kg/s] le débit massique du fluide dans le canal,  $He_{L,sat}$  [J/kg] l'enthalpie du fluide au point de bulle et  $\Delta H_{vap}$  [J/kg] l'enthalpie de vaporisation du fluide.

Dans notre vaporiseur, tel qu'il a été conçu, nous avons admis une condition de température uniforme à la paroi (égale à celle de l'eau à l'équilibre liquide-vapeur). Dans ces conditions, il est totalement impossible d'assurer une densité de flux échangée à la paroi uniforme. Nous n'avons donc pas retenu cette méthodologie pour l'estimation de la qualité locale de vapeur.

### III - 1.2.3. Estimation de la qualité de vapeur en sortie du vaporiseur par bilan thermique

Comme nous l'avons évoqué précédemment et en raison de la non-uniformité de la densité de flux de chaleur transférée dans notre vaporiseur, il n'est pas possible d'estimer la qualité de vapeur locale en utilisant un bilan enthalpique. En revanche ce même bilan écrit sur la totalité du vaporiseur et dont le volume de contrôle est présenté sur la Figure III - 1 permet d'accéder à la qualité de vapeur en sortie du système.

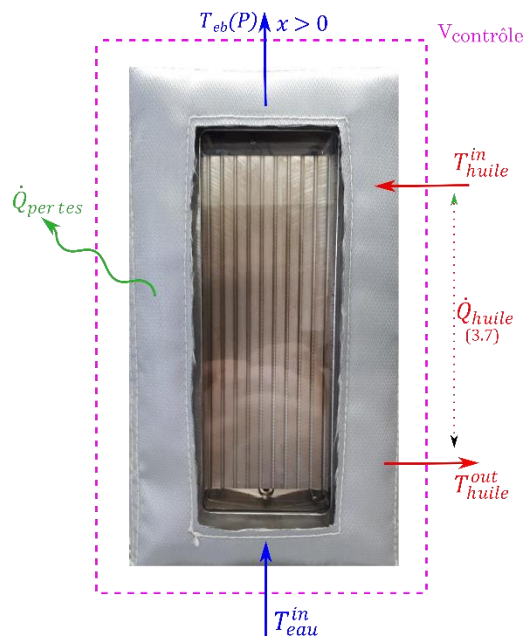


Figure III - 1. Bilan enthalpique sur le vaporiseur

Ainsi un bilan enthalpique sur le volume de contrôle s'écrit :

$$\dot{m}_{eau}H_{eau}^{in} + \dot{m}_{huile}H_{huile}^{in} = \dot{m}_{eau}H_{eau}^{out} + \dot{m}_{huile}H_{huile}^{out} + \dot{Q}_{pertes} \quad (3.3)$$

Où  $\dot{m}_{eau}$  et  $\dot{m}_{huile}$  [kg/s] sont les débits massiques respectivement de l'écoulement d'eau et d'huile,  $H_i$  [J/kg] les enthalpies massiques de l'écoulement d'eau et d'huile considérées à leur température d'entrée (in) ou de sortie (out) du système et  $\dot{Q}_{pertes}$  [W] la puissance thermique cédée par le vaporiseur à l'environnement par pertes thermiques.

Il est intéressant d'exprimer le bilan précédent pour mettre en évidence la puissance cédée par la veine huile et celle reçue par la veine eau, soit :

$$\underbrace{\dot{m}_{huile}(H_{huile}^{in} - H_{huile}^{out})}_{\text{cédée par l'huile}} = \underbrace{\dot{m}_{eau}(H_{eau}^{out} - H_{eau}^{in})}_{\text{reçue par l'eau}} + \dot{Q}_{pertes} \quad (3.4)$$

La puissance cédée par l'huile s'exprime simplement, et dans la mesure où le fluide ne change pas d'état physique, selon :

$$\dot{Q}_{cédée,huile} = \dot{m}_{huile} C_{p,huile} (T_{huile}^{in} - T_{huile}^{out}) \quad (3.5)$$

Où  $T_{huile}^{in}$  et  $T_{huile}^{out}$  [°C] sont les températures de l'huile respectivement en entrée et de sortie du vaporiseur et  $C_{p,huile}$  [J/kg/K] la capacité thermique moyenne de l'huile entre l'entrée et la sortie.

Concernant la veine eau et dans le cas général, on considère que l'eau en entrée est à l'état sous-refroidi et à l'équilibre liquide-vapeur en sortie du vaporiseur. *Précisons ici que si les conditions opératoires sont telles que l'eau en sortie est à l'état vapeur surchauffée, alors le présent bilan ne présente aucun intérêt puisque dans ce cas la qualité de la vapeur est connue et égale à 1.* Ainsi l'enthalpie de l'eau en sortie, et donc à l'équilibre liquide-vapeur, peut également s'écrire :

$$H_{eau}^{out} = x \cdot H_{V,sat}(T_{eau}^{out}) + (1 - x) \cdot H_{L,sat}(T_{eau}^{out}) \quad (3.6)$$

où  $T_{eau}^{out}$  [°C] est la température de l'eau en sortie, **égale à la température d'ébullition à la pression considérée**,  $H_{V,sat}$  et  $H_{L,sat}$  [J/kg] sont les enthalpies massiques respectivement de la vapeur et du liquide saturants.

Ainsi la puissance reçue par l'eau s'exprime comme :

$$\dot{Q}_{re\c{c}ue,eau} = \dot{m}_{eau} \left( x \cdot (H_{V,sat}(T_{eau}^{out}) - H_{L,sat}(T_{eau}^{out})) + H_{L,sat}(T_{eau}^{out}) - H_L(T_{eau}^{in}) \right) \quad (3.7)$$

Soit :

$$\dot{Q}_{re\c{c}ue,eau} = \dot{m}_{eau} \left( x \cdot \Delta H_{vap}(T_{eau}^{out}) + C_{p,eau L} \cdot (T_{eau}^{out} - T_{eau}^{in}) \right) \quad (3.8)$$

où  $\Delta H_{vap}(T_{eau}^{out})$  [J/kg] est l'enthalpie massique de vaporisation de l'eau à sa température de sortie et  $C_{p,eau L}$  [J/kg/K] est la valeur moyenne de capacité thermique de l'eau liquide.

On met ainsi en évidence, logiquement, que la puissance thermique reçue par l'eau sert d'une part à l'amener à sa température d'ébullition et d'autre part à en vaporiser une fraction  $x$ . En combinant les équations (3.4), (3.5) et (3.8), on peut ainsi exprimer la qualité de vapeur en sortie du vaporiseur, soit :

$$x = \frac{\dot{m}_{huile} C_{p,huile} (T_{huile}^{in} - T_{huile}^{out}) - \dot{m}_{eau} C_{p,eau} (T_{eau}^{out} - T_{eau}^{in}) - \dot{Q}_{pertes}}{\dot{m}_{eau} \Delta H_{vap}(T_{eau}^{out})} \quad (3.9)$$

Comme nous pourrions le constater dans le Chapitre V - , les pertes thermiques peuvent représenter jusqu'à 70% de la puissance cédée par l'huile dans le vaporiseur d'étude. Nous allons donc à présent expliquer comment ces pertes thermiques ont été estimées.

### III - 1.3. Estimation des pertes thermiques du vaporiseur

Le vaporiseur opère à des températures élevées et la sorbonne étant ventilée, des échanges thermiques convectifs avec l'air extérieur sont inévitables. L'ajout d'une chemise isolante a permis de les limiter mais en aucun cas de rendre le système adiabatique. L'estimation des pertes thermiques sur le vaporiseur, et parce qu'elle conditionne celle de la qualité de vapeur en sortie, a fait l'objet de toutes nos attentions au cours de cette étude.

Pour ce faire, nous avons envisagé plusieurs méthodes :

- Par mesure de la puissance perdue par l'huile circulant seule dans le vaporiseur
- Par mesure directe du flux thermique sur les parois externes du vaporiseur
- Par étude de la cinétique de refroidissement du vaporiseur

Ces trois méthodes ont été testées sur le banc de test afin de sélectionner la méthode la plus pertinente. Cette étude sera présentée dans le Chapitre V. Néanmoins, la première méthode est peu précise en raison d'une différence de température entrée-sortie de l'huile

faible (<0,5 °C) en comparaison à la précision des sondes de température ( $\pm 0,15$  °C). L'utilisation de patches de mesure de densité de flux thermique, malgré une bonne cohérence sur l'évolution des pertes en fonction de la différence de température entre le bloc et l'ambiante, surestime les pertes thermiques entre 35 et 50% en fonction des conditions opératoires. Enfin la dernière méthode a permis de modéliser les pertes thermiques en fonction de la différence de température vaporisateur-ambiante grâce à un modèle de coefficient de transfert thermique convectif de pertes. Les pertes thermiques estimées sont alors comprises entre 20 et 140 W respectivement pour une différence de température vaporisateur-ambiante de 30 et 130 °C.

### III - 1.3.1. Estimation des pertes par bilan sur la veine huile

Mettant en œuvre une série d'expériences pour lesquelles on ne fait pas circuler d'eau dans le vaporisateur, alors le bilan enthalpique (équation (3.4)) se simplifie en :

$$\underbrace{\dot{m}_{\text{huile}}(H_{\text{huile}}^{\text{in}} - H_{\text{huile}}^{\text{out}})}_{\text{cédée par l'huile}} = \dot{Q}_{\text{pertes}} \quad (3.10)$$

Ainsi les pertes thermiques sur le vaporisateur peuvent être simplement calculées considérant la puissance thermique cédée par l'huile.

### III - 1.3.2. Mesure directe des pertes thermiques des parois du vaporisateur

On trouve, dans le commerce, des capteurs qui permettent une mesure locale de la densité de flux thermique. Ces capteurs exploitent l'effet Peltier : une mesure de tension aux bornes des capteurs permet d'accéder à la densité de flux thermique  $F$  traversant le capteur, densité de flux supposée égale à celle traversant la paroi considérée :

$$F = \frac{U}{C} \quad (3.11)$$

où  $F$  [W/m<sup>2</sup>] est la densité de flux thermique mesurée par le capteur,  $U$  [V] la tension aux bornes du capteur et  $C$  [Vm<sup>2</sup>/W] un coefficient caractéristique du capteur.

On distingue deux types de surface externe pour le vaporisateur : i) la surface supposée isolée représentant 90% de la surface externe totale et ii) la fenêtre vitrée de visualisation. En positionnant un patch sur chacune de ces 2 types de surface, alors il est possible d'estimer les 2 densités de flux correspondantes et donc de calculer les pertes thermiques totales selon :

$$\dot{Q}_{\text{pertes}} = F_{\text{vitre}}S_{\text{vitre}} + F_{\text{isolant}}S_{\text{isolant}} \quad (3.12)$$

Où  $S_{\text{vitre}}$  et  $S_{\text{isolant}}$  [m<sup>2</sup>] sont les aires respectivement de la vitre de visualisation et de la surface externe du vaporisateur isolée.

Il est important de noter que la présence d'un patch sur la vitre empêche de fait toute visualisation des écoulements. Ainsi l'estimation des pertes thermiques par cette méthode a nécessité une campagne de mesure spécifique utilisant les conditions opératoires identiques aux campagnes expérimentales destinées à la visualisation des écoulements.

Les pertes thermiques ainsi déterminées nous ont permis de proposer un modèle de convection thermique côté air extérieur, modèle que nous présenterons dans la section V - 2.2.



### III - 1.3.3. Estimations des pertes thermiques par la vitesse de refroidissement du vaporiseur

La méthode que nous proposons ici repose sur l'étude de la vitesse de refroidissement du vaporiseur et cela lorsque l'on interrompt la circulation des fluides en son sein.

Le bilan thermique, en régime transitoire, que nous avons exploité repose sur 2 hypothèses simplificatrices :

- Le bilan thermique est réalisé sur la totalité du vaporiseur ; cela nous amène à considérer que le bloc est à une température homogène  $T_{moy}$ . En effet, le temps caractéristique du transfert thermique conductif dans l'épaisseur du bloc est d'environ 3 minutes. Cette durée est bien inférieure au temps caractéristique du refroidissement du module d'environ 2 heures.
- La capacité thermique des fluides contenus dans le vaporiseur (eau et huile) est négligée devant celle du vaporiseur ; cette hypothèse est pleinement justifiée si l'on considère que la masse de fluides contenue dans le vaporiseur est extrêmement faible (moins de 0,3 kg) devant celle des matériaux constitutifs du vaporiseur (supérieur à 10 kg).

Ainsi le bilan thermique écrit sur le volume de contrôle, présenté sur la Figure III - 2, sur l'ensemble du vaporiseur devient :

$$\frac{dT_{moy}}{dt} = - \frac{\dot{q}_{pertes} S_{ext}}{m_{vapo} C_{p,vapo}} \quad (3.13)$$

avec  $\dot{q}_{pertes} = H_{pertes}(T_{moy} - T_{amb})$  [W/m<sup>2</sup>] la densité de flux thermique perdu par les parois du vaporiseur,  $S_{ext}$  [m<sup>2</sup>] la surface totale externe du vaporiseur,  $m_{vapo}$  [kg] la masse du vaporiseur,  $C_{p,vapo}$  [J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>] la capacité calorifique massique moyenne du vaporiseur et  $T_{amb}$  [°C] la température extérieure.

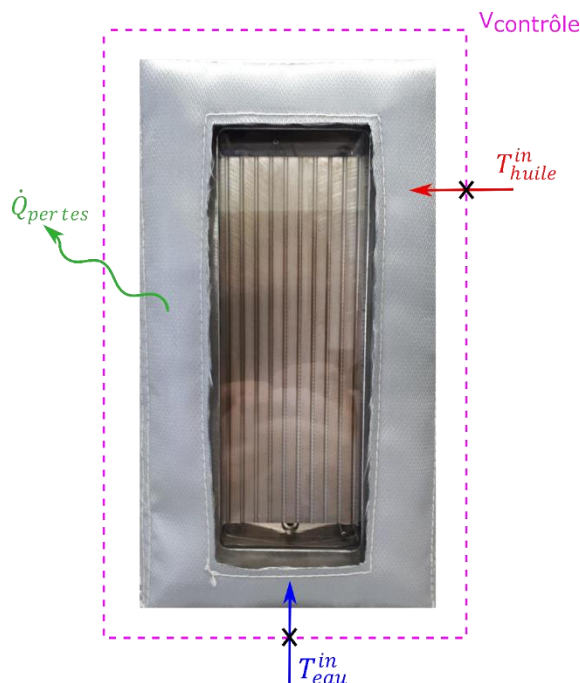


Figure III - 2. Bilan de chaleur sur le vaporiseur en refroidissement

Le bilan thermique (3.13) devient alors :

$$\frac{dT_{moy}}{T_{moy} - T_{amb}} = \frac{H_{pert}S_{ext}}{m_{vap}C_{p,vapo}} dt \quad (3.14)$$

L'évolution de la température moyenne du vaporiseur est estimée sur une durée de 30 minutes et tenant compte des températures relevées sur les 6 sondes placées sur la plaque milli-structurée. L'évolution de la température moyenne du vaporiseur au cours du refroidissement est présentée sur la Figure III - 3. Nous avons volontairement exclu les 200 premières secondes du processus qui correspondent a priori à une phase transitoire d'homogénéisation des températures au sein du module après arrêt de la chauffe. Après cette phase transitoire, on observe une évolution affine de la température au cours du temps.

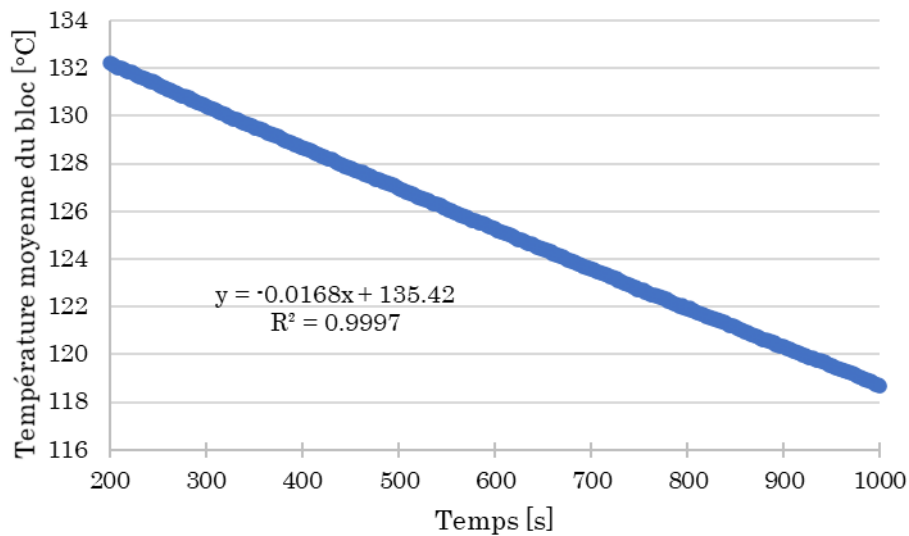


Figure III - 3. Évolution de la température moyenne du bloc en fonction du temps lors d'un refroidissement par pertes thermiques à partir d'une température initiale égale à 137,6°C

L'intégration de l'équation (3.14) doit a priori se faire en tenant compte de la variation au cours du temps du coefficient thermique  $H_{pert}$  et de la capacité thermique  $C_{p,vapo}$  qui dépendent de la température de la paroi du vaporiseur. Néanmoins, sur l'échelle de temps observée, la température ne varie que de 15°C environ, et on suppose que ces coefficients peuvent être considérés constants sur cet intervalle.

L'intégration de l'équation (3.14), admettant la constance du rapport  $H_{pert}S_{ext}/m_{vap}C_{p,vapo}$ , conduit alors à :

$$\frac{T_{moy} - T_{amb}}{T_{moy}^0 - T_{amb}} = 1 - \exp\left[\frac{H_{pert}S_{ext}}{m_{vap}C_{p,vapo}} (t - t_0)\right] \quad (3.15)$$

Si l'on considère que la variation de température du vaporiseur est faible sur la durée retenue pour l'observation du refroidissement, l'équation devient par un développement limité à l'ordre 1 :

$$\frac{T_{moy} - T_{amb}}{T_{moy}^0 - T_{amb}} = \frac{H_{pert}S_{ext}}{m_{vap}C_{p,vapo}} (t - t_0) \quad (3.16)$$

On retrouve une évolution linéaire en température, compatible avec les observations. Ainsi la pente de la courbe présentée sur la Figure III - 3 permet de déterminer la valeur du

coefficient  $H_{pertes}$  en fonction de la différence de température  $T_{moy}^0 - T_{amb}$ . Finalement, il suffit de réitérer la même expérience en modifiant la température initiale du vaporiseur pour disposer d'une corrélation du coefficient  $H_{pertes}$  en fonction de la différence  $T_{moy}^0 - T_{amb}$ .

En conclusion, notre estimation de la qualité de la vapeur en sortie du vaporiseur repose sur un bilan thermique qui nécessite de connaître précisément les pertes thermiques. Pour ce faire, nous avons utilisé 3 méthodes différentes. Les résultats ainsi obtenus seront présentés dans la partie V - 2.1 et nous permettront de déterminer la méthode la plus pertinente à retenir.

Si les méthodes analytiques que nous venons d'aborder permettent de déterminer la qualité de la vapeur en sortie et donc les performances de l'échangeur, en revanche elles ne permettent pas d'interpréter en quoi les phénomènes hydrodynamiques siégeant dans l'écoulement en cours d'ébullition peuvent influencer ces performances. C'est dans cette optique que nous avons développé une méthode d'analyse originale de vidéo à haute-fréquence exploitant des diagrammes spatio-temporels, méthode que nous allons à présent développer.

## III - 2. Introduction aux Diagrammes Spatio-Temporels (DST)

La visualisation d'un écoulement diphasique est source de précieuses informations. En effet, le repérage dans l'espace de chacune des phases est ainsi possible et permet d'identifier différents régimes d'écoulement en fonction des conditions opératoires. On rencontre cette démarche dans de nombreuses publications et ce depuis plusieurs décennies. Parlant d'écoulement diphasique, il est important de distinguer les écoulements adiabatiques gaz-liquide des écoulements en cours d'ébullition ou en cours de condensation.

Dans le premier cas, si les conditions opératoires sont fixées, un unique régime d'écoulement établi dans le canal est observé. En revanche, lorsqu'on assiste à l'évaporation du liquide au sein du canal, alors la très grande variation de la fraction volumique de vapeur sur des distances très courtes engendre une succession de régimes hydrodynamiques au sein de l'écoulement. Nous présentons dans cette partie une méthode originale de post-traitement de vidéos à haute fréquence susceptible de faciliter la compréhension des changements de régime dans le temps et dans l'espace dans un écoulement d'eau en ébullition.

### III - 2.1. État de l'art

Selon la situation envisagée et les informations que l'on souhaite extraire des expériences menées, on distingue deux grands types de techniques de visualisation. Dans le cas le plus simple où le régime d'écoulement est établi dans le canal, alors une simple photographie d'une portion de ce canal suffit à l'identifier (cf. Figure III - 4 (a)). Lorsque le régime n'est pas localement établi avec des caractéristiques de forme stationnaire, l'observation doit se faire dans le temps, et l'analyse se fait sur une série d'images prises à intervalles réguliers (cf. Figure III - 4 (b)).

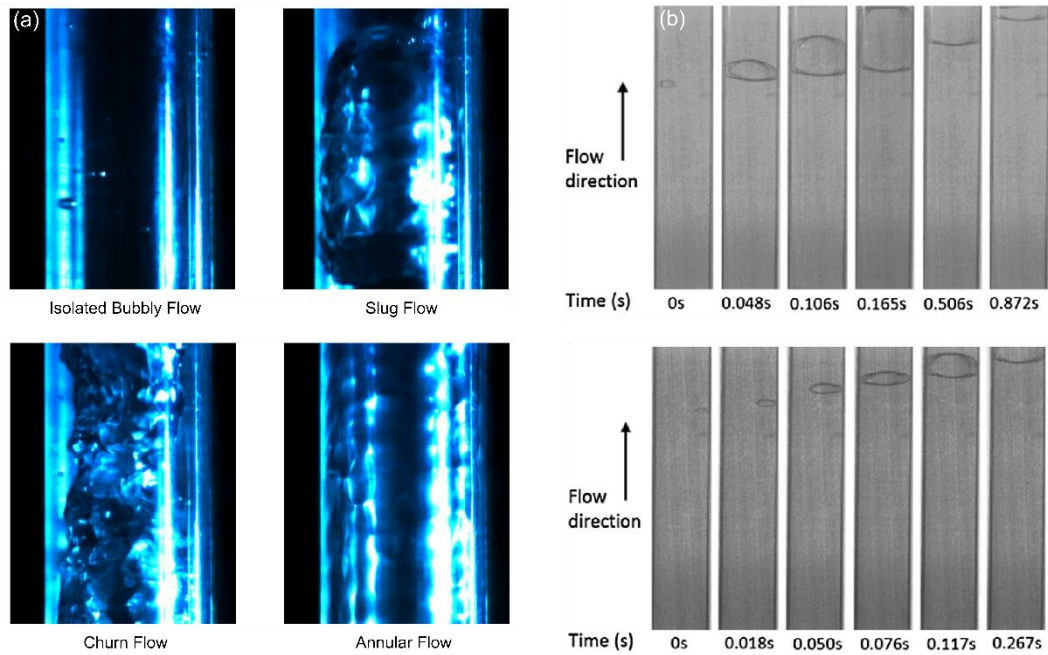


Figure III - 4. Observation de régime hydrodynamique (a) par Lu et al., (2017) et visualisation d'écoulement (b) par Vasileiadou et al., (2017).

Le lecteur intéressé trouvera en Annexe III - 2 quelques références faisant état d'études expérimentales portant sur la visualisation de l'écoulement en ébullition en micro- et milli-canaux.

Dans cette étude, nous voulons étudier l'hydrodynamique de la vaporisation de l'eau dans son intégralité : c'est-à-dire la dynamique de l'ébullition, l'évolution des bulles le long des canaux et ce, pendant un temps long (plusieurs secondes). L'utilisation des techniques classiques de représentation de l'évolution de l'écoulement (cf. Figure III - 4 (b)) dans notre cas aurait nécessité une manipulation simultanée d'un grand nombre d'images pour représenter les phénomènes dans les 10 canaux de la plaque. Le suivi individuel de chaque bulle aurait donc été compliqué et fastidieux.

Au regard de ces limites, nous avons développé une méthode originale de post-traitement de vidéo à haute-fréquence permettant de suivre l'évolution de l'écoulement dans le temps et dans l'espace et cela sur des durées relativement longues. Nous verrons dans le Chapitre IV - que cette méthode nous permet de mesurer la qualité de vapeur localement dans les canaux et en sortie du vaporiseur.

### III - 2.2. Création des diagrammes spatio-temporels

En préambule et afin de convaincre de l'intérêt de la méthode, nous avons jugé pertinent de présenter les phénomènes que l'on observe au sein de notre vaporiseur. Ainsi en Figure III - 5, nous présentons 9 images issues d'une vidéo haute-fréquence, se focalisant sur un unique canal et séparées d'un intervalle de temps fixe de 2,4 millisecondes.

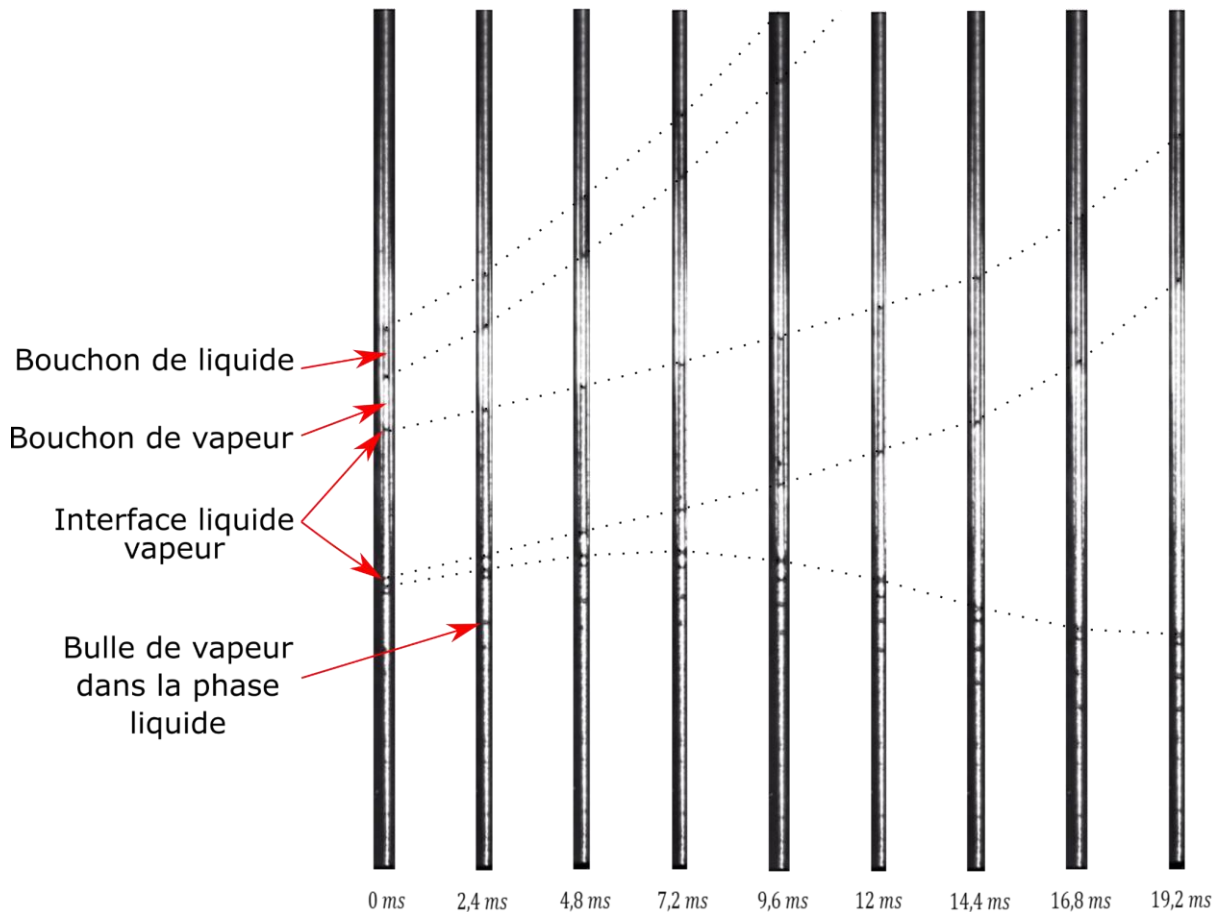


Figure III - 5. Visualisation de l'écoulement dans un canal de la plaque milli-structurée.

Un premier constat est qu'on observe une répartition des phases liquide et vapeur dans l'espace évoluant rapidement dans le temps. Sur l'exemple, on distingue notamment deux grands types de régimes :

- Sur le bas des canaux (en entrée), de fines bulles de vapeur sont dispersées dans la phase liquide.
- Sur le haut des canaux, un régime de bouchons est observé avec l'apparition de bulles de vapeur occupant toute la section de l'écoulement séparées par des bouchons d'eau liquide. Remarquons que l'évolution des interfaces liquide-vapeur (repérée par les pointillés sur la Figure III – 5) peut être soit ascendante vers la sortie du canal, soit descendante vers l'entrée du canal.

De ce constat est née l'idée de développer une méthode permettant de suivre, au sein d'un canal, au cours du temps la position de ces interfaces liquide-vapeur.

Afin de la rendre parfaitement compréhensible, nous allons en décrire les différentes étapes de mise en œuvre en illustrant notre propos par un exemple simplifié (cf. Figure III - 6).

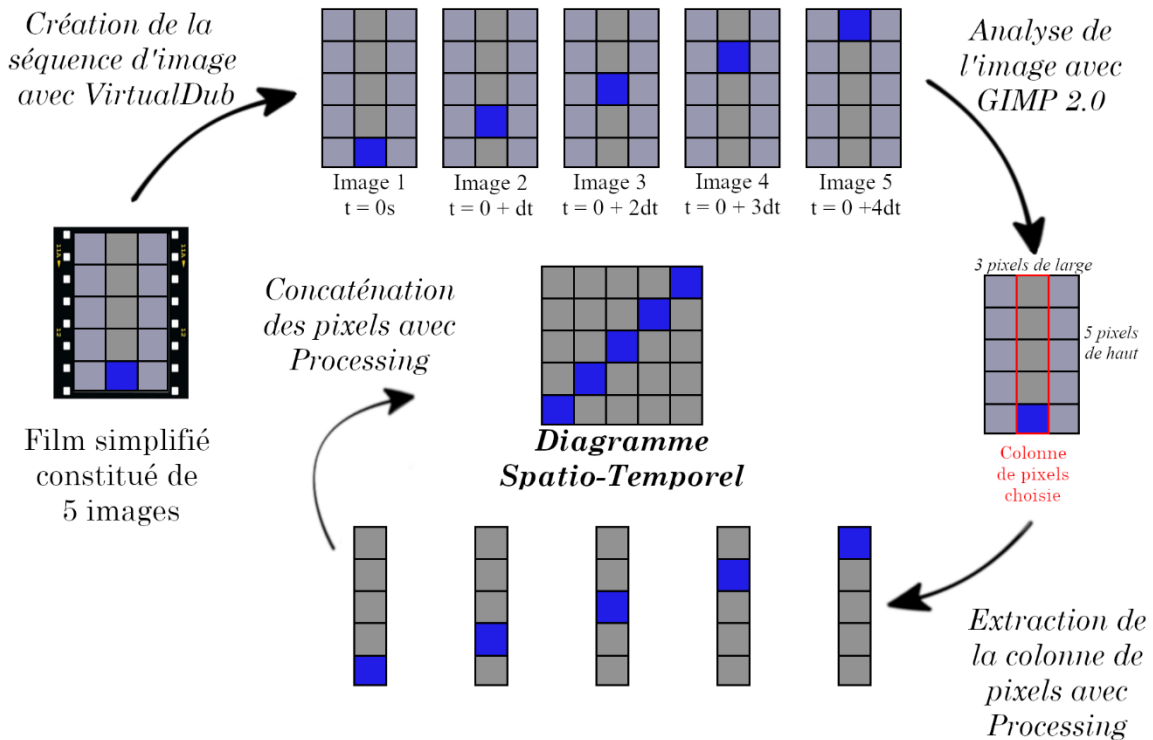


Figure III - 6. Méthode utilisée pour la création des DST appliquée dans un cas simple

Etape 1 : La première étape consiste bien évidemment à enregistrer le film. Un film est en fait une succession d'images capturées à intervalles réguliers, le temps entre 2 images dépendant de la fréquence d'acquisition de la caméra. Précisons que la caméra est en position fixe et que ses réglages sont tels que l'on dispose d'une image de la totalité de la plaque milli-structurée et donc 10 canaux gravés.

Etape 2 : Utilisant le logiciel VirtualDub, on décompose le film en une séquence de  $k$  images. Le nombre d'images ainsi obtenues dépend de la fréquence d'acquisition et de la durée du film. Par ailleurs chaque image extraite présente la même résolution définie par une matrice de  $[m \text{ lignes} \times n \text{ colonnes}]$  pixels.

Notons qu'en situation réelle, la résolution de l'image est élevée si bien que la taille d'un pixel est très faible. Ainsi chacun des 10 canaux sur la plaque est repérable sur l'image par plusieurs colonnes de pixels contigües, le nombre de colonnes dépendant de la largeur du canal relativement à la taille d'un pixel. La Figure III - 7 présente un zoom sur un canal d'une image issue d'une vidéo à haute fréquence et on remarque que dans ce cas le canal a une largeur de 24 pixels.

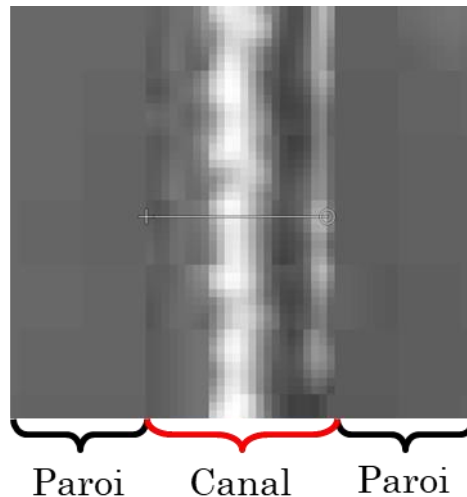


Figure III - 7. Vue rapprochée d'un canal de 24 pixels de large sur une image issue d'une vidéo haute-fréquence.

Notre exemple simplifié correspond au cas  $k = 5$  ;  $m = 5$  et  $n = 3$ . Les images utilisées dans la Figure III - 6 sont une représentation symbolique de la Figure III - 7, où la colonne de pixels centrale représente le canal et les colonnes extérieures les parois du canal. Nous avons aussi, dans cet exemple, fait apparaître un pixel bleu sur l'image (pixel qui pourrait symboliser par exemple la position d'une interface sur l'image réelle) qui se déplace au cours du temps.

Etape 3 : le logiciel GNU Image Manipulation Program (GIMP 2.0) est utilisé pour repérer les colonnes de pixels correspondant aux canaux.

Etape 4 : on isole, pour un canal donné, une unique colonne de pixels qui sera exploitée dans le post-traitement. La colonne choisie est généralement celle qui coïncide avec l'axe central du canal, là où l'exposition lumineuse est la plus forte. Se faisant, ce choix permet ainsi une discrimination maximale du niveau de gris de chaque pixel (compris entre 0 et 255 quand on passe du blanc au noir).

Etape 5 : le diagramme spatio-temporel est créé à l'aide du logiciel Processing (les étapes 4 et 5 étant réalisées simultanément). Le script utilisé consiste en une boucle sur toutes les images d'une vidéo. Pour chaque image, on réalise les actions suivantes :

- L'image est ouverte par le logiciel,
- La colonne de pixels choisie pour un canal donné est repérée sur l'image et copiée,
- Cette colonne est alors juxtaposée à droite des colonnes extraites successivement des images précédentes dans le diagramme où l'axe horizontal représente l'échelle du temps.

Ce processus étant répété pour chaque image on obtient ainsi un diagramme dont la lecture de gauche à droite permet de suivre la chronologie des événements se produisant le long de la colonne de pixels considérée du canal.

En appliquant la même procédure pour chaque canal de la plaque milli-structurée, on génère pour chaque film, 10 diagrammes spatio-temporels correspondant aux 10 canaux. Finalement la taille de chaque diagramme est [ $m$  lignes x  $k$  colonnes] pixels

### III - 3. Exploitation des diagrammes spatio-temporels

Chaque vidéo enregistrée mène donc à la création de 10 diagrammes spatio-temporels représentant l'évolution de l'état des canaux pour un jeu de conditions opératoires testé sur le pilote. Cette sous-partie a pour but de donner au lecteur les éléments fondamentaux nécessaires à la bonne compréhension de ce que représentent les diagrammes et les données que l'on peut en extraire.

#### III - 3.1. Interprétation des diagrammes spatio-temporels

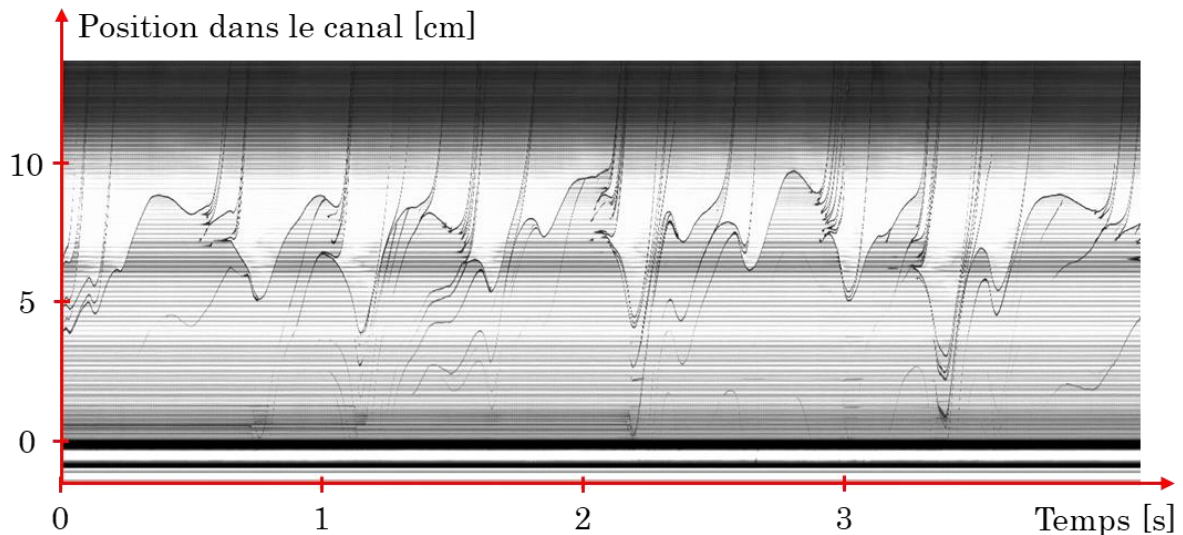


Figure III - 8. Diagramme spatio-temporel d'un écoulement d'eau en ébullition dans un canal semi-circulaire de 2 mm de diamètre. Débit d'huile 50 kg/h, température de l'huile 130°C, débit d'eau 1 kg/h, température de préchauffe de l'eau 50°C, canal n°4.

En Figure III - 8 est présenté un diagramme spatio-temporel. On y observe clairement l'évolution des interfaces liquide – vapeur (lignes sombres) dans un canal sur une période de 10 secondes. On retrouve le temps en abscisse et la hauteur dans le canal en ordonnée. L'échelle de temps dépend de la fréquence d'acquisition choisie lors de l'enregistrement de la vidéo haute-fréquence car chaque colonne de pixels composant le diagramme provient d'une unique image de la vidéo. Par exemple : en choisissant une fréquence d'acquisition à 420 images par seconde, le pas de temps entre deux colonnes de pixels est égal à 1/420 s.

L'autre particularité du diagramme est qu'il est strié horizontalement sur toute sa hauteur. Ces stries sont créées par les différences de luminosité générées par l'état de surface dans le canal. La méthode de création d'un diagramme extrait l'information d'une seule et même colonne de pixels des différentes images composant une vidéo, les différences de luminosité se trouvent donc répétées à chaque ajout d'une nouvelle colonne de pixels au diagramme en construction créant ainsi ces stries horizontales. En particulier, les épaisses lignes noires et blanches visibles en bas du diagramme sont les représentations des zones éclairées et des zones d'ombre présentes dans la chambre de distribution. La partie visible de la chambre de distribution, représentée par les bandes noires et blanches en bas du diagramme, a une hauteur d'un centimètre. En mesurant sur le diagramme la hauteur en pixel de ces bandes épaisses, l'échelle des ordonnées, en cm/pixel, peut être alors correctement estimée.

Divers éléments peuvent être observés sur ce diagramme. Pour faciliter leur interprétation, un extrait du diagramme de la Figure III - 8 a été agrandi en Figure III - 9.



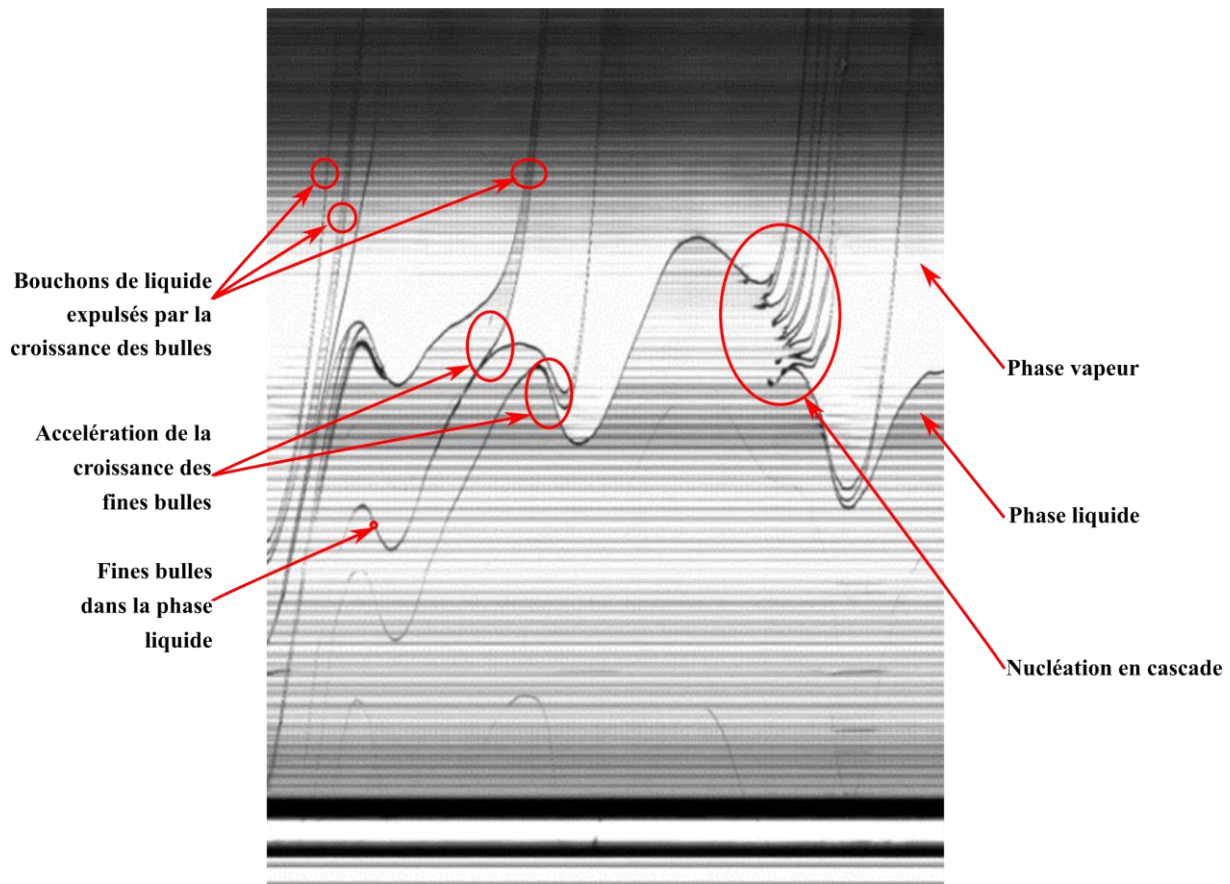


Figure III - 9. Premiers éléments d'interprétation d'un diagramme spatio-temporel, zoom de la Figure III - 8 entre 2,5 et 3,1 s.

Les lignes noires représentent le parcours des interfaces entre le liquide et la vapeur le long du canal au cours du temps. En se focalisant sur la moitié supérieure du diagramme, il est possible d'observer deux types de variation de luminosité : un dégradé vertical de luminosité et différentes zones de luminosités différentes séparées par une interface (courbe noire). Le dégradé de luminosité est uniquement dû aux conditions d'exposition de la plaque millistructurée alors que la seconde variation est directement liée à la phase présente dans le canal. Les ménisques, représentés par les courbes noires, indiquent clairement la présence des deux phases de part et d'autre de ceux-ci. L'écoulement d'eau entrant dans la chambre de distribution, en bas du diagramme, étant à l'état de liquide sous-refroidi, on en déduit que la zone grise majoritaire sur la moitié basse du diagramme représente la phase liquide tandis que la zone claire au-dessus du ménisque représente la phase vapeur.

Des courbes noires sont aussi visibles dans la phase liquide. Elles sont la trace de fines bulles de vapeur grandissant et s'écoulant avec le liquide. On peut remarquer que leur parcours se finit souvent par une séparation en deux lignes distinctes. Une observation conjointe de la vidéo et du diagramme montre qu'à cet endroit, les sections droites des bulles et du canal sont identiques. La bulle n'a alors d'autre choix que de croître dans la direction du canal. La croissance a lieu simultanément vers le haut et vers le bas, créant un écoulement « vers l'aval » au-dessus de la bulle (dans le diagramme spatio-temporel les lignes noires sont orientées vers le haut) et « vers l'amont », c'est-à-dire inverse, en dessous (lignes noires orientées vers le bas). On peut remarquer que ce reflux de liquide vers le distributeur s'arrête lorsque le bouchon de liquide éjecté sort effectivement des canaux (i.e. n'est plus visible sur le diagramme). En effet, s'il n'y a plus de bouchon de liquide pour contenir le bouchon de

vapeur, celui-ci peut alors s'échapper du canal et le liquide peut alors remonter. Notons que les dix canaux étant reliés entre eux par la chambre de distribution, ce reflux de liquide influence l'écoulement dans les 9 autres canaux.

Des nucléations en cascade sont également observables sur le diagramme à différents instants. Comme il est possible de le constater, elles apparaissent pendant une phase de redescente du liquide dans le canal. La croissance des différentes bulles générées accentue l'écoulement inverse qui est dans ce cas-là plus important que pour la croissance d'une unique bulle.

Ces différents éléments de compréhension sont les principaux à maîtriser pour interpréter correctement un diagramme spatio-temporel. Il est possible que sur certains diagrammes de nouvelles formes apparaissent, pour s'assurer de leur bonne interprétation, une étude conjointe de la vidéo haute-fréquence et du diagramme est nécessaire.

### III - 3.2. Estimation de la qualité globale par le débit de liquide éjecté

Les diagrammes spatio-temporels ont été conçus en première intention comme un outil dédié à l'étude et la compréhension des phénomènes d'ébullition dans des milli-canaux. Après analyse des diagrammes générés, il a été observé qu'une très grande majorité de l'eau qui n'est pas vaporisée quitte les canaux par l'éjection de bouchons de liquide par le régime de bouchons induit par la croissance des bulles. Il est possible d'estimer le volume d'un bouchon de liquide en mesurant la distance entre les deux ménisques qui le délimitent, comme illustré sur la Figure III - 10. Comme la hauteur du bouchon peut varier durant son éjection, en particulier quand la paroi du canal est sèche, cette hauteur est généralement mesurée dans la partie la plus haute du diagramme, i.e. au plus proche de la sortie du canal.

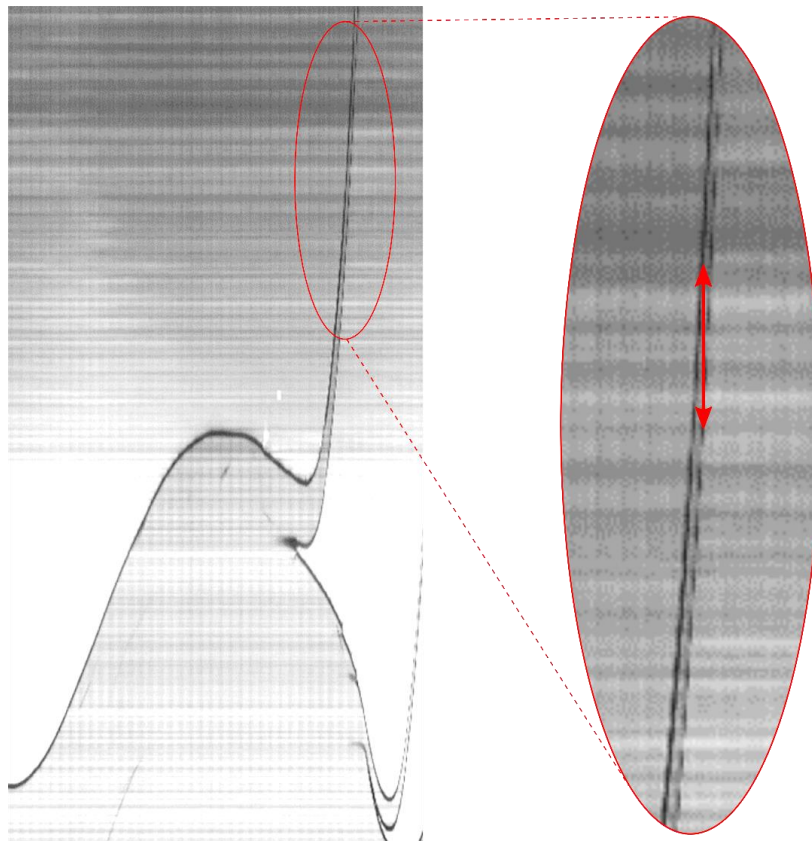


Figure III - 10. Mesure de la hauteur d'un bouchon de liquide éjecté par la croissance d'une bulle.

Pour connaître le volume d'eau non vaporisée pour une expérience donnée, le relevé des hauteurs de chaque bouchon de liquide éjecté  $H_{bouchon,i,n}$  dans chacun des 10 canaux est

effectué. Autrement dit, le relevé s'effectue sur l'ensemble des 10 diagrammes spatio-temporels générés pour cette expérience. Finalement, le volume d'eau éjecté  $v_{l,éjecté}$  (m<sup>3</sup>) des canaux s'exprime par :

$$v_{l,éjecté} = \sum_{i \text{ canaux}} \sum_{n_{bouchons}} H_{bouchon,i,n} \Omega_{canal} \quad (3.17)$$

où  $H_{bouchon,i}$  [m] est la hauteur des bouchons présents dans le canal  $i$  et  $\Omega_{canal}$  [m<sup>2</sup>] est la surface de la section droite des canaux. Ce volume est éjecté pendant la durée de la vidéo  $t_{film}$ , calculable à partir du nombre de colonnes de pixel du diagramme et de la fréquence d'acquisition utilisée par la caméra. Le débit massique d'eau éjecté  $\dot{m}_{l,éjecté}$  (kg/s) est estimé par :

$$\dot{m}_{l,éjecté} = \frac{v_{éjecté}}{t_{film}} * \rho_{l,sat} \quad (3.18)$$

où  $t_{film}$  [s] est la durée du film haute-fréquence et  $\rho_{l,sat}$  [kg/m<sup>3</sup>] est la masse volumique de l'eau liquide à sa température d'ébullition. Le débit de vapeur générée dans les canaux  $\dot{m}_v$  [kg/s] peut donc être estimé selon :

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{eau}^{in} - \dot{m}_{l,éjecté} \quad (3.19)$$

où  $\dot{m}_{eau}^{in}$  [kg/s] est le débit massique de la veine eau en entrée de vaporiseur. Finalement, la qualité de vapeur produite dans les canaux grâce aux diagrammes spatio-temporels est calculée par l'équation (3.1).

Cette méthode est un autre moyen d'estimer la qualité de vapeur globale produite au sein du vaporiseur. Elle est cependant très sensible à la valeur de la section droite des canaux choisie pour le calcul du volume d'eau éjecté. Son principal inconvénient reste les relevés fastidieux des hauteurs des bouchons qui ne peuvent être traités automatiquement par un logiciel.

Nous l'avons utilisé pour une série d'expérience afin de valider la méthode en comparant les qualités calculées aux qualités obtenues par le bilan thermique sur le vaporiseur. Nous n'avons pas généralisé son utilisation en raison de sa grande sensibilité à la valeur de la section droite des canaux. Elle constitue néanmoins une alternative si aucune autre mesure de qualité n'est possible.

### III - 3.3. Estimation de la qualité de vapeur locale

Comme il a été présenté en section III - 1.2, seule une qualité de vapeur globale peut être estimée en sortie de vaporiseur par un bilan thermique. Or la valeur locale de la qualité de vapeur dans les canaux est un précieux renseignement pour l'étude des régimes hydrodynamiques ou des coefficients de transfert thermique diphasique. L'idée d'exploiter les diagrammes afin d'estimer une qualité de vapeur locale est née de la particularité de l'ébullition dans les canaux : la croissance des bulles provoquant le régime de bouchons, le canal est vite segmenté en zones où soit le liquide soit la vapeur sont largement majoritaires.

En introduisant la fraction de vide  $\alpha = A_v / (A_v + A_l)$ , avec  $A_v$  et  $A_l$  [m<sup>2</sup>] les sections droites des phases respectivement vapeur et liquide, et le rapport de vitesses  $S_r = v_v / v_l$  entre la phase vapeur et la phase liquide, la qualité de vapeur peut être redéfinie localement à partir de l'équation (3.1):

$$x = \frac{1}{1 + \frac{1 - \alpha}{\alpha} * \frac{\rho_l}{\rho_g} * \frac{1}{S_r}} \quad (3.20)$$

Ces deux nouveaux paramètres sont déterminés grâce à l'exploitation des diagrammes spatio-temporels et de la qualité de vapeur globale dans le vaporiseur.

### III - 3.3.1. Estimation de la fraction de vide locale moyenne

Les diagrammes spatio-temporels présentent plusieurs zones pouvant être associées à un état particulier de l'écoulement : totalement liquide, totalement gazeux et en équilibre liquide vapeur. En se focalisant sur une position  $z$  du canal, cette position est balayée au cours du temps par ces différentes zones et donc ces différentes fractions de vide. Il est donc possible de calculer une fraction de vide moyenne de l'écoulement à cette position au cours du temps.

Fixer une position à étudier dans le canal équivaut à ne considérer qu'une seule ligne horizontale de pixels sur le diagramme, ligne en pointillés sur la Figure III - 11. L'étape suivante est un relevé de la fraction de vide à la position choisie au cours du temps grâce au diagramme. L'hypothèse faite est qu'une unique valeur de fraction de vide est associée à chaque zone. La détermination des zones est faite par un relevé manuel en considérant les niveaux de gris et la présence d'interfaces liquide-vapeur.

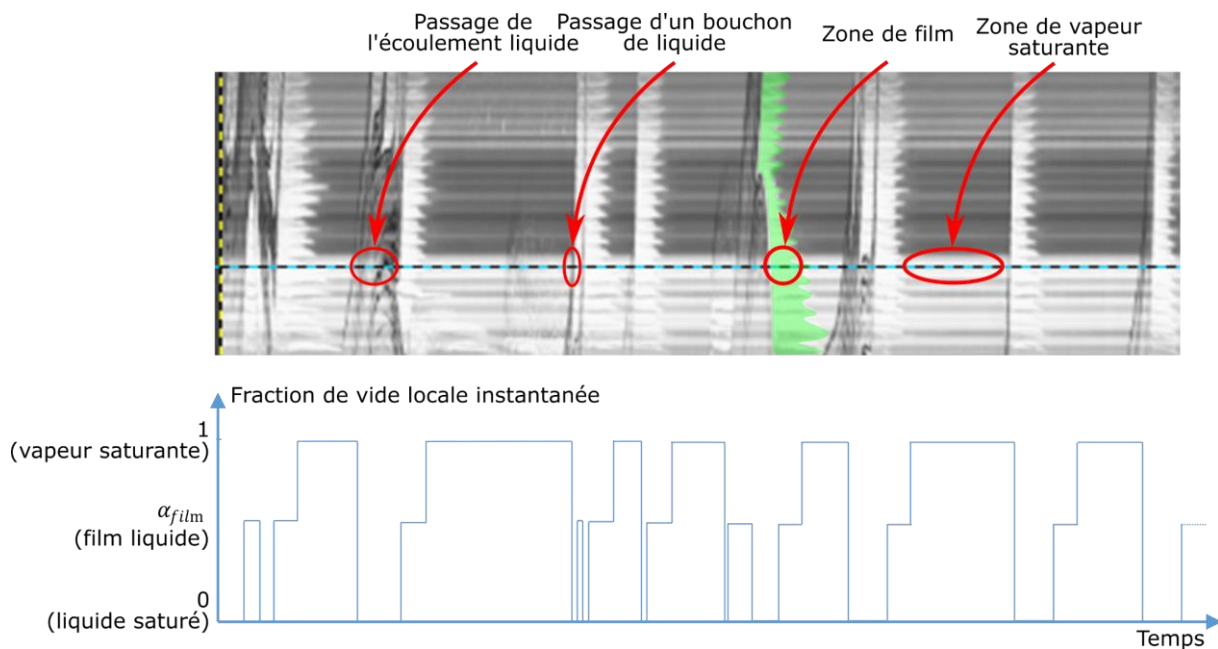


Figure III - 11. Relevé de la fraction de vide locale instantanée au cours du temps à une position donnée dans le canal grâce à un diagramme spatio-temporel.

Sur les diagrammes générés dans cette thèse, trois valeurs de fraction de vide sont possibles : 0 pour du liquide bouillant, 1 pour de la valeur saturante et  $\alpha_{film}$  pour un écoulement diphasique en film. Sur la Figure III - 11, cet écoulement diphasique est représenté par les motifs clairs verticaux en dents de scie (repéré par la zone verte sur la figure). Il s'agit d'un film de liquide laissé sur la paroi du canal par l'expulsion d'un bouchon de liquide et s'évaporant avec le temps. L'évaporation de ce film influence la valeur de la fraction de vide au cours du temps. Il a été choisi de moyenniser cette valeur dans le terme  $\alpha_{film}$  et de lui donner initialement la valeur de 0.5 : cette hypothèse sera discutée en section IV - 2.3.2. Une fois le relevé effectué, la valeur de la fraction de vide moyenne au cours de temps à la position considérée  $\alpha_{av}(z)$  se calcule par :

$$\alpha_{av}(z) = 1/t_{film} \int_0^{t_{film}} \alpha(t, z) dt \quad (3.21)$$

Où  $\alpha(t, z)$  [-] est la fraction de vide locale instantanée relevée sur le diagramme et présentée en Figure III - 11. Il est à noter que cette méthode de calcul est valable quelle que soit la position étudiée dans le canal.

### III - 3.3.2. Détermination du rapport de vitesse (slip ratio)

Le rapport des vitesses des phases liquide et vapeur est une donnée essentielle pour le calcul de la qualité de vapeur locale.

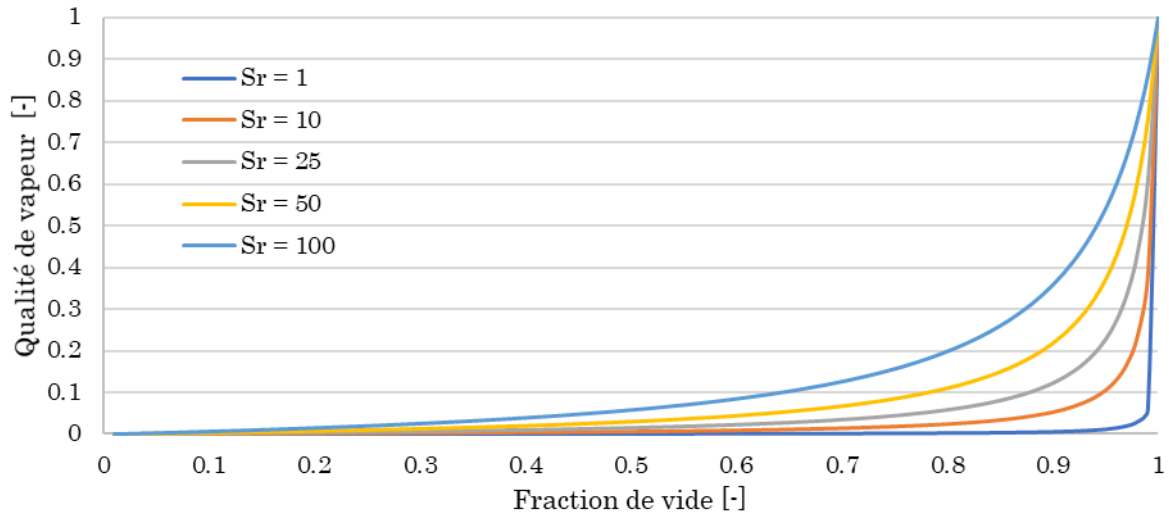


Figure III - 12. Influence du rapport  $S_r$  sur la qualité de vapeur calculée pour de l'eau en équilibre liquide-vapeur sous pression atmosphérique ( $\rho_v = 0,59 \text{ kg/m}^3$  ;  $\rho_l = 950 \text{ kg/m}^3$ ).

L'influence de ce ratio sur la qualité de vapeur calculée avec l'équation (3.20) est présentée en Figure III - 12, lorsque l'on considère que ce ratio est constant dans tout le vaporiseur. La qualité calculée augmente, dans tous les cas, avec ce ratio. La valeur du rapport des vitesses a d'autant plus d'influence sur la valeur de la qualité calculée lorsque la fraction de vide tend vers l'unité. Il peut être déterminé expérimentalement par analyse d'image (Triplett *et al.*, (1999)). Nous le verrons dans le Chapitre IV, dans le cas de la vaporisation dans les canaux hémicylindriques de 2 mm de diamètre, plusieurs définitions des vitesses de chacune des phases est possible. Par exemple, soit la vitesse considérée est celle du liquide sous-refroidi arrivant dans les canaux, soit elle est celle des bouchons de liquide éjectés. Si le choix se porte sur la vitesse de l'écoulement du liquide entrant dans les canaux, l'inversion de l'écoulement durant la croissance des bulles mène à des vitesses négatives et donc un rapport de vitesses négatifs. En revanche, si c'est la vitesse des bouchons éjectés qui est considérée, il existe des durées pendant lesquelles le rapport  $S_r$  n'est pas défini. De toutes ces constatations, il a été décidé d'utiliser une méthode indirecte pour estimer un rapport de vitesse moyen dans les canaux.

Le rapport des vitesses est supposé constant, et ajusté afin d'égaliser les valeurs des qualités de vapeur calculées en sortie des canaux (à l'aide de l'équation (3.20)) à celles obtenues par le bilan thermique. Les détails de cette optimisation seront développés dans la section IV - 2.3.1.

### III - 3.4. Estimation des coefficients de transfert thermique diphasique

Malgré une géométrie interne complexe du vaporiseur, il est possible d'estimer un coefficient de transfert thermique diphasique moyen au sein des canaux. Grâce à l'étude des diagrammes spatio-temporels, les canaux sont divisés verticalement en deux zones où l'écoulement est soit mono soit diphasique. Cette division est présentée en Figure III - 13 et la

position  $z_{eb}$  séparant les deux zones est ainsi repérée. L'utilisation du bilan thermique sur le vaporiseur permet d'associer à chaque zone la puissance thermique qu'elles reçoivent, à savoir  $\dot{Q}_{eau,mono}$  et  $\dot{Q}_{eau,di}$ .

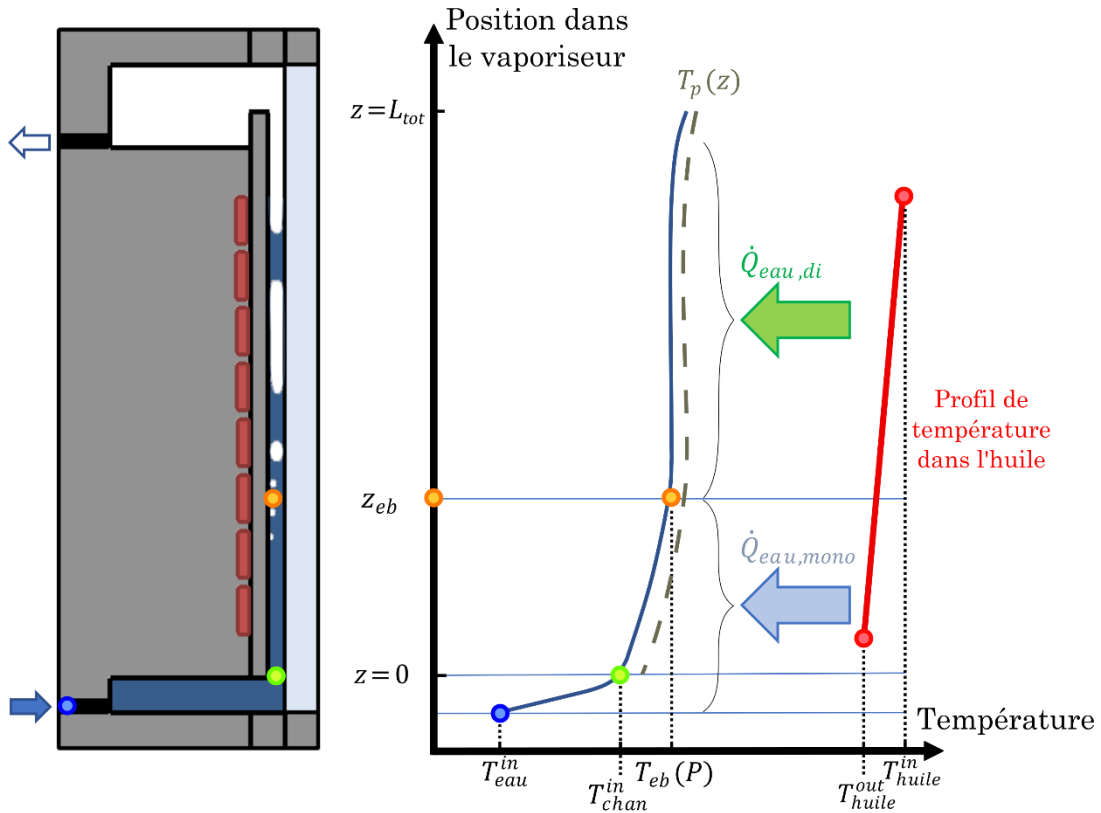


Figure III - 13. Séparation des canaux en zones mono- et diphasique pour l'estimation des coefficients de transfert thermique diphasique.

La puissance reçue par l'eau vaporisée  $\dot{Q}_{eau,di}$ , extraite du bilan thermique grâce à l'équation (3.8), s'exprime ici par :

$$\dot{Q}_{eau,di} = h_{di} S_{di} (T_{p,moy} - T_{eb}(P)) \quad (3.22)$$

où  $h_{di}$  [W/m<sup>2</sup>/K] est le coefficient de transfert thermique diphasique,  $S_{di}$  [m<sup>2</sup>] la surface d'échange des canaux de la zone diphasique,  $T_{p,moy}$  [°C] est la température moyenne de la paroi et  $T_{eb}(P)$  [°C] la température d'ébullition de l'eau à la pression considérée. La surface d'échange des canaux  $S_{di}$  considérée dans l'équation (3.22) est directement calculée à partir de  $z_{eb}$  par :

$$S_{di} = 10 (L_{tot} - z_{eb}) \frac{\pi D_{canal}}{2} \quad (3.23)$$

où  $L_{tot}$  [m] est la longueur totale des canaux et  $D_{canal}$  [m] est le diamètre des canaux. En ce qui concerne la valeur moyenne de la température dans la paroi, uniquement la section entre  $z_{eb}$  et la sortie des canaux est considérée. Cette valeur est calculée par intégration du profil de température.

$$T_{p,moy} = \frac{1}{L_{tot} - z_{eb}} \int_{z_{eb}}^{L_{tot}} T_{paroi}(z) dz \quad (3.24)$$

où  $T_{paroi}(z)$  [°C] est la température de la paroi à la position  $z$ . Comme la température de la plaque est mesurée en uniquement en six positions, il est supposé une variation linéaire de la température entre chaque valeur mesurée. La méthode des trapèzes sera donc privilégiée pour calculer l'intégrale de l'équation (3.24).

### III - 4. Incertitudes de mesure

Tous les calculs présentés dans les sections précédentes sont soumis à des incertitudes liées, entre autres, à l'utilisation d'instruments possédant chacun leur propre précision de mesure. Pour estimer l'intervalle dans lequel la donnée calculée est comprise, l'incertitude absolue a été calculée.

#### III - 4.1. Calcul général des incertitudes de mesure

Introduisons  $X$  une grandeur physique calculée par la fonction  $f$  dépendante de  $n$  grandeurs ( $g_1, \dots, g_n$ ). L'incertitude absolue de  $X$  se déduit de celles des grandeurs par :

$$e_X^2 = \sum_{k=0}^n \left( \frac{\partial f(g_1, \dots, g_n)}{\partial g_k} e_{g_k} \right)^2 \quad (3.25)$$

Avec  $e_X^2$  [unité de la grandeur  $X$ ] l'incertitude absolue au carré de la grandeur étudiée,  $e_{g_k}$  [unité de la grandeur  $g_k$ ] l'incertitude absolue de la grandeur  $g_k$ . Ce calcul permet donc de borner la grandeur  $X$  entre deux valeurs telles que :  $X - e_X < X < X + e_X$ .

#### III - 4.2. Incertitudes sur les données du banc de test

Le Tableau III - 1 regroupe les différentes incertitudes de mesures utilisées dans les calculs d'incertitudes absolue.

Grandeur	Incertitude de mesure	Unité
Température	$\pm 0,15$	°C
Débit massique d'huile	$\pm 0,2\%$ du débit	kg/h
Débit massique d'eau	$\pm 0,2\%$ du débit	kg/h
Pertes thermiques	$\pm 5$	W
Dimensions du module de vaporisation	$\pm 0,5$	cm
Position $z_{eb}$	$\pm 0,2$	cm
Masse du vaporiseur	$\pm 0,1$	kg

Tableau III - 1. Incertitudes de mesures des grandeurs utilisées

L'incertitude absolue des grandeurs calculées est majoritairement due à l'incertitude sur les températures mesurées. Notamment, nous avons estimé l'incertitude **relative** pour les puissances échangées ( $\dot{Q}_{cédée,huile}$ ,  $\dot{Q}_{eau,di}$ ) qui s'élève à  $\pm 10\%$  ainsi que sur la qualité de vapeur calculée par le bilan thermique qui a été estimée à  $\pm 20\%$ . Sachant que la précision des sondes PT100 disponibles sur le marché est au minimum égale à  $\pm 0,15$  °C, ces incertitudes sont donc subies.

## **III - 5. Conclusion**

La qualité de vapeur d'un écoulement diphasique est une donnée essentielle pour d'une part pour comprendre l'effet de l'apparition de la phase vapeur sur l'hydrodynamique et les performances thermiques et d'autre part estimer les performances du vaporiseur. Quelle que soit l'échelle à laquelle on se place, à l'échelle macroscopique du vaporiseur entier ou plus localement à l'échelle locale d'une portion de canal, elle est mesurée à l'aide d'un bilan thermique.

Dans cette thèse, une technique innovante de post-traitement de vidéos à haute-fréquence de l'ébullition a été développée. Elle produit des diagrammes spatio-temporels représentant l'évolution de l'écoulement diphasique au sein des canaux situés sur les plaques étudiées. Ainsi, il est maintenant possible de visualiser l'évolution de l'ensemble des interfaces présentes dans un canal pendant un temps long (de plusieurs secondes). L'étude de ces nouveaux objets peut être faite de manière qualitative concernant l'hydrodynamique de l'écoulement et à la fois quantitative concernant une estimation locale de la fraction de vide de l'écoulement. De cette fraction est alors déduite la qualité locale compensant l'impossibilité d'estimer localement la qualité en raison de la géométrie particulière du module.

Une attention particulière a été portée sur la quantification des pertes thermiques qui représente une part non négligeable de la puissance thermique cédée par l'huile au module de vaporisation. Plusieurs techniques ont été testées afin d'assurer une mesure fiable des pertes, l'exploitation des résultats de ces trois méthodes, développée dans la partie V - 2, nous a permis de créer un modèle de pertes à partir de l'étude de la cinétique de refroidissement du module.



## Références bibliographiques du Chapitre III

KAIHO Kazuhiro, OKAWA Tomio, et ENOKI Koji, 2017, .

LI Yifan, XIA Guodong, JIA Yuting, CHENG Yue, et WANG Jun, 2017, « Experimental investigation of flow boiling performance in microchannels with and without triangular cavities – A comparative study », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 108 : 1511-1526.

LU Qi, CHEN Deqi, LI Chong, et HE Xueqiang, 2017, « Experimental investigation on flow boiling heat transfer in conventional and mini vertical channels », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 107 : 225-243.

ODDIE G. et PEARSON J.R., 2004, « Flow-rate measurement in two-phase flow », *Annual Review of Fluid Mechanics*, vol. 36 : 149-172.

RUIZ Maritza, KUNKLE Claire M., PADILLA Jorge, et CAREY Van P., 2017, « Boiling Heat Transfer Performance in a Spiraling Radial Inflow Microchannel Cold Plate », *Heat Transfer Engineering*, vol. 38, n° 14-15 : 1247-1259.

DA SILVA M. J., SCHLEICHER E., et HAMPEL U., 2007, « Capacitance wire-mesh sensor for fast measurement of phase fraction distributions », *Measurement Science and Technology*, vol. 18, n° 7 : 2245-2251.

SOBIERSKA Ewelina, KULENOVIC Rudi, MERTZ Rainer, et GROLL Manfred, 2006, « Experimental results of flow boiling of water in a vertical microchannel », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 31, n° 2 : 111-119.

SOLOTYCH Valentin, LEE Donghyeon, KIM Jungho, AMALFI Raffaele L., et THOME John R., 2016, « Boiling heat transfer and two-phase pressure drops within compact plate heat exchangers: Experiments and flow visualizations », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 94 : 239-253.

TRIPLETT K A, GHIAASIAAN S M, ABDEL-KHALIK S I, LEMOUEL A, et MCCORD B N, 1999, « Gas-liquid two-phase flow in microchannels:: Part II: void fraction and pressure drop », *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 25, n° 3 : 395-410.

VASILEIADOU Parthenopi, SEFIANE Khellil, KARAYIANNIS Tassos G., et CHRISTY John R.E., 2017, « Flow boiling of ethanol/water binary mixture in a square mini-channel », *Applied Thermal Engineering*, vol. 127 : 1617-1626.

WANG Sheng, BI Xiaotao, et WANG Shudong, 2016, « Boiling heat transfer in small rectangular channels at low Reynolds number and mass flux », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 77 : 234-245.

ZHU Ge, BI Qincheng, YAN Jianguo, et LV Haicai, 2018, « Experimental study of subcooled flow boiling heat transfer of water in a circular channel under one-side heating conditions », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 119 : 484-495.

## Annexe III - 1 : Estimation de la qualité de vapeur local par un bilan enthalpique

Le bilan énergétique établi entre l'entrée de l'échangeur et un point quelconque dans l'écoulement, repéré par la position  $z$ , s'écrit :

$$\dot{m} (H_b(z) - H_{in}) = S_{in-z} \cdot \dot{q}_{utile} \quad (3.26)$$

où  $H_b(z)$  et  $H_{in}$  [J/kg] sont les enthalpies massiques du fluide respectivement en  $z$  et à l'entrée,  $\dot{q}_{utile}$  [W/m<sup>2</sup>] la densité de flux reçue par le fluide et supposée uniforme et  $S_{in-z}$  [m<sup>2</sup>] la surface d'échange entre l'entrée et la position  $z$ .

Il est par ailleurs possible d'estimer la densité de flux de chaleur connaissant la puissance thermique totale reçue par le fluide  $\dot{Q}_{utile}$ , soit :

$$\dot{q}_{utile} = \frac{\dot{Q}_{utile}}{S_{in-L_{can}}} \quad (3.27)$$

où  $S_{in-L_{can}}$  [m<sup>2</sup>] est la surface d'échange totale de la veine eau dans l'échangeur. Il en vient ainsi, et considérant que la surface d'échange est proportionnelle à la longueur du parcours :

$$H_b(z) = H_{in} + \frac{z}{L_{can}} \frac{\dot{Q}_{utile}}{\dot{m}} \quad (3.28)$$

Finalement, on peut exprimer l'enthalpie massique du mélange liquide-vapeur en fonction de la qualité et des enthalpies massiques, à la même température, respectivement du liquide bouillant  $H_{L,sat}$  et de la vapeur saturante  $H_{V,sat}$  :

$$H_b(z) = x(z) \cdot H_{V,sat} + (1 - x(z)) \cdot H_{L,sat} \quad (3.29)$$

Par définition de l'enthalpie de vaporisation  $\Delta H_{vap} = H_{V,sat} - H_{L,sat}$ , il vient :

$$H_b(z) = H_{L,sat} + x(z) \cdot \Delta H_{vap} \quad (3.30)$$

Cette méthode est utilisée dans les travaux de Sobierska *et al.*, (2006), Wang *et al.*, (2016) et Zhu *et al.*, (2018). Les auteurs utilisent des cartouches chauffantes électriques qui assurent une densité de flux uniforme dans le canal. Ainsi et pourvu que l'on puisse estimer les pertes thermiques sur la totalité de l'échangeur, alors :

$$\dot{Q}_{utile} = \dot{Q}_{elec} - \dot{Q}_{pertes} \quad (3.31)$$

où  $\dot{Q}_{elec}$  [W] est la puissance électrique délivrée par les cartouches chauffantes,  $\dot{Q}_{pertes}$  [W] la puissance thermique perdue par l'échangeur avec l'environnement.

## Annexe III - 2 : Références bibliographiques sur la visualisation de l'écoulement

Référence	Conditions opératoires	Régimes hydrodynamiques identifiés	Données étudiées	Phénomène(s) d'ébullition présenté(s)
Solotych <i>et al.</i> , (2016)	Fluide : HFE7100 $G = [25 - 100] \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ $\dot{q} = 0,8 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ Échangeur compact de chaleur à plaques	Bulle Churn Annulaire	Coefficients de transfert thermique diphasique (CTTD) Pertes de charge	/
Ruiz <i>et al.</i> , (2017)	Fluide : Eau $G = [184 - 716] \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ $\dot{q} = 300 \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ Micro-canal circulaire à écoulement radial	Ebullition partielle Ebullition oscillante Ebullition (fully developed)	CTTD Pertes de charge Températures de paroi	Croissance de bulle
Kaiho <i>et al.</i> , (2017)	Fluide : Eau $G = [162 - 700] \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ $\dot{q} = [17,5 - 61,7] \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ Milli-canal rectangulaire	/	Diamètre des bulles Distribution des tailles de bulles	Évolution de la croissance de bulle
Li <i>et al.</i> , (2017)	Fluide : Acétone $G = [83 - 442] \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ $\dot{q} = [13 - 63,6] \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ Micro-canal à section droite variable	Bulle Annulaire	CTTD Pertes de charge Puissance effective évacuée par le fluide Températures de paroi	Inversement de l'écoulement
Lu <i>et al.</i> , (2017)	Fluide : Eau déminéralisée $G = [300 - 1500] \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ $\dot{q} = [5 - 50] \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ Micro-canal à section droite variable	Bulle isolée Churn Bouchon Annulaire	CTTD Pertes de charge Qualité de vapeur Températures de paroi	/
Vasileiadou <i>et al.</i> , (2017)	Fluide : Eau/Éthanol (95/5 %vol) $G = [0,33 ; 0,66 ; 1] \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ $\dot{q} = [0,28 ; 0,42 ; 0,61] \text{ W} \cdot \text{cm}^{-2}$ Micro-canal à section droite carrée	Bouchon	CTTD Températures de paroi	Visualisation de l'écoulement (bouchon)

Tableau III - 2. Références bibliographiques sur la visualisation de l'écoulement en micro/milli-canal





## **Chapitre IV - Etude hydrodynamique de l'ébullition en milli-canaux**

Les écoulements diphasiques gaz-liquide sont d'une telle complexité qu'une observation directe de l'écoulement est généralement nécessaire pour décrire et comprendre les phénomènes hydrodynamiques. Les difficultés pour quantifier voire simplement décrire ces phénomènes sont de deux ordres. D'une part, et supposant dans une première approche l'écoulement permanent, plusieurs régimes sont susceptibles de coexister au sein de l'échangeur du fait de l'augmentation de la qualité de la vapeur le long de l'échangeur. D'autre part, bien que l'on se place en régime a priori permanent (constance dans le temps des débits et températures mesurées) on observe localement dans l'échangeur une fluctuation des régimes en fonction du temps. Sachant que le transfert thermique local est intimement lié à la configuration de l'écoulement (en particulier diphasique), on comprend la difficulté à établir des modèles prédictifs.

L'étude de la vaporisation d'un liquide nécessite donc une caractérisation, en parallèle, de la qualité de vapeur et des régimes hydrodynamiques des écoulements présents au sein des canaux. Dans le présent chapitre, nous analysons dans un premier temps qualitativement des diagrammes spatio-temporels afin d'identifier les régimes hydrodynamiques observés durant l'ébullition de l'eau en milli-canaux. Dans un second temps, une étude quantitative des diagrammes spatio-temporels sera réalisée afin d'évaluer par diverses techniques la qualité de vapeur locale dans les canaux et en sortie de vaporiseur. De ces deux qualités sera tracée une carte des régimes hydrodynamiques observés. Enfin dans un dernier temps, l'influence de la section variable des canaux sur l'hydrodynamique de l'ébullition sera développée dans une dernière section au travers de l'exploitation des plaques multi-géométries (P-MG) et la plaque à canaux droits et motifs triangulaires (P-CDMTF).

### **IV - 1. Analyse qualitative des Diagrammes Spatio-Temporels**

Les diagrammes spatio-temporels développés au cours de cette thèse sont des outils précieux pour comprendre comment se déroule l'ébullition dans les canaux. Une première étape est d'envisager les différentes informations qualitatives qui découlent de l'exploitation de ces diagrammes

#### **IV - 1.1. Avantages et inconvénients de la méthode**

Le principal avantage des diagrammes spatio-temporels est qu'ils permettent d'appréhender les phénomènes simultanément dans l'espace et dans le temps. Ils permettent

effectivement : de distinguer plusieurs régimes d'ébullition, de comprendre comment localement ils se succèdent dans le temps et d'observer une certaine périodicité. L'autre bénéfique est que, par simple comparaison de plusieurs diagrammes, il est possible de mettre en évidence les similitudes et/ou les différences entre plusieurs canaux parallèles.

Cette méthode présente néanmoins quelques inconvénients que nous avons illustrés sur la Figure IV - 1. La première est inhérente au fait que pour construire un diagramme, on se focalise sur une unique colonne de pixels, colonne fixée au préalable pour chaque image d'un film donné. Sachant qu'au regard de la résolution de l'image choisie la largeur moyenne d'un canal correspond à une vingtaine de pixels, l'analyse d'un diagramme ne permet pas d'identifier tous les phénomènes se produisant dans la largeur d'un canal. L'exemple mettant parfaitement en lumière cette limitation est le cas de la nucléation à la paroi. Tant que la taille de la bulle en croissance n'est pas suffisante, son interface ne croise pas la ligne de pixels considérée et la bulle n'est donc pas détectée (a). On pourrait penser qu'il suffirait de moyenner le niveau de gris sur toute la largeur du canal pour détecter ces bulles. En réalité et si l'on observe l'image (a), on se rend compte que la différence des niveaux de gris entre l'interface d'une bulle naissante et le fond du canal est trop faible pour être détectée en utilisant la moyenne des niveaux de gris. Cette méthode de moyenne pourrait éventuellement être employée si le contraste entre les interfaces et la surface du canal était contrôlé et parfaitement uniforme sur toute la hauteur du canal.

Par ailleurs, le contour des interfaces n'est pas toujours précisément repérable. Il n'est pas rare d'obtenir des interfaces d'une épaisseur d'une dizaine de pixels rendant les exploitations quantitatives moins précises (b). Enfin, les diagrammes sont très sensibles aux conditions d'exposition lumineuse des plaques structurées. Bien que nous ayons systématiquement cherché à optimiser l'éclairage, les diagrammes bruts présentent parfois des zones très sombres dans lesquelles le repérage des interfaces est particulièrement fastidieux (c). Au contraire, si le canal est surexposé, il y a une perte d'informations due à une trop grande luminosité. La maîtrise de l'éclairage sur toute la longueur des canaux est fondamentale pour l'obtention de diagrammes de qualité acceptable.

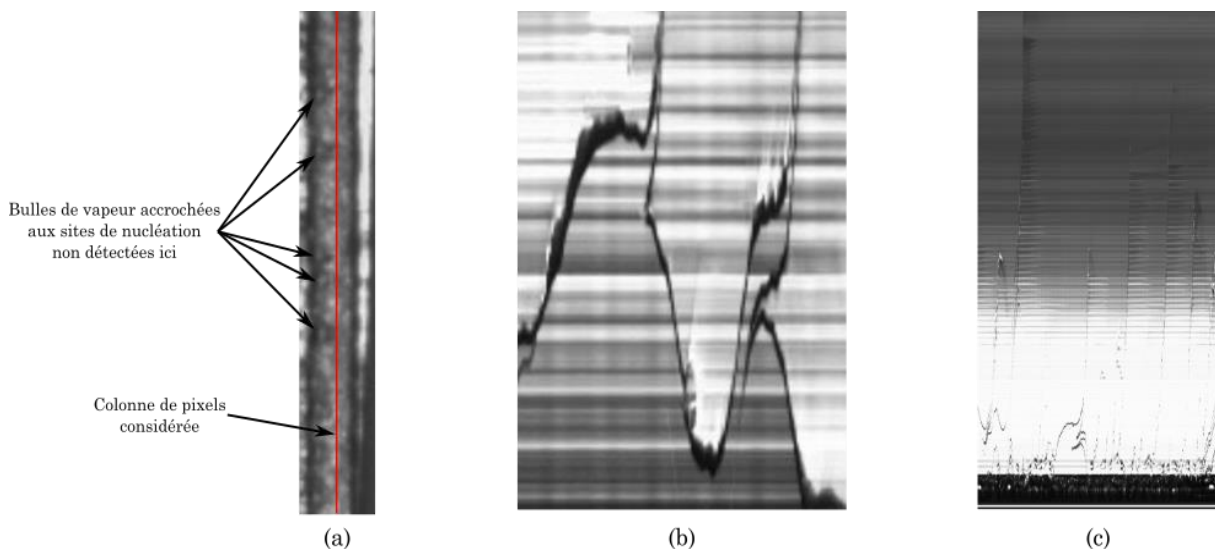


Figure IV - 1. Inconvénients de la création des diagrammes : zoom sur un canal (a), épaisseur des interfaces (b) et sensibilité à l'exposition des canaux (c).

Plusieurs solutions sont envisageables pour s'affranchir des problèmes d'éclairage. Leurs principes sont similaires : on procède, dans un premier temps à l'acquisition d'un film lorsque les canaux sont vides de tout liquide. Cette séquence permet d'extraire une image de

référence (« blanc »). Dès lors, quand un diagramme est créé à partir d'un film de l'ébullition et dans les mêmes conditions d'éclairage, on procède à une correction systématique du niveau de gris de chaque pixel de la colonne extraite du film de l'ébullition, par division ou soustraction du niveau de gris du pixel correspondant sur l'image de référence. Notons ici qu'il faut bien évidemment maintenir le même cadrage des canaux entre le blanc et les films de l'ébullition pour que la méthode soit efficace. Le résultat de ces corrections sur un diagramme obtenu lorsque le vaporiseur est très sous-exposé est présenté sur la Figure IV - 2.

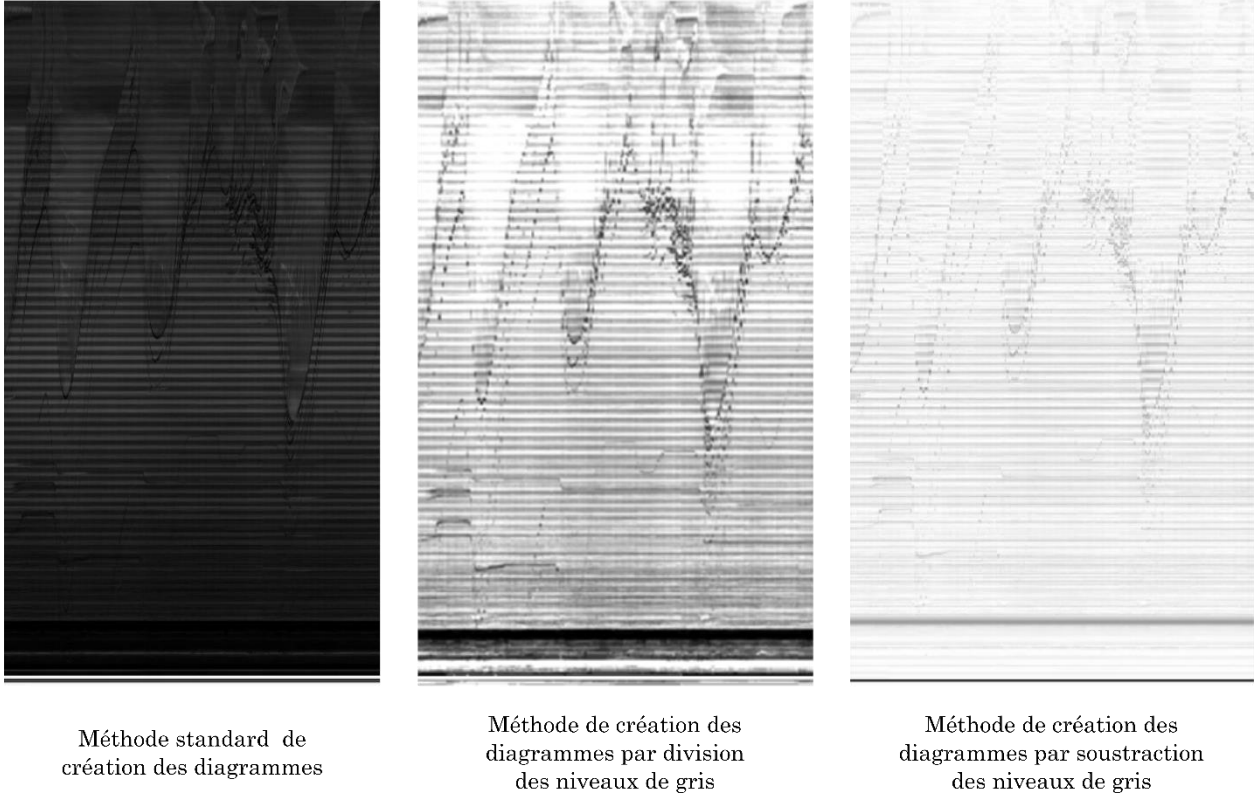


Figure IV - 2. Correction des diagrammes par la manipulation des niveaux de gris des images issues des vidéos haute-fréquences : aucune modification (gauche), par division des niveaux de gris (centre) et par soustraction des niveaux de gris (droite).

De telles corrections sur les niveaux de gris ont pour objectif d'augmenter le contraste entre la plaque et les interfaces et cela afin de pouvoir mieux visualiser leurs trajectoires. On constate, sur la Figure IV - 2, qu'une opération de division permet d'obtenir le contraste attendu. Néanmoins on observe dans le même temps un phénomène de « pixellisation du diagramme » qui rend son exploitation particulièrement délicate.

Il aurait sans doute été possible d'automatiser cette étape de correction. Parce que nous disposons d'un très grand nombre de films directement exploitables et sans corrections nécessaires, toutes les analyses quantitatives et conclusions suivantes découlent de relevés manuels opérés sur des diagrammes bruts.

## IV - 1.2. Phénomènes d'ébullition en milli-canaux

Nous allons à présent décrire les phénomènes d'ébullition observés dans les canaux du vaporiseur d'étude en interprétant les diagrammes spatio-temporels et cela pour deux plaques obtenues par des techniques de fabrication différentes.



#### IV - 1.2.1. En canaux droits fraisés (P-CDF)

Pour la plaque P-CDF, l'analyse des diagrammes spatio-temporels met en évidence deux phénomènes d'ébullition distincts, présentés sur la Figure IV - 3. Le premier est la nucléation spontanée des bulles dans le liquide, le second est une nucléation « en cascade » provoquée par une oscillation du niveau de liquide.

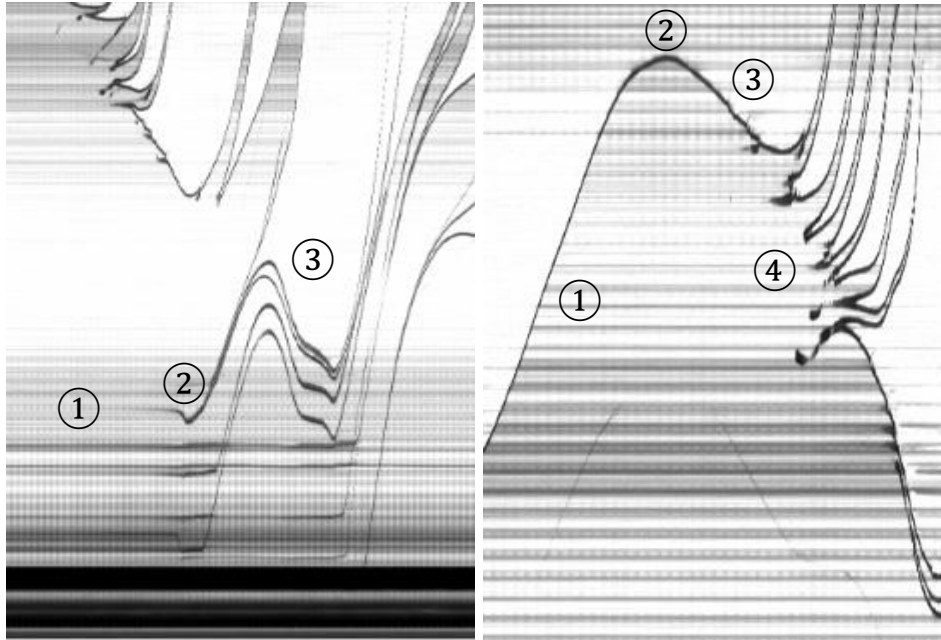


Figure IV - 3. Zoom sur la représentation sur les diagrammes de la nucléation spontanée (gauche, 1 : nucléation de la bulle, 2 : départ de la bulle du site de nucléation, 3 : transformation de la bulle isolée en bouchon de vapeur) et du phénomène périodique (droite, 1 : montée du liquide dans le canal, 2 : niveau de liquide maximal atteint, 3 : redescente du liquide, 4 : nucléation de bulles en cascade).

Débit d'huile : 75 kg/h, Température de l'huile : 130°C, Débit d'eau : 2 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique pour la plaque P-CDF.

Reprécisons ici que les interfaces liquide-vapeur sont représentées sur les diagrammes par des traits noirs plus ou moins épais. Selon la position de ce trait sur le diagramme, il ne représente pas le même type d'interface. En particulier, si de part et d'autre de ce trait on ne constate pas de changement de luminosité il décrit une bulle isolée dans le liquide. En revanche, si une différence de luminosité est relevée, le trait décrit un ménisque qui sépare la phase vapeur de la phase liquide. Dans la majorité des cas, le domaine le plus lumineux représentera la phase vapeur et inversement le domaine le plus sombre la phase liquide.

La nucléation spontanée est un phénomène en 3 étapes (Figure IV - 3, gauche) : la première étape (notée 1 sur le graphique) est la nucléation d'une bulle à la paroi, puis l'augmentation de sa taille sans déplacement. Lorsque la bulle atteint une première taille critique, elle est entraînée, par le liquide dans des mouvements ascendants et descendants (étape 2). La taille de la bulle continue de croître lors de son parcours dans la phase liquide. Finalement, lorsque la bulle a suffisamment grossi pour occuper toute la section du canal, sa taille augmente brutalement et la bulle peut alors être assimilée à un bouchon gazeux délimité par deux interfaces. Cette croissance brutale s'accompagne d'une descente dans le canal de l'interface basse, traduisant le refoulement du liquide en amont de la bulle, et d'une montée très rapide dans le canal de l'interface haute traduisant l'éjection du liquide situé au-dessus de la bulle en aval de la bulle. La position la plus basse de l'interface liquide sous-refroidi/vapeur

coïncide systématiquement avec l'éjection du liquide en aval du bouchon gazeux. Cette observation est logique si l'on considère qu'à l'éjection du liquide, succède l'échappement du bouchon gazeux dans la chambre de collecte et donc une remontée du liquide dans le canal.

Le phénomène périodique, plus complexe, se déroule en quatre étapes (Figure IV - 3, droite) : le niveau du liquide remonte le canal rapidement (étape 1), passe par un maximum (étape 2) puis redescend (étape 3). En général plusieurs oscillations se succèdent, et d'une oscillation à l'autre, la position de ce maximum est sensiblement constante pour le canal considéré. Durant la redescente du niveau de liquide, on observe la nucléation en cascade d'une série de bulles (étape 4), chaque bulle produite éjecte un bouchon de liquide situé au-dessus d'elle. Ainsi, on constate un phénomène périodique alternant génération d'une bulle et refoulement du liquide, avec 5 à 6 bulles générées par période. Les caractéristiques des oscillations liées à ce phénomène seront discutées dans la partie IV - 2.1.

Les phénomènes de nucléations en cascade qui ont lieu dans différents canaux ne semblent pas être indépendants. En effet, la comparaison, sur la Figure IV - 4, de 3 diagrammes établis pour une même expérience et relativement à 3 canaux adjacents montre un phénomène intéressant.

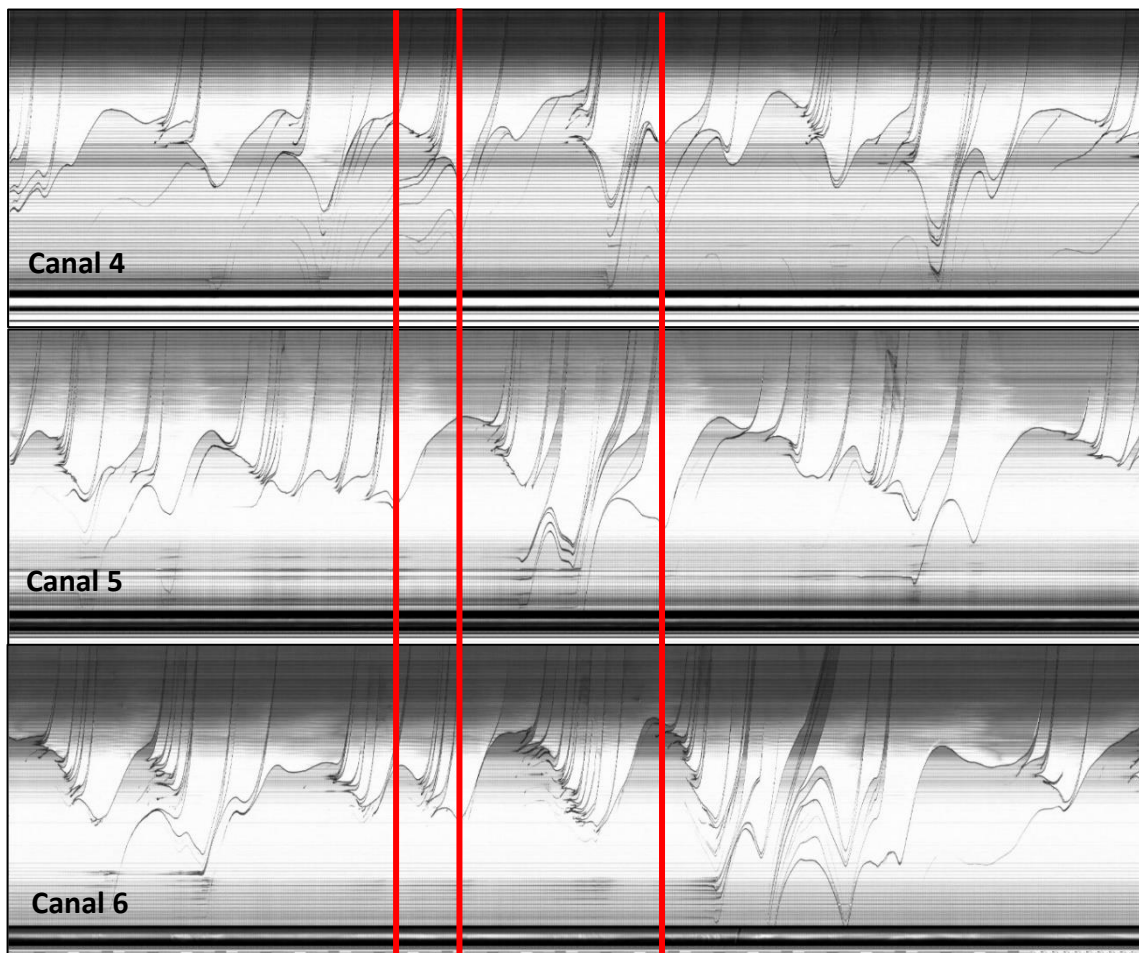


Figure IV - 4. Vue superposée des diagrammes de 3 canaux adjacents. Débit d'huile : 75 kg/h, Température de l'huile : 130°C, Débit d'eau : 2 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique pour la plaque P-CDF.

Au premier instant (trait de gauche), on note un niveau maximum de liquide pour les canaux 4 et 6 pour un niveau minimal dans le canal 5. A l'inverse pour le second instant (trait du milieu), le niveau est maximal dans le canal 5 et minimal dans les canaux 4 et 6. Le dernier instant (trait de droite) correspond à deux minima pour les canaux 4 et 5 et un maximum dans le canal 6.

Nous nous sommes limités à trois canaux pour faciliter la compréhension de la figure mais il est possible de constater, sur l'ensemble des 10 canaux, que la synchronicité des extrema est visible sur différents canaux de la plaque. Pour s'en convaincre, le lecteur trouvera en Annexe IV - 3 les 10 DST superposés pour une expérience utilisant la plaque P-CDF avec des conditions opératoires différente de celle de la Figure IV - 4, montrant cette synchronicité. De ces observations, nous pouvons supposer que les oscillations du liquide dans les différents canaux de la plaque sont liées par le phénomène de vases communicants. Néanmoins nous ne sommes pas encore en mesure de le valider avec un modèle mathématique simulant un tel système.

En conclusion et pour la plaque P-CDF, on observe préférentiellement un régime de nucléations en cascade avec une forte corrélation et une période quasiment identique d'un canal à l'autre.

#### **IV - 1.2.2. En canaux droits produits par fabrication additive métallique**

La plaque P-CD3D produite par fabrication additive présente une rugosité ( $R_a$ ), mesurée au fond du canal dans la direction de l'écoulement, dix fois supérieure à celle de la plaque P-CDF (cf. Figure IV - 5).

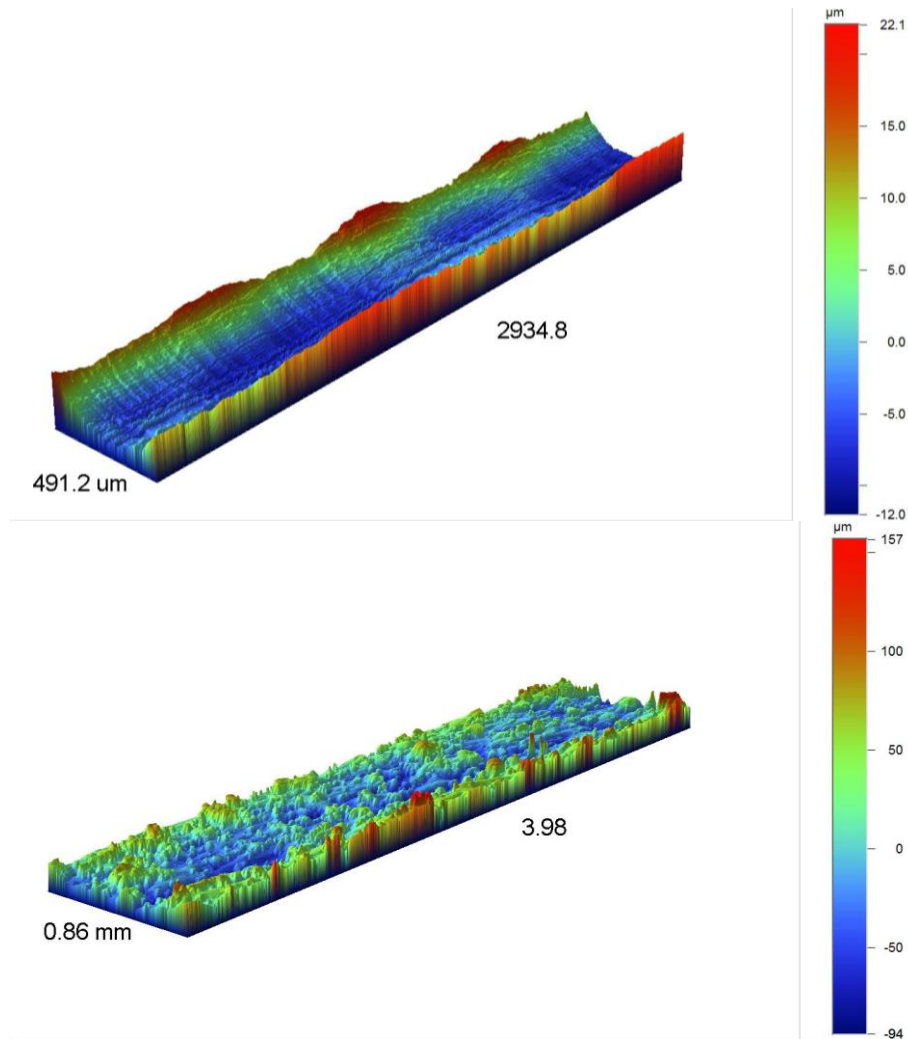


Figure IV - 5. État de surface mesuré au fond des canaux des plaques P-CDF (haut) et P-CD3D (bas) avec un profilomètre optique 3D NPFLEX™ de chez BRUKER avec un objectif « super long working distance » x10 multiplié x0.55.

L'augmentation de la rugosité du canal est un élément qui pourrait fortement influencer le phénomène de vaporisation et l'écoulement liquide-vapeur notamment par l'augmentation des sites de nucléation spontanée. Nous avons présenté sur la Figure IV - 6 un DST d'une expérience de la campagne expérimentale étudiée pour la plaque P-CD3D (cf. Annexe IV - 1).

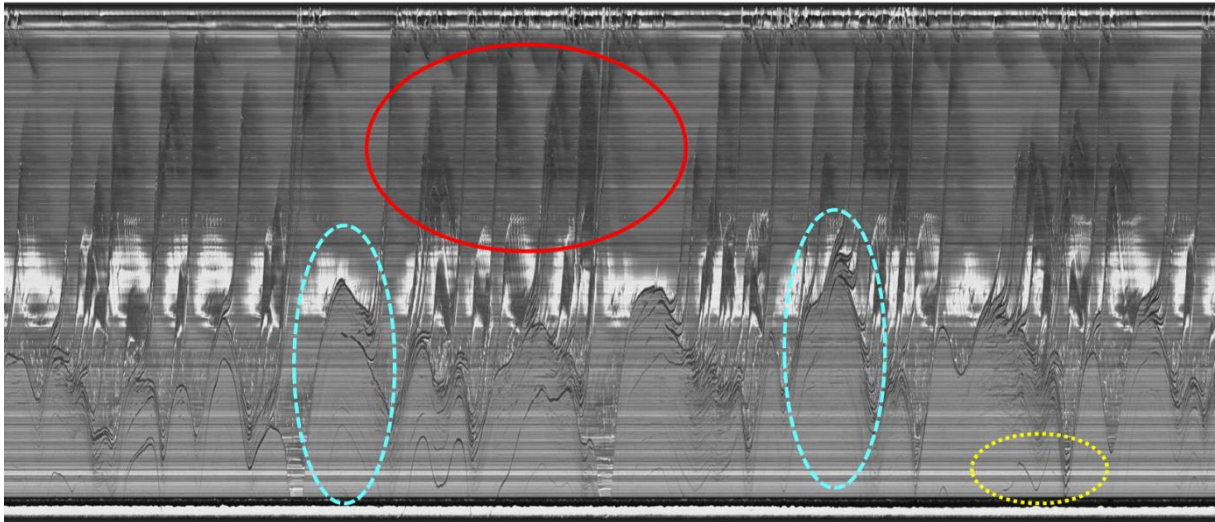


Figure IV - 6. DST du canal 5 de la plaque P-CD3D pour l'expérience suivante : Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

Les phénomènes d'ébullitions observés sur ce DST sont très similaires à ceux de la plaque P-CDF : on retrouve le phénomène périodique avec la nucléation en cascade des bulles (entouré par les tirets bleus) et le phénomène de nucléation spontanée des bulles (en pointillés jaunes). Nous reviendrons plus en détails dans la partie IV - 2.1 sur les différences entre les oscillations dans les deux plaques.

Parallèlement, le phénomène d'éjection du liquide en aval du bouchon gazeux est moins net avec, en particulier l'apparition de zones sombres (entourées en rouges) qui traduisent, après vérification sur les vidéos, la rupture du bouchon de liquide éjecté par la croissance de la bulle et l'écoulement du liquide vers le bas.

Finalement il est important ici de s'arrêter sur la qualité des DST issus des expériences réalisées avec la plaque P-CD3D. Si la rugosité accrue permet d'atténuer les effets de l'éclairage hétérogène sur la longueur des canaux, elle entraîne cependant une diminution importante du contraste sur les DST. Les interfaces liquide-vapeur deviennent moins repérables en particulier lorsque la luminosité générale du DST est basse. Ainsi l'interprétation d'un diagramme peut être biaisée.

A titre d'exemple, en revenant sur le DST de la Figure IV - 6, nous avons mis en évidence une zone d'écoulement annulaire après la rupture du bouchon éjecté (contenue dans l'ellipse délimitée par le trait rouge). En réalité et après analyse de la vidéo correspondante, cette zone de « ruissellement » est beaucoup plus étendue et rejoint la limite définie par les nucléations en cascade. Ces pertes d'informations dues à une qualité plus faible des diagrammes n'est réellement problématique que dans le cas où l'on estime la fraction de vide moyenne locale. Pour cette raison, seuls les diagrammes de la plaque P-CDF seront utilisés pour l'estimation de la qualité de vapeur locale nécessaire pour tracer les cartes de régimes hydrodynamiques (cf. section IV - 2.3).

Ainsi et si les diagrammes sont riches d'enseignements, ils ne peuvent permettre une appréhension exhaustive de tous les phénomènes d'ébullition intervenant dans les canaux. Néanmoins ces diagrammes sont des outils précieux pour « visualiser » les phénomènes majoritairement présents et pour interpréter les performances thermiques du vaporiseur.

### IV - 1.2.3. Incidence de l'éjection du liquide sur les performances du vaporiseur

Rappelons que nous avons conçu un vaporiseur d'étude de telle sorte que la densité de flux thermique échangée et donc la qualité de vapeur en sortie soient les plus élevées possibles. Pour la plupart des conditions opératoires testées, on observe dès l'entrée des canaux, la nucléation de fines bulles dont la taille croît rapidement. Les bulles ainsi nucléées ne restent pas dispersées dans le liquide mais forment un bouchon gazeux qui, comme nous l'avons expliqué précédemment, provoque l'éjection de liquide en aval (au-dessus de ce bouchon). Cette éjection de liquide limite la qualité de la vapeur en sortie de l'échangeur.

Nous avons vu que l'épuisement du bouchon de liquide est plus rapide sur la plaque réalisée par fabrication additive, ce qui défavorise l'éjection de liquide. Nous reviendrons sur cet aspect dans la partie IV - 3 dans laquelle nous envisagerons également si la modification de la géométrie des canaux peut permettre de réduire ce phénomène et donc augmenter la production de vapeur.

### IV - 1.3. Régimes hydrodynamiques identifiés

L'analyse des diagrammes spatio-temporels issus des nombreuses expériences (cf. Annexe IV - 1) réalisées avec les plaques P-CDF et P-CD3D a permis d'identifier cinq régimes hydrodynamiques présentés sur la Figure IV - 7. Notons que contrairement à un vaporiseur classique, l'hydrodynamique particulière de l'écoulement d'eau confiné dans les canaux induit qu'en un point donné du canal, plusieurs régimes hydrodynamiques vont se succéder dans le temps (cf. Figure IV - 8).

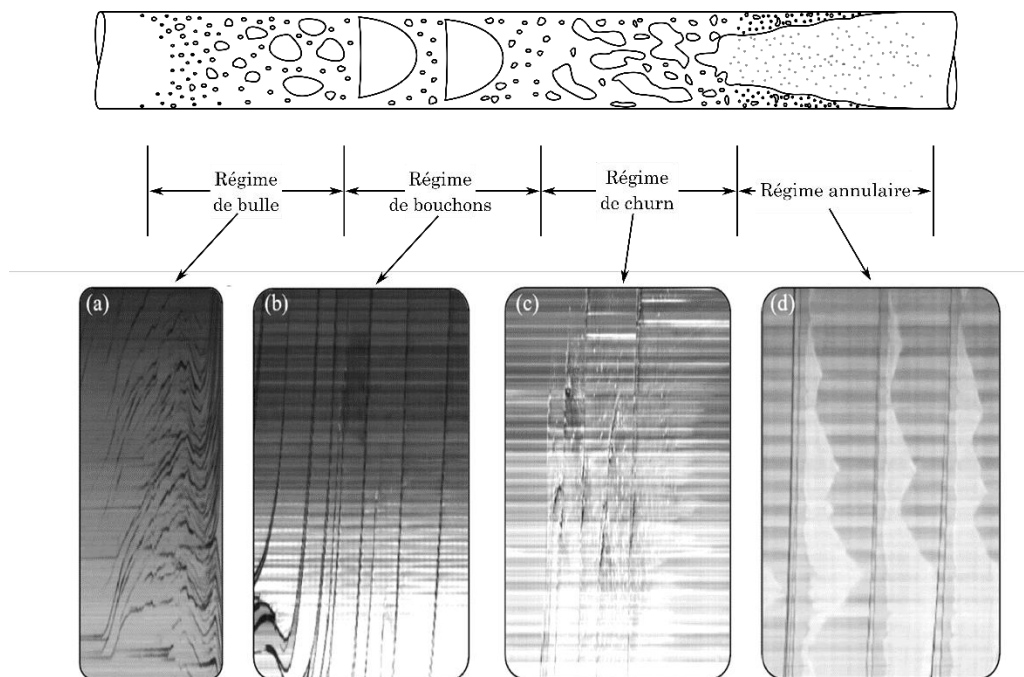


Figure IV - 7. Régimes hydrodynamiques et leurs représentations observés sur les diagrammes : régime de bulles (a), régime de bouchons (b), régime de churn (c) et régime annulaire et régime d'assèchement (d).

Le régime de bulles (a) est observé dans la partie basse des canaux, là où les bulles nucléées sont encore sphériques et dispersées dans le liquide. Sur les diagrammes, la position des bulles nucléées est repérable par les courbes noires qui traduisent leur trajectoire. Le fond

gris sombre traduit la présence du liquide. L'augmentation de la taille de la bulle s'accompagne d'un épaississement de la courbe noire. Par ailleurs la forme de la courbe indique la trajectoire de la bulle entraînée par le liquide (cf. Figure IV - 3, étape 1). Au-delà d'une certaine taille, la bulle occupe toute la largeur du canal et devient un bouchon gazeux dont le volume augmente rapidement. Cette étape se traduit sur le diagramme (cf. Figure IV - 3, étape 3) par une rupture de la courbe noire qui se scinde en deux courbes indicatrices du mouvement des deux ménisques délimitant le bouchon gazeux.

On passe alors d'un régime de bulle (a) à un régime de bouchons (b). La croissance brutale du bouchon gazeux provoque, d'une part et en aval de sa position, l'éjection du liquide et d'autre part en amont, le refoulement du liquide vers la chambre de distribution. En aval, le liquide éjecté laisse un film à la paroi dont l'épaisseur dépend des conditions opératoires.

Pour un film épais, on observe un régime de churn (c). Le régime de churn est un régime chaotique pour lequel les phases liquide et vapeur sont présentes dans des proportions volumiques voisines.

Lorsque le film est fin, on se trouve en régime annulaire (d). Ce régime est identifiable sur les diagrammes par un motif en forme de voile, qui apparaît consécutivement à l'éjection du liquide. Une fois ce film fin de liquide évaporé, la paroi du canal est asséchée avant une nouvelle éjection de liquide : c'est le régime d'assèchement.

En guise de synthèse, nous présentons, sur la Figure IV - 8, les différents régimes observés dans les canaux et identifiés sur les diagrammes. Sur la partie inférieure du diagramme, on observe la succession dans le temps des régimes suivante : régime de bulles → formation de bouchons gazeux → régime de churn → régime de bulles etc. Sur la partie supérieure, l'enchaînement devient : formation de bouchons gazeux → régime annulaire → régime d'assèchement → régime de bouchons etc. Les diagrammes sont donc divisés en deux zones : celle inférieure où le liquide est présent majoritairement, et celle supérieure où l'écoulement est riche en vapeur. Précisons que la limite entre ces deux zones varie au cours du temps en fonction notamment du refoulement plus ou moins important du liquide vers la chambre de distribution.

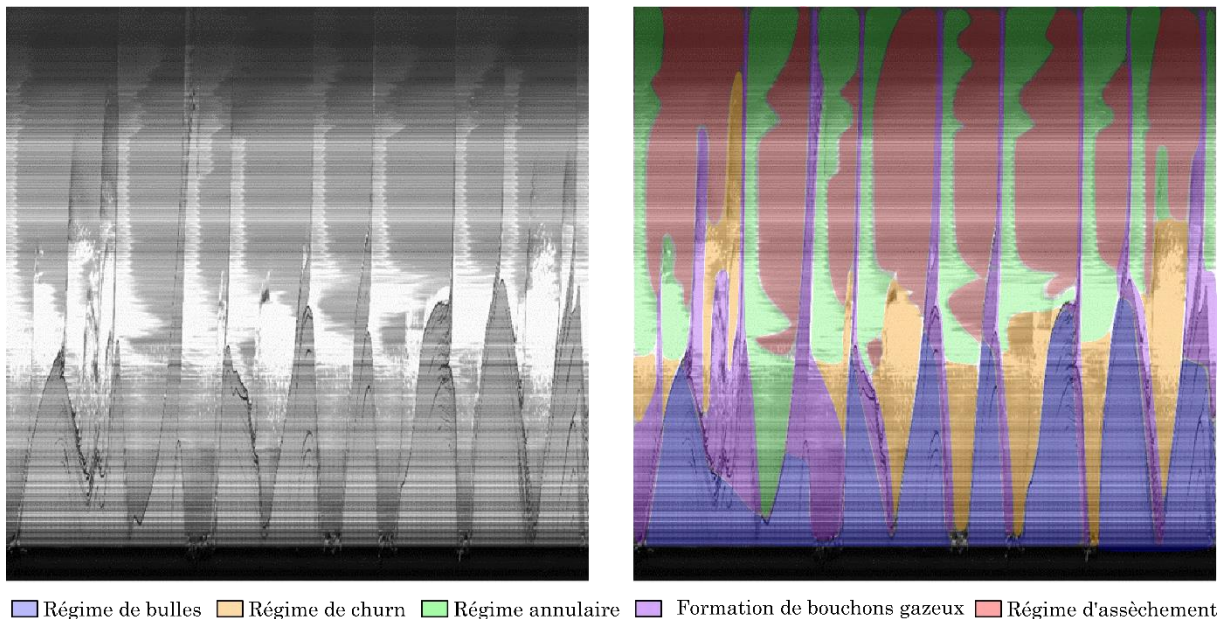


Figure IV - 8. Identification des régimes hydrodynamiques sur un diagramme spatio-temporel : diagramme brut (à gauche) et régimes identifiés (à droite). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 3 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

## **IV - 1.4. Conclusion**

L'analyse des diagrammes spatio-temporels permet de dégager un grand nombre d'informations. En l'occurrence, deux phénomènes d'ébullition ainsi que cinq régimes hydrodynamiques majoritaires ont pu être identifiés et décrits. Le régime impactant le plus l'hydrodynamique de l'écoulement dans les canaux est le régime de bouchons gazeux. Il intervient dès que la taille des bulles est telle qu'elles occupent toute la largeur du canal. Ce régime bouleverse considérablement les phénomènes d'ébullition notamment en raison du refoulement partiel du liquide vers la chambre de refroidissement. Outre le régime de formation de bouchons gazeux, quatre autres régimes hydrodynamiques sont observés : le régime de bulles décollant de la nucléation spontanée de fines bulles dans le liquide, le régime de churn, le régime annulaire et le régime d'assèchement. Ces observations sont valables pour les deux plaques testées. Néanmoins, pour la plaque produite par fabrication additive, l'éjection de bouchons de liquide semble moins systématique.

## **IV - 2. Analyse quantitative des Diagrammes Spatio-Temporels**

Au-delà de leur utilité pour la mise en évidence et l'identification des phénomènes d'ébullition et des régimes d'écoulement diphasique, nous avons vu dans la partie III - 3, que les diagrammes spatio-temporels permettent d'estimer des grandeurs diverses telles que la qualité de vapeur ou les caractéristiques des oscillations du niveau de liquide dans les canaux. En raison de la qualité visuelle des diagrammes souvent insuffisante, nous avons préféré exploiter les DST de façon manuelle.

### **IV - 2.1. Caractéristiques de l'ébullition périodique**

Nous avons précédemment mis en évidence un phénomène d'ébullition, périodique et caractérisé par des nucléations en cascade engendrant l'éjection brutale d'un nombre important de bouchons de liquide. Ce phénomène limite la qualité de la vapeur en sortie, il est donc essentiel de déterminer si et comment les paramètres opératoires du vaporiseur peuvent l'influencer.

On peut décrire individuellement chaque oscillation du liquide en définissant sa période des oscillations et son amplitude (cf. Figure IV - 9). Se rappelant comment est construit un diagramme spatio-temporel, son exploitation devient alors très simple. La taille d'un pixel sur l'image a été préalablement étalonnée. Cela permet de mesurer directement, sur l'axe des ordonnées, les positions maximale et minimale de l'interface liquide-vapeur et donc deux fois l'amplitude d'une oscillation.



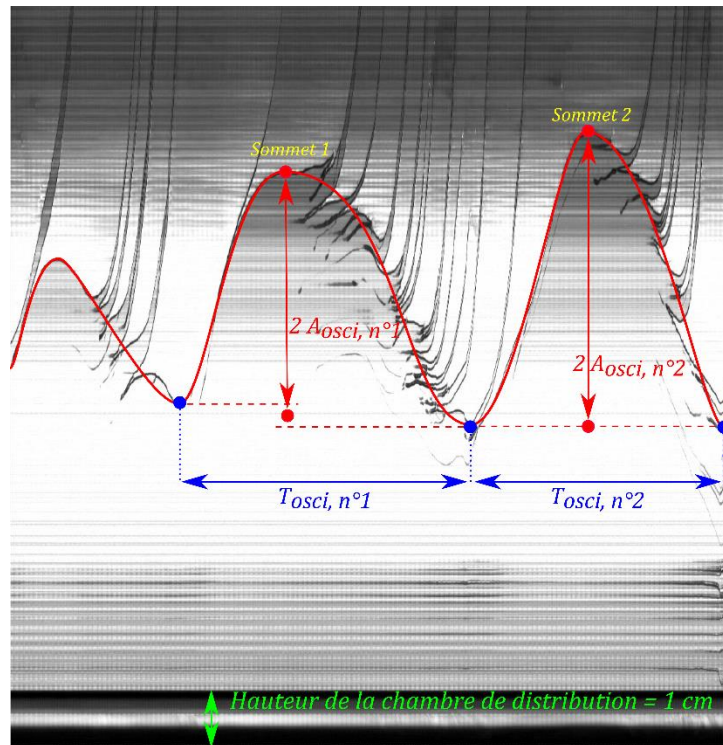


Figure IV - 9. Mesure de la période temporelle et de l'amplitude des oscillations du niveau de liquide sur les diagrammes spatio-temporels.

Par ailleurs, on rappelle que sur, l'axe des abscisses, l'intervalle entre deux colonnes de pixels coïncide avec l'intervalle entre 2 images successives du film. Ainsi on peut facilement déterminer la durée de l'évènement (ou période des oscillations) en considérant le nombre de colonnes de pixels concerné et la fréquence d'acquisition des images de la vidéo :

$$T_{osci} = n_{col,pix} \times f_{vidéo}^{-1} \quad (4.1)$$

Nous allons donc caractériser les oscillations du liquide dans les canaux pour les différentes plaques utilisées. Précisons dès maintenant que la précision des mesures sur les diagrammes est d'environ 10 pixels sur chaque axe. Ainsi les amplitudes relevées ont une précision de  $\pm 0,15$  cm et les périodes ont une précision de  $\pm 25$  ms.

#### IV - 2.1.1. Plaque P-CDF

Ce phénomène de nucléation en cascade provoquant les oscillations du niveau de liquide est en réalité celui qui le plus généralement observé. Si l'on considère la série d'expériences sur la plaque P-CDF (cf. Annexe IV - 1), on constate sur la durée de l'enregistrement des vidéos à haute-fréquence, soit environ 10 secondes, on relève en moyenne dans le temps deux fois plus de phénomènes périodiques que de phénomènes de nucléation spontanée.

Nous avons rassemblé dans le Tableau IV - 1 l'amplitude et la période moyennes relevées des oscillations sur les DST générés pour une série d'expériences sur la plaque P-CDF (cf. Annexe IV - 1).

Débit d'eau [kg/h]	Période [ms] (écart type)	Amplitude [cm] (écart type)
0,3	320 (100)	1,2 (0,4)
0,6	350 (115)	1,8 (0,8)
0,9	360 (120)	1,8 (0,7)
1,3	410 (160)	2,2 (0,8)
1,6	460 (185)	2,4 (0,9)
1,9	450 (175)	2,3 (0,9)
2,2	480 (190)	2,3 (1,0)
3,2	450 (215)	1,5 (0,7)
4,8	730 (275)	1,6 (1,0)
6,3	/	/

Tableau IV - 1. Période et amplitude moyennes des oscillations de liquide dans la plaque P-CDF pour la série d'expériences : Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6,3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

Seule l'expérience avec un débit d'eau de 6,3 kg/h n'a pas été traitée car les DST générés sur cette expérience ne permettent pas de distinguer une oscillation claire du niveau de liquide. D'après les relevés, toutes choses égales par ailleurs, on constate une légère augmentation de la période des oscillations avec l'augmentation du débit d'eau. En revanche, les variations d'amplitude relevées d'une expérience à l'autre semblent ne pas être significatives. En effet, au regard des valeurs des écarts types, qui représentent entre 35 et 65% de la valeur moyenne l'amplitude, on ne peut pas différencier cette variation de la dispersion statistique.

Néanmoins, on constate qu'il existe en réalité une population hétérogène d'oscillations au sein des canaux. Sur la Figure IV - 10, nous avons tracé les amplitudes et périodes moyennes par canal des expériences avec les débits d'eau extrêmes. Le comportement de l'oscillation est différent selon le canal considéré, on notera dans l'exemple qu'à bas débit, très peu de liquide entre dans les canaux 7 – 8 – 9 (pas d'oscillation relevée) qu'à haut débit, les canaux 4 et 6 ont des amplitudes et des périodes en moyenne supérieures aux autres canaux pour des débits d'eau élevés. On ne peut pas généraliser les différences de comportement entre les canaux, elles varient en fonction du débit d'eau entrant : le lecteur trouvera en Annexe IV - 2 les tableaux récapitulatifs des relevés effectués pour les expériences.

Les oscillations du liquide dues à la croissance brutale des bouchons de vapeur ne sont pas aussi périodiques que l'on pourrait penser lorsque l'on observe rapidement les DST. Il existe une population variée d'oscillations au sein de chaque canal qui peut varier d'un canal à l'autre. Néanmoins, en considérant la moyenne de cette population, il est possible d'observer une tendance sur le comportement des oscillations dans la plaque P-CDF. Toutes choses égales par ailleurs : la période augmente avec le débit d'eau entrant dans les canaux. Au regard des écarts types sur les amplitudes, aucune tendance ne peut être décrite.

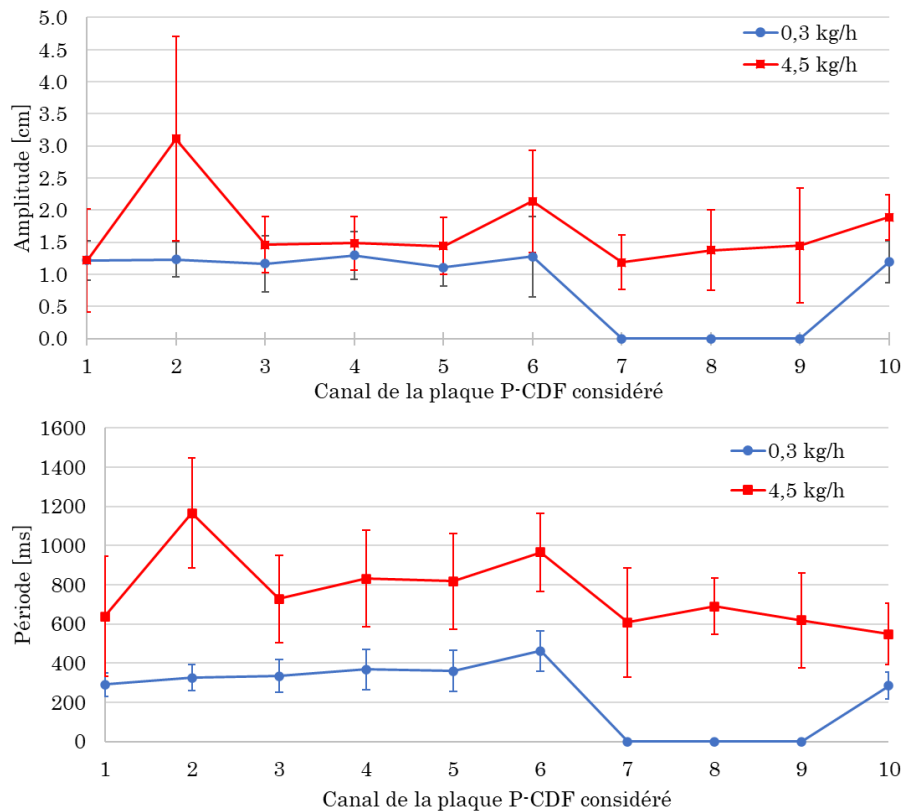


Figure IV - 10. Évolution de l'amplitude (haut) et de la période (bas) des oscillations du niveau de liquide dans les différents canaux de la plaque P-CDF (barres d'erreur : écarts types sur la grandeur représentée). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : 0,3 et 4,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

#### IV - 2.1.2. Plaque P-CD3D

Tout comme nous l'avons fait pour la plaque P-CDF, nous avons présenté dans le Tableau IV - 2, les amplitudes et périodes relevées sur les DST de la plaque P-CD3D pour des expériences identiques à la plaque P-CDF (cf. Annexe IV - 1).

Débit d'eau [kg/h]	Période [ms] (écart type)	Amplitude [cm] (écart type)
0,3	325 (110)	1,3 (0,4)
0,6	370 (105)	1,9 (0,7)
0,9	390 (130)	2,4 (0,7)
1,3	475 (190)	2,7 (0,7)
1,6	490 (180)	2,7 (0,8)
1,9	490 (170)	2,5 (0,9)
2,2	505 (175)	2,6 (1,0)
3,2	410 (195)	1,6 (0,7)
4,8	605 (330)	1,4 (0,7)
6,3	1010 (405)	1,8 (1,1)

Tableau IV - 2. Période et amplitude moyennes des oscillations de liquide dans la plaque P-CD3D pour la série d'expériences : Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6,3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

Ce tableau présente peu ou prou exactement les mêmes évolutions des périodes et des amplitudes en fonction des paramètres opératoires. Pour s'en convaincre, nous avons tracé sur la Figure IV - 11 leurs évolutions en fonction du débit d'eau et de la plaque utilisée.

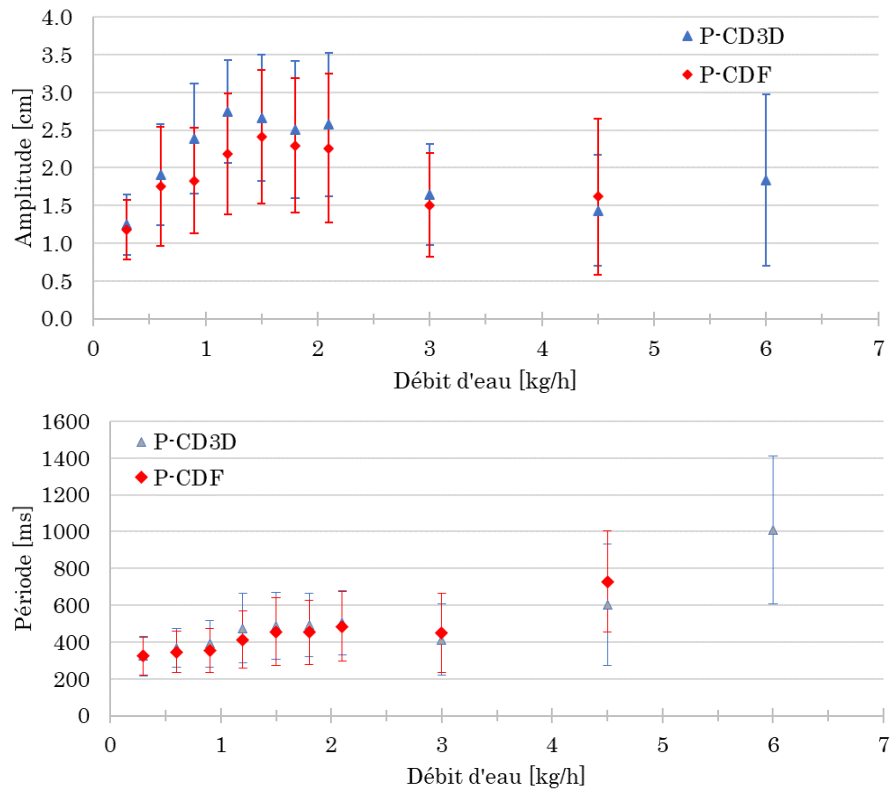


Figure IV - 11. Évolution de l'amplitude (haut) et de la période (bas) des oscillations en fonction du débit d'eau entrant pour les plaques P-CDF et P-CD3D (barres d'erreur : écarts types sur la grandeur représentée). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6,3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

Au regard de ces graphes, on peut conclure que les oscillations du liquide au sein des canaux droits des deux plaques et malgré une rugosité différente, sont quasi-identiques. On retrouve également des différences de comportement d'un canal à l'autre qu'on ne présentera pas ici. Les relevés sont présentés en Annexe IV - 2.

#### IV - 2.1.3. Effet de la pression

Nous avons étudié l'effet de la pression sur l'écoulement bouillant dans les canaux de la plaque P-CD3D. Les expériences utilisées sont regroupées en Annexe IV - 1. Nous avons utilisé la même procédure de relevés que dans l'exploitation des deux plaques, les relevés sont disponibles en Annexe IV - 2. Nous avons présenté sur la Figure IV - 12 l'évolution de l'amplitude et de la période des oscillations en fonction du débit d'eau utilisé et de la pression.

L'effet de la pression est surtout visible sur les amplitudes des oscillations, qui sont en moyenne légèrement plus faibles dans le cas de la pression de travail à 4,5 bar. Sur la période des oscillations, la pression n'a pas d'influence notable.

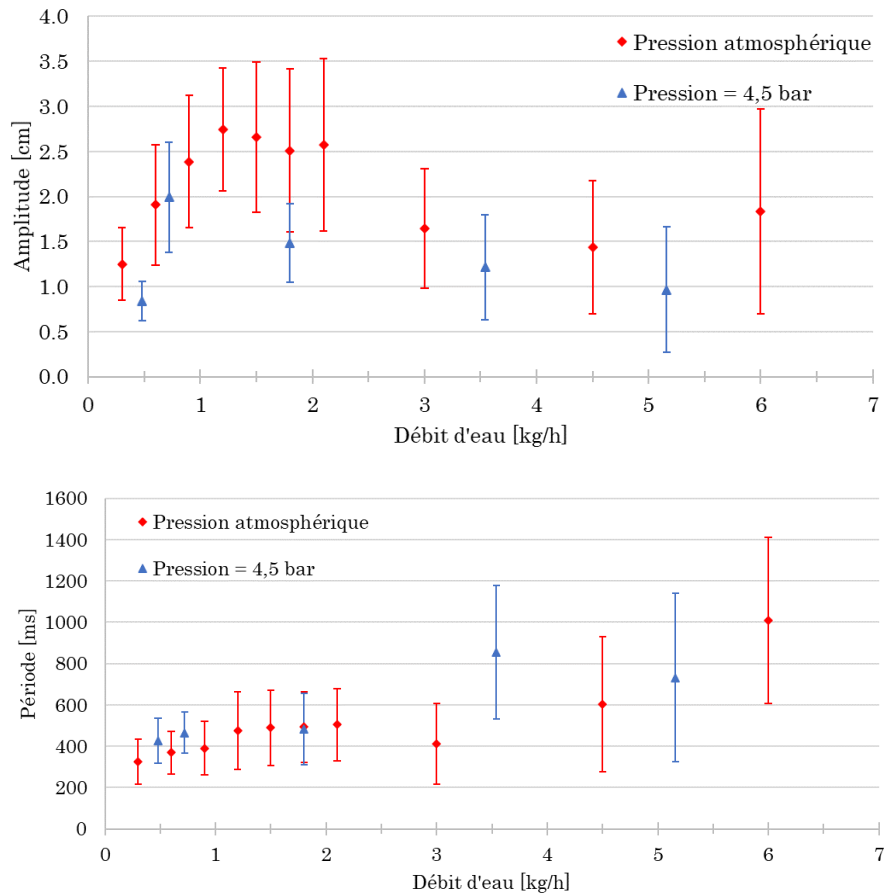


Figure IV - 12. Évolution de l'amplitude (haut) et de la période (bas) des oscillations en fonction du débit d'eau entrant pour la plaque P-CD3D (barres d'erreur : écarts types sur la grandeur représentée). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6,3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique – 4,5 bar.

Nous avons pu constater dans cette partie que les oscillations observées pour le phénomène d'ébullition périodique est plus complexe à caractériser qu'on ne pouvait penser par la simple observation des diagrammes. Pour une expérience donnée, il existe en réalité deux disparités dans la population des oscillations relevées : la première concerne les différences de comportement entre canaux, par exemple certains canaux présentent des oscillations d'une amplitude bien plus grande que leurs voisins, et la seconde concerne les oscillations au sein d'un même canal.

## IV - 2.2. Qualité de vapeur estimée à l'aide des diagrammes

Nous avons vu dans la partie III - 3.2, que la hauteur des bouchons de liquide éjectés mesurée sur les diagrammes permet d'estimer le débit d'eau liquide sortant des canaux. Connaissant celui en entrée, il est alors possible d'estimer la qualité de la vapeur.

Nous avons exploité les diagrammes obtenus dans les conditions opératoires suivantes : débit d'huile : 75 kg/h, température de l'huile : 130 °C, débit d'eau : 0,9 kg/h, température de préchauffe de l'eau : 50 °C, pression atmosphérique. Dans ces conditions, on estime le débit d'eau liquide en sortie égal à 0,66 kg/h, un débit de vapeur égal à 0,24 kg/h et donc une qualité

de 11,5 %. Parallèlement, la qualité en sortie estimée à l'aide des bilans thermiques (cf. Chapitre V) est égale à 10%.

Bien que la concordance des valeurs de la qualité obtenues par les 2 méthodes soit satisfaisante, l'exploitation des diagrammes à cette fin a fait émerger un problème jusque-là ignoré.

En effet, connaissant la hauteur des bouchons de liquide, le débit d'eau liquide éjecté passe par une connaissance précise de la section droite de l'écoulement. Le canal d'écoulement est un héli-cylindre de diamètre parfaitement connu. Cependant la présence d'un joint plat assurant l'étanchéité entre les canaux (cf. Figure IV - 13), augmente sensiblement la section réelle de l'écoulement. Le joint étant comprimé par la vitre de visualisation, son épaisseur finale et donc la section réelle de l'écoulement sont difficiles à estimer. Néanmoins, pour un canal de 2 mm de diamètre et considérant une épaisseur de joint de 100  $\mu\text{m}$ , la section et donc le débit d'eau liquide en sortie augmentent d'environ 13 %. En conséquence, la qualité estimée diminue alors d'une valeur de 11,5 % à une valeur de 3 %.

L'incertitude sur l'estimation de la qualité par exploitation des diagrammes est néanmoins raisonnable. Si l'on considère que l'évaluation de la qualité par cette méthode nécessite uniquement la connaissance du débit d'eau en entrée, la méthode présente un avantage indéniable. En revanche, elle est fastidieuse à mettre en œuvre en particulier si l'on souhaite exploiter un très grand nombre d'expérimentations. Pour cette raison, nous avons choisi de privilégier la méthode du bilan thermique pour déterminer la qualité de la vapeur.

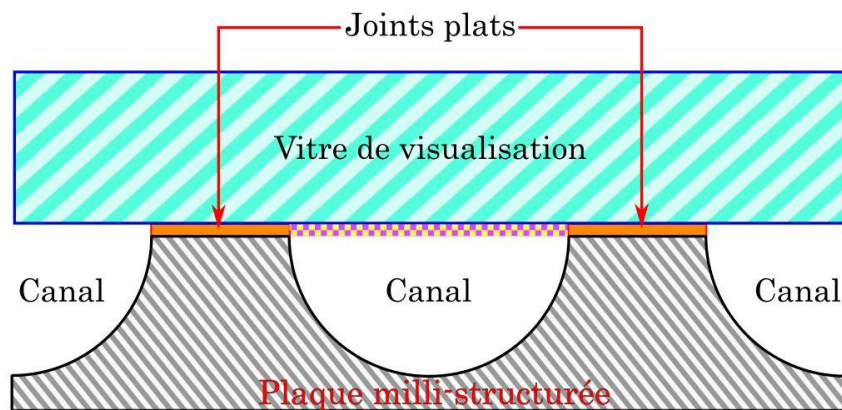


Figure IV - 13. Position des joints plats entre la plaque milli-structurée et la vitre provoquant l'augmentation de la section droite du canal (zone en damier).

## IV - 2.3. Carte de régimes hydrodynamiques

Les cartes de régimes hydrodynamiques sont des outils indispensables à l'ingénieur lorsqu'il s'agit de dimensionner des équipements. L'établissement des cartes de régimes présentées en section I - 2.3.4 nécessite de connaître au préalable la densité de flux thermique reçue par le fluide en ébullition, la qualité de valeur locale, les vitesses superficielles des phases respectivement liquide et vapeur. Le banc d'étude conçu permet de calculer la qualité de la vapeur en sortie (par bilan thermique), mais l'estimation de la qualité locale de la vapeur est un enjeu important car cette donnée est nécessaire pour comparer les cartes de régimes obtenues à celles proposées par Revellin et Thome, (2007).

Les diagrammes spatio-temporels nous permettent d'accéder à une qualité de vapeur moyenne locale selon la méthode présentée en section III - 3.3. Nous avons en particulier expliqué comment il était possible de déterminer, localement, la fraction de vide (vapeur) moyenne dans le temps. Estimer la qualité de vapeur locale connaissant cette fraction de vide

nécessite de déterminer au préalable le rapport de vitesses superficielles des phases respectivement vapeur et liquide.

Nous allons donc dans un premier temps expliquer la démarche adoptée pour déterminer la valeur de ce rapport des vitesses et valider sa pertinence. Finalement nous tracerons et critiquerons une carte des régimes en nous focalisant sur une campagne expérimentale donnée.

Précisons dès à présent que les analyses et conclusions proposées dans cette partie reposent sur des expériences réalisées dans les conditions suivantes : plaque : P-CDF, débit d'huile : 180 kg/h, température de l'huile : 140°C, débit d'eau : [0,3 – 3] kg/h, température de préchauffe de l'eau : 80 °C, pression atmosphérique.

#### IV - 2.3.1. Rapport des vitesses superficielles

Dans un souci de simplicité, le rapport des vitesses superficielles sera désormais appelé rapport des vitesses et noté  $S_r$ . La détermination du rapport des vitesses peut s'avérer être complexe. En effet et si l'on considère les diagrammes spatio-temporels, les seules grandeurs cinématiques accessibles sont la vitesse de déplacement de l'interface entre les phases liquide et vapeur (dans la partie basse des canaux) et la vitesse d'éjection des bouchons de liquide en aval des bulles de vapeur en cours de nucléation. Si ces vitesses peuvent être, en pratique, estimées, la question se pose de savoir si elles correspondent effectivement à la vitesse d'une phase en particulier et si oui à laquelle. Ces réflexions nous ont amené à envisager plusieurs méthodes pour déterminer le rapport des vitesses :

- Concernant la vitesse de la vapeur, elle peut être raisonnablement calculée en estimant la vitesse d'éjection des bouchons de liquide. Notons cependant que la vitesse de la phase vapeur ainsi estimée ne peut l'être qu'aux instants où l'on assiste à l'éjection d'un bouchon liquide.
- Relativement à la phase liquide, 3 solutions s'offrent à nous selon la définition adoptée, à savoir considérer que la vitesse de la phase liquide est soit :
  1. La vitesse de l'écoulement considéré comme monophasique ; dans ce cas la vitesse du liquide est celle calculée en entrée.
  2. La vitesse réelle du fluide en considérant la variation de niveau de l'interface délimitant les 2 zones visibles liquide et vapeur (délimitation symbolisée par la courbe rouge sur la Figure IV - 9) dans le canal. Dans ce cas et dans la mesure où l'on observe régulièrement un refoulement du liquide vers la chambre de distribution, la vitesse du liquide est, à certains moments, négative !
  3. La vitesse des bouchons de liquide lors de leur éjection. Dans ce cas, cela revient à adopter le modèle homogène pour décrire l'écoulement et donc à admettre un rapport des vitesses égal à 1.

La détermination expérimentale du rapport des vitesses n'est donc pas simple, et parmi les solutions envisagées, aucune n'est a priori plus légitime que les autres. Nous avons néanmoins décidé de calculer ce rapport des vitesses en assimilant la vitesse du gaz à celle des bouchons liquides éjectées et en prenant pour le liquide celle considérant l'écoulement comme monophasique condensé. Pour l'ensemble des expériences ainsi exploitées, on obtient des rapports compris entre 30 et 300. Nous n'avons cependant pas été en mesure de corréler ce rapport en fonction des paramètres opératoires.

Quantifier localement et avec précision la qualité de la vapeur ou la fraction de vide dans un écoulement diphasique a fait l'objet de nombreuses publications au cours des dernières décennies. Globalement on distingue deux grandes catégories de modèles permettant de relier la qualité de vapeur, la fraction de vide et le rapport des vitesses. La première catégorie regroupe les modèles qui admettent que le rapport des vitesses est dépendant de la qualité de la vapeur. Le plus utilisé est le modèle de Zivi, (1964). Les modèles de la seconde catégorie reposent sur l'hypothèse que le rapport des vitesses est indépendant de la qualité de la vapeur mais varie néanmoins avec la pression. Nous avons cherché à évaluer si cette hypothèse était pertinente dans notre cas.

En supposant que la qualité de vapeur ne varie pas entre la sortie des canaux et la sortie du vaporiseur, la fraction de vide moyenne dans le temps et estimée localement en sortie des canaux (i.e. sur la plus haute ligne de pixels des diagrammes) doit représenter la qualité de vapeur estimée par le bilan thermique sur le vaporiseur.

A ce stade il est pertinent de rappeler la relation utilisée pour l'estimation de la fraction de vide locale et moyenne dans le temps

$$\alpha_{av}(z) = 1/t_{film} \int_0^{t_{film}} \alpha(t, z) dt \quad (3.21)$$

Rappelons également qu'en vertu de la méthode choisie, la fraction de vide instantanée  $\alpha(t, z)$  ne peut prendre que 3 valeurs :

- 0, pour le régime de bulles ou pour un bouchon de liquide éjecté.
- $\alpha_{film}$ , valeur fixée arbitrairement pour le régime annulaire.
- 1, pour le régime d'assèchement (l'écoulement étant alors purement vapeur).

Considérant ces trois valeurs possibles, l'évolution temporelle de la fraction de vide locale présente un profil en créneaux (cf. Figure III - 11), si bien que l'intégrale précédente peut être discrétisée pour calculer simplement  $\alpha_{av}(z)$  à savoir :

$$\alpha_{av}(z) = \frac{t_{vap}}{t_{tot}} + \frac{t_{film}}{t_{tot}} * \alpha_{film} \left\{ \begin{array}{l} t_{vap} = \sum_i t_{v,i} \\ t_{film} = t_{tot} - t_{vap} \end{array} \right. \quad (4.2)$$

Où  $t_{vap}$  et  $t_{film}$  [s] sont respectivement les durées pour le régime d'assèchement et le régime annulaire et  $t_{tot}$  [s] la durée totale sur laquelle l'intégration est réalisée. La fraction de vide moyenne locale est donc, selon notre modèle, une fonction linéaire de la fraction de vide caractéristique du régime annulaire  $\alpha_{film}$ .

Dans notre démarche, la valeur de  $\alpha_{film}$  a, dans un premier temps, été fixée à 0,5. Nous avons par ailleurs considéré, pour une expérience donnée, la fraction de vide en sortie des canaux comme étant la moyenne de celles estimées sur chacun des 10 diagrammes spatio-temporels générés pour cette expérience.

La valeur moyenne de la fraction de vide en sortie des canaux étant connue, il est possible de calculer la qualité de vapeur correspondante selon l'équation (3.17), fonction également du rapport des vitesses :

$$x = \frac{1}{1 + \frac{1 - \alpha}{\alpha} * \frac{\rho_l}{\rho_g} * \frac{1}{S_r}} \quad (3.20)$$



Ainsi et pour la campagne d'expériences considérée, nous avons cherché à optimiser une valeur du rapport des vitesses (supposé rappelons-le invariant) pour que la valeur de la qualité de vapeur en sortie estimée à partir des DTS coïncide avec celle calculée par le bilan enthalpique.

Ainsi et ayant posé arbitrairement  $\alpha_{film} = 0,5$ , une valeur de  $S_r$  égale à 60 permet, pour chaque expérience, de calculer une qualité de vapeur conforme à celle obtenue par le bilan enthalpique (cf. Figure IV - 14). Si l'on considère par ailleurs les incertitudes sur l'estimation de la fraction de vide, la valeur optimale du rapport des vitesses est comprise entre 45 et 65.

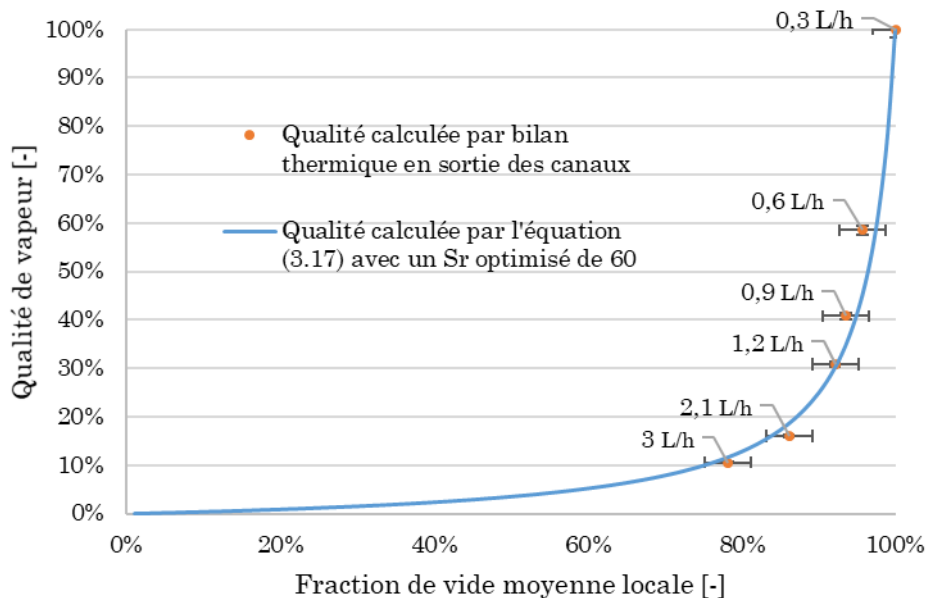


Figure IV - 14. Évolution de la qualité de vapeur en sortie des canaux en fonction de la fraction de vide moyenne locale avec l'hypothèse  $\alpha_{film} = 0,5$ . Débit d'huile : 180 kg/h, Température de l'huile : 140°C, Débit d'eau : [0,3 – 3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

Zivi et Smith, (1969) suggèrent, dans le cas d'écoulement diphasique en macro-canal, des rapports des vitesses bornés par une valeur maximale respectivement de 9,6 et de 24,6. La valeur que nous obtenons est nettement supérieure. Néanmoins d'autres auteurs, Ferret *et al.*, (2004) calculent (par une démarche reposant sur l'analyse d'images) des rapports de vitesses compris entre 680 et 26 000 et les comparent à ceux suggérés par la corrélation de Hetsroni et Hewitt, (1982) donnant des rapports de vitesses entre 3,6 et 9,5. A ce stade, il est donc extrêmement délicat de conclure mais la disparité des valeurs du rapport des vitesses disponibles dans la littérature traduit clairement la difficulté à estimer ce rapport.

Cette première valeur indicative du rapport des vitesses a été obtenue en fixant arbitrairement la valeur de  $\alpha_{film}$  à 0,5. Il est pertinent à ce stade d'évaluer l'influence de la valeur de  $\alpha_{film}$  sur la valeur optimale de  $S_r$ .

#### IV - 2.3.2. Influence de la valeur de $\alpha_{film}$

Combinant les relations (4.2) et (3.20), il est possible d'exprimer  $S_r$  en fonction de  $\alpha_{film}$

$$S_r = \frac{x}{1-x} * \left( \frac{1}{\frac{t_{film}}{t_{tot}} \alpha_{film} + \frac{t_{vap}}{t_{tot}}} - 1 \right) * \frac{\rho_l}{\rho_g} \quad (4.3)$$

Comme expliqué précédemment, une première valeur optimale de  $S_r$  (supposée indépendante des conditions opératoires) a été déterminée en fixant arbitrairement la valeur  $\alpha_{film}$ . Pour ce faire on exploite une série d'expériences, chaque expérience étant caractérisée par les grandeurs  $t_{film}$ ,  $t_{vap}$ ,  $t_{tot}$  et  $x$ . Ainsi et selon l'équation (4.3), pour une série d'expériences donnée, la valeur optimale de  $S_r$  dépend uniquement de celle imposée pour  $\alpha_{film}$ . Les valeurs optimales du rapport des vitesses calculées en faisant varier la valeur  $\alpha_{film}$  sont reportées sur la Figure IV - 15.

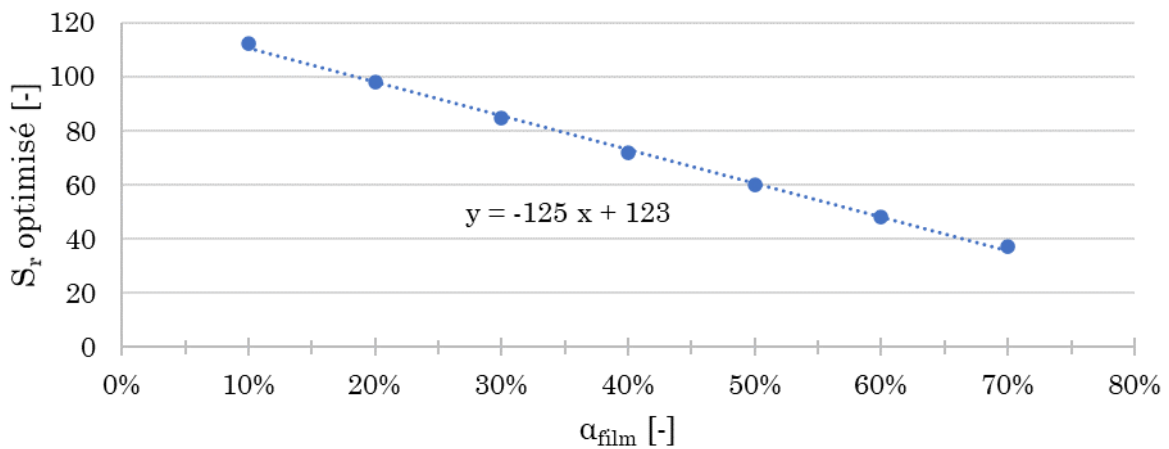


Figure IV - 15. Évolution de la valeur du rapport optimisé des vitesses  $S_r$  en fonction de la valeur supposée de  $\alpha_{film}$  pour la campagne d'expériences : Débit d'huile : 180 kg/h, Température de l'huile : 140°C, Débit d'eau : [0,3 – 3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

Deux remarques importantes s'imposent. D'une part, la valeur optimale du rapport des vitesses est finalement peu sensible à la valeur choisie arbitrairement pour  $\alpha_{film}$ , surtout si l'on considère les valeurs obtenues par certains auteurs. D'autre part, sur l'intervalle [0,1 ; 0,7], la valeur de  $\alpha_{film}$  permet d'envisager la linéarisation de la relation (4.3) visible sur la Figure IV - 15.

Dans la mesure où il est, en l'état, impossible de discuter la pertinence des valeurs  $\alpha_{film}$  posée et  $S_r$  calculée, il est inutile de chercher à les utiliser pour une quelconque interprétation physique des phénomènes observés. En revanche, ce couple de valeurs est un outil particulièrement intéressant pour estimer la qualité locale de la vapeur dans les canaux, en l'absence d'autres méthodes accessibles.

Pour terminer cette analyse, nous avons étudié l'influence du choix du couple  $\{\alpha_{film} ; S_r\}$  sur la valeur de la qualité calculée par la méthode. Nous avons utilisé les relevés de  $t_{film}$  et  $t_{vap}$  exploités dans la sous-partie IV - 2.3.3 pour une vaporisation de l'eau dans la plaque P-CDF (cf. expériences Annexe A.IV - 1 - 1). Nous avons ensuite calculé la fraction de vide moyenne locale pour des valeurs de  $\alpha_{film}$  comprises entre 0,1 et 0,7. Puis nous avons calculé la qualité de vapeur moyenne locale en utilisant le rapport de vitesse  $S_r$  déterminé par la linéarisation de la Figure IV - 15. Les qualités ainsi calculées sont présentées sur la Figure IV - 16.

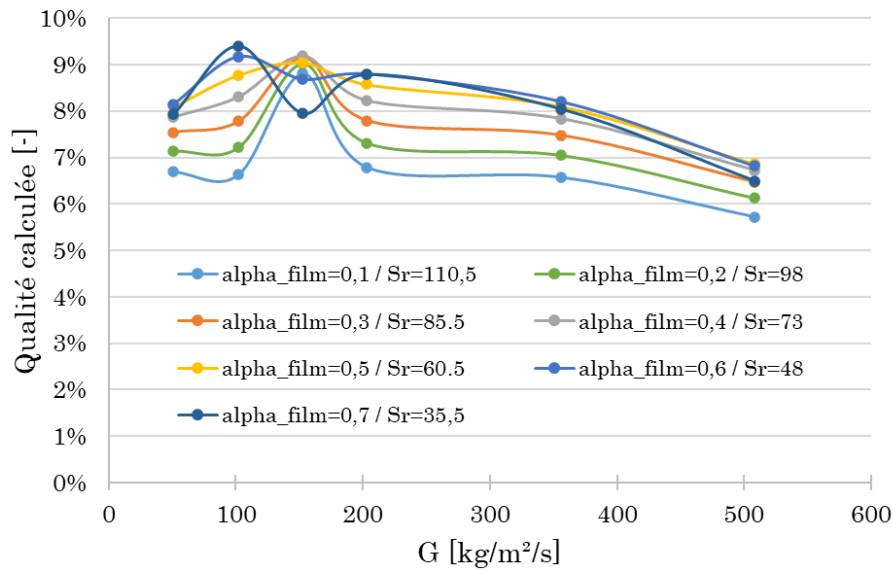


Figure IV - 16. Évolution de la qualité de vapeur calculée par l'équation (3.17) en fonction du couple  $\{\alpha_{film} ; S_r\}$ . Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : [0,3 – 3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

D'une part, on remarque que l'évolution calculée en fonction du débit spécifique de l'eau dans les canaux est identique pour les différentes séries sauf pour les séries où  $\alpha_{film}$  est supérieur ou égal à 0,6. D'autre part, un écart maximal de 3% est constaté sur les qualités calculées.

En conclusion, l'exploitation des diagrammes spatio-temporels permet donc d'estimer a priori une valeur moyenne locale de la qualité de vapeur dans les canaux. Le couple de variables  $\{\alpha_{film} ; S_r\}$ , nécessaire à ce calcul, doit être fixé au préalable en respectant les conditions suivantes :

- $\alpha_{film}$ , la fraction de vide du régime annulaire dans les canaux, est choisi dans l'intervalle ]0 – 0,7[.
- $S_r$ , le rapport de vitesses, est optimisé pour que la qualité de vapeur en sortie des canaux calculée en exploitant les DST coïncide avec la valeur obtenue par le bilan enthalpique

Une fois ce couple  $\{\alpha_{film} ; S_r\}$  déterminé, le calcul de la fraction de vide et de la qualité de vapeur moyenne locale est possible tout le long des canaux et ce pour toutes les expériences de la série concernée. Si l'on considère une autre série d'expériences, nous recommandons de procéder à une vérification systématique des valeurs pertinentes pour le couple  $\{\alpha_{film} ; S_r\}$ .

Mettant en œuvre cette méthode originale de quantification de la qualité locale de la vapeur, il est désormais possible d'établir la carte des régimes hydrodynamiques observés.

#### IV - 2.3.3. Etablissement de la carte de régimes hydrodynamiques selon la méthode de Revellin et Thome

Comme nous l'avons expliqué au § V-1-3 et illustré sur la Figure IV - 8, nous avons identifié 5 régimes hydrodynamiques différents : de bulles, de bouchons, de churn, annulaire et d'assèchement.

La Figure IV - 8 montre par ailleurs que chacun de ces régimes n'est pas systématiquement observé à chaque instant et que lorsqu'un régime est observé, il peut l'être dans différentes zones du canal à différents instants. Nous avons également mis en évidence l'existence de 2 zones sur le DST dans chacune desquelles l'enchaînement des régimes est globalement différent. Au regard de ces considérations, nous avons choisi de nous focaliser à une position dans le canal pour laquelle, et selon si on se place en dessous ou au-dessus de cette position, on peut globalement identifier deux grands groupes de régimes, respectivement i) de bulles ou de churn ii) un ou plusieurs des 3 autres régimes. Cette altitude de référence a ainsi été définie comme l'altitude moyenne repérant le sommet des oscillations du régime de bulles (cf. Figure IV - 9).

Cette altitude de référence étant fixée, il est alors possible de calculer la fraction de vide à cette altitude et donc la qualité de la vapeur locale selon la méthode présentée dans la section IV - 2.3.1. Précisons que pour établir la carte des régimes proposée ci-après, nous avons utilisé les valeurs  $\{\alpha_{film} = 0,5 ; S_r = 60\}$  pour le calcul de la qualité locale.

La dernière étape consiste à établir la carte des régimes dans un diagramme densité de flux massique de l'eau versus qualité locale de la vapeur. Cette carte est présentée sur la Figure IV - 17.

La première frontière apparaissant sur la carte (carrés bleus) délimite la zone explorée expérimentalement. Cette frontière traduit la limite des performances du vaporiseur d'études. En particulier et pour des débits d'eau élevés, l'éjection prématurée de bouchons liquides s'accompagne d'une dégradation significative de la qualité de la vapeur rendant impossible l'observation des régimes caractéristiques d'une fraction volumique en vapeur élevée.

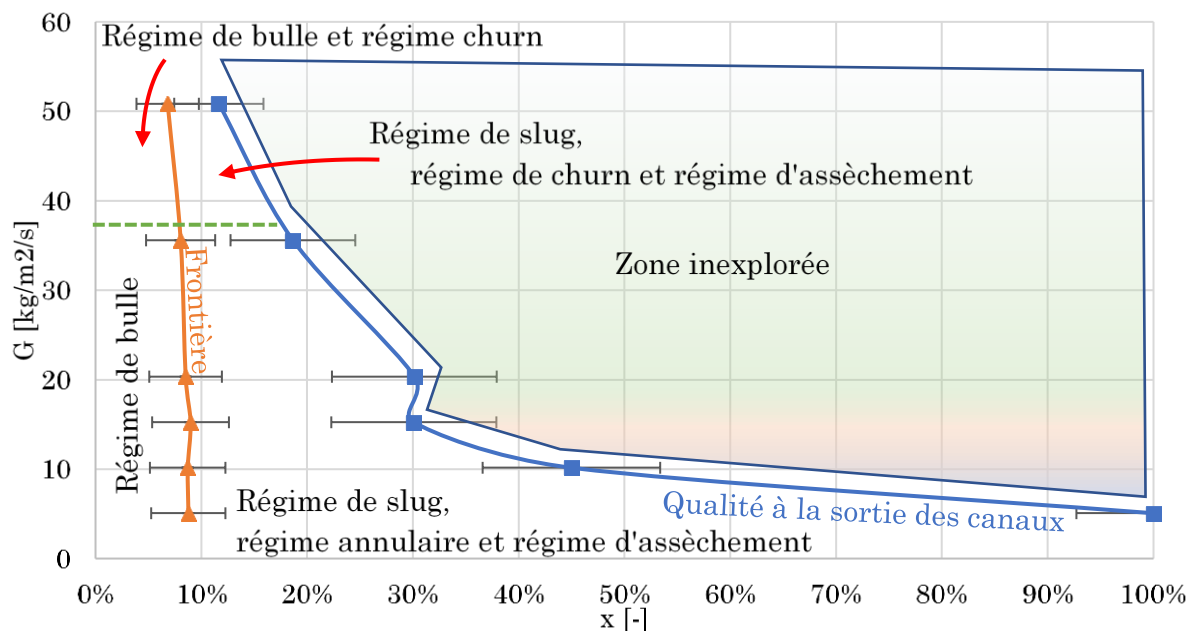


Figure IV - 17. Carte de régimes hydrodynamiques. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : [0,3 – 3] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

La seconde frontière, représentée par les triangles orange, distingue les deux groupes de régimes hydrodynamiques précédemment énoncés et ayant servi à définir l'altitude de référence d'observation. Quelles que soient les conditions opératoires, la transition s'effectue

pour une qualité de vapeur locale égale à 9 %. Revellin et Thome, (2007) ont mis en évidence une frontière verticale similaire repérée pour une qualité de vapeur de l'ordre de 3% et différenciant les régimes de bulles et de bouchons. Au-delà de cette analogie qualitative, il est délicat de comparer la valeur de qualité en ce point de transition, dans la mesure où les débits explorés par Revellin et Thome sont très nettement supérieurs (d'un facteur 10) à ceux opérés dans notre vaporiseur.

A ces deux frontières s'ajoute une dernière (en pointillés verts) traduisant l'apparition du régime de churn dans les canaux. En effet, le régime de churn n'est visible sur les diagrammes que nous avons exploités que pour des débits spécifiques supérieurs à 38 kg/m<sup>2</sup>/s. Comme le montre la Figure IV - 8, le régime de churn intervient dans la zone médiane des canaux assurant une continuité entre les régimes de bulles, de bouchons et régime annulaire. Cette troisième frontière concerne donc les deux zones de part et d'autre de la frontière précédemment définie.

## **IV - 2.4. Conclusion**

Les résultats présentés dans cette section démontrent l'intérêt de l'exploitation des diagrammes spatio-temporels pour qualifier et quantifier plusieurs paramètres caractéristiques de l'ébullition en canaux milli-structurés. Il est ainsi possible d'estimer l'intensité et la fréquence de certains phénomènes sources d'instabilités hydrodynamiques mais aussi la qualité de vapeur moyenne locale dans les canaux. La principale finalité a été l'établissement d'une carte des régimes selon la méthodologie proposée par Revellin et Thome (cf. partie I - 2.3.4).

Au-delà nous avons régulièrement évoqué les limitations imposées par l'éjection prématurée de bouchons de liquides, un phénomène propre aux écoulements confinés. Ce phénomène indésirable nous a amené à envisager une modification de la géométrie des canaux susceptible d'en réduire les effets. C'est cet aspect que nous allons aborder à présent.

## **IV - 3. Etude de canaux à sections droites variables**

Rappelons ici que dans les canaux droits, si une bulle atteint la taille critique où son diamètre concorde avec le diamètre hydraulique du canal, la croissance de la bulle engendre d'une part, l'inversion de l'écoulement et d'autre part, l'éjection du bouchon de liquide. Nous avons pu identifier quelques rares cas où les bouchons sont épuisés et sont transformés en écoulement en film, à savoir : à très faible débit d'eau et lorsque le canal est asséché. Ces deux cas sont une première solution pour empêcher l'éjection de bouchons de liquide mais leurs efficacités restent limitées à quelques jeux de conditions opératoires.

Puisque la problématique de l'éjection des bouchons est principalement liée au confinement de l'écoulement, nous avons testé différentes géométries offrant à l'écoulement des lieux « de déconfinement » afin de permettre l'évacuation de la vapeur sans entrainement du liquide.

### **IV - 3.1. Géométries étudiées**

Une première plaque à multi-géométries (P-MG) a été conçue pour tester différentes géométries de canaux à section droite variable afin de permettre à la vapeur d'être acheminée vers la sortie des canaux en entraînant le moins possible de liquide.

Augmenter un des rayons de courbure permet de réduire les forces de tension superficielle au niveau de l'interface. De ce fait, plusieurs géométries, présentées sur la plaque P-MG sur la Figure II - 22, ont été conçues, chacune proposant des variations de section droite. Elles se classent en trois grandes familles de géométries :

- Les géométries à motifs utilisant des cavités en forme de perles ou de triangles.
- Les géométries « linéaires » utilisant une variation de diamètre du canal par section
- La géométrie en forme d'échelle, permettant d'établir des échanges de matière entre canaux adjacents.

Les dimensions de chacune des géométries sont consignées dans le Tableau IV - 3. A tous les canaux sera rajoutée une restriction en entrée afin de réduire le phénomène d'écoulement inverse.






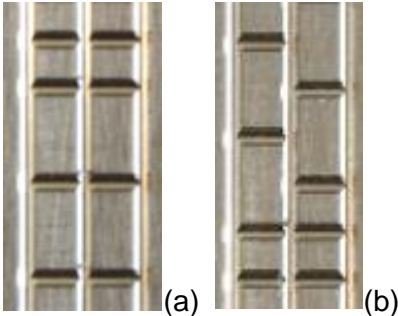


Géométries	Image	Dimensions
Perles		13 Perles cylindriques Diamètre : 6 mm Profondeur : 2 mm Écart entre les perles : 6 mm
Triangles		12 Triangles équilatéraux (4 groupes de 3) Hauteur : 6 mm Profondeur : 2 mm Orientation : co-courant pointant vers le haut et contrecourant pointant vers le bas Écart entre les triangles : 6 mm
Élargissement du canal		Diamètre de canal : 2 → 3 → 4 mm
Rétrécissement du canal		Diamètre de canal : 4 → 3 → 2 mm
Type Venturi		Diamètre de canal : 3 → 2 → 3 mm
Échelle		Diamètre des canaux verticaux et des barreaux horizontaux : 2 mm Espacement : 5 et 10 mm Disposition des barreaux horizontaux : alignés (a) et en quinconce (b)
Restriction d'entrée		Longueur : 2 mm Largeur : 0,5 mm Profondeur : 1 mm
Canal droit témoin		Diamètre : 2 mm

Tableau IV - 3. Dimensions des géométries des canaux à sections variables

## IV - 3.2. Hydrodynamique dans les géométries

L'étude de l'hydrodynamique de l'écoulement diphasique dans les géométries repose sur l'étude parallèle des diagrammes spatio-temporels ainsi que des vidéos des écoulements. Dans cette partie, nous nous intéresserons uniquement à l'influence des géométries sur l'écoulement liquide-vapeur. Les effets des restrictions en entrée des canaux seront discutés plus particulièrement dans la partie IV - 3.3 qui leur est dédiée.

Pour des raisons de concision, un seul jeu de conditions opératoires est considéré dans cette partie. Néanmoins, les conclusions tirées dans cette partie sont aussi valables pour l'ensemble des campagnes expérimentales effectuées sur la plaque P-MG (cf. l'Annexe IV - 1).

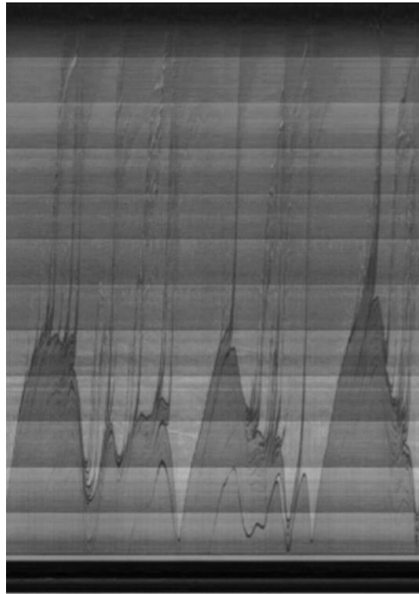
### IV - 3.2.1. Géométries linéaires

Les diagrammes des différents canaux linéaires sont regroupés et présentés sur la Figure IV - 18. Le canal droit témoin, Figure IV - 18 (a), présente une ébullition tout à fait identique à celle observée sur la plaque P-CDF avec en particulier l'alternance des phénomènes périodiques et de la nucléation spontanée.

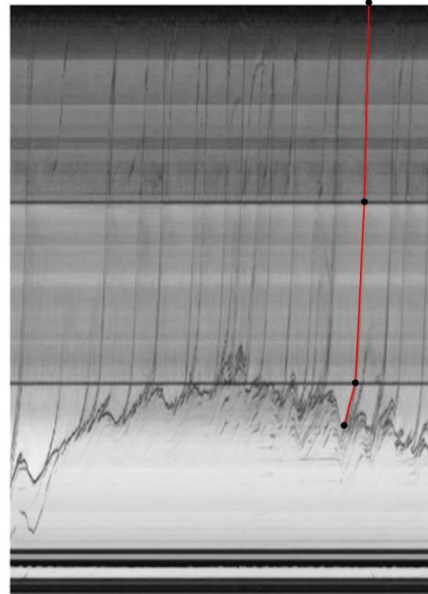
Comme il est possible de le voir dans le Tableau IV - 3, les canaux droits à section variables comportent 3 segments : chaque segment représente 1/3 de la longueur totale du canal et possède un diamètre fixé. Ces délimitations sont clairement visibles sur les images (b), (c) et (d) de la Figure IV - 18 par les lignes horizontales noires. La variation du diamètre du canal influence en premier lieu la vitesse d'écoulement des deux phases dans le canal : un élargissement du canal ralentit l'écoulement tandis qu'un rétrécissement l'accélère. Ces variations de vitesses sont visibles sur les diagrammes par le changement de pente des lignes verticales représentant l'éjection des bouchons de liquides (rouge). Néanmoins, les mêmes phénomènes d'ébullition que dans les canaux droits, à savoir l'ébullition périodique et la nucléation spontanée, sont rencontrés dans ce type de canaux (section IV - 1.2.1).

L'utilisation de diamètres supérieurs ou égaux à 3 mm est bénéfique pour la retenue du liquide dans les canaux. En effet, en se focalisant sur le tiers supérieur des diagrammes (c) et (d) de la Figure IV - 18, deux phénomènes sont visibles : la rupture de certains bouchons de liquide avant d'atteindre la sortie du canal et une redescente de liquide dans les canaux. L'élargissement du canal fragilise l'interface liquide-vapeur ce qui permet la rupture des bouchons, permettant le retour de liquide par gravité.

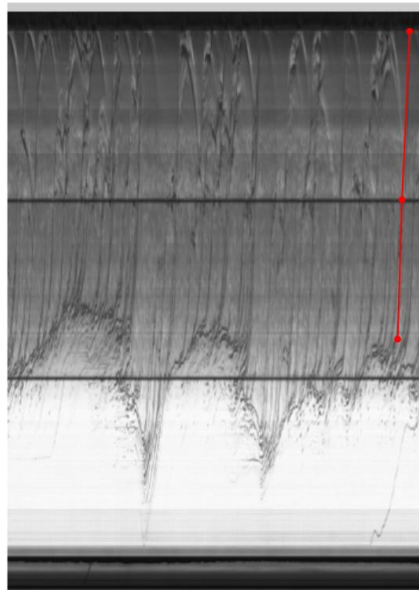
La quantité de bouchons de liquides générés dans les canaux semble être plus importante dans le cas d'un élargissement du diamètre ((c) et (d)) que dans le cas du canal témoin (a) ou dans le cas d'un rétrécissement de diamètre (b). Ce nombre plus important de bouchons est dû à un retour du liquide dans les canaux. En s'accumulant aux changements de section droite, le liquide reforme de nouveaux bouchons qui sont à nouveau entraînés etc.



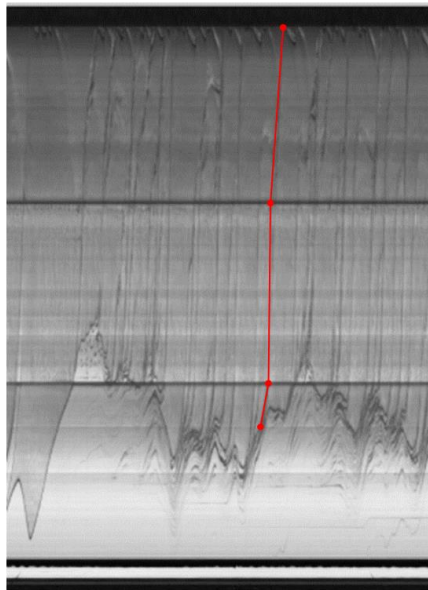
Canal droit  
témoin  
(a)



Canal avec  
rétrécissement  
(b)



Canal avec  
élargissement  
(c)



Canal type  
Venturi  
(d)

Figure IV - 18. Extrait de diagrammes spatio-temporels des canaux à géométries linéaires. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

Le canal avec rétrécissement (b) présente, sur la durée considérée, une activité réduite et donc très peu d'oscillation en comparaison avec les trois autres canaux. Cette faible activité peut éventuellement s'expliquer par les pertes de charge engendrées par le rétrécissement du canal qui s'oppose à l'évacuation des bouchons de liquide et donc de la croissance de la bulle. Ce n'est donc pas une géométrie adaptée pour favoriser la production de vapeur.



### IV - 3.2.2. Géométrie en échelle

La géométrie finement découpée des canaux horizontaux ne permet pas une isolation parfaite des canaux par l'utilisation de joints plats. En conséquence, le liquide peut transiter d'un canal à l'autre de l'échelle soit par les barreaux horizontaux, soit par le film de liquide contenu entre la plaque et la vitre. L'hydrodynamique globale de cette géométrie résulte donc des phénomènes d'ébullition dans le canal concernés mais aussi dans les barreaux latéraux présents le long de ce canal. La combinaison de ces phénomènes rend le diagramme de la Figure IV - 19 moins lisible.

A la lecture du diagramme spatio-temporel, il semble que certains bouchons de liquide soient en partie captés par les barreaux de l'échelle durant leur éjection dans le canal. Cependant, en regardant la vidéo haute-fréquence, il apparaît que le bouchon de liquide est aussi bien stocké dans les barreaux de l'échelle que dans le film interstitiel entre la plaque et la vitre. En particulier, on peut observer dans le cercle rouge, de la vapeur initialement contenue dans le barreau être poussée dans le film interstitiel par l'arrivée de liquide. Une fois rempli de liquide, un barreau est rarement vidé de son contenu en raison des effets de capillarité. Il faudra attendre la nucléation d'une bulle en son sein, sa croissance et sa migration dans les canaux principaux pour évacuer ce liquide « stagnant » dans les canaux verticaux. Ces observations révèlent alors une efficacité limitée de la géométrie en échelle pour capter le liquide prématurément évacué, raison pour laquelle nous ne l'avons pas retenu pour la suite de l'étude.

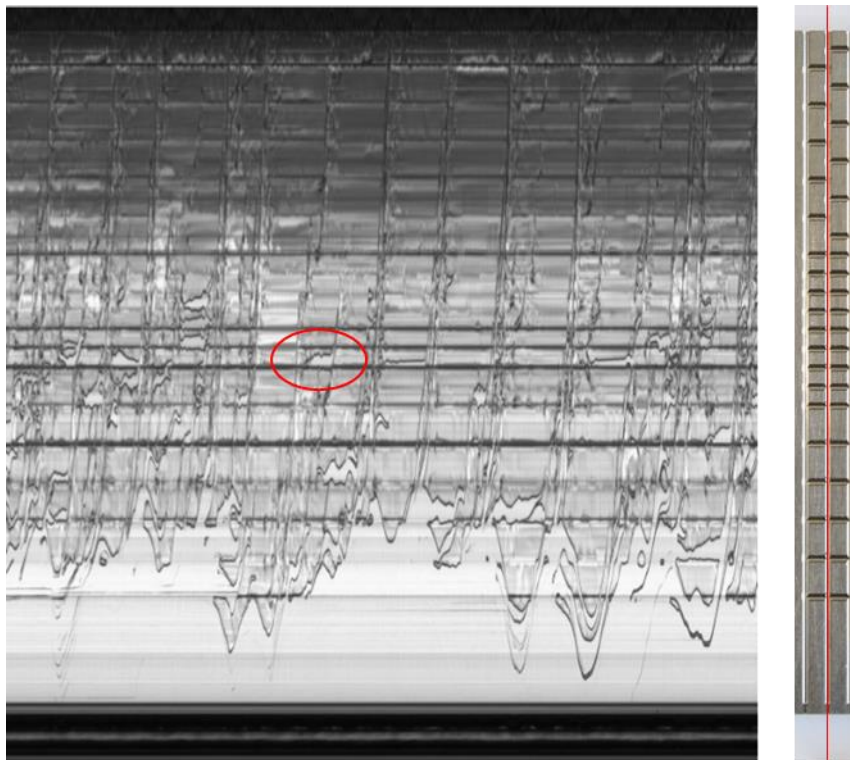


Figure IV - 19. Diagramme spatio-temporel du canal central de la géométrie de l'échelle. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

### IV - 3.2.3. Géométries à motifs

Deux motifs différents ont été étudiés sur cette plaque : un motif en forme de perles et un motif de forme triangulaire. Pour ce dernier, deux orientations opposées ont été considérées,

à savoir : à co-courant (pointe vers le haut dans le sens de l'écoulement) et contre-courant (pointe vers le bas). Il a été choisi d'étudier des triplets de motif triangulaire de même orientation afin d'observer l'impact d'une chaîne de motifs. L'idée derrière ces motifs est de permettre au liquide d'être temporairement stocké localement permettant ainsi à la vapeur de s'écouler vers la sortie du canal. Les diagrammes des deux canaux à motifs sont présentés en Figure IV - 20.

En observant les diagrammes, quel que soit le type de motif, on retrouve le phénomène d'ébullition périodique en entrée des canaux. Néanmoins, les motifs ont une réelle influence sur la manière dont sont éjectés les bouchons de liquide. On remarque que certains bouchons de liquide sont stoppés net dans leur trajet le long du canal (ligne rouge), ce qui signifie que les motifs géométriques stockent bien une partie du liquide.

Par ailleurs, des échanges rapides et répétés de liquide entre deux motifs successifs sont aussi observés (entourés en pointillés noirs). Ils sont présents sans qu'il y ait eu un apport de liquide récent. Ce phénomène s'explique en s'intéressant au devenir du liquide stocké dans les motifs. Selon l'écoulement dans le canal : soit il y a peu de vapeur formée et le liquide stocké peut refluer dans le canal passant de motifs en motifs, soit l'écoulement de vapeur est suffisant et empêche la redescente du liquide. Dans ce deuxième cas, un bouchon de liquide est de nouveau formé dans la portion de canal droit entre les motifs puis de nouveau éjecté vers le motif supérieur. Ces mouvements de liquide incessant sur la longueur du canal permettent le mouillage permanent de ses parois.

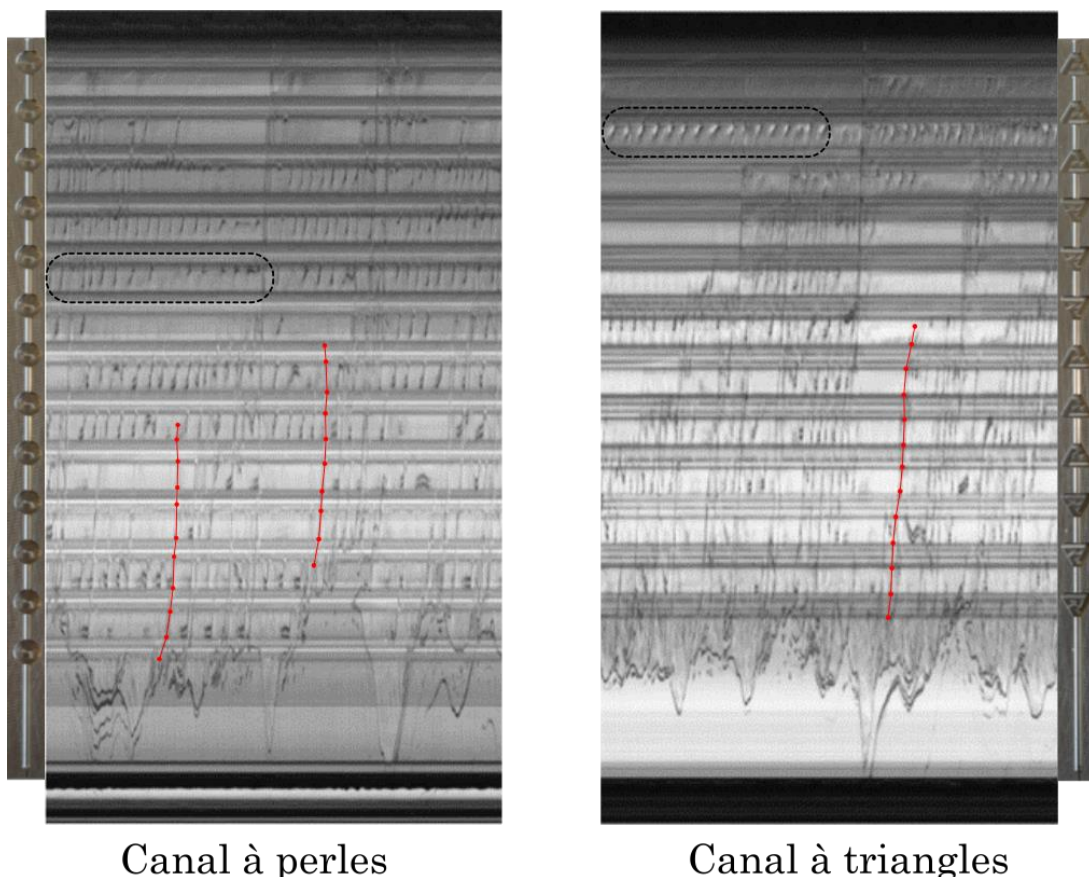


Figure IV - 20. Extrait de diagrammes spatio-temporels des canaux à motifs. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

Dans le cas des triangles, leur orientation a une influence certaine sur les mouvements de liquide au sein du canal. En effet, les triangles à contre-courant s'opposent à l'écoulement du

liquide vers le haut : il est possible de constater cet effet par les zones sèches où aucun bouchon de liquide n'est visible entre les triangles. Concernant les triangles à co-courant, un effet similaire au motif des perles est observé. Le triangle sert alors, comme les perles, de stockage provisoire du liquide.

De même, la Figure IV - 21 présente un zoom sur un groupe de 3 triangles à contre-courant où il est possible de visualiser ce phénomène. Sur l'image 1, une bulle atteint la taille critique. En image 2, on observe que sa croissance entraîne un bouchon de liquide dans le canal. Une première partie du bouchon est stockée dans le premier triangle (images 3 à 7). Le liquide continue son trajet vers le deuxième triangle où une seconde partie du bouchon est aussi stockée (images 8 à 11). Le bouchon est finalement arrêté dans le troisième triangle (images 12). Enfin, le bouchon résiduel devient immobile au-dessus du troisième triangle, à partir de l'image 13 prouvant l'arrêt définitif du bouchon. L'orientation à contre-courant des triangles est donc une solution technique efficace pour stocker le liquide des bouchons éjectés et ainsi limiter leur éjection prématurée.

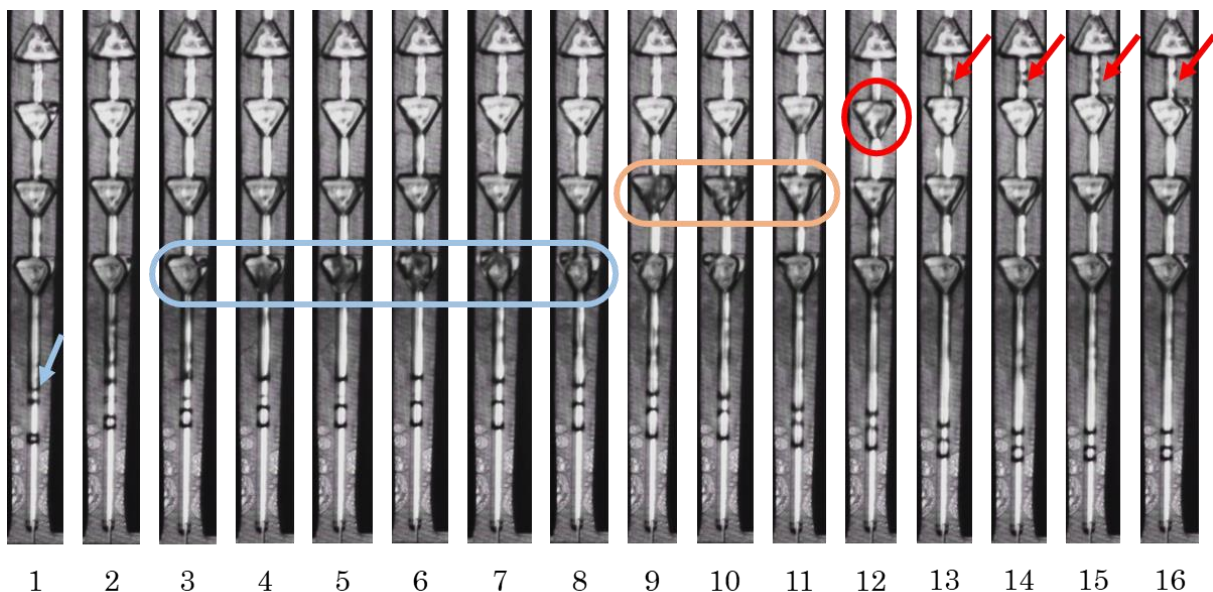


Figure IV - 21. Interruption de l'éjection d'un bouchon de liquide par les triangles à contre-courant.  
Pas de temps entre les images : 1/420 s, Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit d'eau : 1,5 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

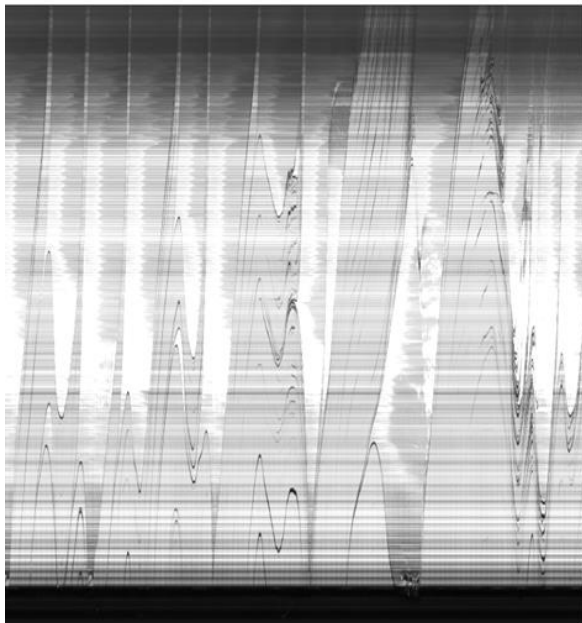
### IV - 3.3. Effet de la restriction d'entrée

Les travaux de Kosar *et al.*, (2006) préconisent l'utilisation de géométries déprimogènes en entrée des canaux afin d'atténuer l'écoulement inverse grâce aux pertes de charge. Sur la plaque P-MG, la restriction en entrée des canaux est un canal d'une section droite rectangulaire de 0,5 mm de large pour 1 mm de profondeur, soit une réduction de la section droite de 85 %. L'effet de cette réduction est visible en Figure IV - 22 par comparaison des diagrammes spatio-temporels d'un canal de la plaque P-CDF et du canal témoin de la plaque P-MG pour le même jeu de conditions opératoires.

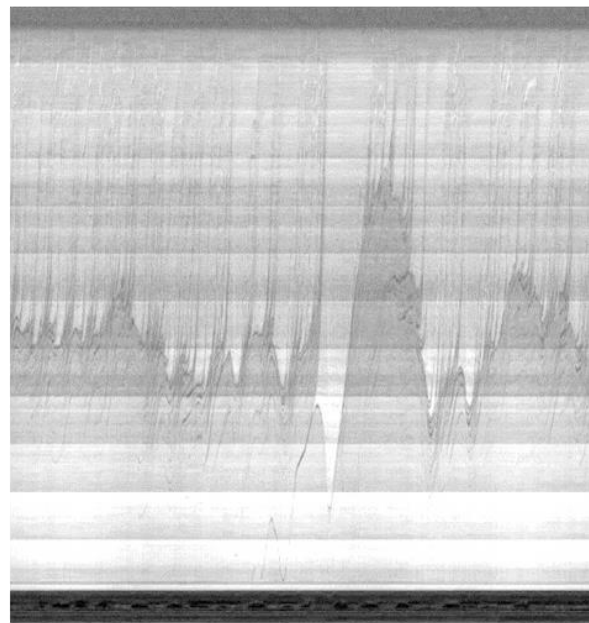
L'ajout de fortes restrictions de section droite en entrée des canaux modifie significativement l'écoulement liquide-vapeur dans les canaux. D'une part, les amplitudes des oscillations du niveau de liquide dans les canaux sont réduites de moitié et le retour de la vapeur dans la chambre de distribution n'est plus constatée. Les pertes de charge engendrées par les réductions sont donc suffisantes pour stabiliser l'écoulement. D'autre part, la nucléation est favorisée comme traduisent les nombreux bouchons de liquide éjectés visibles sur le

diagramme. Groß *et al.*, (2018) ont étudié l'influence de la contrainte de cisaillement sur la nucléation montrant que plus la contrainte de cisaillement était forte, plus le nombre de bulles générées était important mais avec une taille plus faible. Or, dans notre cas, on observe le comportement inverse.

Notre interprétation de ce constat repose sur les mouvements du liquide au sein du canal. L'écoulement stabilisé présente des vitesses du liquide faible et ainsi permet d'obtenir une nucléation « classique » laissant aux bulles le temps de croître et se détacher de leur site de nucléation. Sans restriction, l'écoulement oscille violemment dans le canal, déplaçant des masses d'eau dont la température n'est pas stabilisée autour de la température de saturation. En conséquence, les sites de nucléation sont sans cesse balayés par de l'eau sous-refroidie inhibant la nucléation. Il est évident que ces hypothèses sous soumises à caution en raison de notre incapacité à les vérifier.



Sans restrictions



Avec restrictions

*Figure IV - 22. Influence des restrictions d'entrée des canaux sur l'écoulement diphasique en canaux droits : sans restriction sur la plaque P-CDF (gauche) et avec restriction sur la plaque P-MG (droite). Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain l'huile : 140°C, Débit d'eau : 6 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.*

L'utilisation de restrictions est donc bénéfique pour la stabilisation de l'écoulement bouillant. Néanmoins, tout comme la géométrie de l'échelle, les restrictions ne pourront pas être produites par fabrication additive en raison d'un manque de précision de cette méthode de fabrication. Par ailleurs, la réduction trop importante de la section d'écoulement augmente considérablement les risques de bouchage par encrassement si la charge minérale de l'eau utilisée est trop importante. Pour ces raisons, les restrictions d'entrée ne pourront pas être inférieures à un canal de 1 mm de diamètre dans le vaporiseur final.

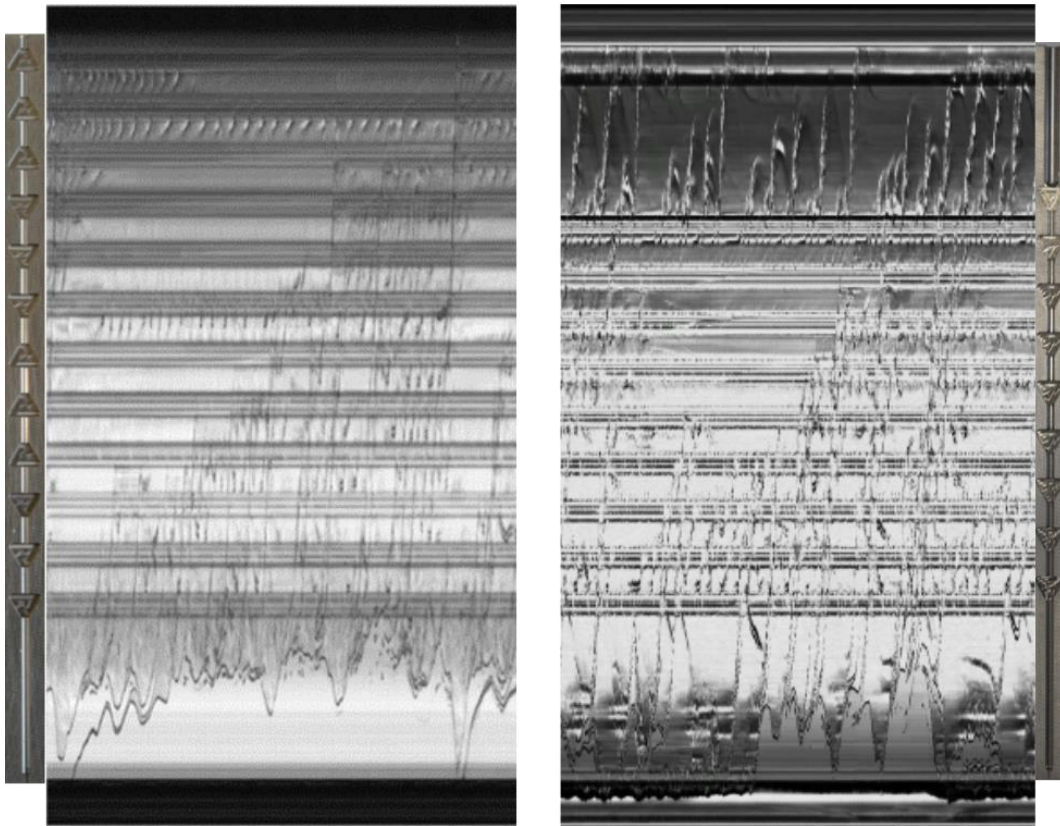
#### **IV - 3.4. Conclusion : création et exploitation de la plaque à motifs (P-CDMTF)**

L'étude des écoulements diphasiques dans la plaque P-MG a permis de mettre en lumière les géométries les plus prometteuses dans la retenue du liquide au sein des canaux. En premier lieu, les triangles à contre-courant ont été rapidement identifiés pour leur faculté à

s'opposer à l'éjection d'un bouchon de liquide. Viennent ensuite les perles, offrant une solution limitée pour retenir le liquide. Enfin, l'utilisation d'un canal légèrement plus large en sortie haute permet, d'une part, de fragiliser les interfaces liquide-vapeur des bouchons de liquide éjectés par augmentation du rayon de courbure de l'interface et d'autre part de permettre un retour de liquide plus important par écoulement en film tombant sur les parois des canaux. Les géométries de l'échelle, du canal rétrécissant et du canal type « Venturi » n'ont pas révélé d'autres phénomènes intéressants pour l'hydrodynamique globale de l'écoulement en ébullition. De ces observations a été conçue la plaque P-CDMTF (Plaque à Canaux Droits et Motifs Triangulaires Fraisés) présentant un chapelet de neuf triangles à contre-courant surmontés d'un canal semi-circulaire de diamètre 4 mm.

Les diagrammes de la plaque P-MG et de la plaque P-CDMTF sont présentés en Figure IV - 23. Il faut distinguer trois zones dans les deux canaux : la zone où le canal est droit, la zone où les motifs sont présents et la zone où le canal s'élargit :

- La zone des motifs est très similaire entre les deux diagrammes malgré une différence d'orientation de certains triangles. Cela montre que la capacité des triangles à contre-courant à stocker du liquide est plus limitée que ce que l'on croyait. L'ensemble du chapelet de triangles se retrouve donc saturé de liquide de façon périodique.
- La zone en canal droit présente des oscillations plus marquées et un niveau moyen de liquide plus bas pour la plaque P-CDMTF. Cet effet est en fait lié à l'orientation des triangles. En effet et contrairement à la plaque P-MG, lorsque la phase vapeur augmente son volume, l'orientation unique des triangles (vers le bas) de la plaque P-CDMTF ne s'oppose pas à l'écoulement inverse du liquide. Le phénomène d'inversion de l'écoulement est donc amplifié ce qui limite l'entrée de liquide dans les canaux.
- La sortie du canal élargie, quant à elle, permet toujours d'une part, la rupture des bouchons éjectés et d'autre part, le retour d'une partie du liquide dans celui-ci.



Canal à triangles de  
la plaque P-MG

Canal à triangles de  
la plaque P-CDMTF

*Figure IV - 23. Extrait de diagrammes du canal à triangles de la P-MG et d'un canal de la P-CDMTF.  
Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 140°C, Débit spécifique d'eau : 25 kg/s/m<sup>2</sup>,  
Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.*

En parallèle de l'observation des diagrammes DST, nous avons aussi étudié la qualité de vapeur produite au sein des canaux grâce au bilan thermique sur le vaporiseur. Bien que le volet thermique de l'étude la vaporisation sera développé dans le Chapitre V, nous avons sur la Figure IV - 24 l'évolution de cette qualité produite en fonction du débit d'eau entrant pour une série d'expériences.

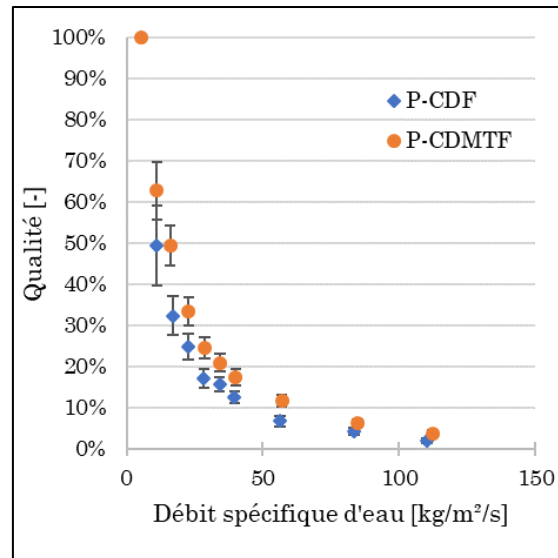


Figure IV - 24. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau et de la plaque utilisée. Température du bain d'huile : 140 °C, Débit d'huile : 180 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique, Plaques : P-CDF et P-CD3D.

Malgré l'agencement non optimal des motifs de la plaque P-CDMTF révélé par cette étude, elle permet, toutes choses égales par ailleurs, d'obtenir un gain de qualité entre 4 et 16% par rapport à la plaque P-CDF. Au regard des incertitudes sur le calcul de la qualité, ces écarts sont significatifs. Cette amélioration des performances s'explique notamment par une surface d'échange plus importante grâce aux triangles. On note également sur les DST que le liquide se répartit sur toute la longueur des canaux. Contrairement aux canaux droits de la plaque P-CDF, le liquide est retenu dans les motifs, ce qui a pour effet d'éviter l'assèchement du canal et donc de maintenir la température de la paroi proche de la température d'ébullition de l'eau. Ainsi la vaporisation est tout de même favorisée dans cette plaque.

## IV - 4. Conclusion

Dans ce chapitre, l'étude de l'hydrodynamique de l'écoulement bouillant diphasique a permis de tirer les conclusions suivantes :

- Le post-traitement des vidéos haute-fréquence par la création de diagrammes spatio-temporels est une méthode qui, associée aux méthodes de visualisation traditionnelle permet une compréhension plus globale des phénomènes d'ébullition au sein de milli-canaux verticaux. Les diagrammes obtenus peuvent être aussi exploités quantitativement afin d'estimer, sous certaines hypothèses, une qualité locale ou en sortie des canaux.
- L'étude des diagrammes et vidéos a montré que l'ébullition au sein de milli-canaux de 2 mm de diamètre est régie par deux phénomènes d'ébullition distincts. La nucléation spontanée d'une bulle sur un site de nucléation est naturellement observée mais n'est pas majoritaire dans les canaux. En effet, c'est le phénomène d'ébullition périodique qui se trouve être majoritaire. Il est caractérisé par une oscillation du niveau de liquide provoqué par des nucléations en cascade lors du reflux du liquide dans les canaux.
- Le confinement de l'écoulement est responsable d'une hydrodynamique particulière : quand une bulle croît, sa section devient systématiquement égale à la

section du canal. Il en résulte une croissance de la bulle simultanément orientée vers l'amont et l'aval de sa position provoquant l'éjection du liquide au-dessus d'elle et provoquant l'inversion de l'écoulement vers l'amont du canal en-dessous d'elle. Cette croissance de bulle particulière est en fait elle-même responsable du phénomène périodique d'ébullition.

- Les cinq régimes hydrodynamiques majoritaires identifiés dans les canaux sont : le régime de bulle, le régime de bouchons, le régime de churn et le régime annulaire. Bien que le régime de bouchons soit majoritaire en raison de la croissance particulière des bulles, les autres régimes sont observés par intermittence sur les diagrammes spatio-temporels.
- L'utilisation de motifs géométriques faisant varier localement la section droite du canal d'écoulement permet de séparer en partie le liquide de la vapeur. La géométrie triangulaire permet, lorsqu'elle est orientée à contre-courant, d'offrir une résistance à l'écoulement par une restriction brutale de la section droite de l'écoulement. Ce motif particulier permet d'améliorer les performances de vaporisation jusqu'à 15%.
- Une carte de régime a été tracée grâce à l'exploitation des diagrammes spatio-temporels mettant en avant quatre zones distinctes. A faible débit spécifique d'eau, en dessous d'une qualité locale de 9%, seul le régime de bulles est présent, et au-dessus sont présents en intermittence les régimes de bouchons, le régime annulaire et le régime d'assèchement. Pour des débits spécifiques supérieurs à 38 kg/m<sup>2</sup>/s, le régime de churn vient s'ajouter aux précédents régimes en ne modifiant pas la frontière précédente.

Ce chapitre nous a permis la caractérisation de l'hydrodynamique de l'eau en ébullition dans les canaux essentielles dans le cas de la simulation du transfert thermique avec changement de phase. En effet, la simulation de couplage entre hydrodynamique et transfert thermique fait appel à des modèles complexes. Ces modèles ne sont d'ailleurs que partiellement représentatifs de la réalité. Afin de pouvoir proposer un premier outil de pré-dimensionnement, nous simulerons dans le prochain chapitre uniquement la partie transfert thermique.



## Références bibliographiques du Chapitre IV

FERRET C., FALK L., D'ORTONA U., CHENU A., et VEENSTRA T. T., 2004, « Introduction of image analysis for the quantification of the boiling flow heat transfer », *Chemical Engineering Journal*, vol. 101, n° 1-3 : 357-365.

GROß T. F., BAUER J., LUDWIG G., FERNANDEZ RIVAS D., et PELZ P. F., 2018, « Bubble nucleation from micro-crevices in a shear flow: Experimental determination of nucleation rates and surface nuclei growth », *Experiments in Fluids*, vol. 59, n° 1.

HETSRONI G. et HEWITT G.F., 1982, « Void Fraction », in Mc Graw-Hill (dir.), *HandBook of Multiphase Systems, Chapter 2.3.*, New York.

KOSAR A, KUO CJ, et PELES Y, 2006, « Suppression of boiling flow oscillations in parallel microchannels by inlet restrictors », *JOURNAL OF HEAT TRANSFER-TRANSACTIONS OF THE ASME*, vol. 128, n° 3 : 251-260.

REVELLIN R. et THOME J. R., 2007, « A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels », *Journal of Micromechanics and Microengineering*, vol. 17, n° 4 : 788-796.

SMITH S.L., 1969, « VOID FRACTIONS IN TWO-PHASE FLOW: A CORRELATION BASED UPON AN EQUAL », *THERMODYNAMICS AND FLUID MECHANICS GROUP*, vol. 184, n° 36 : 647-664.

ZIVI S. M., 1964, « Estimation of Steady-State Steam Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production », *Journal of Heat Transfer*, vol. 86, n° 2 : 247-251.

## Annexe IV - 1 : Expériences menées pour l'étude hydrodynamique de la vaporisation dans les plaques

Cette annexe regroupe l'ensemble des expériences qui ont été utilisées dans ce Chapitre IV - .

### A.IV - 1 - 1 : Campagne d'expériences sous pression atmosphérique.

Le tableau ci-dessous regroupe l'ensemble des expériences utilisées pour analyser les DST de l'ébullition de l'eau dans les canaux des différentes plaques. Les lignes colorées en bleu clair correspondent aux expériences où une caractérisation des amplitudes et périodes des oscillations

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	$T_{amb}$ (°C)
P-CDF	180,9	130	122,9	120,4	0,3	80	99,8	99,7	104,2	108,6	109,6	110,6	108,8	102	23
P-CDF	180,8	130	122,9	120,4	0,6	80	99,2	99,8	104,2	108,6	109,5	110,4	108,5	101,7	23,9
P-CDF	180,9	130	122,8	120,2	1,0	80	97,2	99,7	104,1	108,5	109,5	110,6	108,4	101,7	24,4
P-CDF	180,7	130	122,8	120,3	1,3	80	96,5	99,5	103,8	108,3	109,5	110,4	108,3	101,4	24,5
P-CDF	180,8	130	122,7	120,2	1,6	80	94,4	99,6	103,1	108,1	109,3	110,4	108,2	101,2	21
P-CDF	180,8	130	123	120,3	1,9	80	94,3	99,6	103,2	108,4	109,4	110,3	108,4	101,4	23,8
P-CDF	180,7	130	122,9	120,3	2,2	80	93	99,5	102,8	108	109,3	110,3	108,3	101,4	24,3
P-CDF	180,9	130	123	120,1	3,2	80	89,5	99,6	101,8	108	109,1	110,2	108,5	101,5	24
P-CDF	180,6	130	122,7	120	4,8	80	84,3	99,6	99,5	107,3	108,7	110,1	108,4	101,4	22
P-CDF	180,8	130	122,6	119,8	6,3	80	81,6	99,6	97,9	106,9	108,5	109,8	108,1	101,4	21,8
P-CDF	179,5	140	131,9	129,7	0,3	80	99,6	109,3	106,7	114	116,3	124,8	126,9	119,5	26,8
P-CDF	179,6	140	131,7	129,6	0,3	80	99,1	105,5	106,4	113,8	115,8	123,7	126,8	119,2	26,2
P-CDF	179,5	140	131,8	128,5	0,6	80	99,7	99,7	106,4	113	114,2	115,2	113	103,2	27,2
P-CDF	179,6	140	131,7	128,3	1,0	80	99,2	99,2	106,1	112,8	113,9	114,9	112,7	102,5	25,9
P-CDF	179,6	140	132	128,5	1,3	80	98,9	99,3	106,2	112,9	113,9	115,2	112,7	102,6	28,4
P-CDF	179,5	140	131,7	128,4	1,6	80	98,4	99,5	106,1	112,7	113,8	114,9	112,5	102,6	27
P-CDF	179,6	140	131,8	128,2	1,9	80	96,9	99,1	105,7	112,5	113,5	114,5	112,2	102,2	26,5
P-CDF	179,6	140	132	128,5	2,2	80	95,9	99,1	105,7	112,7	113,8	114,8	112,6	102,3	29,2
P-CDF	179,6	140	131,6	128,3	3,2	80	92,7	99,1	105	112,1	113,5	114,5	112	102,1	26,6
P-CDF	179,5	140	131,9	128,3	4,7	80	90,3	99,6	104,5	112	113,8	114,7	112,4	102,8	28
P-CDF	179,5	140	131,8	128,3	6,2	80	86,6	99,6	103,1	111,7	113,6	114,6	112,6	102,8	28,3
P-CDF	178,5	150	140,3	138,6	0,3	80	99,3	117	109,5	119,2	123,2	136,3	135,9	127	26,7
P-CDF	178,5	150	140,1	136,7	0,6	80	99,9	99,7	108,9	117,7	119,2	122,5	118,4	105,5	27,1
P-CDF	178,5	150	140,3	136,5	1,0	80	99,8	99,8	108,8	117,6	118,8	120,2	117,1	104,3	27,3
P-CDF	178,5	150	140,1	136,3	1,3	80	99,7	99,7	108,7	117,5	118,6	119,8	116,9	104,2	27,6
P-CDF	178,5	150	140,3	136,5	1,6	80	99,6	99,7	108,6	117,4	118,5	119,7	116,9	104,2	27,5
P-CDF	178,5	150	140,2	136,4	1,9	80	99,1	99,4	108,5	117,2	118,4	119,5	116,8	104	27,6
P-CDF	178,5	150	140,1	136,5	2,2	80	98,7	99,5	108,5	117,3	118,4	119,5	116,8	104,1	27,9
P-CDF	178,5	150	140,3	136,4	3,1	80	96,4	99,7	108,3	117	118,4	119,5	116,7	104	27,6
P-CDF	178,5	150	140,5	136,7	4,7	80	92,7	99,7	107,6	116,7	118,3	119,6	116,7	104,1	28
P-CDF	178,5	150	140,3	136,7	6,2	80	89,3	99,9	106,9	116,3	118,3	119,5	116,8	104,3	28,5

Chapitre IV - Etude hydrodynamique de l'ébullition en milli-canaux

P-CD3D	184,6	130	122,9	120,9	0,3	80	99,4	100,1	105	110,9	111,4	113	112,1	102,9	25,9
P-CD3D	184,6	130	123	120,8	0,6	80	98,5	99,8	104,8	110,9	111,4	112,8	110,3	101,7	26,6
P-CD3D	184,6	130	123,1	120,8	1,0	80	97,4	100,1	104,8	111	111,5	112,9	110,5	102,1	26,2
P-CD3D	184,6	130	123,1	120,9	1,3	80	97,1	99,8	104,4	110,9	111,4	112,8	110,5	101,9	26,9
P-CD3D	184,6	130	123	120,8	1,6	80	95,2	99,8	103,7	110,7	111,2	112,6	110,4	101,8	26,3
P-CD3D	184,6	130	123,1	120,8	1,9	80	94,5	99,9	103,5	110,8	111,4	112,8	110,5	101,9	26,9
P-CD3D	184,6	130	123	120,7	2,2	80	93,3	100,1	103,1	110,8	111,4	112,9	110,5	102	27,1
P-CD3D	184,5	130	122,9	120,7	3,2	80	88,4	99,6	100,6	110,1	110,9	112,4	110,3	101,6	26,3
P-CD3D	184,6	130	123,1	120,5	4,7	80	85	99,7	98,9	109,6	110,9	112,6	110,4	101,7	28
P-CD3D	184,6	130	122,8	120,4	6,2	80	82,6	99,7	96,5	108,2	110,3	112,3	110,2	101,6	24,2
P-CD3D	185,5	140	131,9	129,8	0,3	80	99,8	112,2	107,5	116,2	116,9	126,5	128,3	120,2	25,8
P-CD3D	184,5	140	131,9	128,8	0,6	80	100	100	107,2	115,6	115	117,6	115,7	103,3	27,4
P-CD3D	184,5	140	131,9	128,8	1,0	80	100	100,1	107,2	115,5	116,1	117,7	115,4	103,1	27,6
P-CD3D	184,7	140	131,8	128,8	1,3	80	99,3	100	107	115,6	116	117,7	115,5	103,1	28,1
P-CD3D	184,6	140	131,9	128,8	1,6	80	98,8	100	107	115,4	115,9	117,7	115,4	103	28,2
P-CD3D	184,5	140	131,8	128,7	1,9	80	98,4	100,2	106,9	115,5	116,1	117,7	115,5	103,1	28,4
P-CD3D	184,4	140	131,9	128,8	2,2	80	97	100,2	106,7	115,5	116,2	117,7	115,6	103,2	28
P-CD3D	184,8	140	131,5	128,6	3,2	80	93,2	99,8	105,4	115	115,8	117,4	115,3	102,7	26
P-CD3D	184,7	140	132	128,8	4,7	80	89	99,9	103,6	114,8	115,7	117,5	115,5	103	28
P-CD3D	184,5	140	131,7	128,6	6,2	80	84,8	100,1	101,4	114,5	115,7	117,5	115,5	103,1	29,1
P-CD3D	183,3	150	140,4	139	0,3	80	99,8	119,5	109,8	121,5	132,3	138,5	137,7	127,7	28,6
P-CD3D	183,3	150	140,1	136,8	0,6	80	100,8	100,7	109,8	120,5	121	123	121,7	105,5	29,1
P-CD3D	183,3	150	140,1	136,8	1,0	80	100,7	100,6	109,9	120,6	121,1	123,1	120,4	104,5	29,2
P-CD3D	183,3	150	140,3	137	1,3	80	100,4	100,7	109,9	120,5	121,2	123,1	120,4	104,6	29,5
P-CD3D	183,3	150	140,2	136,9	1,6	80	100,3	100,6	109,8	120,4	121,2	123	120,3	104,4	29,3
P-CD3D	183,1	150	140,3	136,6	1,9	80	99,8	100,7	109,8	120,5	121,1	123	120,3	104,6	29
P-CD3D	183,3	150	140,2	136,8	2,2	80	99,3	100,7	109,7	120,4	121,2	123,1	120,5	104,5	29,5
P-CD3D	183,3	150	140,2	136,8	3,2	80	98,3	100,7	109,4	120,4	121,3	123,2	120,6	104,7	29,7
P-CD3D	183,3	150	140,2	136,7	4,7	80	95	100,7	108,2	120	120,9	122,9	120,4	104,5	30,2
P-CD3D	183,2	150	140,3	136,8	6,2	80	88,6	100,8	105,8	119,8	120,9	123,1	120,6	104,7	30,6
P-CD3D	178,7	180	172,2	166,8	0,6	80	101,3	132	116,7	135,5	137,8	163,4	164,7	147,6	25,1
P-CD3D	178,1	180	171,8	164,5	1,0	80	102,5	105,1	117	134,8	133,2	136,7	150,9	137	25,4
P-CD3D	177,5	180	171,6	163,8	1,3	80	103,1	103	117,1	134,5	133,9	134	138,8	112,5	25,7
P-CD3D	177,4	180	171,8	163,7	1,6	80	103	103	117	134,4	132,6	133,4	136,1	111,8	26
P-CD3D	177,3	180	171,2	163,7	1,9	80	103	103,1	117,1	134,4	132,6	133,3	134,7	111,4	26,4
P-CD3D	177,2	180	171,8	163,7	2,2	80	102,9	103,1	117,1	134,5	132,8	133,5	134,5	111,5	26,5
P-CD3D	177,2	180	171,8	163,6	3,2	80	102,7	103,4	117,2	134,7	133	133,7	134,1	111,6	26,4
P-CD3D	177,5	180	171,8	163,7	4,7	80	101	103,7	117,2	135	133,3	133,8	134,4	112,1	26,6
P-CD3D	176,9	180	171,9	163,6	6,2	80	100,8	104	116,7	134,9	133,3	133,7	134,2	111,8	27,2
P-CDMTF	185,6	130	123,2	121,7	0,2	80	97,7	100,6	104,4	106,9	108,1	112,7	118,4	11,7	22
P-CDMTF	185,1	130	123,3	121	0,4	80	97,2	99,9	103,7	106,8	107,4	107	109,5	100,4	22,5
P-CDMTF	184,9	130	123,2	121	0,6	80	92	99,9	103	106,8	107,5	107	109,3	100,5	21,9
P-CDMTF	185,1	130	123,2	120,8	0,9	80	93,1	99,8	102,6	106,6	107,3	106,9	109,3	100,3	22,1
P-CDMTF	185,2	130	123,2	120,9	1,1	80	92,3	99,8	101,2	106,6	107,2	106,9	109,1	100,3	22,2
P-CDMTF	185,1	130	123,3	121	1,3	80	91,4	99,8	101,6	106,6	107,2	106,9	109,3	100,3	22,2
P-CDMTF	185,3	130	123,3	121	1,5	80	91	99,8	101,2	106,5	107,2	106,9	109,2	100,2	22,5

P-CDMTF	184,8	130	123,2	120,9	2,2	80	86	99,6	99,8	106,3	107,1	106,7	109,1	100,1	22
P-CDMTF	184,9	130	123,4	120,7	3,2	80	82	99,6	96,3	105,8	107	106,7	109,2	100,1	22,2
P-CDMTF	184,7	130	123	120,3	4,2	80	81	99,5	93,6	104,2	106,9	106,6	109	100,1	21,9
P-CDMTF	186,4	140	132,2	130,6	0,2	80	99,4	100,3	107,8	117,7	124,2	130,8	130,9	122,5	23,1
P-CDMTF	185,6	140	131,9	129	0,4	80	98,8	99,6	105,3	109	110,1	110,5	114,1	101,1	23,9
P-CDMTF	185,5	140	132	128,8	0,6	80	98	99,6	105,2	109	109,9	109,4	112,9	100,3	23,8
P-CDMTF	185,4	140	132	128,8	0,9	80	97,1	99,6	105,1	108,9	110	109,5	112,5	100,3	24
P-CDMTF	185,4	140	132	128,9	1,1	80	97	99,6	105	109,1	110,1	109,6	112,6	100,3	24
P-CDMTF	185,5	140	132	128,8	1,4	80	97,7	99,6	104,8	108,9	110	109,6	112,6	100,4	24,5
P-CDMTF	185,4	140	132,1	128,9	1,6	80	93,7	99,6	104,4	109	110,1	109,5	112,7	100,5	24,3
P-CDMTF	185,4	140	132	128,7	2,3	80	91	99,7	103,3	109	109,9	109,5	112,6	100,5	24,3
P-CDMTF	185,5	140	131,9	128,7	3,4	80	88,7	99,7	102,1	108,5	109,7	109,3	112,6	100,4	24,6
P-CDMTF	185,6	140	131,9	128,7	4,4	80	85,5	99,6	100,5	108,4	109,7	109,3	112,7	100,4	24,5
P-CDMTF	185,6	150	140,4	139,7	0,2	80	99,2	100,1	113	127,9	137,4	140,6	139,6	129,1	24,4
P-CDMTF	185,2	150	140,2	137,3	0,4	80	99,8	100,7	107,5	113,3	117	127,5	134,4	120	25,2
P-CDMTF	184,4	150	139,9	136,8	0,7	80	99,8	100,2	107,2	112,2	113,5	113,4	117,5	101,1	25,6
P-CDMTF	184,4	150	140	136,7	0,9	80	99,4	100,2	107,1	111,9	113,3	112,7	116,8	101,1	25,7
P-CDMTF	184,5	150	140	136,7	1,1	80	99,1	100,1	107	111,8	113,2	112,6	116,5	101	25,5
P-CDMTF	184,3	150	140	136,6	1,4	80	98,7	100,1	107	112	113,2	112,7	116,3	101	25,8
P-CDMTF	184,2	150	140	136,8	1,4	80	98,8	100,1	106,9	111,8	113,2	112,5	116,3	101	25,6
P-CDMTF	184,3	150	140,2	136,9	2,3	80	98,1	100,2	106,2	112	113,2	112,8	116,4	101	25,5
P-CDMTF	185,4	150	140,4	137	3,4	80	93,7	100,3	105,4	111,9	113,2	112,7	116,6	101,1	26
P-CDMTF	184,1	150	140,1	136,7	4,4	80	89,5	100,3	104,2	111,7	113,1	112,6	116,4	101,1	26,1
P-CDMTF	183,7	180	169,6	164,7	0,6	80	100,3	101,5	116,4	129,5	147	161,3	154,4	115,9	27
P-CDMTF	182,9	180	169,4	163	0,9	80	101,6	101,5	116,4	126,2	135	153,9	137,6	102,5	28,1
P-CDMTF	182,4	180	169,2	161,9	1,3	80	102,3	102,1	114,7	122,3	125,8	126,9	132,5	103,1	28,3
P-CDMTF	182,4	180	169,6	162	1,6	80	101,3	101,8	114,1	121,6	124,4	130,6	133,9	103	28,1
P-CDMTF	182,5	180	169,6	162	1,9	80	100,8	101,7	114	121,5	123,7	124,3	131,1	103	28,5
P-CDMTF	182,4	180	169,7	162	2,2	80	101,5	102,3	114,4	121,8	124	123,7	129,3	103,4	28,6
P-CDMTF	182,4	180	169,6	162	3,2	80	101	102,5	113,9	121,7	124,2	123,9	129	103,6	28,9
P-CDMTF	182,3	180	169,4	161,8	4,7	80	98,5	102,7	113,1	121,8	124,2	123,9	129,1	103,9	29
P-CDMTF	181,9	180	169,6	161,8	6,2	80	93,9	103	112	121,4	124,2	123,8	129,3	104,2	29,3

### A.IV - 1 - 2 : Campagne d'expérience sous une pression de 4,5 bar

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	$T_{amb}$ (°C)
P-CDF	180,8	180	170	167,5	0,2	128	140	146,6	150,1	154,4	156,4	160,6	163,3	155,6	27,4
P-CDF	180,5	180	169,9	167,3	0,5	128	141,1	148,7	150,8	155,5	156,8	158,2	156,3	149,6	26,7
P-CDF	179,1	180	170	166,9	1,8	128	131	146,3	146,8	153,8	155	156,8	154,9	147,6	29
P-CDF	179	180	170,2	166,9	3,5	128	125,2	147	144,4	153,9	155,3	156,2	155,1	148,2	30,1
P-CDF	178,5	180	170	166,7	5,2	128	126,6	147,1	143,6	153,2	155,4	156,4	154,7	148,2	30,5

### A.IV - 1 - 3 : Plaque multi-géométrie

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	$T_{amb}$ (°C)	P (Bar)
P-MG	181,6	130	122,5	119,9	0,60	50	90,1	99,8	101	105,6	106,6	107	107,6	100,3	25	1
P-MG	181,7	130	122,4	119,7	1,50	50	73,5	99,1	92,7	104,9	106,2	106,4	106,9	99,7	25	1
P-MG	181,7	130	122,5	119,1	3,00	50	61,7	99	82,1	99	104,8	106,3	107	99,6	25	1
P-MG	181,7	130	122,1	118,4	6,00	50	55,7	97	75,4	92,9	98,9	103,5	105,8	96,6	25	1
P-MG	181,6	130	122,4	119,9	0,64	80	89,9	99,9	102,2	105,5	106,3	106,5	106,8	100,4	25	1
P-MG	181,7	130	122,2	120	1,63	80	89,4	99,6	99,6	105,3	106,3	106,2	106,6	100,3	25	1
P-MG	181,7	130	122,7	119,9	3,22	80	83,6	99,4	96,1	104,9	106,2	106,1	106,5	99,9	25	1
P-MG	184	130	122,6	119,7	6,35	80	80,9	99,5	92,4	102,9	105,3	106	106,8	100	25	1
P-MG	181,6	140	130,9	127,9	0,60	80	99,1	100	104,1	108,7	110	111,2	111,4	100,7	25	1
P-MG	181,7	140	130,7	127,6	1,50	80	92,9	99,8	102,5	108,1	109,2	109,5	110	100,2	25	1
P-MG	181,7	140	130,8	127,8	3,00	80	86,1	99,5	99,6	107,7	109,2	109,7	109,9	100,2	25	1
P-MG	181,7	140	130,9	127,5	6,00	80	82,2	99,6	95,4	106,4	108,9	109,5	110,2	100,4	25	1
P-MG	181,6	150	138,5	136,1	0,63	80	100,1	100,4	105,9	111,4	113,3	116,1	116,9	101,6	25	1
P-MG	181,7	150	138,6	136,1	1,61	80	98,1	100	105,3	110,8	112,5	112,5	112,5	100,7	25	1
P-MG	181,7	150	138,8	135,9	3,22	80	89,4	100,1	103,5	110,8	112,4	112,2	112,2	100,9	25	1
P-MG	184	150	138,7	136	6,35	80	84,1	100,4	99,2	110,4	112,5	112,3	112,4	101,2	25	1
P-MG	181,6	150	138,3	136	0,62	80	100,4	100,5	106	111,7	114	116,5	114,8	101,2	25	1
P-MG	181,7	150	138,4	135,7	1,50	80	97,7	99,7	105,1	110,9	112,6	113,1	113,5	100,6	25	1
P-MG	181,7	150	138,2	135,7	3,19	80	89	100,1	102,8	110,8	112,7	112,6	112,6	100,9	25	1
P-MG	181,7	150	138,3	135,7	6,33	80	83,3	100,5	98,5	110,2	112,5	113	112,9	101,3	25	1
P-MG	181,7	180	169,1	165,5	1,27	124	128,5	142,1	142,8	149,2	150,2	150,1	150,7	142,4	25	4,5
P-MG	177,8	180	169,3	165,6	3,08	124	121,3	142,5	138,8	149,2	150,8	150,4	151	143	25	4,5
P-MG	181,7	180	169	165,4	5,69	124	123,5	142,9	136,2	147,2	150,5	150,8	151,4	143,2	25	4,5

## Annexe IV - 2 : Relevés des amplitudes et périodes des oscillations sur les DST

Dans cette annexe est regroupé l'ensemble des relevés d'amplitude et de période effectués sur les DST des expériences traitées.

### A.IV - 2 - 1 : Relevés sur la plaque P-CDF ( $P \approx 1 \text{ bar}$ )

Périodes des oscillations :

Débit d'eau [kg/h]	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	3	4,5
Canal									
1	290	277	234	306	334	350	395	504	639
2	326	285	326	441	498	501	519	421	1165
3	335	322	407	513	503	442	470	444	727
4	368	491	450	516	627	556	556	516	831
5	360	372	381	405	489	440	471	494	818
6	463	379	376	480	570	532	464	572	965
7	0	375	437	390	499	482	491	434	607
8	0	359	380	494	477	599	611	490	689
9	0	388	374	428	427	429	516	353	618
10	284	270	291	297	326	337	431	363	548
<b>Moyenne</b>	<b>324</b>	<b>346</b>	<b>355</b>	<b>414</b>	<b>457</b>	<b>453</b>	<b>484</b>	<b>451</b>	<b>729</b>

Tableau IV - 4. Moyennes des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CDF. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 4,5] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

Débit d'eau [kg/h]	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	3	4,5
Canal									
1	62	66	65	52	114	98	123	192	308
2	67	85	93	82	126	180	180	199	280
3	84	101	133	179	226	193	202	138	222
4	102	155	163	193	244	177	250	340	245
5	106	91	118	156	198	112	225	241	244
6	102	118	65	190	195	188	137	281	199
7	0	108	130	131	202	190	244	182	277
8	0	93	74	150	123	166	137	165	144
9	0	83	77	157	114	168	187	154	243
10	69	54	41	65	74	113	88	182	157
<b>Moyenne</b>	<b>102</b>	<b>114</b>	<b>120</b>	<b>157</b>	<b>184</b>	<b>174</b>	<b>189</b>	<b>216</b>	<b>276</b>

Tableau IV - 5. Ecart type des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CDF. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 4,5] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

Amplitudes des oscillations :

Débit d'eau [kg/h] \ Canal	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	3	4,5
1	1,2	1,5	1,7	2,2	2,0	2,6	2,4	2,1	1,2
2	1,2	1,9	2,3	2,6	3,1	2,9	2,6	1,4	3,1
3	1,2	1,7	2,2	2,6	2,3	2,0	1,7	1,3	1,5
4	1,3	1,9	1,9	2,0	2,3	2,0	1,8	1,7	1,5
5	1,1	1,7	1,9	1,8	2,2	2,1	1,8	1,6	1,4
6	1,3	1,7	1,7	2,0	2,4	2,1	1,5	1,8	2,1
7	0,0	1,7	2,2	1,9	2,4	2,2	1,9	1,4	1,2
8	0,0	1,8	2,1	2,3	2,3	2,6	3,0	1,4	1,4
9	0,0	1,8	2,3	2,4	2,7	2,4	2,7	1,2	1,4
10	1,2	1,9	2,0	2,3	2,6	2,0	3,7	1,5	1,9
<b>Moyenne</b>	<b>1,2</b>	<b>1,8</b>	<b>1,8</b>	<b>2,2</b>	<b>2,4</b>	<b>2,3</b>	<b>2,3</b>	<b>1,5</b>	<b>1,6</b>

Tableau IV - 6. Moyennes des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CDF. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 4,5] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

Débit d'eau [kg/h] \ Canal	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	3	4,5
1	0,3	0,6	0,5	0,6	0,6	0,8	0,9	1,1	0,8
2	0,3	0,8	0,8	0,8	0,9	1,1	0,8	0,5	1,6
3	0,4	0,9	0,6	1,0	1,2	0,8	0,6	0,3	0,4
4	0,4	0,8	0,7	0,8	1,0	0,5	0,7	0,9	0,4
5	0,3	0,9	0,6	0,6	0,8	0,7	0,6	0,6	0,4
6	0,6	0,8	0,5	0,9	0,8	0,9	0,4	0,8	0,8
7	0,0	0,8	0,8	0,5	0,8	0,9	0,8	0,4	0,4
8	0,0	0,8	0,8	0,6	0,8	0,9	1,0	0,5	0,6
9	0,0	0,6	0,8	0,9	0,8	1,1	0,8	0,4	0,9
10	0,3	0,4	0,6	0,8	0,9	0,8	1,0	0,6	0,4
<b>Moyenne</b>	<b>0,7</b>	<b>1,9</b>	<b>1,3</b>	<b>1,5</b>	<b>1,8</b>	<b>1,6</b>	<b>1,9</b>	<b>1,2</b>	<b>0,2</b>

Tableau IV - 7. Ecart type des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CDF. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 4,5] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

### A.IV - 2 - 2 : Relevés sur la plaque P-CD3D ( $P \approx 1 \text{ bar}$ )

Périodes des oscillations :

Débit d'eau [kg/h] \ Canal	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	3	4.5	6
1	276	246	229	305	350	395	446	507	272	714
2	363	300	361	433	540	489	558	353	671	994
3	459	327	479	655	692	458	446	460	600	855
4	332	480	519	658	798	608	594	470	632	1152
5	370	373	455	509	541	454	499	490	779	998
6	0	494	448	698	616	531	472	528	963	1183
7	0	388	471	594	487	534	561	420	874	1046
8	0	382	456	536	498	658	579	370	814	1335
9	210	337	382	505	424	535	499	324	549	997
10	238	233	278	291	359	371	451	325	586	847
<b>Moyenne</b>	<b>325</b>	<b>370</b>	<b>391</b>	<b>476</b>	<b>490</b>	<b>493</b>	<b>505</b>	<b>412</b>	<b>603</b>	<b>1008</b>

Tableau IV - 8. Moyennes des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

Débit d'eau [kg/h] \ Canal	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	3	4.5	6
1	43	28	45	70	127	65	94	214	106	304
2	51	62	59	106	96	162	146	118	372	660
3	83	65	72	185	129	191	173	161	298	113
4	88	109	165	109	169	160	249	285	307	562
5	70	64	86	161	164	106	204	234	215	292
6	0	41	75	203	202	196	142	232	196	318
7	0	69	121	102	183	210	214	169	408	294
8	0	84	95	119	140	146	194	124	308	672
9	33	76	91	131	124	169	184	134	291	246
10	39	38	58	68	59	86	77	121	237	165
<b>Moyenne</b>	<b>108</b>	<b>104</b>	<b>128</b>	<b>187</b>	<b>182</b>	<b>171</b>	<b>175</b>	<b>194</b>	<b>328</b>	<b>403</b>

Tableau IV - 9. Ecart type des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.



Amplitudes des oscillations :

Débit d'eau [kg/h] \ Canal	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	3	4,5	6
1	1,2	1,5	1,8	2,4	2,1	3,0	2,8	1,9	0,9	1,2
2	1,4	1,9	2,4	2,7	3,3	3,0	3,0	1,7	2,1	1,6
3	1,5	2,1	2,5	3,1	3,0	2,1	1,9	1,5	1,2	4,6
4	1,3	1,8	2,3	2,9	3,0	2,2	2,2	1,7	1,3	1,8
5	1,0	2,3	2,4	2,6	2,6	2,3	2,1	1,9	1,5	2,0
6	2,1	2,3	2,2	3,0	2,7	2,1	1,7	1,9	2,5	1,7
7	0,0	1,9	2,9	2,9	2,6	2,4	2,3	1,4	1,5	1,5
8	0,0	1,9	2,5	2,8	2,5	2,9	3,1	1,5	1,6	2,0
9	1,6	1,8	2,6	3,0	2,6	2,9	2,6	1,3	1,4	1,6
10	1,1	1,7	2,5	2,5	2,8	2,5	4,0	1,5	1,4	1,3
<b>Moyenne</b>	<b>1,3</b>	<b>1,9</b>	<b>2,4</b>	<b>2,7</b>	<b>2,7</b>	<b>2,5</b>	<b>2,6</b>	<b>1,6</b>	<b>1,4</b>	<b>1,8</b>

Tableau IV - 10. Moyennes des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3–6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

Débit d'eau [kg/h] \ Canal	0,3	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	3	4,5	6
1	0,3	0,5	0,3	0,5	0,6	0,6	0,9	1,2	0,3	0,7
2	0,2	0,6	0,4	0,9	0,7	1,1	0,8	0,4	1,4	1,0
3	0,4	0,8	0,5	0,9	1,0	0,8	0,5	0,5	0,5	1,3
4	0,4	0,8	0,8	0,6	0,7	0,5	0,8	0,8	0,5	1,1
5	0,2	0,9	0,6	0,6	0,8	0,7	0,6	0,7	0,5	0,9
6	0,0	0,6	0,4	0,8	0,8	1,0	0,4	0,7	0,6	0,8
7	0,0	0,7	0,6	0,3	0,8	1,0	0,7	0,4	0,4	0,7
8	0,0	0,6	0,8	0,5	0,8	0,9	1,0	0,5	0,6	0,4
9	0,3	0,5	1,2	0,6	0,9	1,1	0,7	0,4	0,8	0,8
10	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8	0,8	0,5	0,6	0,5	0,7
<b>Moyenne</b>	<b>0,4</b>	<b>0,7</b>	<b>0,7</b>	<b>0,7</b>	<b>0,8</b>	<b>0,9</b>	<b>1,0</b>	<b>0,7</b>	<b>0,7</b>	<b>1,1</b>

Tableau IV - 11. Ecart type des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3–6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

### A.IV - 2 - 3 : Relevés sur la plaque P-CD3D ( $P = 4,5 \text{ bar}$ )

Périodes des oscillations :

Débit d'eau [kg/h] \ Canal	0,5	0,7	1,8	3,5	5,2
1	434	453	437	438	514
2	327	598	487	1029	1117
3	546	508	533	1133	0
4	370	432	835	1120	0
5	460	490	450	897	929
6	401	461	513	1309	0
7	419	503	461	729	961
8	483	442	469	882	1131
9	516	460	667	995	0
10	409	408	346	585	0
<b>Moyenne</b>	<b>427</b>	<b>466</b>	<b>483</b>	<b>855</b>	<b>732</b>

Tableau IV - 12. Moyennes des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,5–5,2] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression 4,5 bar.

Débit d'eau [kg/h] \ Canal	0,5	0,7	1,8	3,5	5,2
1	79	90	84	178	197
2	46	108	155	132	136
3	84	125	171	125	0
4	48	91	74	60	0
5	79	97	78	157	200
6	103	64	139	275	0
7	85	90	159	287	248
8	120	116	133	169	30
9	173	69	266	76	0
10	53	62	81	113	0
<b>Moyenne</b>	<b>109</b>	<b>99</b>	<b>173</b>	<b>325</b>	<b>323</b>

Tableau IV - 13. Ecart type des périodes [ms] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3–6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : 4,5 bar.

Amplitudes des oscillations :

Canal \ Débit d'eau [kg/h]	Débit d'eau [kg/h]				
	0,5	0,7	1,8	3,5	5,2
1	0,9	2,3	1,7	0,9	0,7
2	0,8	2,6	1,2	1,0	1,1
3	0,8	1,8	1,5	1,5	0,0
4	0,9	1,6	2,2	2,2	0,0
5	0,8	1,8	1,4	0,9	0,8
6	0,8	1,7	1,3	1,0	0,0
7	0,7	1,7	1,4	0,6	0,8
8	0,9	1,9	1,4	1,0	2,3
9	1,0	2,1	1,7	2,4	0,0
10	0,7	2,5	1,3	1,0	0,0
<b>Moyenne</b>	<b>0,8</b>	<b>2,0</b>	<b>1,5</b>	<b>1,2</b>	<b>1,1</b>

Tableau IV - 14. Moyennes des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,5 – 5,2] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : 4,5 bar.

Canal \ Débit d'eau [kg/h]	Débit d'eau [kg/h]				
	0,5	0,7	1,8	3,5	5,2
1	0,2	0,5	0,3	0,2	0,1
2	0,2	0,5	0,4	0,1	0,1
3	0,2	0,5	0,2	0,3	0,0
4	0,2	0,6	0,5	0,2	0,0
5	0,2	0,4	0,3	0,2	0,2
6	0,2	0,4	0,3	0,1	0,0
7	0,2	0,5	0,3	0,1	0,1
8	0,3	0,6	0,3	0,1	0,5
9	0,2	0,6	0,8	0,2	0,0
10	0,2	0,6	0,3	0,2	0,0
<b>Moyenne</b>	<b>0,2</b>	<b>0,6</b>	<b>0,4</b>	<b>0,6</b>	<b>0,6</b>

Tableau IV - 15. Ecart type des amplitudes [cm] des oscillations par canal et par expérience sur la plaque P-CD3D. Débit d'huile : 180 kg/h, Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : 4,5 bar.

### Annexe IV - 3 : Visualisation sur l'ensemble des 10 DST de la synchronicité des minimums et maximums du niveau de liquide dans les canaux

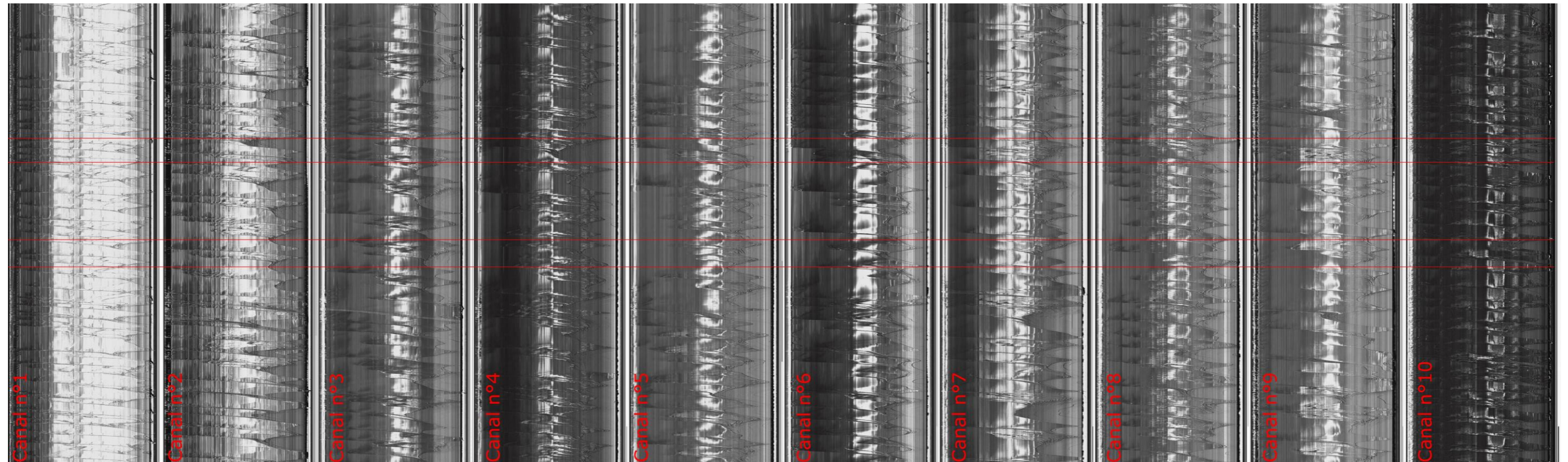


Figure IV - 25. Synchronicité des minimums et maximums du niveau de liquide dans les canaux sur 10 DST, Plaque : P-CDF, Débit d'huile : 180 kg/h, Température d'huile dans le bain : 130 °C, Débit d'eau : 0,9 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.







## Chapitre V - Étude thermique du vaporiseur

Rappelons que l'objectif principal de cette thèse est de montrer qu'il est possible de produire de la vapeur d'eau pour le procédé SMR à l'aide d'un vaporiseur intensifié milli-structuré. La pertinence de la démarche d'intensification sera démontrée dès lors que l'on pourra produire un débit de vapeur donné avec une qualité attendue. L'objectif de ce chapitre est donc de montrer comment les paramètres opératoires influencent la qualité de la vapeur produite dans le vaporiseur d'étude installé sur notre banc de test, cette étude devant servir de support au dimensionnement d'un prototype de vaporiseur compact.

Nous avons évoqué précédemment la complexité des phénomènes régissant l'écoulement d'un fluide diphasique en cours de vaporisation et qui influencent le transfert thermique. Dans ce chapitre, nous nous sommes volontairement focalisés sur les aspects thermiques et la qualité de la vapeur.

Après avoir brièvement rappelé comment nous avons exploité les températures et pressions mesurables sur le banc de test, nous allons nous attarder sur un aspect primordial de la caractérisation du vaporiseur à savoir l'évaluation des pertes thermiques. Pour cela, nous comparerons les résultats obtenus à partir des trois méthodes d'estimation des pertes thermiques présentées dans la partie III - 1.3 afin de modéliser ces pertes. Dans une troisième partie, nous ferons une analyse globale du comportement thermique du vaporiseur en introduisant 3 critères adimensionnels. Nous caractériserons tout d'abord les performances de vaporisation du module étudié, puis nous mettrons en évidence l'influence de la préchauffe sur la qualité de vapeur en sortie de vaporiseur. Enfin une dernière partie sera consacrée à l'évaluation des coefficients de transfert thermique à la paroi dans l'eau en cours d'ébullition.



## V - 1. Températures sur le banc de test

Outre les débits, la mesure des températures est incontournable pour caractériser thermiquement notre vaporiseur. Dans un souci de clarté, toutes les sondes de température ont été numérotées (cf. Figure V - 1) et l'utilité de chacune est rappelée dans le Tableau V - 1.

Température mesurée	Correspond à
T1	Température de la plaque structurée
T2	Température de la plaque structurée
T3	Température de la plaque structurée
T4	Température de la plaque structurée
T5	Température de la plaque structurée
T6	Température de la plaque structurée
T8	Température d'entrée de l'eau dans les canaux
T9	Température de l'eau en sortie des canaux
T10	Température d'entrée de l'huile
T11	Température de sortie de l'huile

Tableau V - 1. Récapitulatif des sondes PT100 utiles.

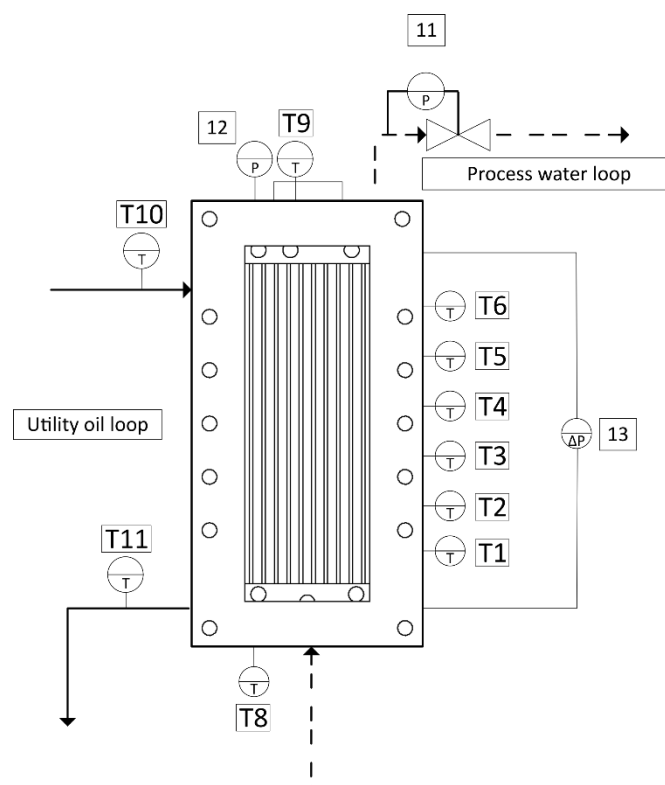


Figure V - 1. Nomination des sondes PT100 sur le P&ID du banc de test

### ➤ Températures T1 à T6.

Ces 6 températures servent au calcul des pertes thermiques et des coefficients de transfert thermique côté eau en cours d'évaporation. La géométrie interne du vaporiseur engendre des gradients de température dans la plaque, présentés sur la Figure V - 2. Notons que les deux graphes proposés correspondent à deux situations où seul le débit d'eau en entrée diffère, tous les autres paramètres opératoires étant les mêmes.

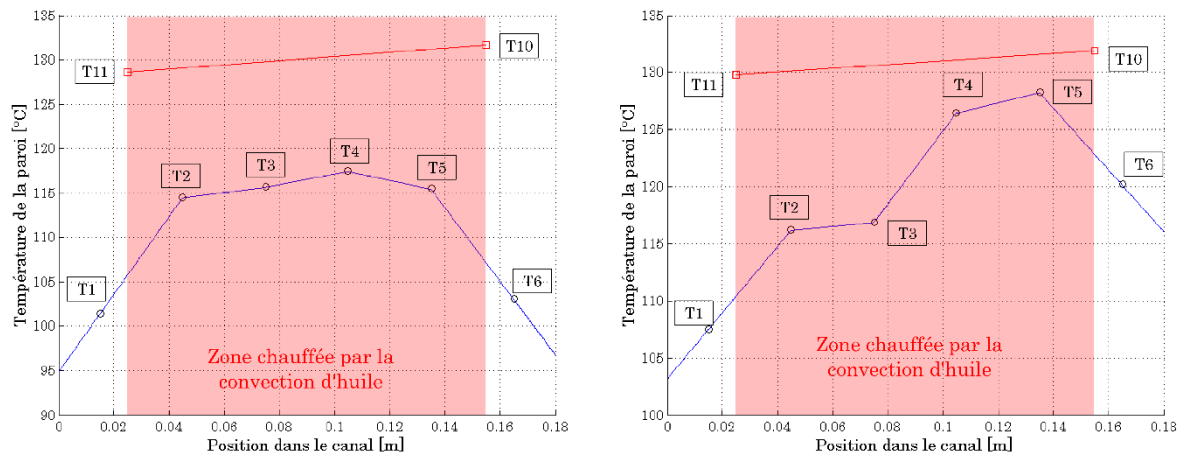


Figure V - 2. Profils de températures au sein du vaporiseur dans le cas de la vaporisation partielle (gauche) et dans le cas de la vaporisation totale (droite). Température du bain d'huile : 140 °C, Débit d'huile : 182 kg/h Débit d'eau : 0,3 kg/h (droite) et 6,1 kg/h (gauche), Température d'entrée de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

L'observation de ces deux graphiques amène à plusieurs remarques. La première est que les températures T1 et T6 sont très inférieures à la température moyenne enregistrée sur les sondes 2 à 5 (jusqu'à 10 °C). Cela est logique dans la mesure où ces deux sondes sont positionnées dans des zones qui ne sont pas chauffées par l'huile. Il y a donc de la conduction longitudinale au sein de la plaque dans ces deux zones. Nous avons choisi, pour disposer des températures, en amont de la sonde T1 et en aval de la sonde T6 et dans le canal, d'extrapoler les profils de températures déterminés respectivement entre T1 et T2 et entre T5 et T6.

Une seconde remarque majeure est la différence des champs de températures observés dans les deux cas. Dans le cas d'un débit d'eau élevé, on observe une quasi uniformité de la température de la plaque entre les sondes T2 et T5, montrant que les parois du canal restent mouillées au cours du temps. En revanche, lorsque le débit d'eau est faible, on observe un important saut de température de la paroi entre les sondes T3 et T4. Cette observation est sans aucun doute à mettre en rapport avec un potentiel phénomène d'assèchement des canaux. Dans ce cas-là, la résistance au transfert thermique côté eau est très élevée, si bien que la température de la paroi se rapproche de celle de l'huile.

➤ Températures T8 à T11 :

La variation de la température de l'huile entre T10 et T11 permet de déterminer la puissance cédée par l'huile. La sonde T8, située dans le distributeur, mesure la température d'entrée de l'eau liquide dans les canaux. Finalement, la comparaison de la température T9 avec la température d'ébullition de l'eau à la pression de travail indique si l'eau à la sortie des canaux est à l'état d'équilibre ou à l'état de vapeur surchauffée.

## V - 2. Détermination des pertes thermiques du vaporiseur

Nous avons montré dans le Chapitre III - que la détermination de la qualité en sortie du vaporiseur était grandement conditionnée par l'évaluation des pertes thermiques (cf. relation (3.10)). Nous avons également proposé trois méthodes possibles pour la détermination de ces pertes thermiques. Nous évaluons ici la pertinence de ces trois méthodes en exploitant les résultats expérimentaux obtenus sur notre banc de test.

## V - 2.1. Estimation des pertes sans écoulement d'eau

En l'absence de circulation d'eau dans le vaporiseur, la puissance thermique perdue par le vaporiseur se déduit simplement de la puissance cédée par l'huile chaude en développant l'équation (3.10) :

$$\dot{Q}_{pertes} = \dot{m}_{huile} C_{p,huile} (T_{huile}^{in} - T_{huile}^{out}) \quad (5.1)$$

Nous présentons sur la Figure V - 3 les pertes thermiques ainsi évaluées pour différents débits et température d'entrée de l'huile.

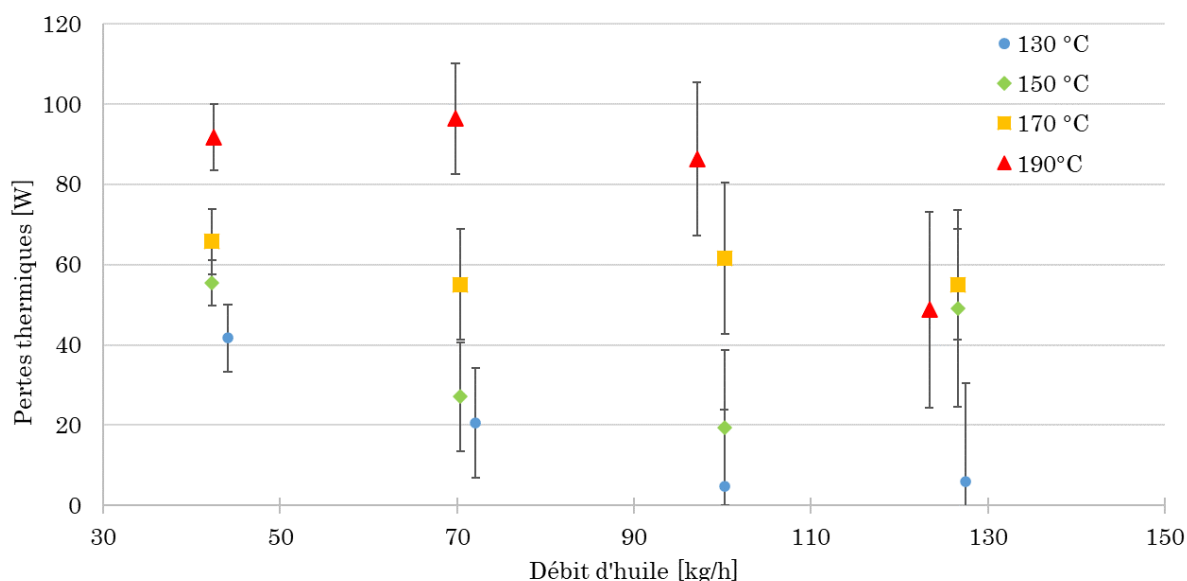


Figure V - 3. Pertes thermiques mesurées par bilan thermique sur le vaporiseur chauffé par une convection d'huile chaude. Température du bain d'huile [130 - 190°C], Débit d'huile [35 - 127,5 kg/h].

Les pertes mesurées sont comprises entre 3 W et 95 W en fonction de la température de l'huile utilisée. Une première tendance est que les pertes sont d'autant plus élevées que l'est la température de l'huile dans le bain. Cette tendance est logique dans la mesure où, dans cette situation, la température de l'huile détermine la température du bloc. L'apparente décroissance des pertes avec l'augmentation du débit d'huile n'est en fait pas significative. Au regard des incertitudes, on peut estimer pour une température d'huile donnée, que les pertes thermiques se situent autour d'une valeur moyenne. Ces incertitudes font que la valeur des pertes estimée est précise à  $\pm 20$  W. Ces incertitudes sont trop élevées pour qu'on retienne cette méthode.

## V - 2.2. Utilisation de capteurs de flux

Nous avons mené une campagne d'expériences en positionnant deux capteurs de flux sur notre vaporiseur : l'un sur la vitre, l'autre sur la surface isolée. Les densités de flux thermique mesurées pendant notre campagne expérimentale (cf. Annexe V - 1 : Expériences réalisées) par chacun des capteurs sont regroupés dans le Tableau V - 2. En considérant chaque intervalle, on remarque que les densités de flux mesurées sur les deux surfaces sont finalement très proches : la chemise isolante placée autour du vaporiseur est donc peu

efficace. Elle sera tout de même laissée en place pour garantir la sécurité du banc de test, évitant tout contact direct possible avec le métal chaud constitutif du vaporiseur.

Patch thermique placé sur	Densité de flux mesurée [W/m <sup>2</sup> ]	
	Minimum	Maximum
La surface isolée	175	1550
La surface vitrée	185	1690

Tableau V - 2. Densité de flux thermique mesurée par les patchs thermiques pour l'ensemble des expérimentations.

Notons que, puisque les densités de flux de chacune des surfaces sont très proches, la répartition des pertes thermiques du vaporiseur peut être considérée comme proportionnelle aux différentes surfaces. Ainsi, compte tenu des dimensions du vaporiseur, les pertes thermiques perdues par la vitre représentent un peu plus de 10 % des pertes totales tandis que les pertes thermiques perdues par la surface isolée représentent un peu moins de 90 % des pertes totales. Les pertes thermiques évaluées en multipliant les densités de flux mesurée par la surface correspondante (cf. l'équation (3.12)) sont présentées sur la Figure V - 4. Les incertitudes ont été calculées par une méthode différentielle appliquée à l'équation (3.12).

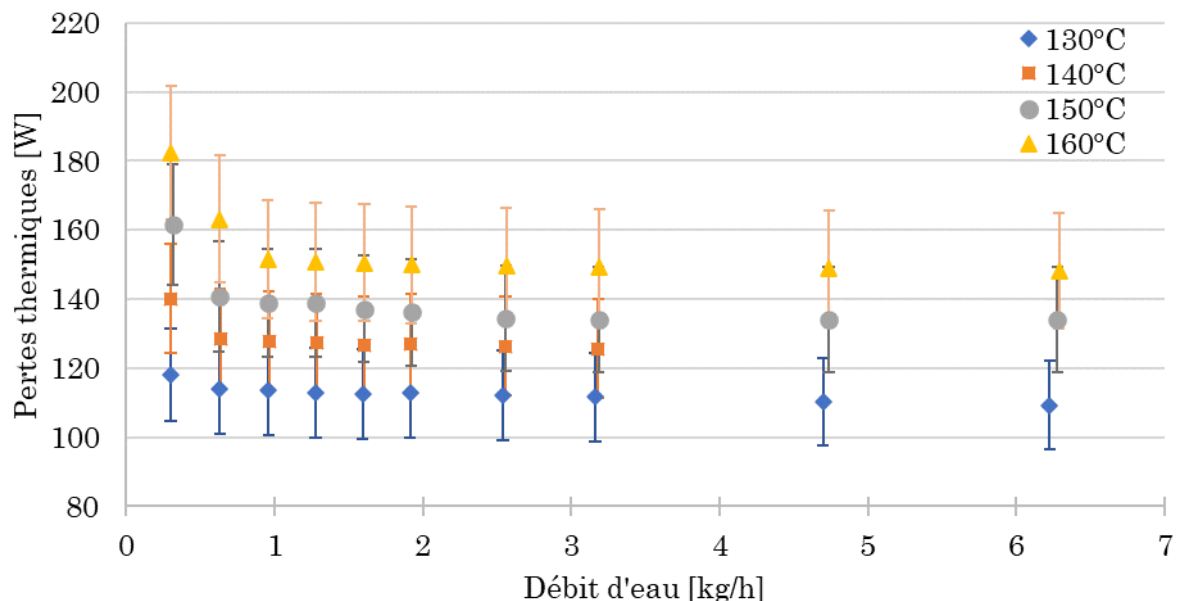


Figure V - 4. Pertes thermiques calculées à partir de la mesure du flux thermique sortant des parois du vaporiseur. Température du bain d'huile : [130 – 160 °C], Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 6,1] kg/h, Température du bain de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

Dans cette série d'expérimentations, le débit d'huile et la température du bain de préchauffe de l'eau ont été fixés respectivement à 182 kg/h et 80 °C. Seul le débit d'eau et la température de l'huile en entrée varient, respectivement dans la gamme [130 – 160 °C] et [0,3 – 6,1] kg/h.

Les pertes thermiques ainsi évaluées sont environ deux fois supérieures à celles estimées par la méthode présentée dans la section V - 2.1. Une diminution de la température de l'huile conduit à une diminution des pertes thermiques ce qui est cohérent avec les conclusions faites dans la section précédente. Concernant l'influence du débit d'eau sur les pertes thermiques,

on observe qu'elle est peu sensible mais néanmoins d'autant plus marquée que la température de l'huile est élevée.

Ayant remarqué précédemment qu'un faible débit d'eau conduisait plus naturellement à un assèchement du canal, il s'en suit une augmentation de la température du système et donc des pertes thermiques. Ce phénomène est d'autant plus important que la température de l'huile est élevée.

Nous avons enfin représenté l'évolution des pertes thermiques en fonction de la différence de température entre le vaporiseur et la température ambiante, la température du vaporiseur étant prise comme la moyenne des températures T1 à T6. Ces résultats sont présentés sur la Figure V - 5. On observe sur ce graphe que, quel que soit le débit d'huile, les pertes thermiques varient linéairement avec cette différence de température. A ce stade, nous sommes donc tentés de modéliser les pertes thermiques comme le produit d'un coefficient de convection  $H_{conv}$  avec la surface extérieure  $S_{ext}$  et la différence de température entre le module et la température ambiante  $\Delta T$ . En considérant une surface externe totale du vaporiseur égale à 0,12 m<sup>2</sup>, on obtient une valeur de  $H_{conv}$  de 12,4 W/m<sup>2</sup>/K, une valeur cohérente par rapport à celle observée en régime de convection naturelle.

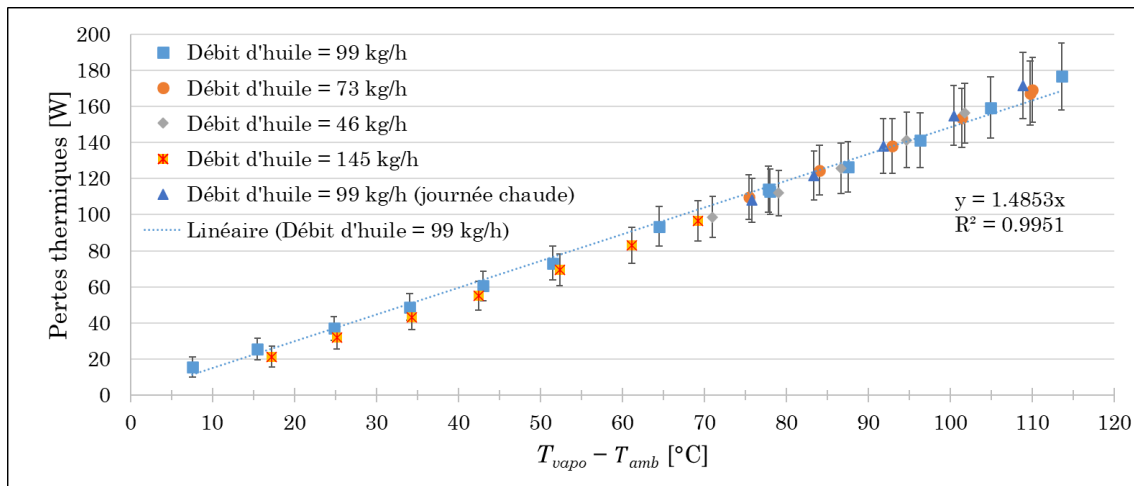


Figure V - 5. Évolution de la puissance de pertes thermiques en fonction de la différence de température entre la température moyenne du vaporiseur et l'ambiante pour différents débits d'huile.

### V - 2.3. Mesure des pertes thermiques par suivi du refroidissement du module

Une dernière façon de mesurer les pertes thermiques consiste à suivre le refroidissement du module, initialement à une température comprise entre 62 et 157 °C (cf. Annexe V-I), au cours du temps. Nous utilisons ici les concepts développés dans la partie III - 1.3.3, en particulier l'équation (3.16), afin d'estimer une densité de flux thermique perdue par le vaporiseur au cours de son refroidissement.

$$\frac{T_{moy,vapo} - T_{amb}}{T_{moy,vapo}^0 - T_{amb}} = \frac{H_{pertes} S_{ext}}{m_{vap} C_{p,vapo}} (t - t_0) \quad (3.16)$$

La comparaison entre la densité de flux thermique mesurée par les patchs et celle estimée par l'équation (3.12) est présentée sur la Figure V - 6.

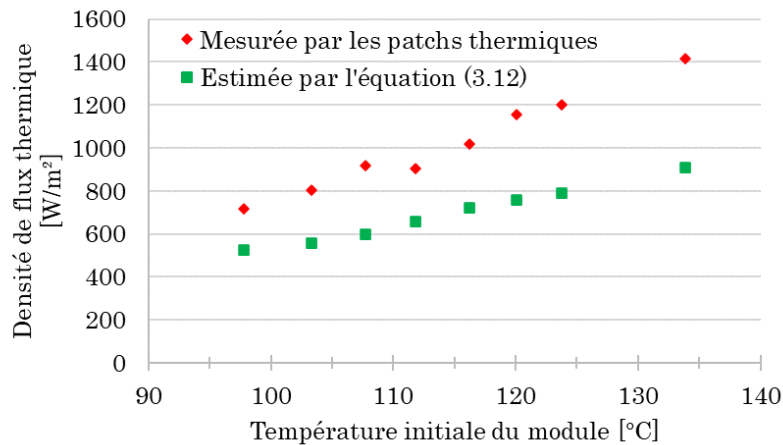


Figure V - 6. Comparaison de la densité de flux mesurée par les patchs et estimée par l'équation (3.12).

Dans cette série d'expériences, nous avons envisagé uniquement l'influence de la température initiale du module. Conformément aux résultats attendus par la théorie, plus la température initiale du vaporiseur est élevée et plus les pertes thermiques le sont aussi. Cependant, quelle que soit la température initiale considérée, la densité de flux thermique mesurée par les patchs est systématiquement supérieure à celle estimée par l'équation (3.16). Cet écart est compris entre 37 % et 53 % pour une température initiale respectivement de 97,8 °C et 133,9 °C. La mesure des pertes par les patchs est donc surestimée. Si on modélise le refroidissement du vaporiseur par l'équation (3.16) en utilisant la densité de flux fournie par les patchs, le refroidissement est alors plus rapide que l'expérience (cf. Figure V - 7).

Pour chaque expérience, nous associons la densité de flux ainsi déterminée à la différence de température ( $T_{moy,vapo}^0 - T_{ambiante}$ ) entre la température initiale moyenne du vaporiseur et la température de l'environnement.

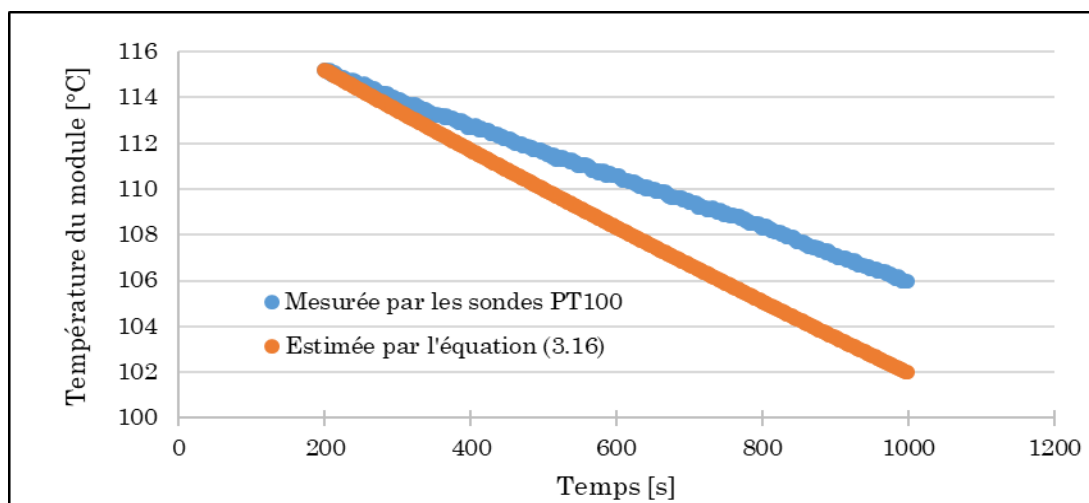


Figure V - 7. Comparaison des profils de température moyenne mesurée et calculée du refroidissement du vaporiseur à température ambiante à partir d'une température initiale de 115,7 °C.

Nous avons représenté ces pertes thermiques par un modèle de coefficient de pertes thermiques  $H_{pertes}$  supposé uniforme sur l'ensemble de la surface externe du vaporiseur. Grâce à ce modèle, les pertes thermiques se calculent selon :

$$\dot{Q}_{pertes} = H_{pertes} S_{ext} (T_{vapo} - T_{ambiante}) \quad (5.2)$$

Avec  $S_{ext}$  [m<sup>2</sup>] la surface externe du vaporiseur,  $T_{vapo}$  et  $T_{ambiante}$  [°C] les températures respectivement du vaporiseur et de l'environnement.

## V - 2.4. Modélisation du coefficient de pertes thermiques $H_{pertes}$

Quand on aborde le sujet des pertes thermiques, le premier phénomène considéré est la convection naturelle. Pour ce phénomène, le nombre de Nusselt est corrélé en fonction du nombre de Rayleigh défini par :

$$Ra = \frac{g\beta}{\nu D} (T_s - T_\infty) L_c^3 \quad (5.3)$$

Où  $g$  [m.s<sup>-2</sup>] est l'accélération de la pesanteur,  $\beta$  [K<sup>-1</sup>] le coefficient de dilatation thermique volumétrique de l'air,  $\nu$  [m<sup>2</sup>.s<sup>-1</sup>] la viscosité cinématique de l'air,  $D$  [m<sup>2</sup>.s<sup>-1</sup>] la diffusivité thermique de l'air,  $T_s$  et  $T_\infty$  [°C] les température respectivement de la surface chaude et de l'environnement loin de la surface et  $L_c$  [m] la longueur caractéristique de l'écoulement.

Il existe en fait un ensemble de corrélations du nombre de Nusselt en convection naturelle, une pour chaque cas d'étude (plaque verticale, cylindre horizontal etc.). Elles partagent néanmoins une forme commune qui est :

$$Nu_{convection\ naturelle} = C Ra^D \quad (5.4)$$

Avec C et D deux constantes dépendantes du cas considéré. Pour le cas des plaques verticales, si le nombre de Rayleigh est compris entre 10<sup>4</sup> et 10<sup>9</sup>, C vaut 0,59 et D vaut ¼, si le nombre de Rayleigh est supérieur à 10<sup>9</sup>, C vaut 0,021 et D vaut 2/5.

Ainsi le coefficient de transfert thermique par convection naturelle est proportionnel au nombre de Rayleigh à une certaine puissance, i.e. proportionnel à une différence de température à une certaine puissance. Nous avons donc choisi d'utiliser un modèle où le coefficient de pertes est proportionnel à  $(T_{vapo} - T_{ambiante})^D$ , soit  $H_{pertes} = C(T_{vapo} - T_{ambiante})^D$ , que nous avons optimisé grâce aux campagnes expérimentales de refroidissement du vaporiseur (cf. Figure V - 8).

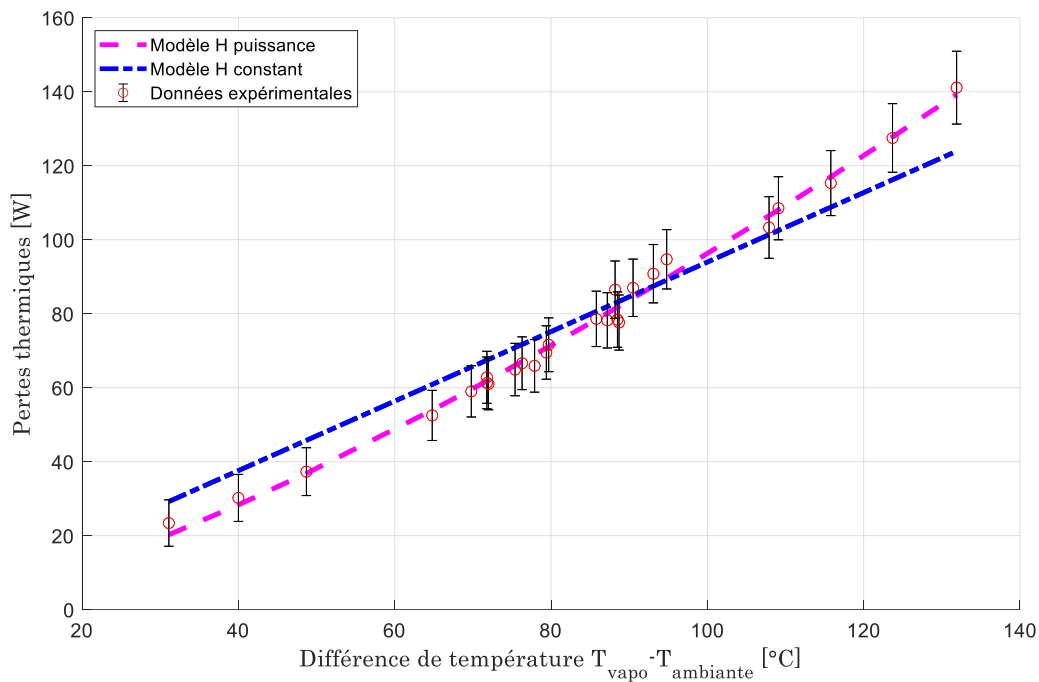


Figure V - 8. Évolution et régression des pertes thermiques en fonction de la différence de température entre le module et l'ambiante.

On observe que ce modèle représente bien les mesures. Les valeurs identifiées de  $C$  et  $D$  sont respectivement de  $1,72 \pm 0,022$  et  $0,335 \pm 0,0028$  et les intervalles de confiance montrent que la corrélation obtenue est représentative. L'écart entre les données et le modèle est en moyenne de 2,9 %. Pour information, nous avons aussi tracé un modèle où  $H_{\text{pertes}}$  est une constante. Cependant, il ne représente pas correctement l'évolution des pertes thermiques en fonction de la différence de température entre le vaporiseur et l'environnement (erreur moyenne de 9,2 %).

Remarquons que le modèle proposé estime avec une bonne fidélité les points expérimentaux. On voit par ailleurs sur le graphique que l'incertitude expérimentale est bien supérieure à l'incertitude d'estimation du modèle. Ainsi et pour la suite, nous conserverons une incertitude des pertes à  $\pm 5$  W.

Afin de conclure sur cette étude des pertes thermiques, nous avons comparé, sur la Figure V - 9, les coefficients de transfert thermique convectif de notre modèle avec les coefficients de transfert thermique convectif issus des corrélations du Nusselt pour une convection naturelle sur une plaque verticale. Nous pouvons remarquer que nos coefficients sont légèrement supérieurs à la théorie. Cet effet est sans aucun doute lié à l'emplacement du vaporiseur dans une sorbonne ventilée qui favorise l'évacuation de la chaleur à la surface externe du vaporiseur.



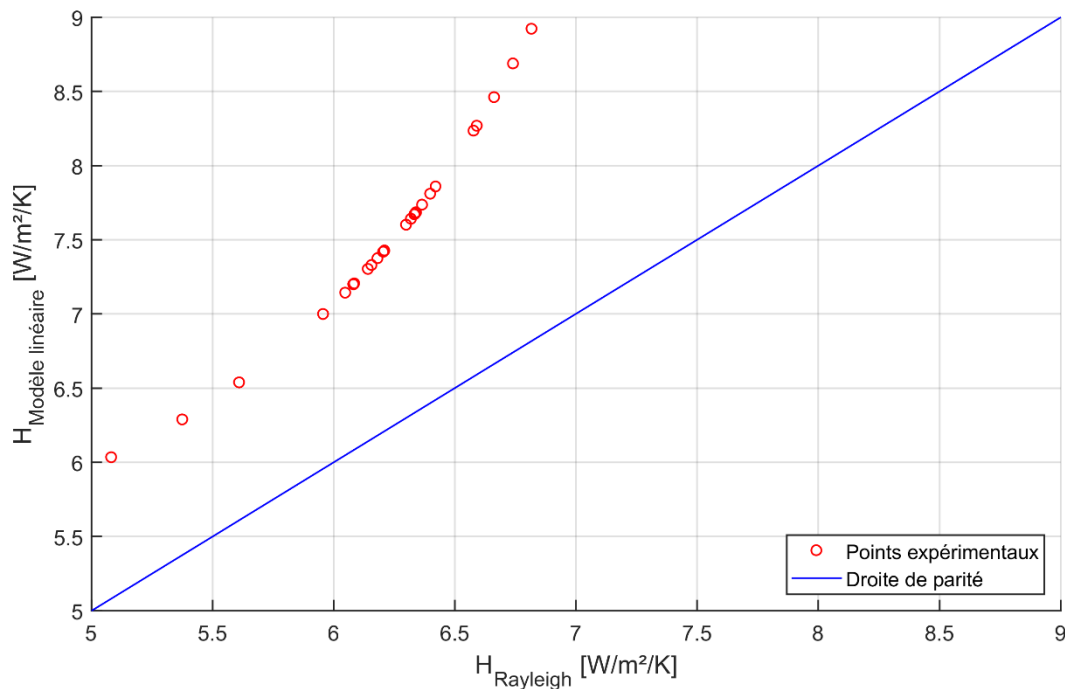


Figure V - 9. Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif obtenus par le modèle et par l'utilisation du Rayleigh.

## V - 2.5. Conclusion

Des trois méthodes d'estimation des pertes thermiques du vaporiseur, la régression des coefficients de transfert thermique de pertes thermiques mesurées par refroidissement lent du bloc est la méthode qui permet d'obtenir la plus fiable des estimations. Ce modèle simple permet une bonne représentation de l'évolution des pertes thermiques avec la différence de température entre le module et l'ambiante. De plus, elle ne nécessite aucune instrumentation supplémentaire que celle déjà mise en place sur le banc de test, contrairement à la méthode utilisant les patches de mesure de flux thermique. Pour toutes ces raisons, il a été choisi d'estimer les pertes thermiques par le modèle du coefficient de transfert thermique convectif à partir de la moyenne des six températures relevées dans la plaque milli-structurée.

## V - 3. Analyse du comportement thermique du vaporiseur d'étude

Disposant désormais d'un modèle pour les pertes du vaporiseur d'études, nous caractérisons ses performances thermiques en fonction des conditions opératoires. Bien évidemment la qualité, calculée à l'aide du bilan enthalpique présenté au Chapitre III - , reste la valeur clé.

Une première analyse classique des facteurs et paramètres opératoires a d'abord été réalisée. Cette analyse montre un comportement classique du vaporiseur par rapport aux grandeurs opératoires : la qualité de vapeur en sortie de vaporiseur augmente avec la différence de température entre l'huile et l'eau en ébullition ; elle augmente avec une diminution du débit d'eau ou encore elle augmente légèrement lorsque la pression passe de l'atmosphère à 4,5 bar. Cette analyse a été le sujet de plusieurs communications lors de cette

thèse (deux congrès IChEap 14<sup>14</sup> et ECCE12<sup>15</sup> et un article dans le journal CET<sup>16</sup>). Cependant, le défaut de cette analyse est qu'elle ne présente pas une vue d'ensemble du fonctionnement du vaporiseur. C'est pourquoi, une seconde analyse, cette fois-ci plus globale, basée sur un critère intégrateur a été réalisée et présentée dans ce chapitre. Cette analyse globale permet une caractérisation d'ensemble du système sur une gamme très large et paraît donc plus adaptée à une démarche d'ingénierie mais elle a l'inconvénient de masquer les effets précis propres à chaque grandeur : le lecteur intéressé par ces effets précis peut se reporter à l'Annexe V - 2 où une analyse classique des résultats est réalisée.

### V - 3.1. Campagnes expérimentales réalisées

L'ensemble des résultats expérimentaux bruts de toutes les campagnes de mesure réalisées sont regroupés en Annexe V - 1. Précisons d'ores et déjà, que certaines expériences ont été répétées à plusieurs reprises et nous avons pu mettre en évidence une très bonne reproductibilité des températures mesurées ( $\pm 0,15$  °C), et des débits ( $\pm 0,2$  % du débit).

La première campagne de mesures qui regroupe une centaine d'expériences différentes avait pour objectif de caractériser le fonctionnement du vaporiseur en faisant varier, un à un, 4 paramètres opératoires fixés par l'opérateur : les débits et températures d'entrée de l'eau et de l'huile. L'intervalle exploré pour chacun de ces 4 paramètres est donné dans le Tableau V - 3.

Paramètre opératoire	Gamme opératoire	Unité
Débit d'huile	[70 – 180]	kg/h
Température du bain huile	[120 – 180]	°C
Débit d'eau	[0,3 – 6]	kg/h
Température du bain d'eau	[50 – 90]	°C
Pression	Atmosphérique	

Tableau V - 3. Gammes opératoires utilisées pour la première campagne expérimentale.

Dans une seconde campagne, nous avons comparé les performances de vaporisation des différentes plaques d'intérêt, à savoir à canaux droits fraisés (P-CDF), à canaux droits imprimés en 3D (P-CD3D) et à motifs triangulaires (P-CDMTF). Nous avons volontairement écarté, dans cette étude thermique, les expériences utilisant la plaque multi-géométries sachant qu'il est impossible de caractériser les phénomènes dans chaque canal indépendamment des autres.

Cette seconde campagne regroupe environ 140 expériences. Nous avons choisi de fixer le débit d'huile à sa valeur maximale pour se placer dans une gamme de puissances échangées élevées et donc favorables à la vaporisation. Nous avons également évalué l'influence de la pression d'entrée de l'eau. Les conditions opératoires explorées dans cette seconde campagne sont présentées dans le Tableau V - 4.

<sup>14</sup> « 14th International Conference on Chemical and Process Engineering », Bologne, 26 – 29 mai 2019

<sup>15</sup> « 12th European Congress of Chemical Engineering », Florence, 15 – 19 septembre 2019

<sup>16</sup> <https://doi.org/10.3303/CET1974222>

Paramètre opératoire	Gamme opératoire	Unité
Débit d'huile	180	kg/h
Température du bain huile	[130 – 180]	°C
Débit d'eau	[0,3 – 6]	kg/h
Température du bain d'eau	[50 – 80]	°C
Pression	[1 – 4,5]	bar

Tableau V - 4. Gammes opératoires utilisées pour comparer les plaques P-CDF, P-CD3D et P-CDMTF.

L'exploitation des résultats expérimentaux nous amène à calculer, entre autres, les valeurs des puissances cédées par l'huile, pertes thermiques et qualité de vapeur en sortie. L'ordre de grandeur de ces valeurs est donné dans le Tableau V - 5.

Grandeur opératoire	Gamme opératoire	Unité
Puissance cédée par l'huile	[60 – 725]	W
Pertes thermiques	[50 – 130]	W
Qualité	[0 – 100]	%

Tableau V - 5. Ordre de grandeur des grandeurs opératoires clés du vaporiseur

Il s'avère que dans certaines conditions, la vaporisation totale du débit d'eau entrant est observée ; l'objectif initial est donc atteint. Néanmoins, nous avons choisi d'écarter délibérément les expériences correspondantes de l'analyse à suivre pour différentes raisons. Tout d'abord, dans notre définition, une vaporisation totale correspond à une température dans le collecteur en sortie des canaux au moins supérieure de 10°C à la température d'ébullition de l'eau sous la pression considérée. Dans ce cas, l'eau en sortie des canaux est à l'état vapeur surchauffée. Le bilan enthalpique que nous exploitons repose sur l'hypothèse d'un équilibre liquide-vapeur en sortie ; il n'est donc plus valable dans cette situation. Par ailleurs, pour les expériences concernées le débit d'eau entrant est très faible. Il s'ensuit une faible variation de la température côté huile (inférieure ou égale à 1 °C) si bien que l'estimation de la puissance cédée par l'huile devient imprécise. Dans ces cas, l'incertitude de mesure représente plus de 30 % de la différence de température. Ainsi tout bilan enthalpique visant à caractériser la vapeur surchauffée en sortie des canaux est vain car beaucoup trop dépendant des incertitudes expérimentales.

## V - 3.2. Définition d'un nouveau critère adimensionnel représentatif

### V - 3.2.1. Choix d'un critère d'analyse global pour l'analyse des résultats

Parce que la qualité de la vapeur, et donc le fonctionnement global du vaporiseur, sont conditionnés par l'influence simultanée des paramètres opératoires, nous avons jugé pertinent de définir un critère adimensionnel permettant, pour chaque expérience, de tenir compte simultanément des 5 paramètres opératoires que l'on peut fixer à savoir les débits et températures de chacun des fluides ainsi que la pression de travail côté eau (par l'intermédiaire de la température d'ébullition).

Ce critère adimensionnel, noté  $R_Q$ , compare la puissance thermique nécessaire à l'eau pour passer de sa température d'entrée dans le vaporiseur à sa température d'ébullition sous la pression considérée sur la puissance maximale disponible sur la veine huile. Cette dernière tient compte du fait que la température de l'huile ne peut être inférieure à la température de l'eau. Ainsi, ce critère s'exprime selon :

$$R_Q = \frac{\dot{m}_{eau} c_{p,eau} (T_{eb}(P) - T_{eau}^{in})}{\dot{m}_{huile} c_{p,huile} (T_{huile}^{in} - T_{eb}(P))} \quad (5.5)$$

Une première précision s'impose : la température d'entrée de l'eau utilisée au numérateur n'est pas mesurée directement par une sonde de température. Ce point est discuté un peu plus en détail dans la prochaine section. De fait, l'incertitude relative sur  $R_Q$  a été estimée à  $\pm 15\%$ . Cependant et afin de ne pas encombrer les futurs graphiques, nous ne la représenterons pas.

On remarque en premier lieu que le numérateur correspond à la puissance nécessaire pour préchauffer l'eau. Ainsi, si l'eau rentre dans le vaporiseur à l'équilibre liquide-vapeur,  $R_Q$  sera alors égal à 0. Dans notre cas, les valeurs de  $R_Q$  calculées pour les deux campagnes de mesures sont comprises dans l'intervalle  $[4,4 \cdot 10^{-3} - 2,1 \cdot 10^{-1}]$ .

### V - 3.2.2. Estimation de la température en entrée du vaporiseur

Etant donnée la température élevée de l'huile et la longueur élevée de son circuit en amont du vaporiseur, nous avons jugé nécessaire de placer une sonde de température à l'entrée du vaporiseur. La valeur de  $T_{huile}^{in}$  est donc mesurable.

En revanche, sur le circuit eau, la seule température mesurée en amont du vaporiseur est celle dans le bain thermostaté. L'analyse des résultats, en particulier pour les expériences sous pression de 4,5 bar, a mis en évidence que la chute de température sur le circuit eau en amont du vaporiseur ne pouvait être négligée. Nous avons donc décidé d'estimer la température de l'eau en entrée du vaporiseur en tenant compte des pertes thermiques sur les tubes, pertes gouvernées principalement par la résistance côté air (cf. Annexe V - 2).

La variation relative des températures  $(T_{fluide}^{in} - T_{fluide}^{bain}) / (T_{fluide}^{bain} - T_{amb})$  sur chacun des circuits (eau et huile) est proposée sur la Figure V - 10.

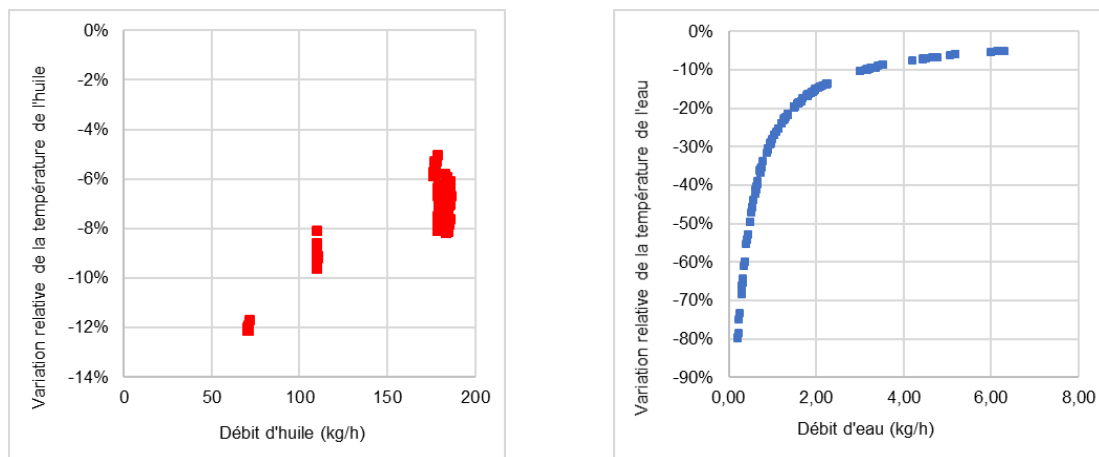


Figure V - 10. Variation relative de la température : de l'huile en fonction du débit d'huile (gauche), de l'eau en fonction du débit d'eau (droite).

L'estimation de la température d'eau par cette méthode est précise à  $\pm 5\text{ }^\circ\text{C}$ . On observe néanmoins que la diminution de température de l'eau estimée n'est pas négligeable en particulier pour les débits les plus faibles. Nous avons ainsi pu vérifier qu'une erreur sur la valeur de  $T_{eau}^{in}$ , avait une très faible incidence sur la valeur calculée de la qualité (incertitude absolue  $\pm 1,5\%$ , cf. Annexe V - 3).

Nous avons également représenté sur la Figure V - 11 l'évolution de la température d'entrée calculée en fonction de la température du bain de préchauffe. Les intervalles de la chute de température les plus importants sont observés quand la température de préchauffe est la plus élevée.

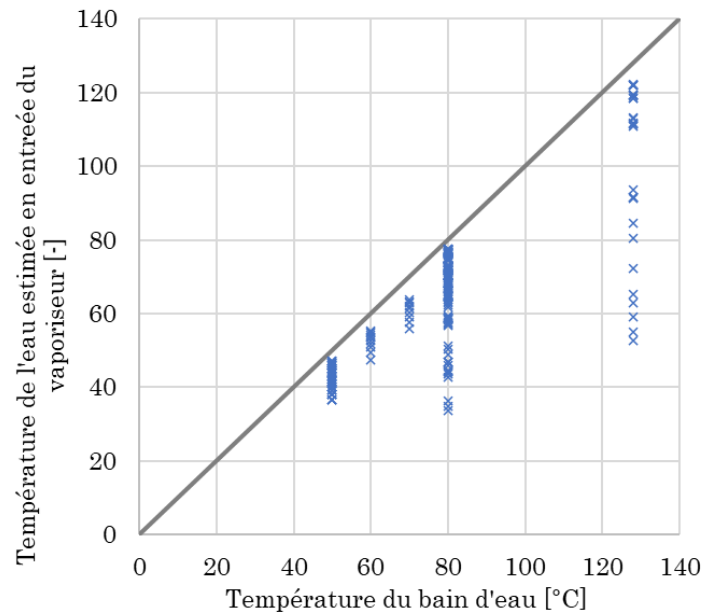


Figure V - 11. Évolution de la température d'entrée de l'eau en fonction de la température du bain de préchauffe.

Précisons ici que les intervalles de la température d'entrée de l'eau pour des températures de préchauffe entre 50 et 70 °C sont relativement réduits en raison d'une température de l'environnement fixée. Ce point est discuté en annexe A.V - 1 - 2. 2. En revanche, et pour les expériences dont la température de préchauffe est de 80 °C et 128 °C, la température précise de l'environnement a été mesurée.

### V - 3.3. Puissance cédée par l'huile et pertes thermiques

Les pertes thermiques du vaporiseur d'étude peuvent représenter une part importante de la puissance cédée par l'huile. Nous avons représenté pour chaque expérience (cf. Figure V - 12), le rapport  $\dot{Q}_{pertes}/\dot{Q}_{huile}$  en fonction du critère  $R_Q$ . Afin de ne pas encombrer le graphique, nous n'avons pas représenté les incertitudes d'estimation. L'incertitude relative sur  $R_Q$  est de  $\pm 15\%$ , ce qui correspond ici à une incertitude absolue au maximum égale à  $\pm 1,8 \cdot 10^{-2}$ . L'incertitude absolue sur le rapport  $\dot{Q}_{pertes}/\dot{Q}_{huile}$  est ici de  $\pm 5\%$ .

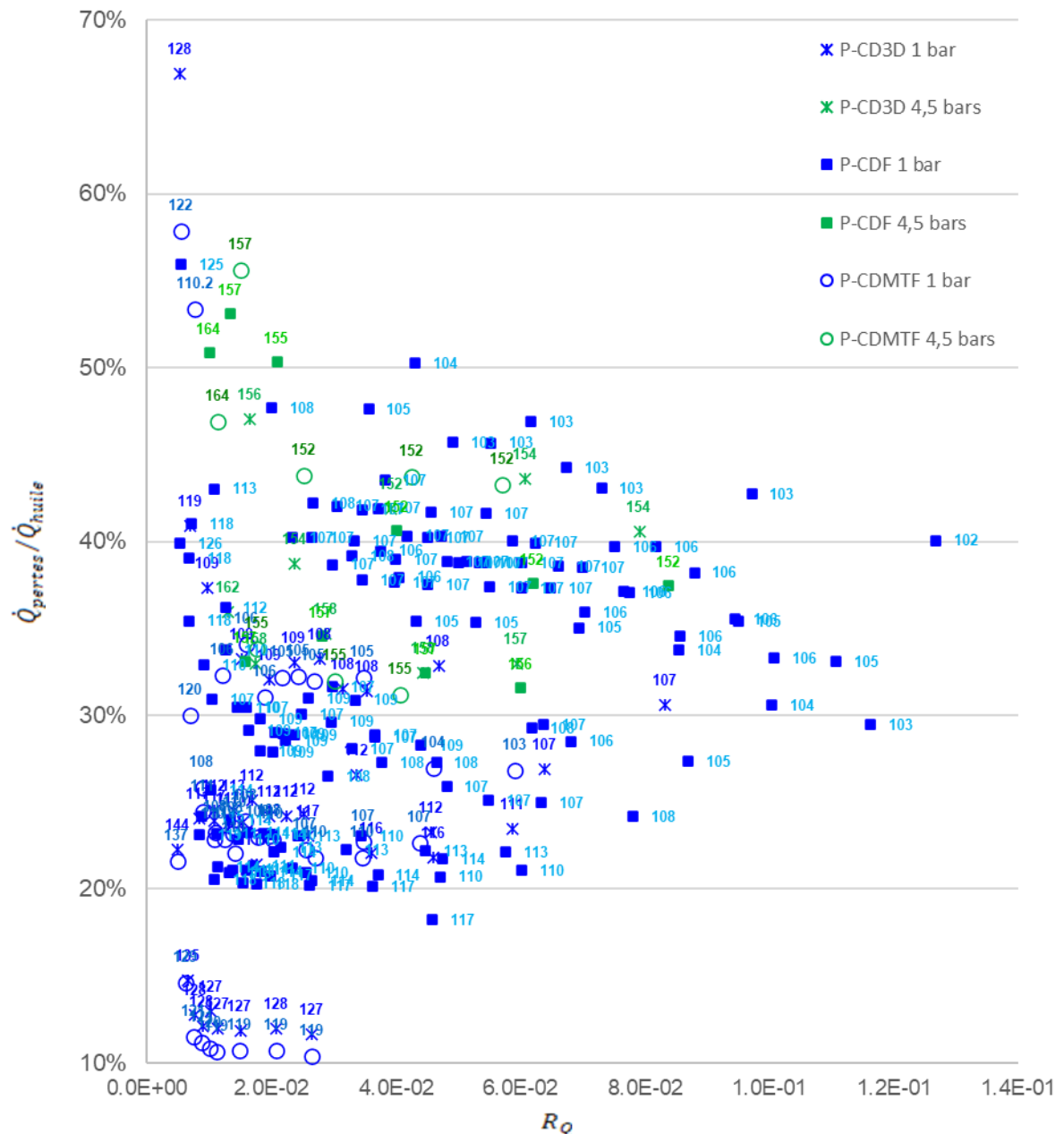


Figure V - 12. Évolution du rapport  $\dot{Q}_{pertes}/\dot{Q}_{huile}$  en fonction du critère  $R_Q$  pour toutes les expériences. Étiquettes : température d'entrée de l'huile.

Il apparaît que les pertes thermiques représentent une part non négligeable de la puissance cédée par l'huile, entre 10 % et 65 %. Nous pouvons remarquer que les expériences réalisées sous une pression de 4,5 bar (symboles verts) conduisent à des pertes systématiquement supérieures à 30 % de la puissance cédée par l'huile

Nous avons ensuite étudié les pertes thermiques par une approche plus globale. Nous avons superposé sur la Figure V - 13, la puissance perdue par pertes thermique (en noir) et la puissance cédée par l'huile (en rouge) pour toutes les expériences des deux campagnes expérimentales, ainsi chaque barre correspond à une expérience réalisée. Les expériences ont alors été triées par valeur décroissante du rapport  $\dot{Q}_{pertes}/\dot{Q}_{huile}$  calculé pour chaque expérience. En plus des puissances, nous avons aussi représenté sur la figure, la température d'huile en entrée du vaporiseur (étiquettes).

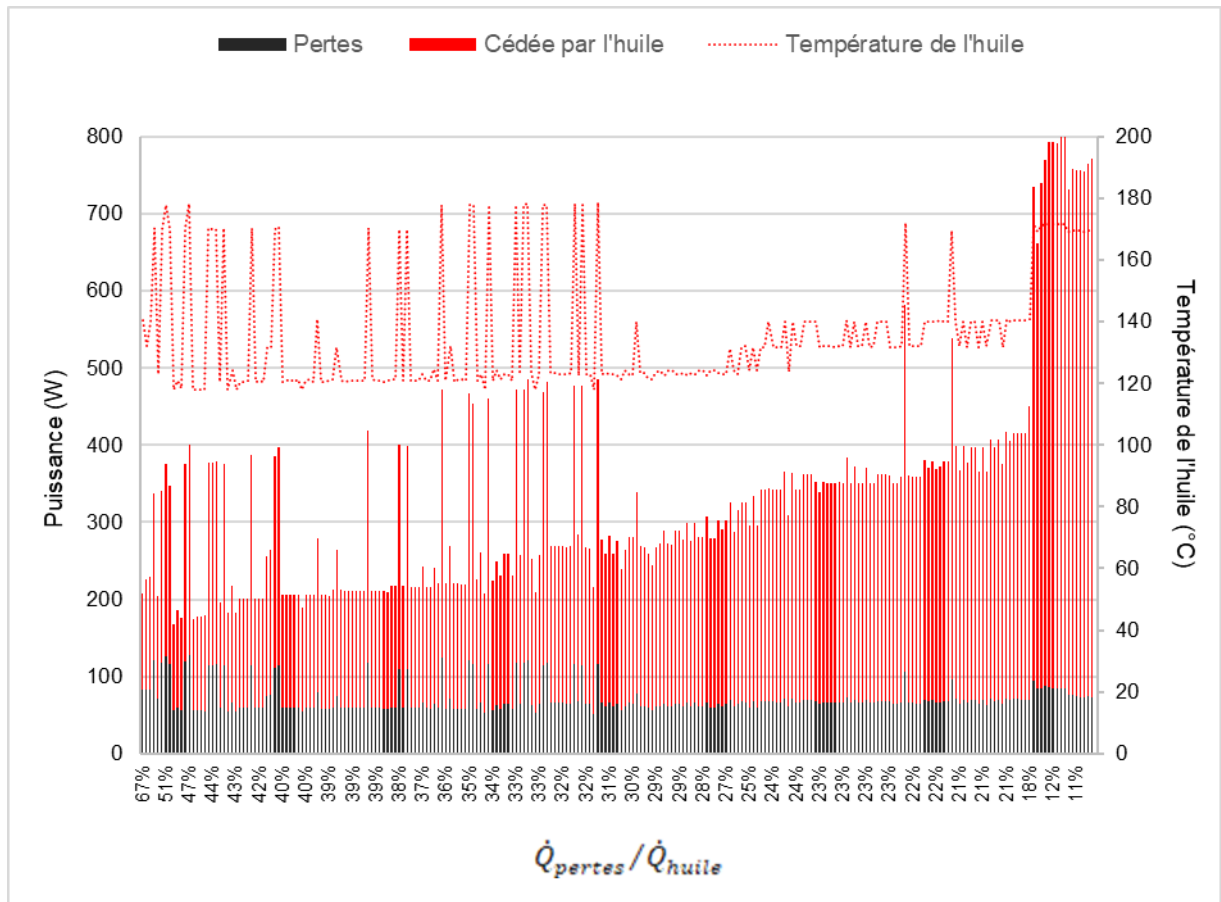


Figure V - 13. Évolution de la puissance de pertes thermiques, de la puissance cédée par l'huile et de la température de l'huile en entrée pour les expériences des deux campagnes, triées avec du rapport  $\dot{Q}_{pertes}/\dot{Q}_{huile}$  décroissant.

Il est intéressant de constater qu'en réalité la puissance perdue par les pertes thermiques (en noir) varie peu d'une expérience à l'autre. Il existe néanmoins des expériences dont les pertes thermiques excèdent les 100 W, on notera que la température d'huile mesurée en entrée dans ces cas-là est maximale. Nous l'avons vu, la température d'huile impose la température du vaporiseur, ainsi et d'après notre modèle de pertes thermiques : les pertes sont d'autant plus grandes que l'est la différence de température entre le vaporiseur et l'ambiante.

Le vaporiseur d'étude n'est pas parfaitement calorifugé ce qui peut dégrader ses performances thermiques. Il est important de rappeler que ce vaporiseur a été conçu de telle sorte qu'il permet de visualiser les phénomènes d'ébullition en canaux. Son isolation thermique optimale était donc impossible.

## V - 3.4. Performances de vaporisation

Nous nous intéressons à présent à la production de vapeur dans le vaporiseur d'étude et donc à la qualité de vapeur en fonction des conditions opératoires. Dans un premier temps, nous envisageons l'évolution de cette qualité en fonction du critère  $R_Q$ . Puis nous évaluons l'efficacité du vaporiseur d'étude comparativement à celle d'un vaporiseur idéal infini.

### V - 3.4.1. Qualité de vapeur produite en fonction des conditions opératoires

Pour rappel, la qualité de vapeur en sortie des canaux s'estime grâce au bilan thermique sur l'ensemble du vaporiseur présenté dans la partie III - 1.2.3.

$$x = \frac{\dot{m}_{huile} C_{p,huile} (T_{huile}^{in} - T_{huile}^{out}) - \dot{m}_{eau} C_{p,eau} (T_{eau}^{out} - T_{eau}^{in}) - \dot{Q}_{pertes}}{\dot{m}_{eau} \Delta H_{vap}(T_{eau}^{out})} \quad (3.9)$$

Nous avons tracé sur la Figure V - 14 l'évolution de la qualité de vapeur en fonction du critère  $R_Q$  pour l'ensemble des expériences réalisées à la pression atmosphérique des deux campagnes expérimentales (Annexe V - 1). En dépit de la disparité des conditions opératoires, on observe une tendance nette à savoir que la qualité de vapeur diminue lorsque le rapport  $R_Q$  augmente. Une qualité haute est favorisée par une puissance disponible sur la veine huile élevée relativement au débit d'eau à vaporiser. En particulier, pour espérer une qualité supérieure à 50 %, il ne faut pas que le rapport excède une valeur de 0,01. Par ailleurs, les valeurs de qualité proches de zéro correspondent à des cas pour lesquels la puissance cédée par l'huile est très insuffisante.

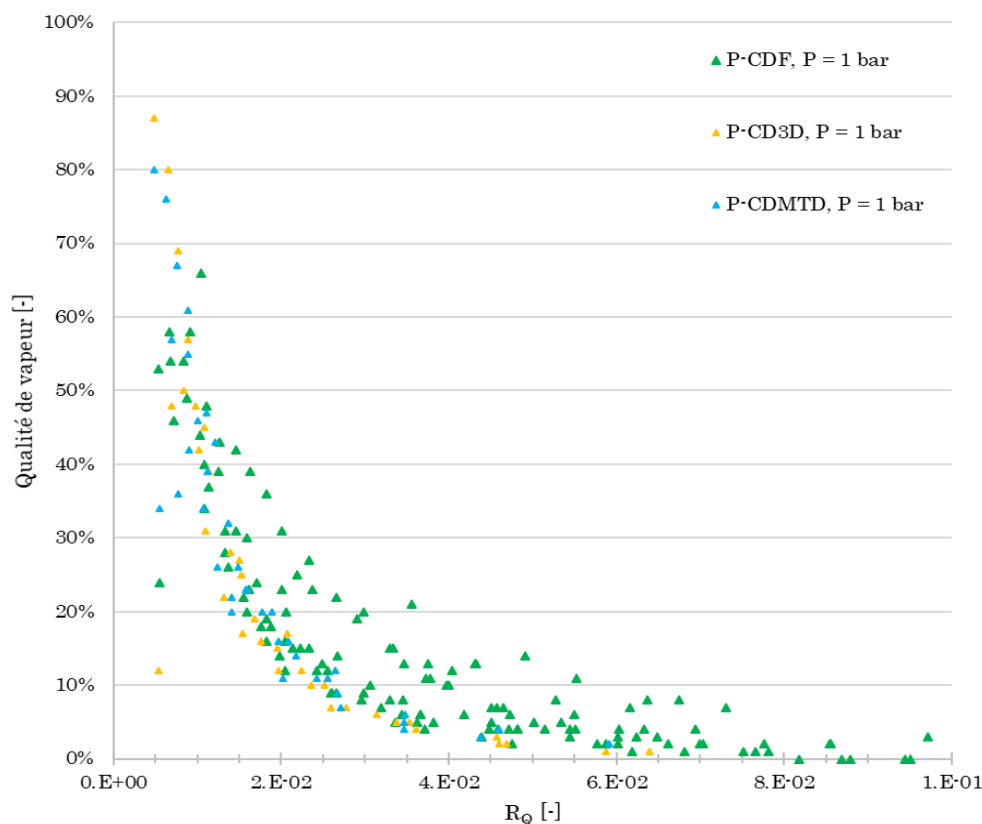


Figure V - 14. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du critère  $R_Q$  pour les expériences des deux campagnes réalisées à la pression atmosphérique.



Au-delà de cette tendance générale, il est intéressant de se focaliser sur certaines séries de points correspondant à des conditions opératoires particulières. Une première série concerne des expériences pour lesquelles la température dans le bain d'eau est égale à sa valeur minimale de 50°C (cf. Figure V - 15). On retrouve l'allure générale de la courbe complète, avec une décroissance de la qualité avec  $R_Q$ .

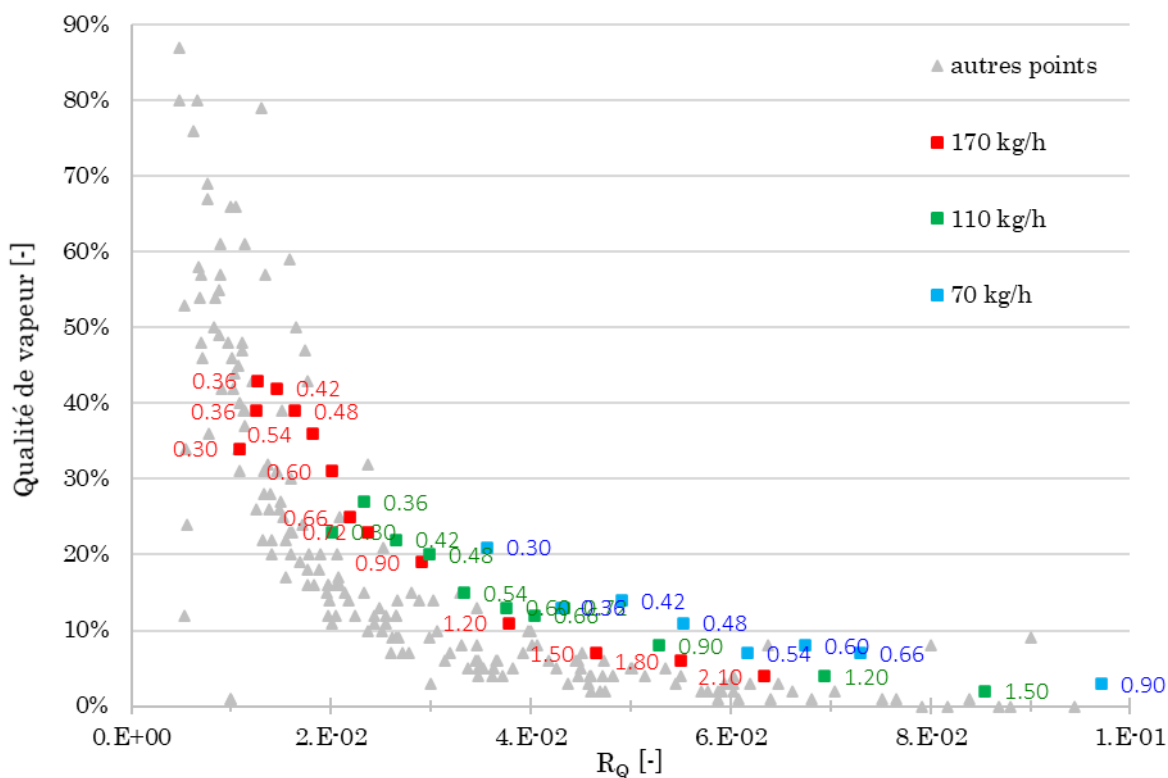


Figure V - 15. Influence du débit d'huile sur la qualité de vapeur. Température du bain d'huile : 130 °C, Température du bain d'eau 50°C, Pression : atmosphérique – Etiquettes de données débit d'eau en kg/h.

Il est intéressant de s'arrêter ici sur la position de ces points dans ce plan. En première lecture, les points mis en évidence ici ont, pour un  $R_Q$  donné, une qualité supérieure aux autres séries. En réalité, ces différences de position sont principalement dues à la différence de débit d'huile entre les séries : toutes choses égales par ailleurs, le rapport  $R_Q$  est d'autant plus élevé que le débit d'huile est faible. Les points sont alors décalés vers la droite du graphique (et non vers le haut).

Ce décalage est discutable car, rappelons-le, il existe une incertitude relative de  $\pm 15\%$  sur le rapport  $R_Q$ . Néanmoins, nous faisons ici ressortir une limite du critère : par sa définition, sa valeur varie dès qu'une des conditions opératoires le composant varie. Comme nous venons de le voir, la représentation et l'interprétation des résultats peuvent être biaisée par cet effet.

Cependant, il existe une situation où l'utilisation de ce critère n'engendre pas ce biais : la comparaison des performances des plaques étudiées. Nous avons isolé sur la Figure V - 16 les séries de points correspondant à des expériences de la seconde campagne. Ces séries présentent l'avantage d'avoir des conditions opératoires très similaires (cf. Annexe A.V - 1 - 2.

3). Pour un jeu de conditions opératoires donné, quelle que soit la plaque utilisée, la valeur de  $R_Q$  sera proche d'une plaque à l'autre (en dessous des 15% d'incertitude relative sur  $R_Q$ ).

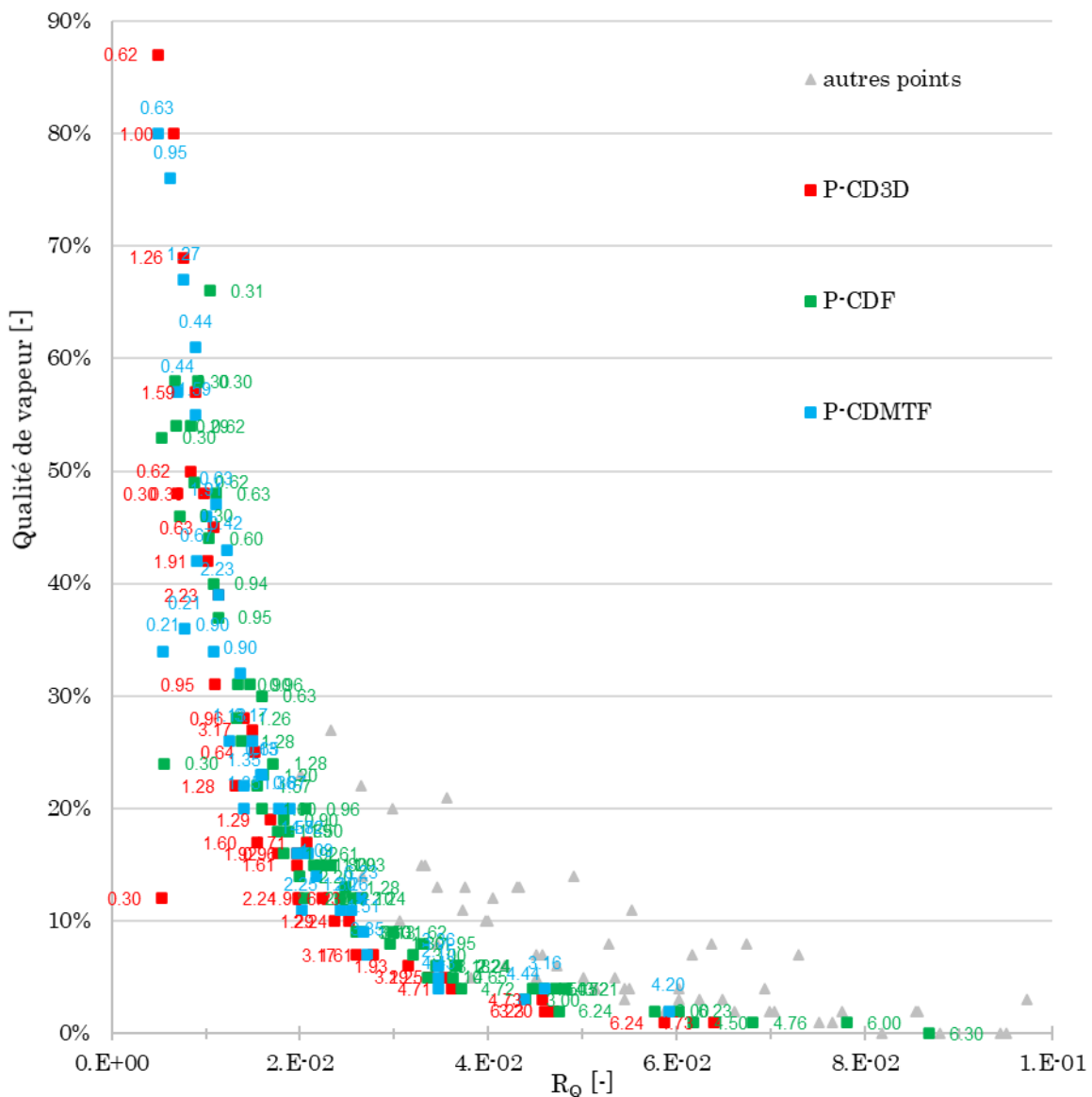


Figure V - 16. Influence de la plaque sur la qualité de vapeur produite pour la deuxième campagne expérimentale. Température d'entrée de l'huile : [110 – 170] °C, Débit d'huile : 180 kg/h, Débit d'eau : [0,3 – 6,2] kg/h, Température dans le bain d'eau 80°C, Pression : 1 bar – Etiquettes de données : débit d'eau dans le vaporiseur.

Précisons avant toute chose que les trois points pour lesquels la valeur du rapport  $R_Q$  est très faible et la qualité inférieure à 35 % correspondent à un débit d'eau et une variation de la température de l'huile dans le vaporiseur très faibles. En conséquence, la détermination de la puissance cédée est extrêmement imprécise et de même que la qualité calculée.

Une première observation est qu'on constate comme précédemment qu'une qualité élevée est favorisée par un débit d'eau faible et donc un  $R_Q$  faible. Par ailleurs et quelles que soient les conditions opératoires, l'influence de la nature de la plaque sur la qualité n'est pas significative.

Nous avons ainsi mis en évidence une corrélation entre la qualité et le critère adimensionnel  $R_Q$ . Ce critère tel que nous l'avons défini est une première approche en tenant compte de l'ensemble des « entrées » du vaporiseur. Sa dépendance vis-à-vis des 5 paramètres opératoires en fait un critère très sensible à leurs variations. Il permet néanmoins de pouvoir comparer le comportement des plaques sur la base de conditions opératoires similaires.

### V - 3.4.2. Comparaison avec un vaporiseur idéal infini

L'ensemble des résultats précédents met en évidence que la qualité de vapeur décroît rapidement avec le paramètre  $R_Q$ , c'est-à-dire lorsque que le débit d'eau devient trop élevé relativement à celui d'huile.

Une autre façon d'évaluer la performance du vaporiseur est de comparer la quantité d'eau effectivement vaporisée à la quantité d'eau maximale vaporisable dans un vaporiseur idéal parfaitement calorifugé. On supposera que l'eau rentre dans ce vaporiseur à l'équilibre liquide-vapeur et que le pincement thermique maximal sera de 5 °C. Ainsi, étant donné le débit et la température de l'huile, cette quantité s'exprime par :

$$\dot{m}_{eau,max} = \frac{\dot{m}_{huile} C_{p,huile} (T_{huile}^{in} - (T_{eb} + 5))}{\Delta H_{vap}(T_{eb})} \quad (5.6)$$

Pour chaque expérience, nous avons calculé ce débit d'eau maximal et l'avons comparé au débit d'eau réel en introduisant le rapport  $R_m$  défini par :

$$R_m = \frac{\dot{m}_{eau}}{\dot{m}_{eau,max}} \quad (5.7)$$

Est tracée sur la Figure V - 17 l'évolution de la qualité en fonction de ce rapport  $R_m$ . Nous avons également représenté la qualité de vapeur en fonction du rapport du débit d'eau vaporisé sur le débit d'eau vaporisable maximal.

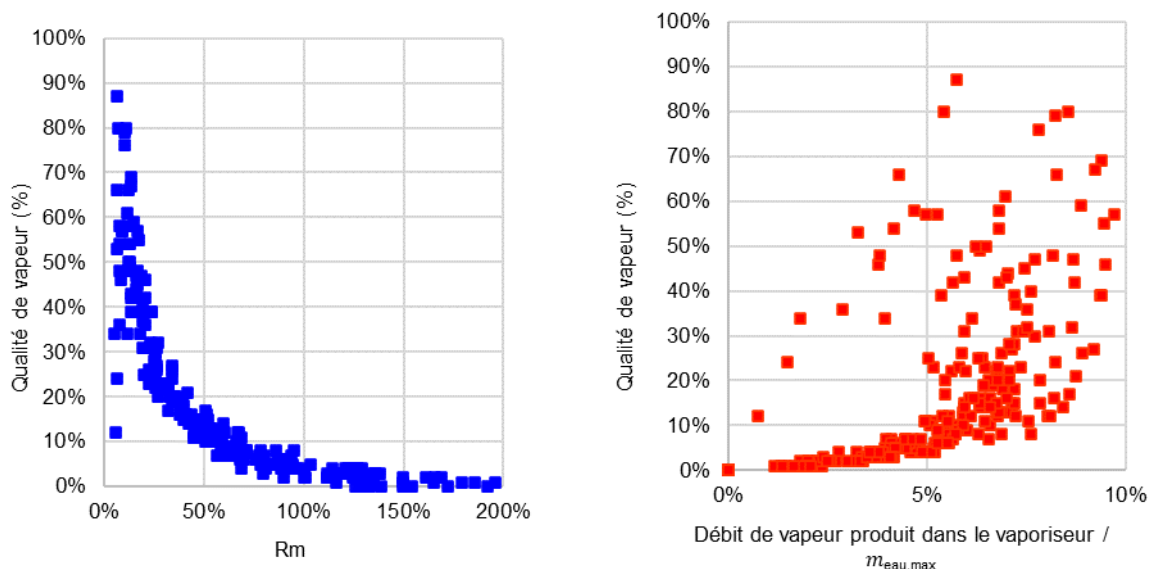


Figure V - 17. Évolution de la qualité de vapeur produite en fonction du rapport  $R_m$  (gauche) et du rapport entre le débit vaporisé et le débit  $\dot{m}_{eau,max}$  (droite), toutes expériences confondues.

On remarque tout d'abord que pour les qualités les plus faibles, le débit d'eau vaporisé est proche voire supérieur à celui idéalement vaporisable. En effet, si  $R_m$  est égal à 100 %, le débit d'eau entrant dans le vaporiseur est égal au débit que peut totalement vaporiser un vaporiseur idéal. Pour des valeurs supérieures de  $R_m$ , le vaporiseur idéal ne pourra que vaporiser partiellement le débit d'eau entrant, par exemple à 75 % pour  $R_m = 150 %$  ou à 50 % pour  $R_m = 200 %$ . Dans ces cas-là, quand bien même les performances de notre vaporiseur seraient excellentes, il ne pourrait en aucun cas vaporiser la totalité du débit d'eau. En revanche, pourvu que le débit d'eau soit approprié, de l'ordre de 10 à 20 % du débit maximal vaporisable, alors la qualité peut devenir supérieure à 70 %.

Concernant la Figure V - 17 (droite), précisons dès à présent que sa forme en raquette n'est pas significative. En effet, les points présentant une grande qualité pour un  $R_m$  faible correspondent aux points à très faible débit d'eau entrant dont le bilan thermique présente de grandes incertitudes. On peut d'ailleurs remarquer une correspondance entre les points des deux figures, en particulier pour une qualité de 12, 24 et 34 %. Rappelant que le débit d'eau vaporisable maximal calculé est atteint dans un échangeur idéal parfaitement calorifugé, la Figure V - 17 (droite), montre que notre vaporiseur est finalement plutôt performant en vaporisant jusqu'à quasi 10 % de ce débit maximal.

Nous sommes jusqu'à présent limité à une analyse de la qualité de vapeur en fonction des paramètres opératoires. Pour caractériser plus en avant le comportement thermique du vaporiseur, il nous a paru important d'étudier la répartition de la puissance cédée par l'huile.

## V - 3.5. Influence de la préchauffe du débit d'eau dans le distributeur sur la qualité de vapeur

### V - 3.5.1. Répartition de la puissance utile cédée par l'huile

Comme l'illustre la Figure V - 18, la puissance cédée par l'huile se répartit a priori selon 4 contributions : pertes thermiques, préchauffe dans le distributeur, préchauffe dans les canaux, vaporisation de l'eau.

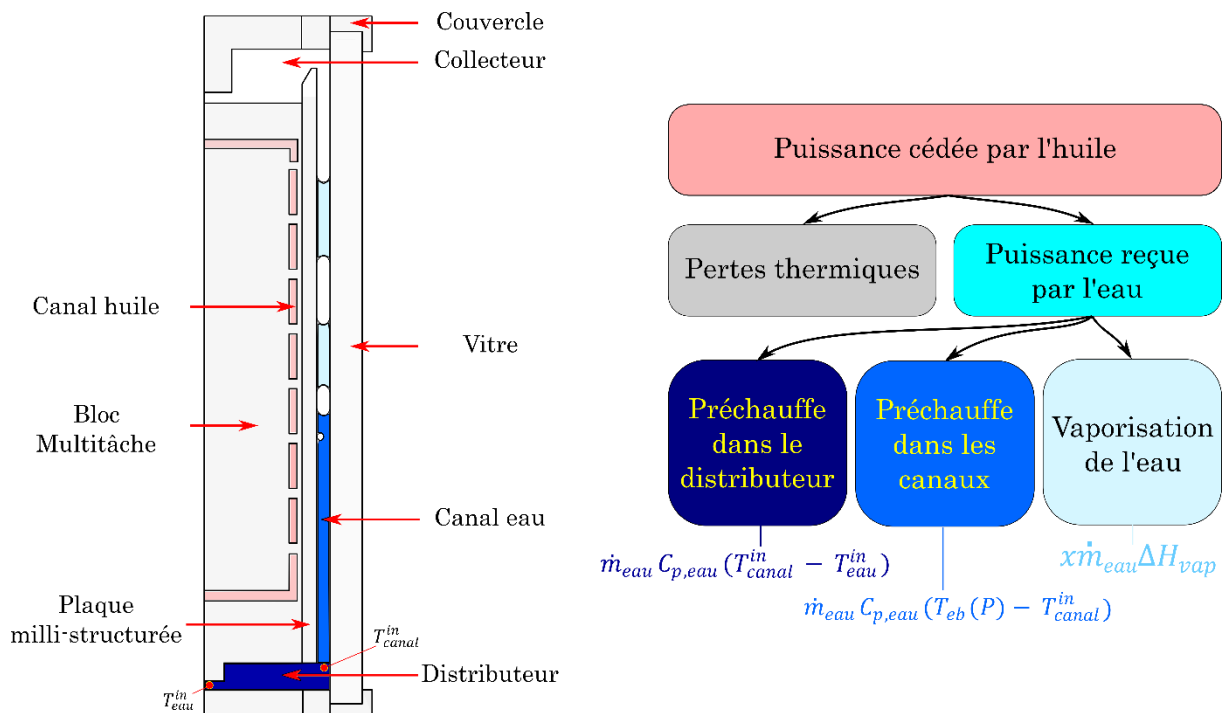


Figure V - 18. Répartition de la puissance cédée par l'huile dans le vaporiseur.

Parce que les pertes thermiques varient peu d'une expérience à l'autre, nous avons choisi de nous focaliser sur la répartition de la puissance utile, c'est à dire reçue par l'eau. La Figure V - 19 illustre cette répartition pour les expériences des deux campagnes expérimentales dont le débit d'huile est supérieur à 180 kg/h, chaque expérience reportée en abscisse étant étiquetée par la qualité de vapeur obtenue. Outre la répartition de la puissance reçue par l'eau, nous avons également fait figurer le débit et la température d'entrée dans le vaporiseur de l'huile et de l'eau. Dans un souci de lisibilité, nous nous sommes également limités aux expériences correspondant à un débit d'huile élevé.

Tout d'abord, on vérifie bien que la qualité diminue quand le débit d'eau augmente. On notera néanmoins que pour des qualités supérieures à 10 %, il est possible d'opérer à des débits d'eau plus élevés que la moyenne pourvu que l'on augmente en conséquence la température de l'huile en entrée. Dans cet intervalle supérieur de qualité, la préchauffe a lieu intégralement dans le distributeur, autrement dit les canaux sont intégralement dédiés à la vaporisation.

Pour des qualités inférieures à 10 %, le débit et la température d'entrée de l'huile se conservent d'une expérience à l'autre. Le constat le plus flagrant est que plus le débit d'eau augmente, plus la puissance utile est consacrée à la préchauffe dans les canaux.

A ce stade, il nous a paru pertinent d'extraire 2 points en particulier, résumés dans le Tableau V - 6.

$\dot{m}_{\text{huile}}$ [kg/h]	<b>176,9</b>	<b>180,8</b>
$T_{\text{huile}}^{\text{in}}$ [°C]	171,9	122,6
$\dot{m}_{\text{eau}}$ [kg/h]	6,23	6,30
$T_{\text{eau}}^{\text{in}}$	77	77
$\dot{Q}_{\text{huile}}$ [W]	724	242
$\dot{Q}_{\text{pertes}}$ [W]	84,17	66,10
T1 [°C]	116,7	97,9
$\dot{Q}_{\text{prechauffe, distributeur}}$ [W]	166,4	33,7
$\dot{Q}_{\text{prechauffe, canaux}}$ [W]	0,0	136,3
$\dot{Q}_{\text{vaporisation}}$ [W]	473,5	5,6
Qualité [-]	12%	0%

Tableau V - 6. Détails de la répartition de la puissance cédée par l'huile en fonction des paramètres opératoires pour deux expériences.

D'un point de vue opératoire, ces deux expériences ne diffèrent que par la valeur de la température d'entrée de l'huile, ce qui s'accompagne d'une différence conséquente de la puissance cédée par l'huile. La température élevée de l'huile favorise la préchauffe de l'eau dans le distributeur avec une qualité améliorée en sortie (de 0 à 12 %). En effet, la température de l'huile en entrée influence fortement la température du bloc près du distributeur (T1). Dans la première expérience, toute la préchauffe a lieu dans le distributeur, et toute la longueur des canaux est dédiée à la vaporisation de l'eau. Dans la seconde expérience, en revanche, une partie des canaux est dédiée à la préchauffe.

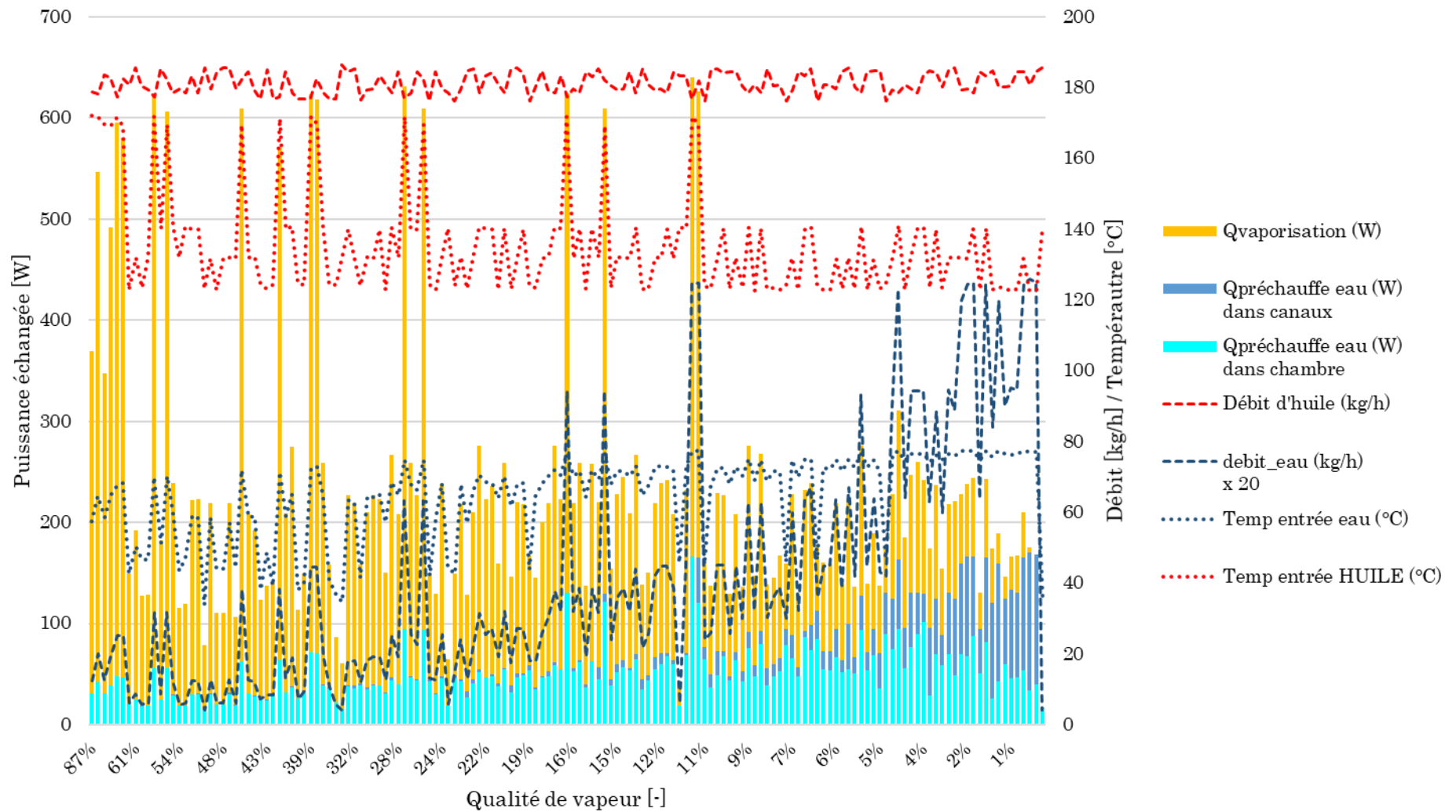


Figure V - 19. Évolution de la répartition de la puissance cédée par l'huile à l'eau et des conditions opératoires en fonction de la qualité de vapeur produite à la pression atmosphérique.

Les mêmes conclusions restent valables avec des expériences réalisées avec des débit et température de l'huile plus faibles (cf. Figure V - 20). Dans cette situation, on observe que même pour des débits d'eau très faibles (0,3 kg/h), la qualité reste faible (27 %) avec une préchauffe majoritaire dans les canaux.

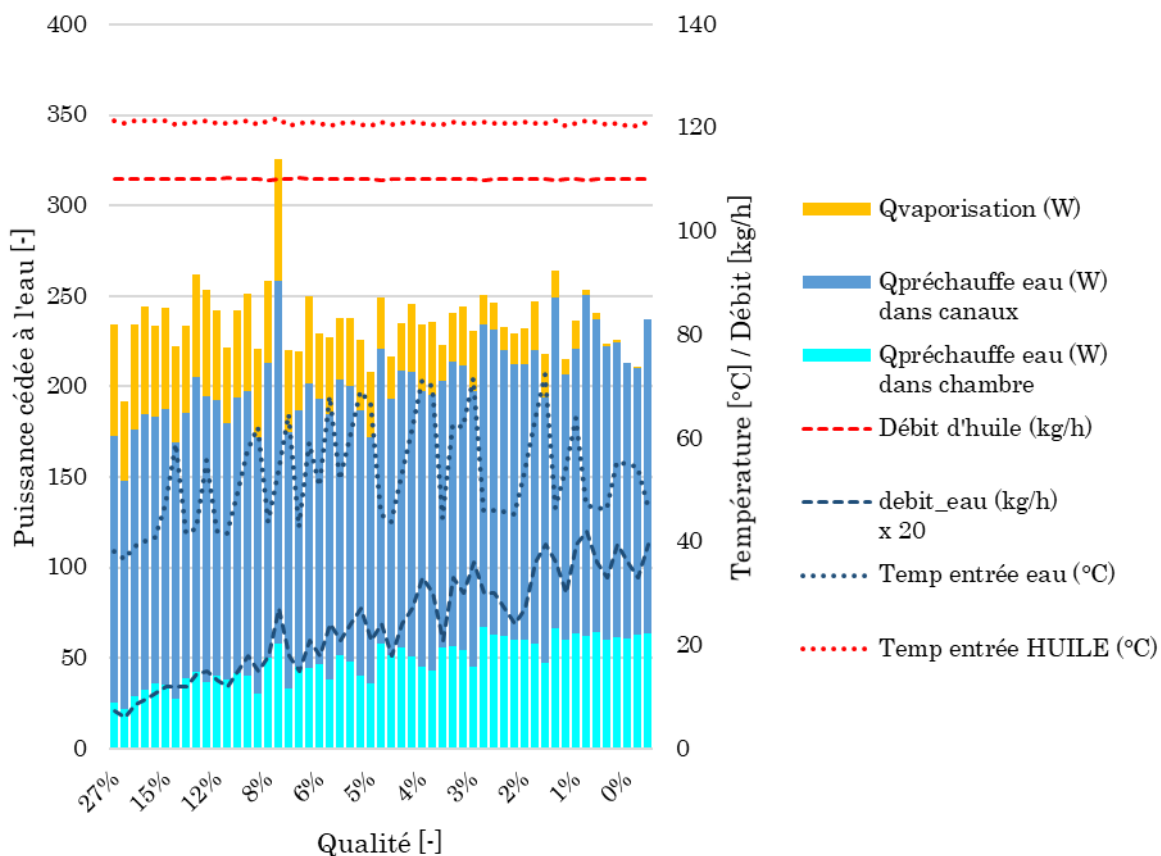


Figure V - 20. Évolution de la répartition de la puissance cédée par l'huile à l'eau pour un débit d'huile de 110 kg/h et une température d'entrée de l'huile de 121 °C en fonction de la qualité de vapeur à la pression atmosphérique.

En pratique et dans la perspective de la conception d'un vaporiseur performant, il faut veiller à ce que la température du bloc près du distributeur soit la plus élevée possible afin que la préchauffe de l'eau s'opère avant l'entrée dans les canaux. Une autre possibilité est d'augmenter la longueur des canaux avec la conséquence évidente sur la taille finale du vaporiseur.

### V - 3.5.2. Caractérisation de la préchauffe dans le distributeur et de son influence sur la qualité

Au regard des conclusions précédentes, la préchauffe dans le distributeur du débit d'eau sur la qualité de vapeur influe grandement la qualité de vapeur. La température d'entrée de l'eau entrant dans les canaux étant mesurée par la sonde T8, nous avons tracé sur la Figure V - 21 l'évolution de la qualité de vapeur en fonction de la fraction cédée dans le distributeur de la puissance utile à la préchauffe,  $R_{préchauffe}$ , définie par :

$$R_{préchauffe} = \frac{\dot{m}_{eau} C_{p,eau} (T_{canal}^{in} - T_{eau}^{in})}{\dot{m}_{eau} C_{p,eau} (T_{eb}(P) - T_{eau}^{in})} \quad (5.8)$$

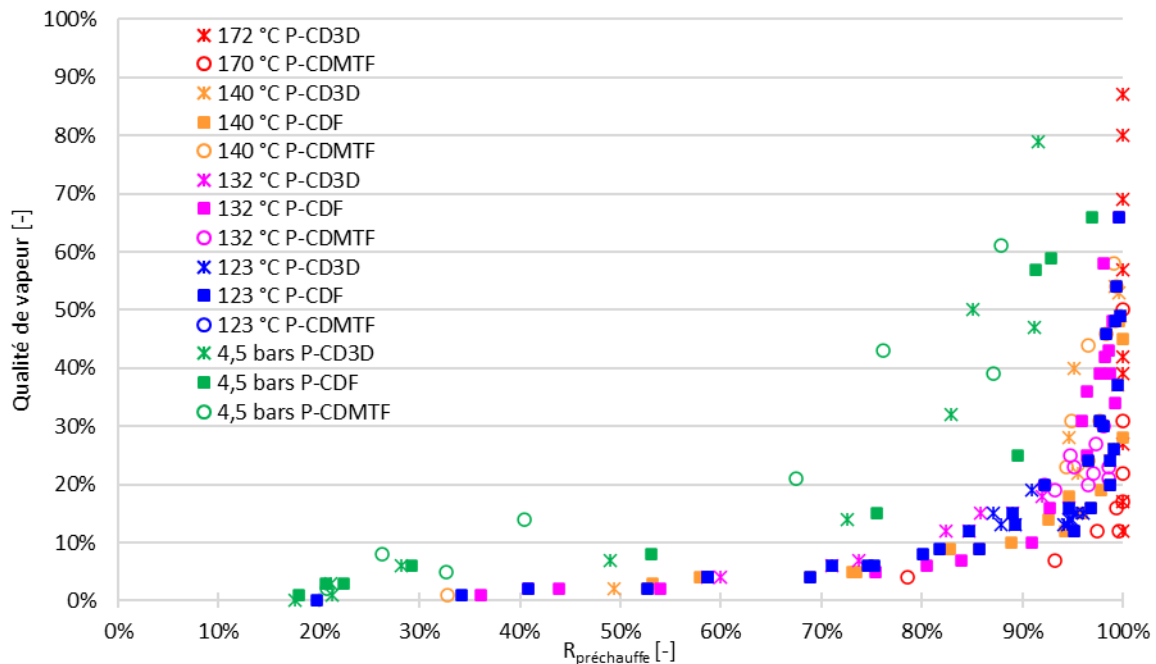


Figure V - 21. Évolution de la qualité de vapeur en sortie du vaporiseur en fonction de  $R_{préchauffe}$  pour l'ensemble de la seconde campagne expérimentale sur la comparaison des plaques.

Comme nous l'avons constaté précédemment, plus la préchauffe est réalisée dans le distributeur, plus la qualité de vapeur est élevée en sortie de vaporiseur. En particulier, on met en évidence qu'il faut au minimum préchauffer à 90 % l'écoulement d'eau dans le distributeur si l'on veut atteindre une qualité d'au moins 20 %. Quand la préchauffe est totale et que l'eau rentre à l'équilibre liquide-vapeur dans les canaux, on constate qu'un large intervalle de qualité de vapeur est possible, entre 10 et 90 %. En rappelant les résultats présentés sur la Figure V - 19, la qualité dépend alors des conditions opératoires utilisées (débit d'eau et température d'huile).

En s'intéressant plus particulièrement à l'influence de la nature de la plaque, nous pouvons remarquer plusieurs effets. Les plaques à canaux droits (P-CDF et P-CD3D) ont un comportement similaire quel que soit l'avancement de la préchauffe de l'eau dans le distributeur.

En revanche, la plaque à motifs (P-CDMTF) présente de meilleures performances de vaporisation : pour un  $R_{préchauffe}$  donné, la qualité de vapeur est systématiquement supérieure à celle des deux autres plaques. Rappelons aussi que la surface d'échange des canaux de cette plaque est en moyenne 20% supérieure du fait des motifs aux canaux droits, l'échange thermique est donc favorisé.

L'augmentation de la pression de travail a une réelle influence sur les performances de vaporisation. Par exemple, pour vaporiser au moins 10 % du débit d'eau à 4,5 bar, seulement 60 % de ce débit nécessite d'être préchauffé dans le distributeur contre 90 % à la pression atmosphérique. A la pression de 4,5 bar, les conclusions sur l'influence de la nature de la plaque demeurent par ailleurs identiques.



Au regard de ces résultats, plusieurs conclusions s'imposent :

- Si l'on utilise des canaux droits, il est primordial que l'écoulement d'eau soit préchauffé avant son entrée dans les canaux pour espérer atteindre des qualités de vapeur les plus élevées possibles.
- L'utilisation de canaux à section droite variable ainsi que l'augmentation de la pression permettent d'améliorer la vaporisation de l'eau lorsque la préchauffe est incomplète dans le distributeur.

Ces deux conclusions illustrent parfaitement le lien entre l'hydrodynamique de l'écoulement bouillant dans les canaux et la qualité de vapeur en sortie de vaporiseur. En effet et dans le Chapitre IV, nous avons constaté d'une part que la plaque P-CDMTF permettait de limiter la quantité de liquide éjecté prématurément par la croissance des bulles confinées. D'autre part, nous avons également observé que l'augmentation de la pression, par la concentration de la vapeur produite, diminuait les instabilités de l'écoulement et limitait également l'éjection de liquide. Il est donc intéressant à ce stade de faire le lien entre la Figure V - 21 et les diagrammes spatio-temporels obtenus pour certaines expériences choisies à différentes valeurs de  $R_{préchauffe}$ .

Nous nous focalisons pour cela sur la plaque P-CD3D et sur les expériences opérant avec une température d'huile de 130 °C. Trois diagrammes spatio-temporels sont présentés en Figure V - 22, correspondant à des débits d'eau en entrée de 0,3 kg/h, 0,6 kg/h et 4,5 kg/h et une valeur de  $R_{préchauffe}$  respectivement égale à 99 %, 96 % et 36 %. Lorsque la préchauffe est quasiment achevée dans le distributeur (> 90%), le niveau de liquide moyen dans le temps est localisé dans le premier tiers du canal. En revanche, lorsque la préchauffe est partielle, le niveau de liquide s'élève et dépasse la mi-longueur. Remarquons également que l'éjection de bouchons de liquide est d'autant plus importante que le rapport  $R_{préchauffe}$  est faible.

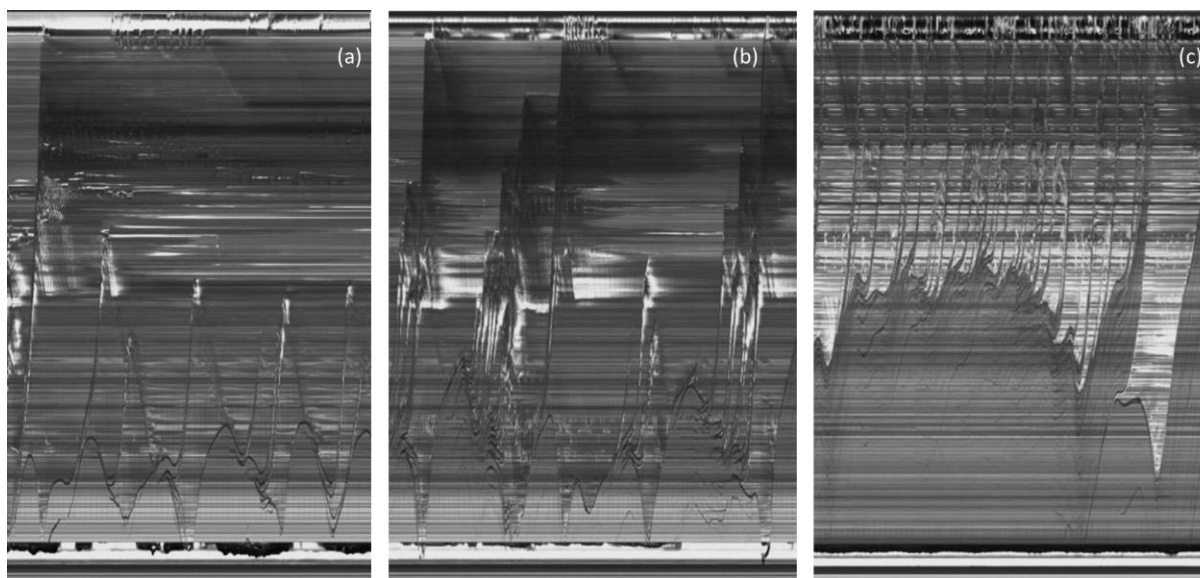


Figure V - 22. Diagrammes spatio-temporels pour différentes expériences à différents  $R_{préchauffe}$  sur la plaque P-CD3D. Température d'huile dans le bain : 130 °C, Débit d'huile : 185 kg/h, Pression : atmosphérique, Débit entrant d'eau ( $R_{préchauffe}$ ) : (a) 0,3 kg/h (99 %), (b) 0,6 kg/h (96 %) et (c) 4,5 kg/h (36 %).

L'observation des DST nous laisse donc penser qu'il existe une relation entre le niveau de liquide dans les canaux et le rapport  $R_{préchauffe}$ . Nous avons donc décidé de relever les niveaux minimal et maximal de liquide dans chaque canal en utilisant le DST et ce, pour l'ensemble des expériences disponibles pour la plaque P-CD3D à la pression atmosphérique. Ces niveaux sont relevés selon la même méthode utilisée pour estimer l'amplitude des oscillations dans le Chapitre IV - . Ils sont représentés, sur la Figure V - 23, en fonction du  $R_{préchauffe}$ . Les barres d'erreur représentent l'écart type des niveaux relevés pour chaque point. Précisons également qu'un niveau minimal nul dans les canaux signifie que le refoulement du liquide se fait jusque dans le distributeur.

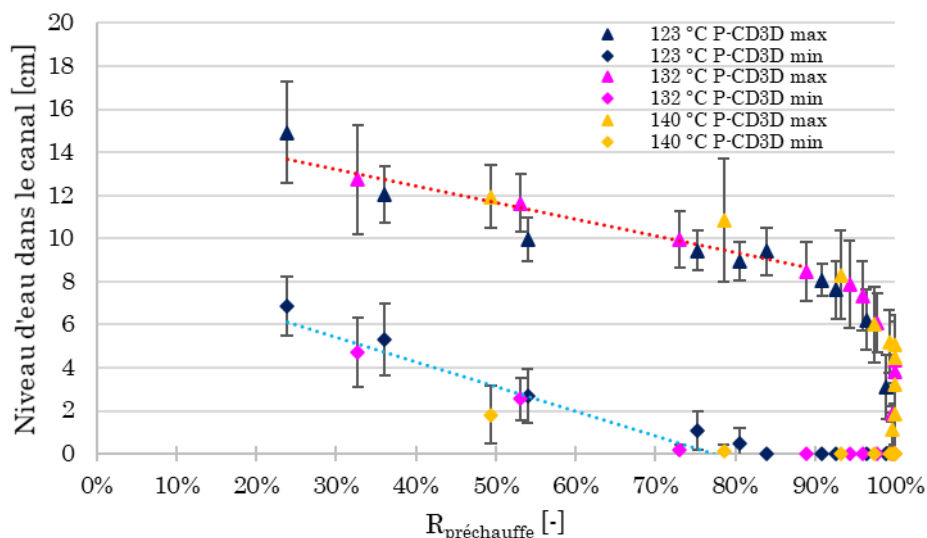


Figure V - 23. Évolution du niveau d'eau minimal et maximal dans les canaux en fonction du  $R_{préchauffe}$ . Plaque :P-CD3D, Débit d'huile : 185 kg/h, Température d'entrée d'huile : [123 – 132 – 140] °C, Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température de préchauffe de l'eau 80 °C et Pression : atmosphérique.

Concernant le niveau minimal, on distingue deux cas de figure. Si la préchauffe est inférieure à 85 %, le niveau minimum de liquide semble corrélé de façon affine en fonction de  $R_{préchauffe}$ . Au-delà, le liquide est refoulé dans le distributeur.

Pour le niveau maximal d'eau dans les canaux, on distingue 3 zones. La première, correspondant respectivement à des valeurs de  $R_{préchauffe}$  inférieures à 80 % semble faire également apparaître une variation linéaire. Dans la seconde, pour un  $R_{préchauffe}$  compris entre 80 et 99 %, on observe une chute du niveau d'eau moyen. Enfin, lorsque la préchauffe est totale dans le distributeur, les points sont superposés au niveau de la borne supérieure du critère. En pratique, l'étude des DST de ces points révèle que le niveau maximal est d'autant plus bas que le débit d'eau entrant est faible également.

Ainsi, nous venons de montrer que la préchauffe de l'eau dans le distributeur joue un rôle déterminant dans le vaporiseur d'étude. En particulier, pour atteindre des qualités de vapeur élevées en sortie, il est primordial que l'écoulement d'eau reçoive au moins 90 % de la puissance utile à la préchauffe au passage dans le distributeur. Si tel n'est pas le cas, alors la qualité chute brutalement, la longueur de canal dédiée à la vaporisation devenant rapidement très faible.

## V - 4. Coefficients de transfert thermique diphasique

La dernière étape de cette étude thermique consiste en la détermination du coefficient de transfert thermique diphasique. Dans le cas d'un changement d'état, ces coefficients ont la particularité, d'une part d'être supérieurs aux coefficients de transfert thermique observés dans un écoulement monophasique et d'autre part de dépendre de la fraction en vapeur locale de l'écoulement. Il n'est pas rare d'atteindre des valeurs de coefficients de transfert diphasique pour de la vaporisation d'eau supérieures à  $10 \text{ kW/m}^2/\text{K}$ . Ces coefficients dépendent de la densité de flux thermique reçue dans les canaux qui, dans notre vaporiseur, varie entre 7 et  $110 \text{ kW/m}^2$ . Par exemple, Yin *et al.*, (2017) estiment des coefficients de transfert thermique entre  $17,5$  et  $42,5 \text{ kW/m}^2/\text{K}$  pour des densités de flux pariétales respectivement de  $631$  et  $859 \text{ kW/m}^2$  pour la vaporisation d'eau dans des canaux de  $300 \mu\text{m}$  de hauteur et de  $6 \text{ mm}$  de largeur. Yan *et al.*, (2015) estiment, quant à eux, des coefficients supérieurs à  $55 \text{ kW/m}^2/\text{K}$  obtenus pour une densité de flux pariétale de  $7,5 \text{ MW/m}^2$  et pour une vaporisation d'eau dans un tube cylindrique de  $9 \text{ mm}$  de diamètre. Lee et Lee, (2001) estiment des valeurs de coefficients de transfert diphasique comprises entre  $1,5$  et  $4 \text{ kW/m}^2/\text{K}$  dans le cas de l'évaporation de R-133 contenu dans un film de  $1 \text{ mm}$  d'épaisseur soumis à des flux surfaciques compris respectivement entre  $3$  et  $15 \text{ kW/m}^2$ . Ces trois exemples mettent en lumière que les valeurs des coefficients diphasiques sont fonction, outre la densité de flux pariétale, de la géométrie et de la taille du système et des propriétés du fluide.

Nous allons à présent expliquer la méthode que nous avons choisie pour estimer, pour chaque expérience, le coefficient de transfert thermique.

### V - 4.1. Méthodologie de calcul

L'étape ultime de détermination du coefficient de transfert diphasique a soulevé de nombreuses questions quant à la méthode à adopter. La plus grande difficulté est liée au fait que, pour de nombreuses expériences, les canaux sont divisés schématiquement en deux zones distinctes, la première étant dédiée à l'achèvement de la préchauffe de l'eau et la suivante à son évaporation. Par ailleurs, la frontière entre ces deux zones se déplace le long du canal en fonction des conditions opératoires. Il est donc nécessaire de passer par des bilans locaux.

La première idée était de procéder de façon très classique en estimant la résistance au transfert côté huile et en cherchant à optimiser la résistance côté eau de telle sorte que le bilan thermique global soit satisfaisant. Cette alternative n'est cependant pas envisageable dans la mesure où la surface d'échange côté huile ne recouvre pas l'intégralité de la surface d'échange côté eau. Nous avons illustré cet aspect sur la Figure V - 2.

L'unique solution est donc d'exploiter les mesures de températures du bloc qui, en première approximation, peuvent être assimilées à celles en proche paroi des canaux. Partant de ce principe, la méthodologie adoptée est la suivante et est illustrée sur la Figure V - 24.

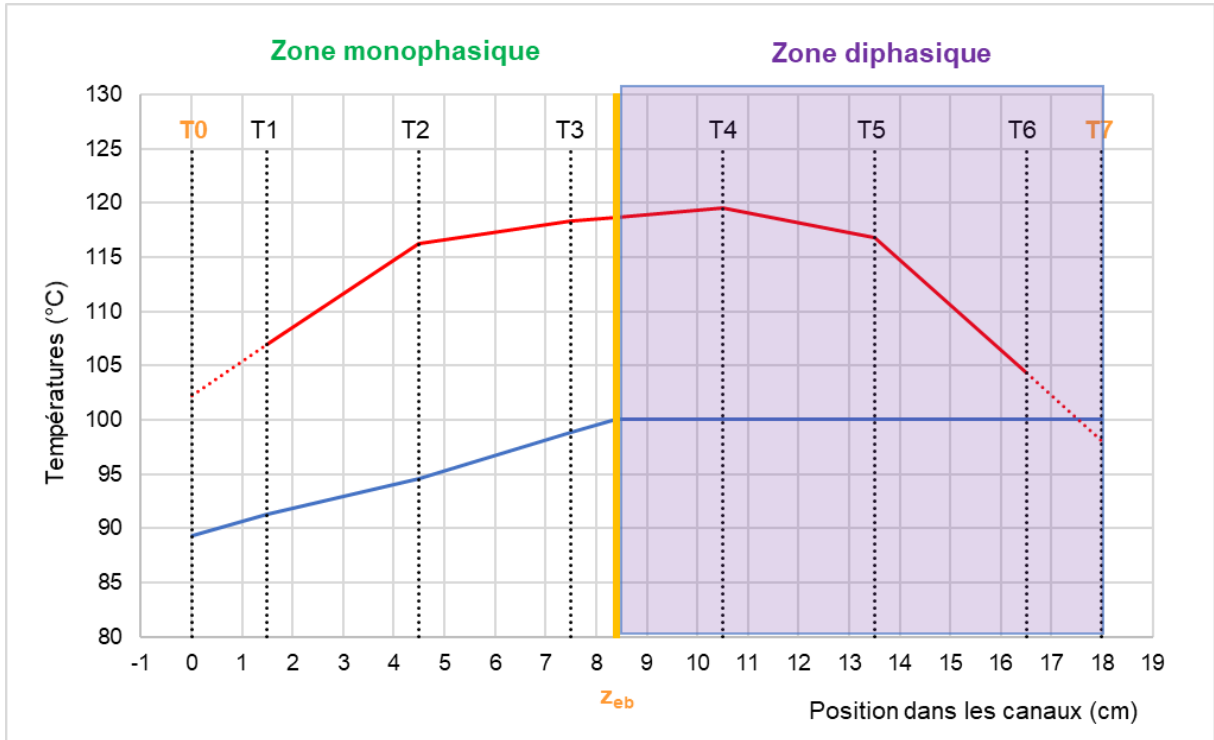


Figure V - 24. Évolution de la température de la paroi et de la température de l'eau en fonction de la position dans les canaux.

1. On dispose des valeurs expérimentales des températures dans le bloc T1 à T6. On suppose que la température du bloc varie linéairement dans chaque tronçon. Cela étant posé, on estime par extrapolation linéaire les températures, notées T0 et T7, du bloc respectivement au niveau de l'entrée et de la sortie des canaux.
2. La seconde étape consiste à repérer la position,  $z_{eb}$ , de la frontière entre les zones monophasique et diphasique. Pour ce faire, on exploite le bilan enthalpique différentiel sur une tranche élémentaire des canaux caractérisée par une surface d'échange à la paroi élémentaire  $dS$ , soit :

$$\dot{m}_{eau} C_{p,eau} \cdot dT_{eau} = h_{mono}(T_{bloc} - T_{eau}) \cdot dS \quad (5.9)$$

Où  $h_{mono}$  est le coefficient d'échange thermique entre la paroi et l'écoulement d'eau monophasique. Il est supposé uniforme dans la 1<sup>ère</sup> zone et calculé à l'aide d'une corrélation sur le nombre de Nusselt, valable pour un canal droit à l'échelle millimétrique et en régime laminaire. Cette relation s'intègre selon :

$$\int_{T_{eau}^{in}}^{T_{eau}^{eb}} \frac{dT_{eau}}{(T_{bloc} - T_{eau})} = \int_0^{z_{eb}} \frac{h_{mono}}{\dot{m}_{eau} C_{p,eau}} dS \quad (5.10)$$

L'intégration est réalisée par tronçons en considérant sur chaque tronçon la température du bloc comme sa moyenne sur la longueur de tronçon et permet ainsi de déterminer pour quelle valeur de  $z_{eb}$ , la température de l'eau atteint sa valeur à l'équilibre liquide-vapeur.

3. Une fois la position de la frontière connue, il est alors possible de calculer la puissance reçue par l'eau dans la zone diphasique et utile à la vaporisation

$$\dot{Q}_{vaporisation} = h_{dipha} \int_{z_{eb}}^{z=18} (T_{bloc} - T_{eau}^{eb}) \cdot dS \quad (5.11)$$

Où  $h_{dipha}$  est le coefficient d'échange thermique entre la paroi et l'écoulement d'eau diphasique. On fera l'hypothèse que ce coefficient est uniforme dans la zone de vaporisation.  $\dot{Q}_{vaporisation}$  a été déterminée précédemment pour chaque expérience, ce qui permet de déterminer la valeur de  $h_{dipha}$ . L'intégration est réalisée de façon analogue à celle de l'étape précédente en prenant pour la température du bloc, sa valeur moyenne sur chaque tronçon.

Précisons par ailleurs que si la température du bloc extrapolée en sortie des canaux (température T7) est inférieure à la température d'ébullition du fluide, comme cela est le cas sur l'exemple considérée sur la Figure V - 24, le flux de chaleur est pris égal à 0 sur la longueur de canal concerné dès lors que la température du bloc atteint cette valeur limite.

## V - 4.2. Coefficients de transfert thermique estimés

Nous avons tracé sur la Figure V - 25 les coefficients moyens de transfert thermique diphasique pour l'ensemble des expériences en fonction du débit d'eau utilisé.

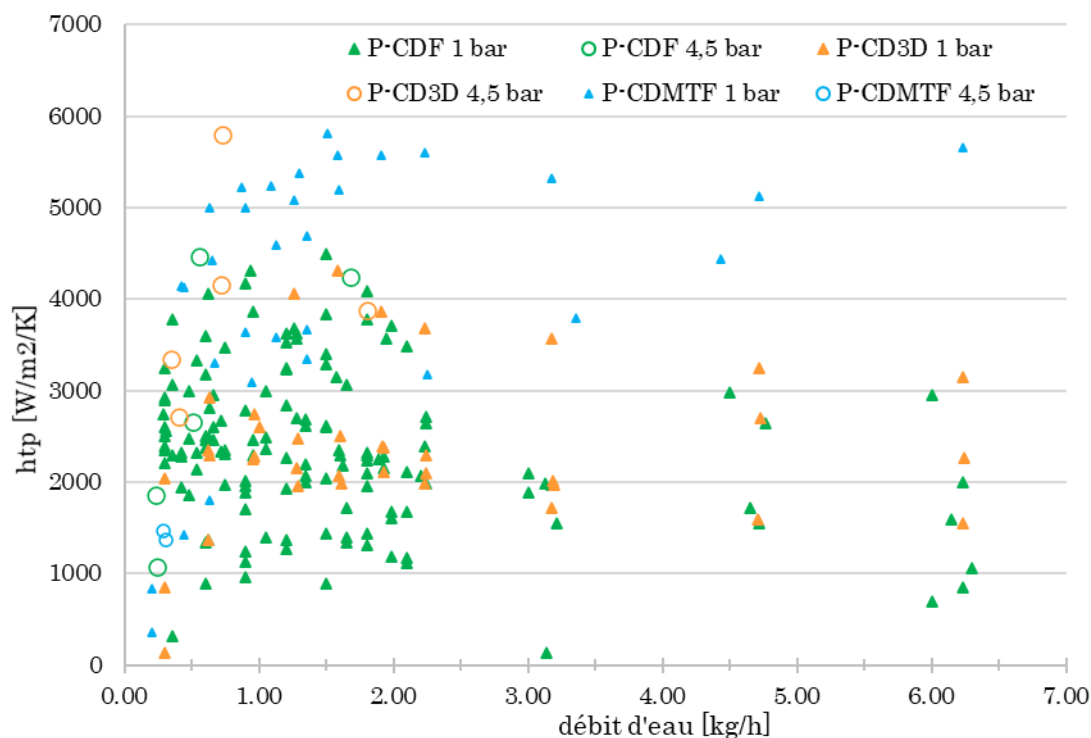


Figure V - 25. Évolution du coefficient de transfert diphasique en fonction du débit d'eau pour la deuxième campagne expérimentale.

Les coefficients de transfert diphasique ainsi calculés sont majoritairement compris entre 1000 et 6 000 W/m²/K. En annexe A.V - 2 - 5, nous avons estimé l'incertitude de cette méthode de calcul à  $\pm 500$  W/m²/K. Ces valeurs sont donc statistiquement significatives et respectent l'ordre de grandeur attendu. Il n'existe à l'évidence pas de corrélation entre le coefficient de de transfert et le débit d'eau. Néanmoins plusieurs constatations peuvent être faites :

- Les coefficients diphasiques calculés pour les plaques P-CDF et P-CD3D sont superposés. Ce résultat est en accord avec ce que l'on avait pu constater sur les phénomènes d'ébullition qui nous montraient un comportement similaire d'une plaque à l'autre.
- Les coefficients diphasiques calculés dans la plaque P-CDMTF sont supérieurs à ceux mesurés dans les deux autres plaques. Notre interprétation de cet effet s'appuie sur l'étude des DST et des vidéos qui montrent que, quelles que soient les conditions opératoires, la paroi du canal est toujours mouillée contrairement aux deux autres plaques où le régime d'assèchement peut être observé. Par conséquent, le transfert thermique est favorisé dans les canaux.

Bien que la précision des valeurs calculées soit discutable, nous avons pu démontrer que les coefficients de transfert thermique diphasique dans les canaux ont un ordre de grandeur conforme à ce que l'on pouvait attendre d'après les valeurs relevées dans la littérature.

## V - 5. Conclusion de l'étude thermique du vaporiseur

Cette étude thermique du vaporiseur d'étude réalisée sur la base de nombreuses expériences dans des conditions opératoires variées, conduit aux conclusions suivantes :

- Nous avons mis en évidence trois critères adimensionnels :  $R_Q$ ,  $R_m$  et  $R_{préchauffe}$  avec lesquels la valeur de la qualité de vapeur est corrélée.
- Une qualité de vapeur élevée dans les canaux est atteinte pour les rapports  $R_Q$  et  $R_m$  les plus faibles, et donc généralement pour des expériences à faible débit d'eau.
- L'influence de la préchauffe de l'eau dans le distributeur est prépondérante sur la qualité de la vapeur en sortie de vaporiseur. Ainsi, si le gain de température de l'eau liquide dans le distributeur n'atteint pas 90 % de sa valeur à l'ébullition alors la qualité sera systématiquement inférieure à 20 %. Il faut donc privilégier les conditions opératoires pour lesquelles l'eau entre dans les canaux à l'équilibre.
- L'état de surface des canaux n'a pas une influence significative sur la production de vapeur dans la mesure où le transfert de chaleur est limité côté huile. La transposition des performances de production d'une plaque fabriquée par fraisage à une plaque imprimée en 3D est donc possible.
- Une géométrie à motifs triangulaires orientés à contre-courant et permettant la rétention du liquide dans les canaux améliore sensiblement la qualité de vapeur en particulier lorsque la préchauffe de l'eau dans le distributeur est incomplète.
- Le bénéfice d'une augmentation de la pression est particulièrement visible lorsque la préchauffe dans le distributeur est incomplète. On atteint des qualités de vapeur supérieures comparativement aux expériences réalisées à la pression atmosphérique. Cette amélioration est en partie due à la densité de la vapeur produite, qui permet une réduction des instabilités d'écoulement (cf. partie IV - 2.1.3).
- L'évaluation des coefficients de transfert diphasique est empreinte de nombreuses incertitudes ( $\pm 500 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ) néanmoins l'ordre de grandeur des coefficients obtenus est cohérent avec les données présentées dans la littérature.

La caractérisation thermique du vaporiseur étant maintenant achevée, nous allons dans le prochain chapitre nous intéresser au dimensionnement de vaporiseurs milli-structurés obtenus par fabrication additive et selon deux cas d'étude proposés par Air Liquide. De ces deux exemples, nous proposerons une première méthodologie de prédimensionnement de tels équipements.

## Référence bibliographique du Chapitre V

BANG K. H., KIM K. K., LEE S. K., et LEE B. W., 2011, « Pressure effect on flow boiling heat transfer of water in minichannels », *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, n° 3 : 280-286.

JONES S. F., EVANS G. M., et GALVIN K. P., 1999, « Bubble nucleation from gas cavities - A review », *Advances in Colloid and Interface Science*, vol. 80, n° 1 : 27-50.

KUO C. J. et PELES Y., 2008, « Flow boiling instabilities in microchannels and means for mitigation by reentrant cavities », *Journal of Heat Transfer*, vol. 130, n° 7 : 1-10.

KUO C. J. et PELES Y., 2009, « Pressure effects on flow boiling instabilities in parallel microchannels », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, n° 1-2 : 271-280.

LEE Han Ju et LEE Sang Yong, 2001, « Heat transfer correlation for boiling flows in small rectangular horizontal channels with low aspect ratios », *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 27 : 2043-2062.

YAN Jianguo, BI Qincheng, LIU Zhaohui, ZHU Ge, et CAI Laizhong, 2015, « Subcooled flow boiling heat transfer of water in a circular tube under high heat fluxes and high mass fluxes », *Fusion Engineering and Design*, vol. 100 : 406-418.

YIN Liaofei, XU Ruina, JIANG Peixue, CAI Haofei, et JIA Li, 2017, « Subcooled flow boiling of water in a large aspect ratio microchannel », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 112 : 1081-1089.



## Annexe V - 1 : Expériences réalisées

### A.V - 1 - 1 : Estimation des pertes thermiques

Cette partie rassemble l'ensemble des expériences menées pour estimer les pertes thermiques.

#### A.V - 1 - 1. 1 : Par convection d'huile chaude

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	Calorifuge
P-CDF	16,6	130	97,2	95,1	93,6	96,2	92,9	91,6	97,0	95,2	non
P-CDF	45,4	130	112,6	110,2	101,2	106,8	100,4	98,5	106,8	101,2	non
P-CDF	74,6	130	118,5	117,4	107,2	114,2	107,9	105,9	115,0	107,8	non
P-CDF	102,0	130	120,5	119,5	109,3	116,3	108,8	106,0	115,6	107,2	non
P-CDF	10,3	140	95,2	89,3	83,8	87,2	83,7	83,1	89,7	87,6	non
P-CDF	44,4	140	129,2	125,6	114,3	121,2	113,5	111,5	121,8	114,3	non
P-CDF	14,3	130	92,7	86,9	80,5	83,6	81,4	80,1	86,4	83,1	oui
P-CDF	44,1	130	112,9	110,9	104,6	108,7	105,0	102,3	109,6	104,8	oui
P-CDF	72,1	130	117,9	117,3	110,5	114,8	110,9	108,0	115,9	110,4	oui
P-CDF	100,2	130	120,4	120,3	113,8	118,1	114,0	110,9	118,3	113,1	oui
P-CDF	127,5	130	122,4	122,3	115,9	120,1	115,9	112,8	120,5	115,1	oui
P-CDF	29,1	150	122,3	118,3	110,2	114,6	110,8	108,4	116,9	111,6	oui
P-CDF	72,5	150	135,4	134,6	127,2	132,3	127,8	124,2	133,6	126,9	oui
P-CDF	70,5	150	135,3	134,6	127,4	132,3	128,0	124,5	133,3	126,9	oui
P-CDF	70,7	150	135,1	134,2	127,0	132,0	127,6	124,0	132,9	126,4	oui
P-CDF	70,4	150	135,1	134,3	127,1	132,0	127,7	124,2	133,1	126,7	oui
P-CDF	100,3	150	138,6	138,2	130,8	136,0	131,1	127,3	135,2	129,7	oui
P-CDF	98,7	150	138,3	137,9	130,8	135,8	131,1	127,3	136,0	129,6	oui
P-CDF	126,6	150	141,1	140,3	133,0	138,1	133,4	129,4	138,5	131,7	oui
P-CDF	154,1	150	142,0	141,7	134,3	139,3	134,3	130,6	139,5	132,8	oui
P-CDF	180,9	150	142,6	142,4	135,3	140,1	135,2	131,3	140,3	133,6	oui
P-CDF	35,3	170	142,4	138,4	130,6	135,7	131,3	128,0	137,1	130,8	oui
P-CDF	42,3	170	145,5	142,3	133,9	139,4	135,0	131,5	141,2	134,3	oui
P-CDF	70,4	170	153,5	151,9	143,6	149,5	144,6	140,3	149,5	142,5	oui
P-CDF	96,1	170	157,4	156,1	147,9	153,9	148,4	143,9	154,3	146,5	oui
P-CDF	99,6	170	157,4	156,1	147,9	153,9	148,4	143,9	154,3	146,5	oui
P-CDF	124,7	170	159,7	158,8	150,6	156,3	150,9	146,4	156,6	148,7	oui
P-CDF	151,5	170	160,3	159,9	151,7	157,3	151,7	147,0	157,4	149,6	oui
P-CDF	42,5	190	162,2	157,8	148,6	154,9	150,0	145,8	156,6	148,7	oui
P-CDF	69,8	190	171,6	168,8	159,6	166,5	160,9	155,8	166,9	158,4	oui
P-CDF	97,1	190	175,9	174,1	164,8	171,6	165,5	160,2	171,9	163,0	oui
P-CDF	123,4	190	177,9	177,1	168,0	174,5	168,3	163,0	174,9	165,8	oui

**A.V - 1 - 1. 2 : Par des capteurs de densité de flux thermique**

Pour une convection d'huile uniquement :

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)
P-CDF	46	160	137,3	135,7	127,8	132,4	134,1	134	135,9	126,2
P-CDF	47,2	150	129,3	127,9	121,5	125,1	126,5	126,4	128,2	120,3
P-CDF	47,2	140	120,9	120,1	113,9	117,1	118,4	118,1	119,9	112,6
P-CDF	46	130	113,5	112,5	106,6	109,4	110,5	110,3	111,9	105,7
P-CDF	46	120	105,3	104,4	98,9	101,3	102,3	102,1	103,5	97,8
P-CDF	73,3	120	108,2	108,9	102,9	106,1	107,1	106,9	108,3	101,1
P-CDF	73,4	130	116,9	117,7	111,1	114,7	116	115,9	117,2	109,2
P-CDF	73,4	140	125,3	126,6	120	123,7	124,8	124,7	126,1	118,2
P-CDF	73,4	150	131,1	135,5	128,2	132,3	133,6	133,3	134,7	126,2
P-CDF	73,6	160	143,3	144,3	136,9	141,4	142,6	142,3	142,6	134,3
P-CDF	73,8	160	143,3	144,2	136,4	141,1	142,4	142,1	142,4	133,9
P-CDF	96,7	40	38,8	38,9	37,1	37,4	37,8	37,5	38,3	37,3
P-CDF	97,7	50	47,2	47,3	44,8	45,5	46	45,7	46,6	44,4
P-CDF	98,5	60	56,7	56,7	54	55,1	55,4	55,1	56	53,3
P-CDF	99,2	70	65,7	66	63	64,4	64,7	64,5	65,4	62,4
P-CDF	99,7	80	74,8	75,2	71,9	73,3	73,9	73,7	74,6	70,8
P-CDF	99,7	90	83,6	84,5	80	81,9	82,8	82,5	83,4	78,5
P-CDF	100	105	96,5	97,8	92,5	95,2	96,1	95,8	96,9	90,4
P-CDF	100,5	120	109,9	111,5	105,5	108,7	109,5	109,3	110,5	103,3
P-CDF	100	102	109,9	111,5	105,7	108,8	109,7	109,5	110,6	103,7
P-CDF	100,5	130	119,4	120,9	115,4	118,4	119,1	118,9	119,5	113,8
P-CDF	100,5	140	128,7	129,9	124	127,1	128,1	127,8	128,8	122
P-CDF	100,5	150	138	139	132	136	137,1	136,8	137,7	129,8
P-CDF	100,5	160	147,1	148,1	140,3	144,8	146,1	145,7	146,8	137,6
P-CDF	155,5	50	49,1	49,4	47,7	48,2	48,5	48,4	49,2	47,5
P-CDF	156,4	60	58,5	58,8	56,4	57,1	57,7	57,5	58,3	56
P-CDF	156,7	70	67,5	68,1	65,6	66,6	66,8	66,6	67,6	64,7
P-CDF	156,8	80	76,7	77,6	74,4	75,7	76,1	75,9	76,9	73,6
P-CDF	156,5	90	85,9	86,9	83	84,8	85,4	85,1	86,1	81,7
P-CDF	156,3	100	95,2	96,1	91,5	93,9	94,5	94,2	95	89,7
P-CDF	155,9	110	104,6	105,5	100,4	103	103,7	103,4	104,2	98,5

Pour des expériences avec vaporisation de l'eau :

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)
P-CDF	182,8	130	123,1	121,1	0,6	50	97,9	99,6	104,9	112,2	113,1	112	110,6	102,4
P-CDF	182,8	130	123,4	121,4	0,9	50	94,5	99,5	104,1	121,1	112,9	112	110,6	102,2
P-CDF	182,8	130	123,2	121,1	1,3	50	91,5	99,4	103,3	112	112,9	112,1	110,8	102
P-CDF	182,8	130	123,3	121,2	1,6	50	88,4	99,4	102,3	111,9	112,7	112,1	110,7	102
P-CDF	182,2	130	123,1	121	1,9	50	83,3	99,3	100,3	111,3	112,6	111,9	110,5	101,6

Chapitre V - Étude thermique du vaporiseur

P-CDF	182,8	130	123,1	120,8	2,5	50	77,7	99	97,2	110,3	112,3	111,9	110,5	101,5
P-CDF	182,8	130	123,3	120,5	3,2	50	64	99,1	95	109	111,9	111,7	110,6	101,4
P-CDF	182,8	130	123,2	120,4	4,7	50	57,3	99	93,4	107,5	110,7	111,1	110,3	101,2
P-CDF	182,8	130	123,2	119,9	6,1	50	56,6	95,9	91,8	106	108,9	109,9	109,6	99,7
P-CDF	182,2	130	123,3	121,6	0,3	80	99,5	99,7	105,5	112,2	113,1	113,6	114,8	108,8
P-CDF	182,2	130	123,3	121,2	0,6	80	99,1	99,5	105,4	112,2	112,8	111,9	110,4	102,1
P-CDF	182,2	130	123,3	121,2	1,0	80	98,6	99,5	105,3	112,2	112,9	112,1	110,5	102,1
P-CDF	182,2	130	123,4	121,3	1,3	80	98	99,5	105,1	112,2	113	112	110,6	102,1
P-CDF	182,2	130	123,4	121,4	1,6	80	96,6	99,4	105,1	112,1	112,8	112	110,7	102,1
P-CDF	182,2	130	123,3	121,3	1,9	80	96,8	99,5	104,8	112,3	113	112,3	110,7	102,2
P-CDF	182,2	130	123,5	121,2	2,5	80	94,7	99,3	104,3	112	113	112,2	110,8	101,9
P-CDF	182,2	130	123,4	121,2	3,2	80	93,1	99,2	103,8	111,8	113	112,1	110,6	101,7
P-CDF	182,2	130	123,3	121,1	4,7	80	84,8	99,2	101,8	111,3	112,5	111,9	110,7	101,8
P-CDF	182,2	130	123,3	121	6,2	80	82,2	99,2	100,9	111	112,5	111,9	110,8	101,9
P-CDF	182	140	131,8	130,4	0,3	80	99,8	114,4	109,3	118,4	120	126	130,2	121,8
P-CDF	182	140	131,5	129	0,6	80	99,7	100,1	108,9	117,7	118,4	117,7	116	104
P-CDF	181,3	140	131,8	129,2	1,0	80	99,8	100	108,9	117,8	118,3	117,3	114,9	103,6
P-CDF	181,3	140	131,9	129,2	1,3	80	99	99,8	108,8	117,8	118,5	117,2	114,8	103,4
P-CDF	181,3	140	131,8	129,2	1,6	80	98,4	100	108,8	117,8	118,6	117,4	114,8	103,5
P-CDF	181,3	140	131,9	129,3	1,9	80	97,5	100	108,8	117,9	118,6	117,5	115	103,6
P-CDF	181,3	140	131,7	129	2,6	80	96,3	99,7	108,4	117,6	118,5	117,3	114,9	102,9
P-CDF	181,3	140	131,7	129,2	3,2	80	96	99,7	108	117,5	118,3	117,4	114,9	102,9
P-CDF	181,3	140	131,8	129,2	4,7	80	89,8	99,7	106,8	117,1	118,4	117,4	115	103
P-CDF	181,3	140	131,9	129,2	6,3	80	83,6	100	105,2	116,8	118,5	117,5	115,3	103,1
P-CDF	181,3	150	139,2	139,4	0,3	80	99,4	122,3	113,7	125	133,4	137,9	139,6	130,4
P-CDF	180	150	139,5	137,5	0,6	80	100,4	100,5	113	123,8	124,3	123,6	122,1	106
P-CDF	180	150	139,6	137,7	1,0	80	100,4	100,4	112,8	123,6	124,2	122,8	119,7	104,7
P-CDF	180	150	139,4	137,2	1,3	80	99,9	100,3	112,8	123,5	124,2	122,7	119,1	104,2
P-CDF	180	150	139,4	137,3	1,6	80	100	100,3	112,8	123,5	124,2	122,6	119,1	104,2
P-CDF	180	150	139,5	137,4	1,9	80	99,6	100,3	112,8	123,4	124,2	122,7	119,2	104,2
P-CDF	180	150	139,6	137,3	2,6	80	98,4	99,9	112,6	123,2	124,1	122,7	119,2	103,9
P-CDF	180	150	139,7	137,3	3,2	80	97,5	110,1	112,4	123,4	124,1	122,7	119,2	104
P-CDF	180	150	139,8	137,7	4,7	80	95,5	100,7	111,9	123,2	124,2	122,9	119,5	104,2
P-CDF	180	150	139,5	137,2	6,3	80	88,5	100,4	110,3	122,8	123,9	122,7	119,6	104,4
P-CDF	180,8	160	149,4	148,1	0,3	80	99,7	129,6	118,4	132,5	144,8	146,8	148,5	138,1
P-CDF	179,5	160	149,3	146,1	0,6	80	100,4	110,5	116,8	129,5	130,3	132,1	142,2	130
P-CDF	179,5	160	149,2	145,1	1,0	80	100,7	100,8	116,5	129,1	129,5	128,1	125,5	106,4
P-CDF	179,5	160	149,3	145,1	1,3	80	100,4	100,9	116,5	129,1	129,6	127,7	123,6	105,7
P-CDF	179,5	160	148,9	145	1,6	80	100,6	100,8	116,4	128,9	129,6	127,7	123,5	105,6
P-CDF	179	160	149	145	1,9	80	100,6	101	116,6	129	129,6	127,9	123,6	105,8
P-CDF	179	160	149	145	2,6	80	99,6	100,6	116,3	128,8	129,6	127,9	123,4	105,5
P-CDF	179	160	149,3	145	3,2	80	98,8	100,6	116,1	128,7	129,6	127,7	123,5	105,5
P-CDF	179	160	148,9	144,9	4,7	80	96,7	101	115,8	128,5	129,5	127,7	123,8	105,6
P-CDF	179	160	149	145	6,3	80	93,7	101	115,1	128,3	129,2	127,7	123,8	105,7

### A.V - 1 - 1. 3 : Par l'étude de la cinétique de refroidissement du module de vaporisation

Nous avons regroupé dans le tableau ci-dessous l'ensemble des expériences réalisées dans l'étude de la cinétique de refroidissement du module. Nous avons, pour chaque expérience, uniquement indiqué les températures initiales mesurées du module et de l'environnement.

Plaque	Sondes de température	Température initiale du module (°C)	Température de l'environnement (°C)
P-CD3D	Ecotherm	98,3	28,5
P-CD3D	Ecotherm	97,8	26
P-CD3D	Ecotherm	98,8	27
P-CD3D	Ecotherm	102,4	27
P-CD3D	Ecotherm	103,3	27
P-CD3D	Ecotherm	106,9	29
P-CD3D	Ecotherm	106,4	27
P-CD3D	Ecotherm	107,7	28
P-CD3D	Ecotherm	116,5	28
P-CD3D	Ecotherm	111,8	26
P-CD3D	Ecotherm	115,7	27
P-CD3D	Ecotherm	115,2	28
P-CD3D	Ecotherm	116,2	28
P-CD3D	Ecotherm	119,5	29
P-CD3D	Ecotherm	120,1	27
P-CD3D	Ecotherm	123,8	29
P-CD3D	Ecotherm	133,9	24,8
P-CD3D	Ecotherm	132,2	24,3
P-CD3D	Ecotherm	138,4	25,7
P-CD3D	Ecotherm	140,6	24,8
P-CD3D	Ecotherm	142,4	25,7
P-CD3D	Ecotherm	149,1	25,4
P-CD3D	Ecotherm	145,0	25,7
P-CD3D	Ecotherm	157,4	25,5
P-CD3D	ProSensor	79,7	31
P-CD3D	ProSensor	95,8	31
P-CD3D	ProSensor	105	33
P-CD3D	ProSensor	62,1	31
P-CD3D	ProSensor	71	31

### A.V - 1 - 2 : Campagnes expérimentales sur la vaporisation en canaux milli-structurés

#### A.V - 1 - 2. 1 : Répétabilité des mesures

Dans une démarche expérimentale, il est important que les résultats expérimentaux soient répétables. Dans notre cas, le temps long de stabilisation des températures dans le vaporiseur

d'étude nous a conduit à vérifier cette répétabilité sur un ensemble restreint de jeux de conditions opératoires différentes regroupées dans le tableau suivant.

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)
P-CDF	109,3	121,4	117,9	0,6	50	94,8	99,1	100,5	103,7	105,8	104,1	106,9	100,3
P-CDF	109,1	121,4	117,9	0,6	50	95,3	99,2	100,7	104	105,9	104,2	107,2	100,6
P-CDF	109,1	121,1	117,7	0,6	50	95,2	99,2	100,4	103,7	105,6	103,9	106,9	100,4
P-CDF	180,4	123,4	121	1,5	80	94,4	99,6	103,8	111,2	112,8	112,7	110,5	103,2
P-CDF	180,4	123,2	120,8	1,5	80	94,7	99,6	103,9	111,3	112,9	113	110,7	103,4
P-CDF	180,4	123,4	121,1	1,5	80	94,5	99,6	103,7	111,2	112,6	112,8	110,6	103,1
P-CD3D	176,9	171,9	163,6	6,2	80	100,8	104	116,7	134,8	133,3	133,7	134,1	111,8
P-CD3D	176,8	171,9	163,5	6,2	80	100,8	104,1	116,6	134,8	133,1	133,6	134	111,7
P-CD3D	176,9	171,8	163,5	6,2	80	100,6	104,8	116,7	134,9	133,3	133,7	134,2	111,8
P-CD3D	176,9	172	163,7	6,2	80	100,7	104	116,8	134,9	133,4	133,8	134,2	112

Ces expériences ont été réalisées sur plusieurs semaines différentes. On constate que les températures varient dans un intervalle de 0,3 °C ce qui correspond aux incertitudes de mesure des sondes utilisées. Les expériences ont alors été considérées comme répétables.

## A.V - 1 - 2. 2 : Première campagne

Cette première campagne est, chronologiquement dans l'exploitation du banc de test, l'une des premières campagnes réalisées. Nous avons alors qu'un faible retour d'expérience. Par conséquent, nous n'avons initialement pas mesuré la température de l'environnement. Considérant les températures de l'environnement mesurées lors de la seconde campagne, on peut constater que la température moyenne relevée dans la sorbonne du banc de test est aux alentours de 25°C. Nous avons donc fixé cette valeur pour l'ensemble des expériences de cette première campagne.

### 1. Influence de la température de préchauffe de l'eau

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	$T_{amb}$ (°C)	P (Bar)
P-CDF	110,1	130	121,1	117,8	1,98	50	74,5	99,3	95,7	106,4	108,8	109,3	108,8	102,1	25	1
P-CDF	110,1	130	121,2	117,9	1,8	50	77,1	99,4	96,7	106,7	109	109,5	108,9	102,3	25	1
P-CDF	110,1	130	120,7	117,6	1,65	50	77,3	99,4	97,1	106,6	108,8	109,3	108,6	102,1	25	1
P-CDF	110,2	130	121	117,8	1,5	50	81,9	99,7	98,5	107,2	109,1	109,5	108,9	102,3	25	1
P-CDF	110,2	130	121	118	1,35	50	85	99,7	99,6	107,7	109,2	109,6	109	102,4	25	1
P-CDF	110,2	130	120,9	118	1,2	50	88,1	99,8	100,6	107,9	109,2	109,7	109,1	102,5	25	1
P-CDF	110,2	130	120,7	117,9	1,05	50	90,1	99,7	101,4	107,8	109,2	109,6	108,9	102,3	25	1
P-CDF	110,2	130	120,6	117,9	0,9	50	92,6	99,7	102,2	108,2	109,4	109,8	109	102,3	25	1
P-CDF	110,3	130	120,8	118,1	0,75	50	94,3	99,7	102,6	108,3	109,6	109,9	109,2	102,4	25	1
P-CDF	110,3	130	120,9	118,2	0,6	50	95,7	99,7	103,1	108,6	109,7	110,2	109,5	102,6	25	1
P-CDF	110,2	130	120,8	117,7	1,98	60	82	99,4	98,5	107	108,8	109,5	108,6	102	25	1
P-CDF	110,2	130	120,5	117,6	1,8	60	83,7	99,6	99,5	107,4	108,9	109,5	108,7	102,1	25	1
P-CDF	110,2	130	120,4	117,6	1,65	60	87,2	99,7	100,2	107,5	108,9	109,6	108,7	102,2	25	1
P-CDF	110,2	130	120,4	117,6	1,5	60	88,2	99,8	100,4	107,4	108,9	109,5	108,6	102,2	25	1

P-CDF	110,2	130	121,1	118,2	1,35	60	91,4	99,6	101,8	108,1	109,1	109,7	108,6	102,1	25	1
P-CDF	110,2	130	121,9	118,1	1,35	60	90,3	100	101,6	108,1	109,2	109,8	109	102,4	25	1
P-CDF	110,2	130	120,9	118	1,2	60	92,7	99,8	102,1	108,2	109,3	110	109	102,4	25	1
P-CDF	110,2	130	121	118,1	1,05	60	93,9	99,7	102,5	108,3	109,4	109,9	109	102,4	25	1
P-CDF	110,2	130	120,8	118	0,9	60	94,8	99,6	102,8	108,4	109,5	110	109,1	102,4	25	1
P-CDF	110,2	130	121,1	118,2	0,75	60	96,5	99,5	103,2	108,6	109,7	110,3	109	102,4	25	1
P-CDF	110,2	130	121,3	118,4	0,6	60	97,6	99,6	103,2	108,8	109,8	110,7	109,9	102,6	25	1
P-CDF	110,2	130	120,8	117,8	1,98	70	91,2	99,6	101,1	107,8	109	109,5	108,6	102,1	25	1
P-CDF	110,2	130	120,9	117,8	1,8	70	90,6	99,6	101,5	107,9	109,1	109,5	108,2	102	25	1
P-CDF	110,2	130	121,1	118,1	1,65	70	91,9	99,7	102	108,3	109,3	109,7	108,4	102,1	25	1
P-CDF	110,2	130	121	118	1,5	70	93	99,7	102,2	108,3	109,2	109,7	108,4	102,2	25	1
P-CDF	110,2	130	121,1	118,1	1,35	70	93,4	99,7	102,4	108,3	109,3	109,8	108,5	102,2	25	1
P-CDF	110,2	130	121,1	118,2	1,2	70	94,3	99,8	102,7	108,3	109,3	109,9	108,7	102,3	25	1
P-CDF	110,2	130	121,1	118,1	1,05	70	95,1	99,7	102,9	108,3	109,4	110	108,7	102,3	25	1
P-CDF	110,2	130	121,3	118,3	0,9	70	95,7	99,7	103,1	108,4	109,6	110,2	109,2	102,4	25	1
P-CDF	110,2	130	121,3	118,3	0,75	70	97,6	99,7	103,3	108,7	109,8	110,7	109,5	102,4	25	1
P-CDF	110,1	130	120,8	118	1,98	80	92,6	99,6	102,2	108,2	109,5	110	107,9	102	25	1
P-CDF	110,1	130	120,9	118	1,8	80	93	99,6	102,6	108,4	109,5	110,1	108	102,1	25	1
P-CDF	110,1	130	120,8	117,9	1,65	80	94,3	99,7	103	108,4	109,6	110,1	108,1	102,2	25	1
P-CDF	110,1	130	120,7	117,8	1,5	80	94,6	99,7	103	108,4	109,6	110	108,2	102,3	25	1
P-CDF	110,1	130	120,6	117,8	1,35	80	94,5	99,7	103	108,4	109,5	110,2	108,2	102,2	25	1
P-CDF	110,1	130	120,5	117,7	1,2	80	95	99,8	103,2	108,5	109,6	110,1	108,4	102,4	25	1
P-CDF	110,1	130	120,5	117,9	1,05	80	95,5	99,7	103,3	108,8	109,6	110,3	108,5	102,4	25	1
P-CDF	110,1	130	120,5	117,8	0,9	80	96,3	99,4	103,2	108,6	109,6	110,4	108,6	102	25	1
P-CDF	110,1	130	120,6	117,9	0,75	80	96,9	99,5	103,4	108,7	109,9	110,7	109	102,4	25	1
P-CDF	110,1	130	120,6	117,9	0,6	80	97,8	99,6	103,9	108,9	110,1	110,9	109,2	102,6	25	1

## 2. Influence de la température du bain d'huile

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	$T_{amb}$ (°C)	P (Bar)
P-CDF	180,1	130	123,7	120,8	6	80	83,5	99,4	100,3	109,9	112,5	112,6	110,3	102,8	25	1
P-CDF	180,2	130	123,3	120,9	4,5	80	87,8	99,4	101,6	110,2	112,4	112,5	110,1	102,9	25	1
P-CDF	180,2	130	123,4	120,9	3	80	91,5	99,2	102,8	110,8	112,6	112,5	110,1	102,7	25	1
P-CDF	180,2	130	123,2	120,9	2,1	80	93,5	99,6	103,5	111,1	112,7	112,6	110,4	103	25	1
P-CDF	180,4	130	123,4	121	1,8	80	94,4	99,6	103,8	111,2	112,8	112,7	110,5	103,2	25	1
P-CDF	180,4	130	123,4	121,1	1,5	80	94,8	99,5	103,9	111,5	112,9	112,8	110,5	103,1	25	1
P-CDF	180,4	130	123,4	120,9	1,2	80	95,9	99,5	104,1	111,6	113	113	110,7	103,2	25	1
P-CDF	180,4	130	123,6	121,2	0,9	80	97,6	99,6	104,1	111,8	113,1	113,1	110,9	103,2	25	1
P-CDF	180,4	130	123,6	121,4	0,3	80	99	99,7	104,8	112,2	113,6	114,1	112,1	103,9	25	1
P-CDF	179,3	140	132	128,6	6	80	87,3	99,9	104,3	115,5	118,5	118	114,2	104,6	25	1
P-CDF	179,3	140	132,1	128,7	4,5	80	90,6	99,9	105,3	116,1	118,4	118	114,1	104,5	25	1
P-CDF	179,3	140	132,1	128,7	3	80	93,4	99,8	106,1	116,3	118,5	118,1	114,1	104,5	25	1
P-CDF	179,3	140	132	128,7	2,1	80	95,2	100	106,6	116,8	118,4	118,3	114,4	104,8	25	1
P-CDF	179,3	140	132,3	128,9	1,8	80	96	99,9	106,7	117	118,5	118,4	114,5	104,8	25	1
P-CDF	179,3	140	132,3	129	1,5	80	97,6	100,2	107	117,1	118,7	118,7	114,7	105,1	25	1

P-CDF	179,3	140	132,3	129	1,2	80	98,2	100,3	107,2	117,3	118,9	118,8	115,1	105,3	25	1
P-CDF	179,3	140	132,3	129,1	0,9	80	98,2	100,1	107,2	117,3	118,9	118,8	115,1	105,4	25	1
P-CDF	179,3	140	132,3	129,3	0,6	80	98,6	100,1	107,1	117,3	119	119,2	116,2	105,8	25	1
P-CDF	179,3	140	132,1	129,8	0,3	80	99,5	108,6	107,6	118,1	120	122,1	124,2	113,8	25	1
P-CDF	178,5	150	141	136,6	6,1	80	90,5	100,7	108	121,2	124	123,6	118,4	106	25	1
P-CDF	178,5	150	140,7	136,7	4,7	80	93,8	100,5	108,7	121,9	124,3	123,7	118,3	105,9	25	1
P-CDF	178,5	150	140,6	136,6	3,1	80	95,7	100,3	109,2	122,2	124	123,6	118,3	105,9	25	1
P-CDF	178,5	150	140,4	136,5	2,2	80	98	100,5	109,4	122,3	124,2	123,9	118,5	106	25	1
P-CDF	178,5	150	140,6	136,6	1,9	80	98,5	100,6	109,7	122,4	124,2	123,9	118,8	106,2	25	1
P-CDF	178,5	150	140,5	136,5	1,6	80	98,7	100,5	109,5	122,6	124,2	124	118,9	106,5	25	1
P-CDF	178,5	150	140,5	136,6	1,3	80	98,3	100,5	109,9	122,5	124,3	124,1	119,4	106,8	25	1
P-CDF	178,5	150	140,9	136,9	0,9	80	98,3	100,6	109,9	122,7	124,5	124,5	120,7	107,5	25	1
P-CDF	178,5	150	140,6	137	0,6	80	99,7	100,4	110,2	123	124,7	125	123,7	108,4	25	1
P-CDF	178,5	150	140,8	138,5	0,3	80	99,8	110,3	111,2	124,4	128,4	134	134,9	122,6	25	1

### 3. Influence du débit d'huile

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	$T_{amb}$ (°C)	P (Bar)
P-CDF	176,8	130	124,3	122,5	0,3	50	99,5	105,6	105,8	110,9	114,2	112,3	120,7	114,4	25	1
P-CDF	176,9	130	124,3	122,1	0,36	50	99,1	99,8	104,8	109,2	112,1	110,1	117,6	109	25	1
P-CDF	176,7	130	124,5	122,4	0,36	50	99,2	99,8	105,2	110,1	113	111,2	119,3	112,1	25	1
P-CDF	176,7	130	124,2	121,8	0,42	50	98,9	99,6	104,6	109,2	112,1	109,7	116,7	104,8	25	1
P-CDF	176,7	130	124,3	121,8	0,48	50	98,6	99,6	104,4	109,1	111,9	109,6	116,2	104,5	25	1
P-CDF	176,7	130	124,2	121,6	0,54	50	97,9	99,6	104,3	108,9	111,7	109,4	115,9	104,3	25	1
P-CDF	176,4	130	124,1	121,5	0,6	50	97,6	99,5	104,2	109,2	111,5	109,1	115,5	103,8	25	1
P-CDF	176,3	130	124,2	121,7	0,66	50	97	99,7	104,2	109	111,5	109	115,2	103,3	25	1
P-CDF	176,3	130	124,1	121,6	0,72	50	97,2	99,7	104,2	109	111,4	109	114,8	103,2	25	1
P-CDF	176,3	130	124,1	121,4	0,9	50	94,9	99,7	103,6	108,3	111	108,6	114,2	102,9	25	1
P-CDF	176,3	130	124,1	121,5	1,2	50	91,1	99,4	103	108,1	110,6	108,3	113,2	102,4	25	1
P-CDF	176,3	130	124,1	121,5	1,5	50	90,8	99,7	102,5	108	110,6	108,2	113,8	102,5	25	1
P-CDF	176,3	130	124,2	121,4	1,8	50	87	99,5	101,1	108	110,6	108	112,8	102,1	25	1
P-CDF	176,3	130	124,3	121,5	2,1	50	83,5	99,3	100	107,7	110,4	108	112,3	101,9	25	1
P-CDF	110,1	130	121	118,6	0,3	50	99,1	99,6	103,5	108,1	109,8	107,2	114	104,6	25	1
P-CDF	110,1	130	121,3	118,5	0,36	50	98,3	99,3	102,9	107,5	109,1	106,8	112,9	102,6	25	1
P-CDF	110,1	130	121,4	118,6	0,42	50	98,2	99,6	102,8	107,3	109	106,7	112,9	102,9	25	1
P-CDF	110,1	130	121,4	118,5	0,48	50	97,9	99,4	102,8	106,9	108,8	106,7	112,4	102,6	25	1
P-CDF	110,1	130	121,3	118,5	0,54	50	97,7	99,5	102,8	107	108,8	106,5	112,1	102,6	25	1
P-CDF	110,1	130	120,8	118	0,6	50	96,6	99,3	102,2	106	107,9	105,7	111,3	101,8	25	1
P-CDF	110,1	130	121	118,1	0,66	50	94,1	99,2	102	105,7	107,8	105,5	110,8	101,8	25	1
P-CDF	110,1	130	121,2	118,1	0,72	50	93,1	99,2	101,8	105,6	107,5	105,3	110,7	101,7	25	1
P-CDF	109,9	130	121,3	118,2	0,9	50	91,5	99,2	101,3	105,7	107,6	105,3	110,3	101,5	25	1
P-CDF	109,9	130	121,1	118	1,2	50	86,6	99,1	99,6	105,5	107,4	105	109,8	101,3	25	1
P-CDF	109,9	130	121,1	117,9	1,5	50	84,1	99,2	98,3	105,5	107,3	105	109,6	101,2	25	1
P-CDF	109,9	130	121,3	117,8	1,8	50	78	99,1	96,2	105	107	104,9	109,3	101,1	25	1
P-CDF	109,9	130	121,3	117,7	2,1	50	72,3	99	94,1	104,6	106,9	104,7	109,2	101	25	1

P-CDF	71,5	130	118,3	114,8	0,3	50	99,1	99,4	101,5	104,6	105,5	103,4	110,1	101,9	25	1
P-CDF	71	130	117,9	114,6	0,36	50	97,3	99,3	101	104,2	104,7	102,6	109	101,4	25	1
P-CDF	71	130	118	114,4	0,42	50	96,9	99,1	100,7	103,7	104,4	102,4	108,3	101	25	1
P-CDF	71	130	118	114,4	0,48	50	95,9	99,2	100,6	103,7	104,3	102,3	108,1	101,2	25	1
P-CDF	71	130	117,9	114,4	0,54	50	94,9	99,1	100,5	103,5	104,1	102	108,1	101,2	25	1
P-CDF	70,9	130	118	114,3	0,6	50	94,2	99,4	100,1	103,4	103,8	102,1	107,9	101	25	1
P-CDF	70,9	130	118,1	114,3	0,66	50	93,4	99,9	100	103,5	103,9	102	107,9	101	25	1
P-CDF	70,9	130	118	114,2	0,9	50	89	99,2	98,5	103,4	103,6	101,7	107,5	100,8	25	1
P-CDF	70,8	130	118	114	1,2	50	82,7	99,1	95,8	102,7	103,4	101,3	107,2	100,5	25	1
P-CDF	70,7	130	117,9	113,3	1,5	50	72,8	99,1	91,3	101	102,5	100,8	106,5	100,4	25	1
P-CDF	70,7	130	117,9	113,2	1,8	50	68,5	99,1	88,9	100	102,2	100,8	106,6	100,4	25	1
P-CDF	70,7	130	118	113,1	2,1	50	64,8	99	87,5	98,8	102	100,6	106,6	100,4	25	1

### A.V - 1 - 2. 3 : Seconde campagne

Précisons ici qu'une grande partie de cette campagne a déjà été présentée dans les parties A.IV - 1 - 1 et A.IV - 1 - 2. Pour faciliter la lecture nous surlignons en bleu les nouvelles expériences en pression par rapport à ce qui a déjà été présenté.

#### 1. Sous pression atmosphérique

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	$T_{amb}$ (°C)
P-CDF	180,9	130	122,9	120,4	0,3	80	99,8	99,7	104,2	108,6	109,6	110,6	108,8	102	23
P-CDF	180,8	130	122,9	120,4	0,6	80	99,2	99,8	104,2	108,6	109,5	110,4	108,5	101,7	23,9
P-CDF	180,9	130	122,8	120,2	1,0	80	97,2	99,7	104,1	108,5	109,5	110,6	108,4	101,7	24,4
P-CDF	180,7	130	122,8	120,3	1,3	80	96,5	99,5	103,8	108,3	109,5	110,4	108,3	101,4	24,5
P-CDF	180,8	130	122,7	120,2	1,6	80	94,4	99,6	103,1	108,1	109,3	110,4	108,2	101,2	21
P-CDF	180,8	130	123	120,3	1,9	80	94,3	99,6	103,2	108,4	109,4	110,3	108,4	101,4	23,8
P-CDF	180,8	130	122,9	120,3	2,2	80	93,2	99,5	102,7	108	109,3	110,4	108,3	101,5	24,6
P-CDF	180,7	130	122,9	120,3	2,2	80	93	99,5	102,8	108	109,3	110,3	108,3	101,4	24,3
P-CDF	180,9	130	123	120,1	3,2	80	89,5	99,6	101,8	108	109,1	110,2	108,5	101,5	24
P-CDF	180,6	130	122,7	120	4,8	80	84,3	99,6	99,5	107,3	108,7	110,1	108,4	101,4	22
P-CDF	180,8	130	122,6	119,8	6,3	80	81,6	99,6	97,9	106,9	108,5	109,8	108,1	101,4	21,8
P-CDF	179,5	140	131,9	129,7	0,3	80	99,6	109,3	106,7	114	116,3	124,8	126,9	119,5	26,8
P-CDF	179,6	140	131,7	129,6	0,3	80	99,1	105,5	106,4	113,8	115,8	123,7	126,8	119,2	26,2
P-CDF	179,5	140	131,8	128,5	0,6	80	99,7	99,7	106,4	113	114,2	115,2	113	103,2	27,2
P-CDF	179,6	140	131,7	128,3	1,0	80	99,2	99,2	106,1	112,8	113,9	114,9	112,7	102,5	25,9
P-CDF	179,6	140	132	128,5	1,3	80	98,9	99,3	106,2	112,9	113,9	115,2	112,7	102,6	28,4
P-CDF	179,5	140	131,7	128,4	1,6	80	98,4	99,5	106,1	112,7	113,8	114,9	112,5	102,6	27
P-CDF	179,6	140	131,8	128,2	1,9	80	96,9	99,1	105,7	112,5	113,5	114,5	112,2	102,2	26,5
P-CDF	179,6	140	132	128,5	2,2	80	95,9	99,1	105,7	112,7	113,8	114,8	112,6	102,3	29,2
P-CDF	179,6	140	131,6	128,3	3,2	80	92,7	99,1	105	112,1	113,5	114,5	112	102,1	26,6
P-CDF	179,5	140	131,9	128,3	4,7	80	90,3	99,6	104,5	112	113,8	114,7	112,4	102,8	28
P-CDF	179,5	140	131,8	128,3	6,2	80	86,6	99,6	103,1	111,7	113,6	114,6	112,6	102,8	28,3
P-CDF	178,5	150	140,3	138,6	0,3	80	99,3	117	109,5	119,2	123,2	136,3	135,9	127	26,7



Chapitre V - Étude thermique du vaporiseur

P-CDF	178,5	150	140,1	136,7	0,6	80	99,9	99,7	108,9	117,7	119,2	122,5	118,4	105,5	27,1
P-CDF	178,5	150	140,3	136,5	1,0	80	99,8	99,8	108,8	117,6	118,8	120,2	117,1	104,3	27,3
P-CDF	178,5	150	140,1	136,3	1,3	80	99,7	99,7	108,7	117,5	118,6	119,8	116,9	104,2	27,6
P-CDF	178,5	150	140,3	136,5	1,6	80	99,6	99,7	108,6	117,4	118,5	119,7	116,9	104,2	27,5
P-CDF	178,5	150	140,2	136,4	1,9	80	99,1	99,4	108,5	117,2	118,4	119,5	116,8	104	27,6
P-CDF	178,5	150	140,1	136,5	2,2	80	98,7	99,5	108,5	117,3	118,4	119,5	116,8	104,1	27,9
P-CDF	178,5	150	140,3	136,4	3,1	80	96,4	99,7	108,3	117	118,4	119,5	116,7	104	27,6
P-CDF	178,5	150	140,5	136,7	4,7	80	92,7	99,7	107,6	116,7	118,3	119,6	116,7	104,1	28
P-CDF	178,5	150	140,3	136,7	6,2	80	89,3	99,9	106,9	116,3	118,3	119,5	116,8	104,3	28,5
P-CD3D	184,6	130	122,9	120,9	0,3	80	99,4	100,1	105	110,9	111,4	113	112,1	102,9	25,9
P-CD3D	184,6	130	123	120,8	0,6	80	98,5	99,8	104,8	110,9	111,4	112,8	110,3	101,7	26,6
P-CD3D	184,6	130	123,1	120,8	1,0	80	97,4	100,1	104,8	111	111,5	112,9	110,5	102,1	26,2
P-CD3D	184,6	130	123,1	120,9	1,3	80	97,1	99,8	104,4	110,9	111,4	112,8	110,5	101,9	26,9
P-CD3D	184,6	130	123	120,8	1,6	80	95,2	99,8	103,7	110,7	111,2	112,6	110,4	101,8	26,3
P-CD3D	184,6	130	123,1	120,8	1,9	80	94,5	99,9	103,5	110,8	111,4	112,8	110,5	101,9	26,9
P-CD3D	184,6	130	123	120,7	2,2	80	93,3	100,1	103,1	110,8	111,4	112,9	110,5	102	27,1
P-CD3D	184,5	130	122,9	120,7	3,2	80	88,4	99,6	100,6	110,1	110,9	112,4	110,3	101,6	26,3
P-CD3D	184,6	130	123,1	120,5	4,7	80	85	99,7	98,9	109,6	110,9	112,6	110,4	101,7	28
P-CD3D	184,6	130	122,8	120,4	6,2	80	82,6	99,7	96,5	108,2	110,3	112,3	110,2	101,6	24,2
P-CD3D	185,5	140	131,9	129,8	0,3	80	99,8	112,2	107,5	116,2	116,9	126,5	128,3	120,2	25,8
P-CD3D	184,5	140	131,9	128,8	0,6	80	100	100	107,2	115,6	115	117,6	115,7	103,3	27,4
P-CD3D	184,5	140	131,9	128,8	1,0	80	100	100,1	107,2	115,5	116,1	117,7	115,4	103,1	27,6
P-CD3D	184,7	140	131,8	128,8	1,3	80	99,3	100	107	115,6	116	117,7	115,5	103,1	28,1
P-CD3D	184,6	140	131,9	128,8	1,6	80	98,8	100	107	115,4	115,9	117,7	115,4	103	28,2
P-CD3D	184,5	140	131,8	128,7	1,9	80	98,4	100,2	106,9	115,5	116,1	117,7	115,5	103,1	28,4
P-CD3D	184,4	140	131,9	128,8	2,2	80	97	100,2	106,7	115,5	116,2	117,7	115,6	103,2	28
P-CD3D	184,8	140	131,5	128,6	3,2	80	93,2	99,8	105,4	115	115,8	117,4	115,3	102,7	26
P-CD3D	184,7	140	132	128,8	4,7	80	89	99,9	103,6	114,8	115,7	117,5	115,5	103	28
P-CD3D	184,5	140	131,7	128,6	6,2	80	84,8	100,1	101,4	114,5	115,7	117,5	115,5	103,1	29,1
P-CD3D	183,3	150	140,4	139	0,3	80	99,8	119,5	109,8	121,5	132,3	138,5	137,7	127,7	28,6
P-CD3D	183,3	150	140,1	136,8	0,6	80	100,8	100,7	109,8	120,5	121	123	121,7	105,5	29,1
P-CD3D	183,3	150	140,1	136,8	1,0	80	100,7	100,6	109,9	120,6	121,1	123,1	120,4	104,5	29,2
P-CD3D	183,3	150	140,3	137	1,3	80	100,4	100,7	109,9	120,5	121,2	123,1	120,4	104,6	29,5
P-CD3D	183,3	150	140,2	136,9	1,6	80	100,3	100,6	109,8	120,4	121,2	123	120,3	104,4	29,3
P-CD3D	183,1	150	140,3	136,6	1,9	80	99,8	100,7	109,8	120,5	121,1	123	120,3	104,6	29
P-CD3D	183,3	150	140,2	136,8	2,2	80	99,3	100,7	109,7	120,4	121,2	123,1	120,5	104,5	29,5
P-CD3D	183,3	150	140,2	136,8	3,2	80	98,3	100,7	109,4	120,4	121,3	123,2	120,6	104,7	29,7
P-CD3D	183,3	150	140,2	136,7	4,7	80	95	100,7	108,2	120	120,9	122,9	120,4	104,5	30,2
P-CD3D	183,2	150	140,3	136,8	6,2	80	88,6	100,8	105,8	119,8	120,9	123,1	120,6	104,7	30,6
P-CD3D	178,7	180	172,2	166,8	0,6	80	101,3	132	116,7	135,5	137,8	163,4	164,7	147,6	25,1
P-CD3D	178,1	180	171,8	164,5	1,0	80	102,5	105,1	117	134,8	133,2	136,7	150,9	137	25,4
P-CD3D	177,5	180	171,6	163,8	1,3	80	103,1	103	117,1	134,5	133,9	134	138,8	112,5	25,7
P-CD3D	177,4	180	171,8	163,7	1,6	80	103	103	117	134,4	132,6	133,4	136,1	111,8	26
P-CD3D	177,3	180	171,2	163,7	1,9	80	103	103,1	117,1	134,4	132,6	133,3	134,7	111,4	26,4
P-CD3D	177,2	180	171,8	163,7	2,2	80	102,9	103,1	117,1	134,5	132,8	133,5	134,5	111,5	26,5
P-CD3D	177,2	180	171,8	163,6	3,2	80	102,7	103,4	117,2	134,7	133	133,7	134,1	111,6	26,4

Chapitre V - Étude thermique du vaporiseur

P-CD3D	177,5	180	171,8	163,7	4,7	80	101	103,7	117,2	135	133,3	133,8	134,4	112,1	26,6
P-CD3D	176,9	180	171,9	163,6	6,2	80	100,8	104	116,7	134,9	133,3	133,7	134,2	111,8	27,2
P-CDMTF	185,6	130	123,2	121,7	0,2	80	97,7	100,6	104,4	106,9	108,1	112,7	118,4	11,7	22
P-CDMTF	185,1	130	123,3	121	0,4	80	97,2	99,9	103,7	106,8	107,4	107	109,5	100,4	22,5
P-CDMTF	184,9	130	123,2	121	0,6	80	92	99,9	103	106,8	107,5	107	109,3	100,5	21,9
P-CDMTF	185,1	130	123,2	120,8	0,9	80	93,1	99,8	102,6	106,6	107,3	106,9	109,3	100,3	22,1
P-CDMTF	185,2	130	123,2	120,9	1,1	80	92,3	99,8	101,2	106,6	107,2	106,9	109,1	100,3	22,2
P-CDMTF	185,1	130	123,3	121	1,3	80	91,4	99,8	101,6	106,6	107,2	106,9	109,3	100,3	22,2
P-CDMTF	185,3	130	123,3	121	1,5	80	91	99,8	101,2	106,5	107,2	106,9	109,2	100,2	22,5
P-CDMTF	184,8	130	123,2	120,9	2,2	80	86	99,6	99,8	106,3	107,1	106,7	109,1	100,1	22
P-CDMTF	184,9	130	123,4	120,7	3,2	80	82	99,6	96,3	105,8	107	106,7	109,2	100,1	22,2
P-CDMTF	184,7	130	123	120,3	4,2	80	81	99,5	93,6	104,2	106,9	106,6	109	100,1	21,9
P-CDMTF	186,4	140	132,2	130,6	0,2	80	99,4	100,3	107,8	117,7	124,2	130,8	130,9	122,5	23,1
P-CDMTF	185,6	140	131,9	129	0,4	80	98,8	99,6	105,3	109	110,1	110,5	114,1	101,1	23,9
P-CDMTF	185,5	140	132	128,8	0,6	80	98	99,6	105,2	109	109,9	109,4	112,9	100,3	23,8
P-CDMTF	185,4	140	132	128,8	0,9	80	97,1	99,6	105,1	108,9	110	109,5	112,5	100,3	24
P-CDMTF	185,4	140	132	128,9	1,1	80	97	99,6	105	109,1	110,1	109,6	112,6	100,3	24
P-CDMTF	185,5	140	132	128,8	1,4	80	97,7	99,6	104,8	108,9	110	109,6	112,6	100,4	24,5
P-CDMTF	185,4	140	132,1	128,9	1,6	80	93,7	99,6	104,4	109	110,1	109,5	112,7	100,5	24,3
P-CDMTF	185,4	140	132	128,7	2,3	80	91	99,7	103,3	109	109,9	109,5	112,6	100,5	24,3
P-CDMTF	185,5	140	131,9	128,7	3,4	80	88,7	99,7	102,1	108,5	109,7	109,3	112,6	100,4	24,6
P-CDMTF	185,6	140	131,9	128,7	4,4	80	85,5	99,6	100,5	108,4	109,7	109,3	112,7	100,4	24,5
P-CDMTF	185,6	150	140,4	139,7	0,2	80	99,2	100,1	113	127,9	137,4	140,6	139,6	129,1	24,4
P-CDMTF	185,2	150	140,2	137,3	0,4	80	99,8	100,7	107,5	113,3	117	127,5	134,4	120	25,2
P-CDMTF	184,4	150	139,9	136,8	0,7	80	99,8	100,2	107,2	112,2	113,5	113,4	117,5	101,1	25,6
P-CDMTF	184,4	150	140	136,7	0,9	80	99,4	100,2	107,1	111,9	113,3	112,7	116,8	101,1	25,7
P-CDMTF	184,5	150	140	136,7	1,1	80	99,1	100,1	107	111,8	113,2	112,6	116,5	101	25,5
P-CDMTF	184,3	150	140	136,6	1,4	80	98,7	100,1	107	112	113,2	112,7	116,3	101	25,8
P-CDMTF	184,2	150	140	136,8	1,4	80	98,8	100,1	106,9	111,8	113,2	112,5	116,3	101	25,6
P-CDMTF	184,3	150	140,2	136,9	2,3	80	98,1	100,2	106,2	112	113,2	112,8	116,4	101	25,5
P-CDMTF	185,4	150	140,4	137	3,4	80	93,7	100,3	105,4	111,9	113,2	112,7	116,6	101,1	26
P-CDMTF	184,1	150	140,1	136,7	4,4	80	89,5	100,3	104,2	111,7	113,1	112,6	116,4	101,1	26,1
P-CDMTF	183,7	180	169,6	164,7	0,6	80	100,3	101,5	116,4	129,5	147	161,3	154,4	115,9	27
P-CDMTF	182,9	180	169,4	163	0,9	80	101,6	101,5	116,4	126,2	135	153,9	137,6	102,5	28,1
P-CDMTF	182,4	180	169,2	161,9	1,3	80	102,3	102,1	114,7	122,3	125,8	126,9	132,5	103,1	28,3
P-CDMTF	182,4	180	169,6	162	1,6	80	101,3	101,8	114,1	121,6	124,4	130,6	133,9	103	28,1
P-CDMTF	182,5	180	169,6	162	1,9	80	100,8	101,7	114	121,5	123,7	124,3	131,1	103	28,5
P-CDMTF	182,4	180	169,7	162	2,2	80	101,5	102,3	114,4	121,8	124	123,7	129,3	103,4	28,6
P-CDMTF	182,4	180	169,6	162	3,2	80	101	102,5	113,9	121,7	124,2	123,9	129	103,6	28,9
P-CDMTF	182,3	180	169,4	161,8	4,7	80	98,5	102,7	113,1	121,8	124,2	123,9	129,1	103,9	29
P-CDMTF	181,9	180	169,6	161,8	6,2	80	93,9	103	112	121,4	124,2	123,8	129,3	104,2	29,3

2. Sous 4,5 Bar

Plaque	Débit d'huile (kg/h)	$T_{h,bain}$ (°C)	$T_{huile}^{in}$ (°C)	$T_{huile}^{out}$ (°C)	Débit d'eau (kg/h)	$T_{e,bain}$ (°C)	$T_{canal}^{in}$ (°C)	$T_{eau}^{out}$ (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)	T6 (°C)	$T_{amb}$ (°C)
P-CDF	180,8	180	170	167,5	0,2	128	140	146,6	150,1	154,4	156,4	160,6	163,3	155,6	27,4
P-CDF	180,5	180	169,9	167,3	0,5	128	141,1	148,7	150,8	155,5	156,8	158,2	156,3	149,6	26,7
P-CDF	179,1	180	170	166,9	1,8	128	131	146,3	146,8	153,8	155	156,8	154,9	147,6	29
P-CDF	179	180	170,2	166,9	3,5	128	125,2	147	144,4	153,9	155,3	156,2	155,1	148,2	30,1
P-CDF	178,5	180	170	166,7	5,2	128	126,6	147,1	143,6	153,2	155,4	156,4	154,7	148,2	30,5
P-CDF	179,7	188	178,1	175,3	0,2	128	145,3	153,8	152,7	159,5	164,6	173,3	172,6	163,7	28,4
P-CDF	179,3	188	178	174	0,6	128	143,7	148,2	153,3	158,6	160,7	161,7	159,6	150,4	28,9
P-CDF	179,9	188	178	174,2	1,7	128	139	148,3	152,4	158,6	160,5	161,7	159,5	150,4	29,1
P-CDF	179,3	188	177,9	173,9	3,4	128	127,5	148,8	149	158,5	159,9	161,5	159,7	150,8	29,9
P-CDF	178,8	188	178	173,9	5,1	128	127,7	149	147,8	158,2	160,2	160,9	159,9	151,1	30,2
P-CD3D	185	180	170,7	167,6	5,2	128	126,4	147,1	143,4	156,5	158,4	159,6	157,8	148,3	27,6
P-CD3D	185	180	170,3	167,5	0,3	128	135,9	144,8	149	156,3	157	158,9	161,8	151,7	25
P-CD3D	185	180	170,2	167,3	3,5	128	125,2	146,8	143,8	156,6	158,1	159,1	157,5	148,4	27
P-CD3D	185,8	180	170,6	167,3	0,7	128	138,5	145,1	148,5	156,5	156,9	158,3	156,4	146,9	25,6
P-CD3D	185	180	170,3	167,3	1,8	128	129,4	146,6	145,8	157,1	157,6	158,8	147,2	148	26,2
P-CD3D	184,8	188	178	174,2	1,8	128	138,1	147,2	151,3	161,4	162,1	163,4	161,5	149,6	27,1
P-CD3D	184,4	188	178,1	174,2	5,2	128	127,4	147,4	146,3	160,8	162,3	163,4	161,6	150	29
P-CD3D	185,2	188	178	174,2	0,4	128	141,8	145,1	151,4	160,7	162,2	168,1	170,1	157,6	26,9
P-CD3D	184,5	188	178,2	174,2	0,7	128	143,2	146,4	152	161	161,7	163	161,1	149,2	27,1
P-CD3D	184,3	188	178,1	174,1	3,5	128	127,3	147,5	147,3	161,1	162,2	163,7	161,7	150	28,4
P-CDMTF	183,6	180	170,4	167,5	3,2	128	124,4	147,9	141,8	152,3	155,4	155,3	157,3	148,5	26,4
P-CDMTF	183,6	180	170,2	167,3	2,0	128	124,4	147,3	144,9	154	155,1	154,9	156,9	147,9	25,9
P-CDMTF	183,6	180	170,3	167,4	0,8	128	130,4	146,3	147,9	153,4	154,4	154,2	156,3	146,9	25,6
P-CDMTF	183,6	180	170,3	167,9	0,3	128	136,8	141,1	145,7	149,4	152,8	165,7	168	158,1	25,3
P-CDMTF	182,9	180	178,7	174,6	3,2	128	126	149,3	146,1	157	158,8	158,7	161,1	150	28,2
P-CDMTF	183,2	188	178,4	174,4	2,0	128	127,1	148,3	149,4	157	158,1	157,9	160,4	148,9	28
P-CDMTF	183,2	188	178,1	174,3	0,7	128	134,7	147,2	151,5	156,1	157,4	157,3	159,8	147,9	27,3
P-CDMTF	183,9	188	178,4	175,4	0,3	128	137,9	142,9	146,2	152,3	166,2	175,9	175,9	165,3	26,5

## Annexe V - 2 : Analyse classique des facteurs et paramètres opératoires

Caractériser l'influence des différents paramètres opératoires sur la qualité de vapeur produite au sein du vaporiseur est une étape cruciale de l'étude du vaporiseur. C'est à partir des différents résultats obtenus que pourra être créé un premier outil de pré-dimensionnement de vaporiseurs compacts. Dans cette annexe sera détaillé l'influence de tous les paramètres opératoires pilotables sur le banc de test, i.e. les débits d'eau et d'huile chaude, la température d'entrée de l'eau ainsi que la température du bain d'huile. Par souci de cohérence dans la présentation des résultats, la qualité en sortie de vaporiseur, calculée par le bilan thermique, sera tracée en fonction du débit d'eau entrant dans le vaporiseur. L'influence du débit d'eau entrant dans le vaporiseur sera discuté en même temps que l'influence de la température d'huile puisque son influence sera identique pour tous les paramètres opératoires.

Plusieurs plaques ont été utilisées dans cette thèse, pour autant, les différentes influences des paramètres opératoires ont tous été observés avec les mêmes tendances pour toutes ces plaques. Les résultats de la P-CDF à canaux droits seront présentés dans cette section par soucis de concision. Néanmoins, une comparaison des performances des différentes plaques sur une série d'expériences données sera présentée.

### A.V - 2 - 1 : Influence de la température d'huile et du débit d'eau

La température de l'huile est le premier paramètre opératoire sur lequel est focalisée l'étude. En effet, la différence de température entre l'huile chaude et l'eau en équilibre liquide-vapeur constitue la force motrice du transfert thermique entre les deux fluides. La qualité produite au sein du vaporiseur équipé de la P-CDF à canaux droits pour différentes températures d'huile est présentée en Figure V - 26.

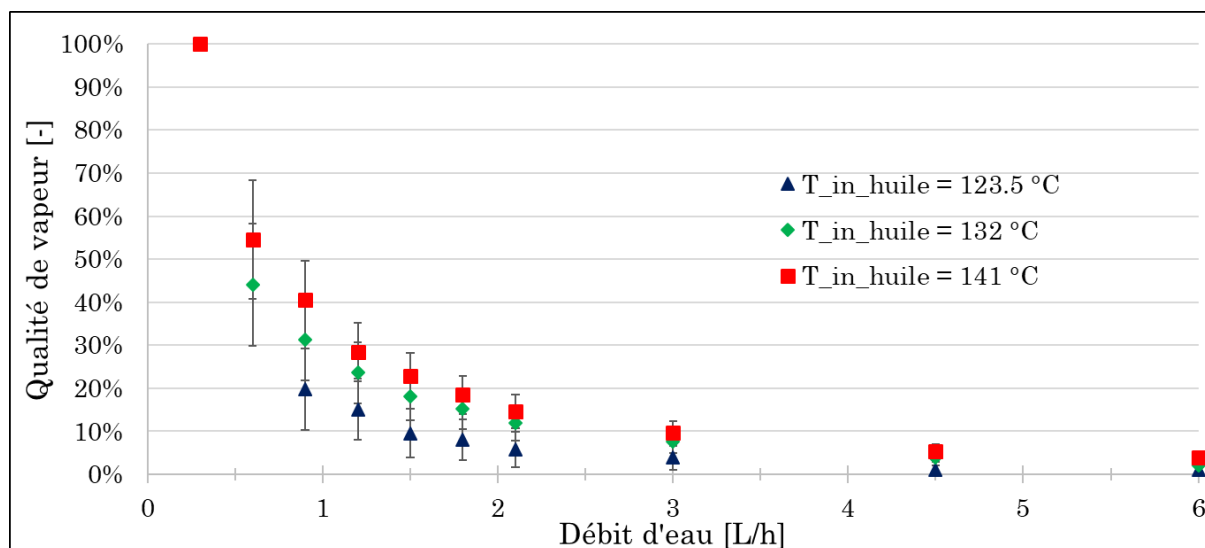


Figure V - 26. Évolution de la qualité de vapeur produite en fonction de la température d'entrée d'huile et du débit d'eau dans la P-CDF. Débit d'eau : [0,3 – 6] kg/h, Température d'entrée d'huile : [123,5– 141°C], Débit d'huile : 180 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique.

Pour un débit d'eau donné, la qualité en sortie de vaporiseur est d'autant plus élevée que la température d'entrée d'huile est grande en raison d'une différence de température, entre les deux fluides, plus élevée. Cette amélioration de la qualité produite avec l'augmentation de la température de l'huile est d'autant plus marquée que le débit d'eau est faible. La variation de

la qualité en fonction des conditions opératoires est très marquée : l'intervalle [0 – 100] % est entièrement balayé.

L'influence du débit d'eau peut se résumer par la répartition de la puissance cédée par l'huile dans le vaporiseur. Sachant que la résistance majoritaire au transfert thermique entre l'huile et l'eau est principalement présente côté huile, l'influence du débit d'eau sur la puissance cédée par l'huile est donc négligeable. Excepté le cas particulier d'un assèchement des canaux pour les très bas débits d'eau, à débit et température d'entrée de l'écoulement de l'huile fixée, la puissance cédée par l'huile au vaporiseur peut être considérée comme constante quel que soit le débit d'eau s'écoulant de l'autre côté de la plaque. La répartition de cette puissance est présentée en Figure V - 27.

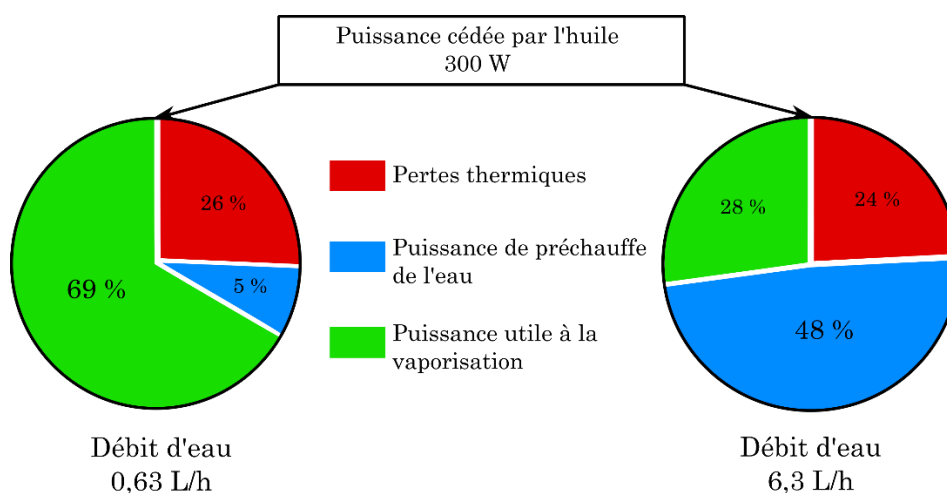


Figure V - 27. Répartition de la puissance cédée par l'huile dans le vaporiseur. Débit d'huile : 180 kg/h, Température d'entrée de l'huile : 128,5 °C, Température d'entrée de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique.

L'augmentation du débit d'eau augmente la puissance de préchauffe nécessaire pour amener l'eau à la température d'ébullition. Si la puissance cédée par l'huile ainsi que les pertes sont constantes pour un couple {température d'entrée ; débit} de la veine huile, la puissance restante pour vaporiser le fluide  $\dot{Q}_{utile}$  diminue. Au regard de la définition de la qualité,  $x = \frac{\dot{Q}_{utile}}{\dot{m}_{eau}\Delta H_{vap}}$ , et toutes choses égales par ailleurs, augmenter le débit d'eau diminue le numérateur et augmente la valeur du dénominateur. Ces deux effets ont donc la même conséquence sur la valeur de la qualité : elle ne peut que décroître avec une augmentation du débit d'eau.

## A.V - 2 - 2 : Influence du débit d'huile

Pour savoir si le débit d'huile a une influence sur le transfert thermique de l'écoulement, il faut d'abord s'assurer de l'établissement du régime thermique. S'il est établi pour un régime laminaire, le débit n'aura pas d'influence car la valeur du nombre de Nusselt est constante. Dans le cas contraire, le transfert thermique dépend du nombre de Reynolds ainsi que du nombre de Prandtl du fluide. La condition d'établissement du régime thermique dans un canal est laminaire :

$$\frac{L}{D_h} > 0,1 RePr \quad (5.12)$$

Avec  $L$  [m] la longueur du tube,  $D_h$  [m] le diamètre hydraulique du canal. Dans le cas particulier de l'utilisation d'huile comme fluide caloporteur, la valeur élevée de la viscosité influe

fortement sur la valeur des nombres adimensionnels précédemment cités. Les amplitudes de variation de ces deux nombres adimensionnels pour les différentes conditions opératoires utilisées pour l'huile sont regroupées dans le Tableau V - 7.

Nombre adimensionnel	Définition	Plage de variation
Reynolds	$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu}$	[165 - 1031]
Prandtl	$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$	[119 - 250]

Tableau V - 7. Plages de variation des nombres adimensionnels de Reynolds et Prandtl.

Les valeurs du nombre de Prandtl pour une huile chaude sont bien supérieures à celles qui peuvent être calculées pour l'eau (aux alentours de 10) en raison de la viscosité élevée de l'huile. De même, cette viscosité élevée engendre un nombre de Reynolds toujours dans le domaine laminaire malgré des vitesses élevées d'écoulement au sein du canal huile, entre 1 et 2.5 m/s. En revanche, à la vue des valeurs du nombre de Reynolds et de la géométrie en lacets du canal huile, il est fort probable que des effets inertiels fassent leur apparition au sein de l'écoulement.

Les deux nombres adimensionnels étant maintenant bornés, le critère d'établissement du régime thermique peut donc être calculé. D'après la forme du canal huile, on considèrera uniquement la longueur d'un lacet (9 cm) plutôt que la longueur totale du canal (1,03 m). Le diamètre hydraulique du canal vaut quant à lui  $4 \cdot 10^{-3}$  m. Le terme de gauche du critère (5.12) est donc égal à 23. Si les bornes des plages de variation du nombre de Reynolds et du nombre de Prandtl, sont {Re = 165 ; Pr = 250} et {Re = 1031 ; Pr = 119} alors le membre de droite vaut respectivement 4133 et 12 344. Le régime thermique n'est donc pas établi dans le canal huile.

Le nombre de Nusselt et le coefficient de transfert thermique convectif côté huile sont donc dépendants du nombre de Reynolds au travers du débit d'huile. Alors, plus le nombre de Reynolds est élevé, meilleur est le transfert thermique. L'influence du débit d'huile et du débit d'eau est présentée en Figure V - 28. En première lecture, il semble que le débit d'huile ait une influence non négligeable sur la qualité de vapeur produite. L'influence du débit d'huile est plus marquée à bas débit d'eau en raison de la répartition de la puissance cédée par l'huile explicitée dans la section précédente. Cependant, pour chaque série présente sur la Figure V - 28, une température d'entrée d'huile différente est observée. Aucune conclusion sur l'influence du débit d'huile ne peut être réellement tirée de ces résultats.

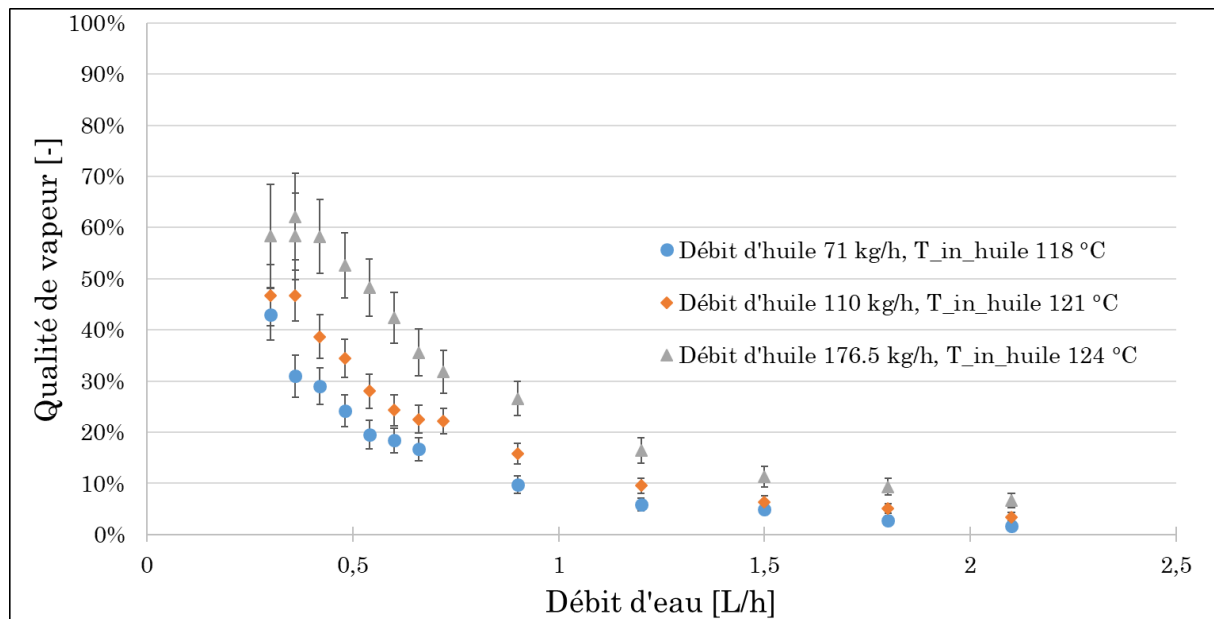


Figure V - 28. Évolution de la qualité de vapeur produite dans le vaporiseur en fonction du débit d'huile et du débit d'eau. Température du bain d'huile : 130 °C, Température d'entrée de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique.

Ne pouvant conclure sur la réelle influence du seul débit d'huile sur les résultats de la Figure V - 28, l'influence du débit d'huile sur le produit  $h_{huile}S$  a été étudiée et est présentée en Figure V - 29. Ce produit a été calculé à partir de la puissance cédée par l'huile et de la différence moyenne logarithmique entre l'huile et la plaque. Pour des soucis de lisibilité, les barres d'erreur n'ont pas été reportées sur la figure. L'erreur moyenne sur le coefficient HS est égale à 0,9 W/K.

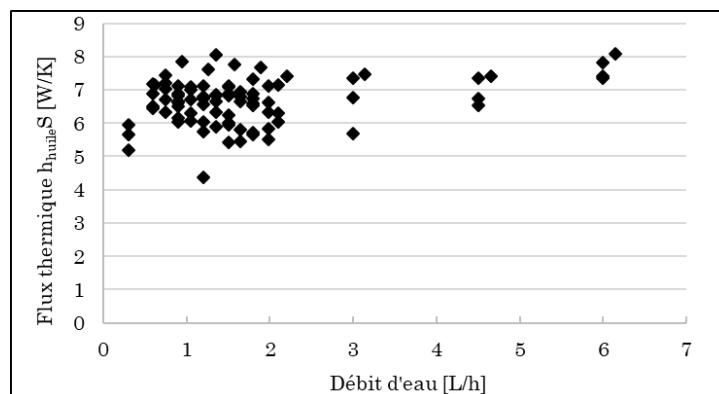


Figure V - 29. Produit  $h_{huile}S$  en fonction du débit d'eau pour l'ensemble des jeux de conditions opératoires testés sur le banc de test.

Malgré la variation des conditions opératoires, la valeur du produit  $h_{huile}S$  est majoritairement regroupée autour de la valeur moyenne de 6,8 W/K à plus ou moins 12 %. Le débit d'huile a donc une influence relativement minimale sur le transfert thermique de l'huile.

### A.V - 2 - 3 : Influence de la pression

La vaporisation de l'eau dans le procédé SMR se déroule sous une pression de 20 bar. La visualisation de la vaporisation sous une telle pression est difficilement réalisable du fait de l'utilisation d'une vitre plane pour visualiser l'écoulement. La pression de travail maximale utilisée dans cette étude est de 4,5 bar. La fenêtre de visualisation de 11 mm d'épaisseur est prévue pour résister à une pression de 5 bar, cependant, une marge de sécurité de 0,5 bar a été conservée.

En considérant le diagramme de Mollier (cf. Figure V - 30), le changement de pression modifie d'une part la température d'ébullition et d'autre part, la valeur de l'enthalpie de vaporisation. Dans notre cas et pour les pressions de travail considérées, la température d'ébullition est comprise entre 100 et 150 °C et l'enthalpie de vaporisation ne varie que 5 %.

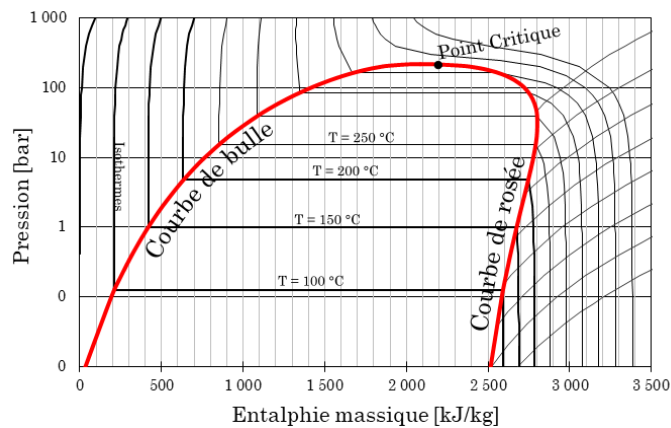


Figure V - 30. Diagramme de Mollier de l'eau

Dans la littérature, Bang *et al.*, (2011) ont étudié la vaporisation d'eau dans un milli-canal circulaire ( $D_h = 1.73$  mm) sous des pressions de 2 et 16 bar. Dans leur étude la variation de l'enthalpie de vaporisation entre les deux pressions est alors de 12%. Leurs résultats expérimentaux valident l'affirmation suivante : tant que la variation de la pression n'entraîne pas une variation significative de la valeur de l'enthalpie de vaporisation, l'augmentation de pression a peu d'influence sur le transfert thermique.

Par ailleurs, la pression influe sur les phénomènes hydrodynamiques au sein des canaux. Selon Kuo et Peles, (2008), (2009), les instabilités des écoulements sont dues à deux phénomènes : la taille des bulles dans les canaux et une température locale de l'eau supérieure à la température d'ébullition nécessaire à la nucléation des bulles. Ils ont observé que dans le cas des milli-structures, une bulle atteignant une taille comparable au diamètre hydraulique croît de manière brutale engendrant des oscillations de l'écoulement. Ils concluent qu'une augmentation de pression engendre d'une part, une température nécessaire à la nucléation plus proche de la température d'ébullition et d'autre part, la réduction de la taille des bulles par concentration de la vapeur produite. Ces deux effets limitent ainsi la probabilité qu'une bulle atteigne cette taille critique et provoque des instabilités de l'écoulement.

En conclusion, le changement de pression n'a pas d'influence sur le transfert thermique tant que la variation d'enthalpie de vaporisation engendrée par celui-ci n'est pas réellement significative. Néanmoins, l'augmentation de la pression a un réel effet positif sur les régimes hydrodynamiques observés par la réduction de la probabilité et de l'ampleur de la croissance brutale des bulles.

Afin d'isoler l'effet de la pression seule sur la qualité de vapeur produite, les différences de température entre les températures d'entrée des fluides et la température d'ébullition doivent être maintenues constante. A titre d'exemple, les conditions opératoires de deux expériences analogues, l'une sous pression atmosphérique et l'autre sous pression modérée de 4,5 bar, sont regroupées dans le Tableau V - 8. La comparaison des qualités produites sous pression atmosphérique et sous 4,5 bar sont présentées en Figure V - 31. Une limite expérimentale sur la température de l'huile dans le bain thermostaté, fixée à 200 °C, empêche d'atteindre les expériences analogues aux expériences utilisant une température de bain d'huile de 150 °C dans le bain à pression atmosphérique.



Grandeur	P = 1 atm	P = 4,5 bar	Unité
Température d'ébullition	100	146,4	°C
Température du bain d'huile	130	181	°C
Température d'entrée d'huile	119,1	165,5	°C
Débit d'huile	180	180	kg/h
Puissance cédée par l'huile	230	270	W
Température de préchauffe de l'eau	80	126,4	°C
Débit d'eau	2	2	kg/h

Tableau V - 8. Conditions opératoires de deux expériences analogues l'une sous pression (4,5 bar) et l'autre sous pression atmosphérique.

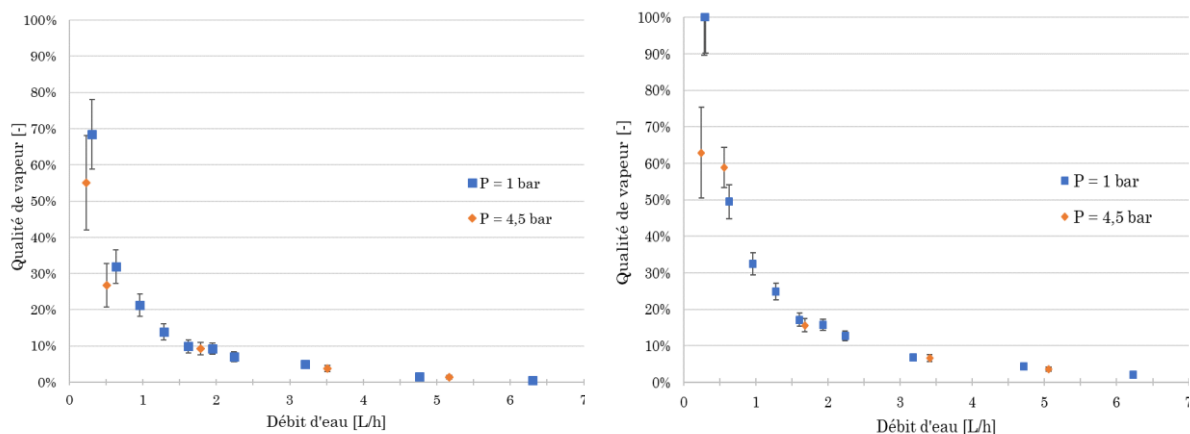


Figure V - 31. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau à différentes pressions pour des expériences analogues sur la P-CDF, basées sur les expériences soumises à : {Pression atmosphérique ; Température dans le bain d'huile 130 °C} à gauche, {Pression atmosphérique ; Température dans le bain d'huile 140 °C} à droite.

Dans le cas de ces expériences analogues, malgré une augmentation de la température d'ébullition, les différences de température entre les fluides ont été conservées. La puissance cédée par l'huile est identique dans les deux situations. La variation de l'enthalpie massique étant négligeable, les conclusions de Bang et al. (2011) sont aussi vérifiées pour la P-CDF. La qualité de vapeur produite n'est donc pas sensible à une variation de pression.

L'ensemble des influences des paramètres opératoires modifiables sur le banc de test ont été caractérisées. Cette étude a permis de faire ressortir la différence de température entre le fluide chaud et la température de l'eau en ébullition comme étant le paramètre le plus influent sur la valeur de la qualité de vapeur produite dans les canaux. Les valeurs des résistances au transfert thermique entre le fluide chaud et l'eau indiquent clairement que la vaporisation est limitée par la puissance cédée par le fluide chaud. Cette dernière étant majoritairement fixée par l'écart de température entre les deux fluides qui n'est autre que la force motrice de l'échange thermique.

#### A.V - 2 - 4 : Influences des paramètres géométriques des canaux

L'ébullition en milli-structure est influencée par les conditions opératoires influant sur le transfert thermique mais aussi par les paramètres géométriques des canalisations où l'écoulement se fait. Dans un premier lieu l'influence de l'état de surface des canaux sur

l'ébullition est présentée. Puis l'influence de la section droite est étudiée en particulier sur le phénomène d'évacuation de liquide. Enfin une étude de l'encrassement est réalisée afin de caractériser l'effet de la couche minérale déposée sur l'ébullition et d'orienter le choix de l'eau utilisée pour la vaporisation en milli-canaux.

#### **A.V - 2 - 4. 1 : Influence de l'état de surface sur la vaporisation**

La nucléation hétérogène d'une bulle dans un liquide peut se faire selon trois mécanismes distincts : la présence de gaz dissouts dans le liquide, la présence d'imperfections de surface ou la présence d'impuretés dans le liquide (Jones *et al.*, (1999)). Dans cette section, nous nous intéresserons uniquement au cas de l'influence de l'état de surface sur la production de vapeur au sein des canaux.

##### **1. Sous pression atmosphérique**

La P-CD3D, possédant la rugosité la plus élevée, présente a priori un état de surface plus favorable à la nucléation de bulles que la P-CDF. Les qualités produites par les deux plaques sont présentées en Figure V - 32. Quelle que soit la température d'huile utilisée, à pression atmosphérique, les qualités produites par les deux plaques sont identiques aux erreurs expérimentales près. D'un point de vue de l'étude de la production de vapeur, les résultats issus des plaques fraisées sont donc transposables à ceux des géométries correspondantes imprimées en 3D.

Ces résultats présentent des conclusions contradictoires à ce qui avait été prévu par l'étude de l'état de surface. Pour les comprendre, il faut reconsidérer l'échange thermique entre l'eau et le fluide caloporteur. La résistance au transfert thermique est majoritaire du côté du fluide caloporteur ce qui signifie que la puissance thermique échangée dans le vaporiseur est limitée à celle que peut céder l'écoulement du caloporteur. En conséquence, toutes choses égales par ailleurs, la puissance cédée par l'écoulement d'huile, pour la P-CDF ou la P-CD3D, est la même. D'après le bilan thermique écrit pour l'estimation de la qualité (équation (3.6)) les qualités de vapeur produites sont égales aux erreurs de mesure près.

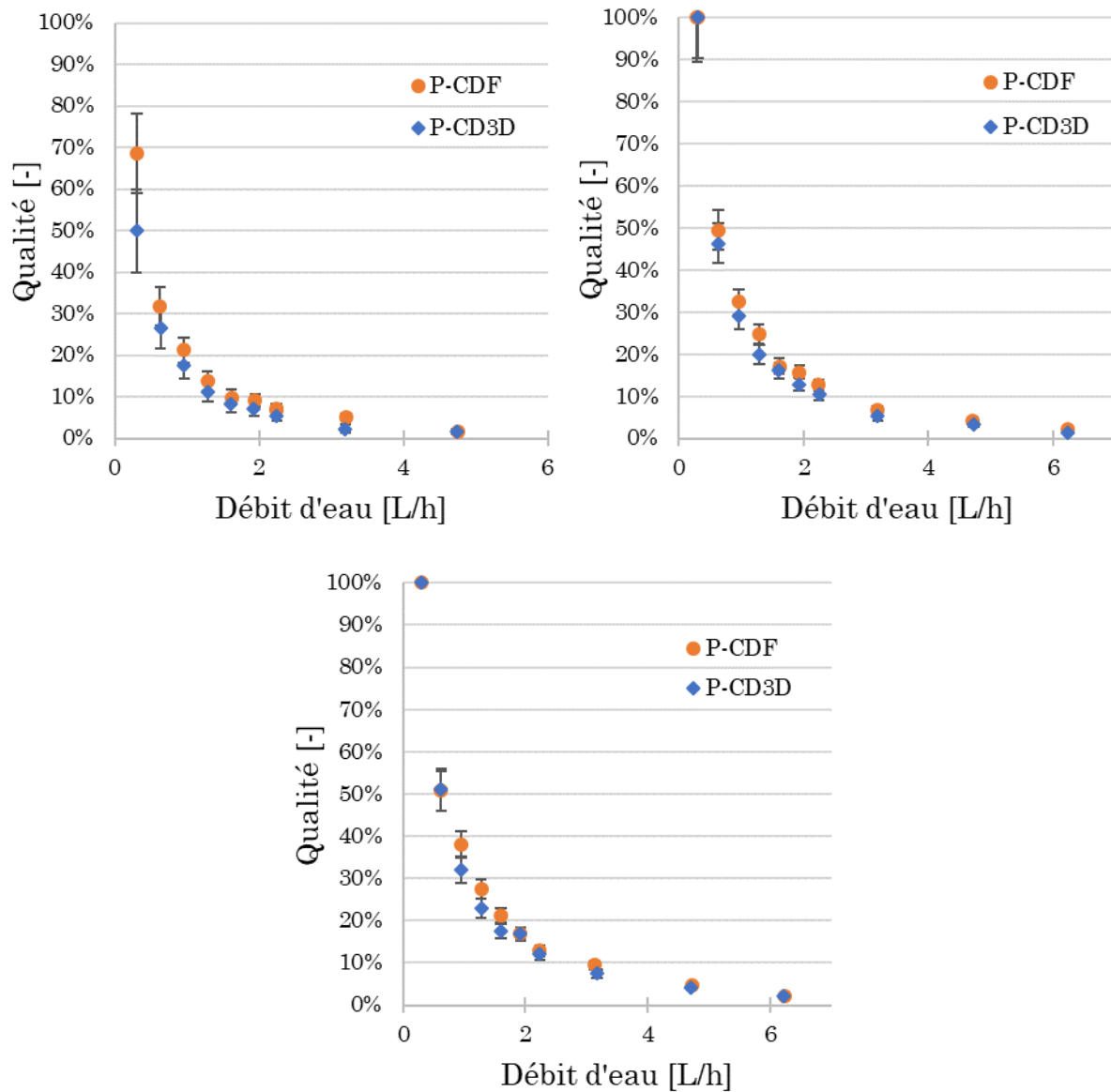


Figure V - 32. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau pour des états de surface différents dans les canaux. Température du bain d'huile : 130 °C (haut gauche) / 140 °C (haut droite) / 150 °C (bas), Débit d'huile : 180 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80°C, Pression : atmosphérique.

## 2. Sous pression modérée (4,5 bar)

Les résultats des expériences analogues sous pression atmosphérique et sous 4,5 bar sont présentés en Figure V - 33. Pour les mêmes raisons que la P-CDF, il n'y a aucune influence de la pression sur la qualité de vapeur produite dans la P-CD3D.

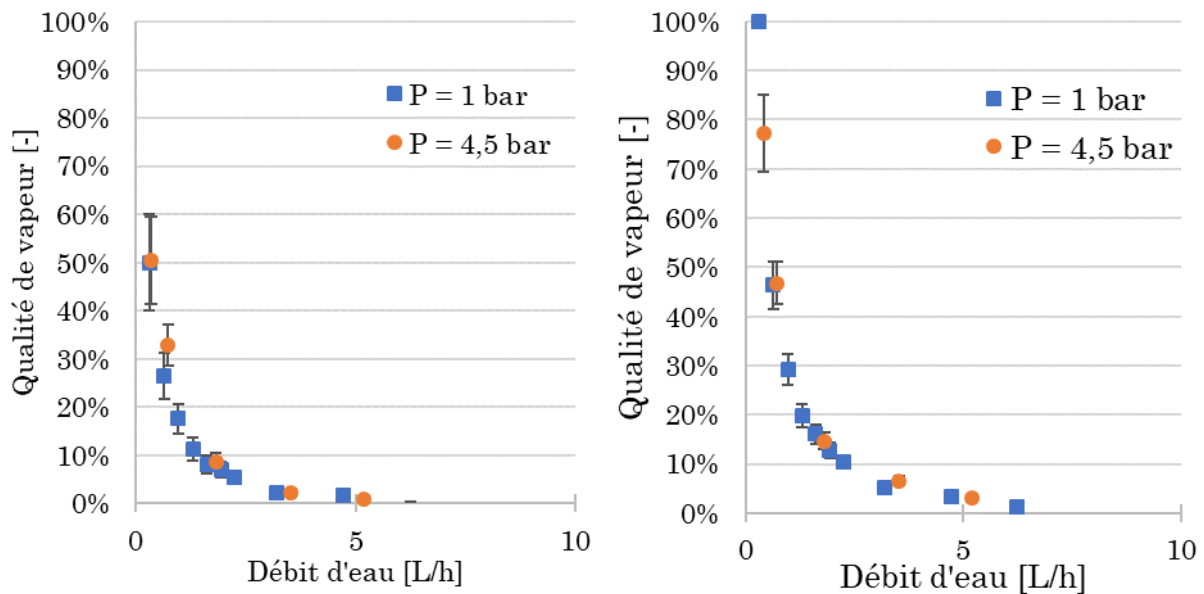


Figure V - 33. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau sous des pressions différentes pour des expériences analogues pour la P-CD3D, basées sur les expériences soumises à : {Pression atmosphérique ; Température dans le bain d'huile 130 °C} à gauche, {Pression atmosphérique ; Température dans le bain d'huile 140 °C} à droite.

#### A.V - 2 - 4. 2 : Influence de la variation de la section droite des canaux

La visualisation de l'écoulement grâce aux vidéos à haute-fréquence et aux DST a révélé que l'ébullition, par la croissance des bulles de vapeur, éjecte prématurément des bouchons de liquide des canaux. Cette éjection est problématique car le liquide évacué n'a pas le temps de se vaporiser.

Pour tenter de palier à ce phénomène, la P-MG a été créée. L'idée derrière le design de cette plaque est d'étudier quelle variation de section droite des canaux permet aux bulles de vapeur de s'échapper des canaux en entraînant le moins de liquide possible. L'étude qualitative de la P-MG a permis de mettre en évidence les géométries les plus performantes dans la retenue de la phase liquide. Néanmoins, la qualité globale mesurée en sortie de la plaque ne permet en aucune mesure de définir l'efficacité d'une géométrie en particulier. Afin de caractériser le réel effet des géométries, la P-CDMTF a été conçue. Les résultats des performances de vaporisation de cette plaque sont présentés en Figure V - 34. Les qualités de vapeur produites dans les deux plaques sont tracées en fonction du débit spécifique en raison d'un nombre de canaux différents entre les plaques, 7 ou 10 pour respectivement la P-CDMTF et la P-CDF. Le débit spécifique est défini comme le rapport entre le débit massique d'eau et la section passante de l'écoulement dans la plaque.

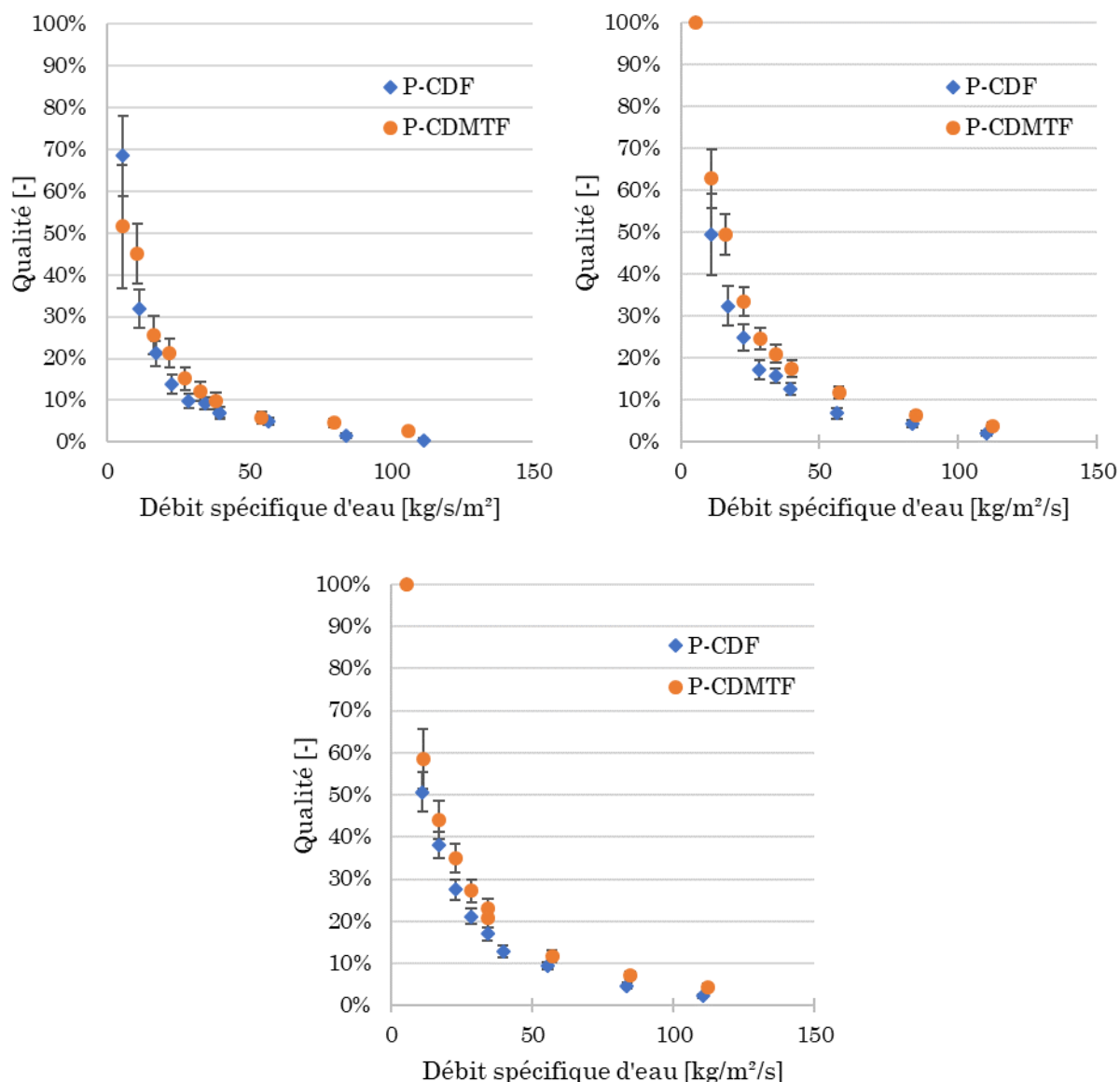


Figure V - 34. Évolution de la qualité de vapeur en fonction du débit d'eau pour différentes géométries des canaux. Température du bain d'huile : 130 °C (haut gauche) / 140 °C (haut droite) / 150 °C (bas), Débit d'huile : 180 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

La présence de motifs triangulaires permet de stocker de l'eau tout le long du canal. Cette retenue d'eau a pour conséquence d'éviter l'assèchement des canaux et donc une augmentation forte de la température de la paroi. A titre d'exemple, la température moyenne des plaques est, pour un débit d'eau de 2,2 kg/h et une température d'entrée d'huile de 140,2 °C, de 116 °C pour la P-CD3D, de 114 °C pour la P-CDF contre 110 °C pour la P-CDMTF. Toutes choses égales par ailleurs, en changeant la température d'entrée de l'huile à une valeur de 170 °C, la température moyenne de la P-CDF est alors égale de 127,3 °C tandis que celle de la P-CDMTF est égale à 119 °C. La température de la P-CDMTF étant maintenue, dans le temps et dans l'espace, à une température plus proche de la température d'ébullition que les autres plaques, le transfert thermique avec l'huile est donc favorisé par l'ajout de motifs le long des canaux. L'effet de la variation de section a un réel effet positif sur la qualité de vapeur produite, notamment par l'augmentation de la différence de température entre l'huile et la température de la paroi.

## A.V - 2 - 5 : Coefficient de transfert thermique diphasique

Dans le cas d'un vaporiseur chauffé par une convection de fluide chaud (gaz ou liquide), la qualité de vapeur locale est rarement connue avec précision. Liu et al. (2013), dans leur étude d'un échangeur de chaleur diphasique chauffé par de l'hélium chaud, définissent une qualité de vapeur moyenne par :

$$x_{moy} = \frac{(x_e + x_s)}{2} \quad (5.13)$$

Où  $x_e$  [-] est la qualité de vapeur en entrée des canaux et  $x_s$  [-] la qualité en sortie des canaux calculée par le bilan thermique (équation (3.10)). La qualité en entrée est définie selon :

$$x_e = \frac{-C_{p,eau}(T_{eb}(P) - T_{eau}^{in})}{\Delta H_{vap}(P)} \quad (5.14)$$

Les coefficients de transfert thermique diphasique calculés pour la P-CD3D sont présentés en Figure V - 35. Les coefficients sont calculés grâce à l'équation (3.22) présentée dans la section III - 3.4.

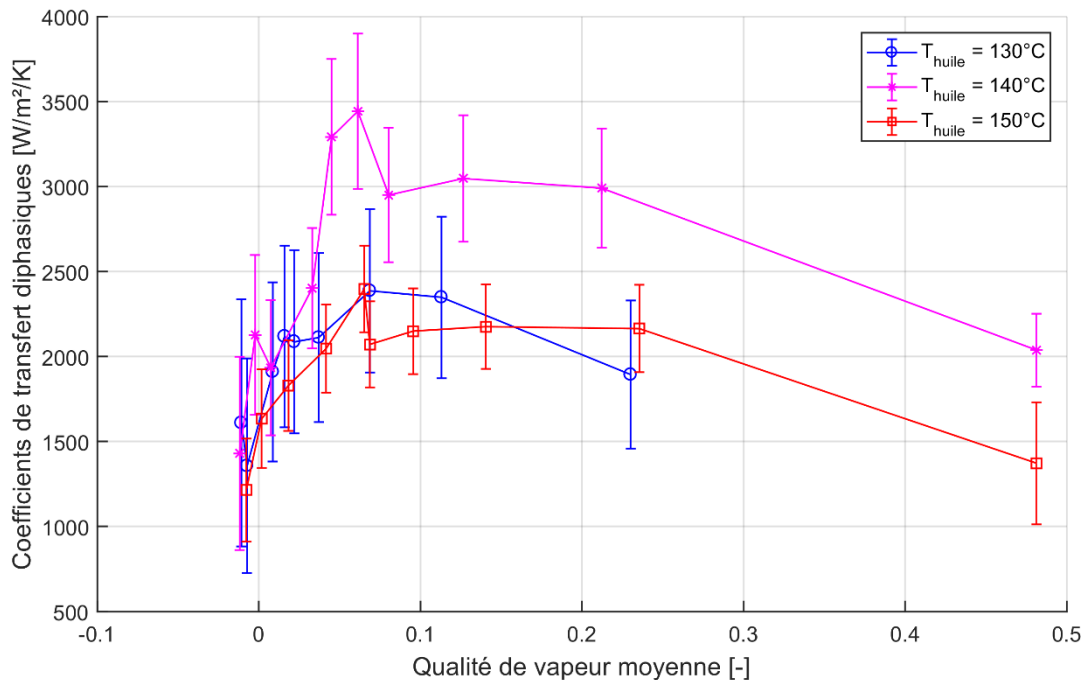


Figure V - 35. Évolution des coefficients de transfert thermique diphasique pour la P-CD3D en fonction de la qualité moyenne et de la température de bain d'huile. Débit d'eau : [0,3 – 6,2] kg/h, Débit d'huile : 180 kg/h, Température de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

Les coefficients de transfert thermique diphasique sont compris entre 1 et 3,5 kW/m²/K pour un flux thermique surfacique compris entre 19 et 43 kW/m². Si l'on se réfère aux résultats de Lee et Lee (2001), l'ordre de grandeur des coefficients estimés sur la P-CD3D est inférieur à ceux obtenus par les auteurs. En se focalisant sur une série d'expériences, le coefficient moyen de transfert diphasique au sein des canaux est fonction de la qualité de vapeur moyenne dans les canaux : pour des faibles qualités, il croît avec une qualité croissante. L'écoulement dans cette zone passe progressivement d'un écoulement quasi monophasique à un écoulement où la nucléation de bulle est de plus en plus prépondérante. A partir d'une

valeur de qualité de 5 %, il se stabilise sur un plateau avant de décroître pour des qualités entre 11 et 25 % pour une température de bain d'huile utilisée respectivement de 130 °C et de 140 et 150 °C. A basse qualité moyenne, les valeurs des coefficients de transfert diphasiques sont équivalentes à un coefficient de transfert thermique monophasique liquide. Dans les canaux semi-circulaires, en considérant un Nusselt constant égal à 4 (valeur médiane entre les cas idéaux de température uniforme de paroi ( $Nu = 3,66$ ) et de flux thermique uniforme ( $Nu = 4,36$ )), il est obtenu  $h_{mono} = 1\ 960\ \text{W/m}^2/\text{K}$ . L'écoulement diphasique à faible qualité est composé de fines bulles de vapeur contenues dans le liquide, il est cohérent de retrouver ces valeurs.

La chute des coefficients de transfert diphasique pour des hautes qualités moyennes est liée à deux artéfacts de la méthode d'estimation de ces coefficients. Le calcul de surface d'échange (équation (3.23)) comporte une hypothèse implicite : la surface calculée est en contact uniquement avec un écoulement diphasique, le cas d'une vapeur surchauffée n'est pas pris en compte. Dans le cas d'une vaporisation totale, la surface d'échange est donc surestimée ce qui, selon l'équation (3.22), impacte négativement la valeur du coefficient. De même, le calcul de la différence de température moyenne entre l'eau et la plaque comporte la même hypothèse implicite. Or dans le cas de la vaporisation totale, l'assèchement des canaux est clairement visible sur les profils de température par une augmentation forte de la température comme le présente la Figure V - 2 . Dans ce cas, l'écart moyen de température entre l'eau et la plaque est surestimé menant à une sous-estimation du coefficient de transfert diphasique.

En conclusion, le module de vaporisation n'est pas un outil adapté pour la caractérisation des coefficients de transfert thermique dans le but d'obtenir une nouvelle corrélation. La variation permanente du niveau de liquide bouillant dans les canaux et les gradients de température aux extrémités des plaques sont autant de raisons qui expliquent les erreurs d'estimation commises sur ces coefficients. Néanmoins, en première approximation, l'ordre de grandeur obtenu pour ces coefficients est cohérent avec les valeurs publiées dans la littérature.

## Annexe V - 3 : Estimation de la température d'entrée de l'eau

Pour estimer la température d'entrée de l'eau dans le vaporiseur, nous avons besoin du coefficient de transfert thermique convectif côté air où la résistance au transfert thermique y est majoritaire. Pour ce faire, nous allons exploiter les données expérimentales disponibles sur la veine huile : nous connaissons la chute de température entre le bain et l'entrée du vaporiseur ainsi que la longueur de la canalisation. Comme on peut le voir sur la Figure V - 36, nous avons ajouté une chemise de protection sur les tuyaux afin d'éviter tout risque de brûlures.



Figure V - 36. Photo du circuit d'huile du banc de test.

D'une part et n'ayant aucune information sur la réelle conductivité de cette chemise composite (laine de verre tressée + enveloppe silicone), nous avons décidé de ne pas la considérer dans notre modèle de pertes. D'autre part, on remarque que la pompe et débitmètre Coriolis ne sont pas isolés thermiquement. Au regard des surfaces extérieures de ces deux appareils par rapport à la longueur de la canalisation huile, on supposera que 50 % de la chute de température de l'écoulement d'huile sera perdue dans ces appareils. En exploitant les données expérimentales, on estime un  $h_{convection}$  de 30 W/m<sup>2</sup>/K. Sachant que le banc de test se situe dans une sorbonne ventilée, l'ordre de grandeur de cette valeur est cohérent.

Grâce à cette valeur et les dimensions de la veine eau entre le bain de préchauffe et l'entrée du vaporiseur, nous pouvons ainsi déterminer la chute de température de l'eau durant son cheminement jusqu'au vaporiseur. Nous avons également tracé sur la Figure V - 37 l'évolution



de la qualité de vapeur calculée pour une série de point en fonction de  $R_Q$  pour différentes valeurs de  $h_{convection}$ .

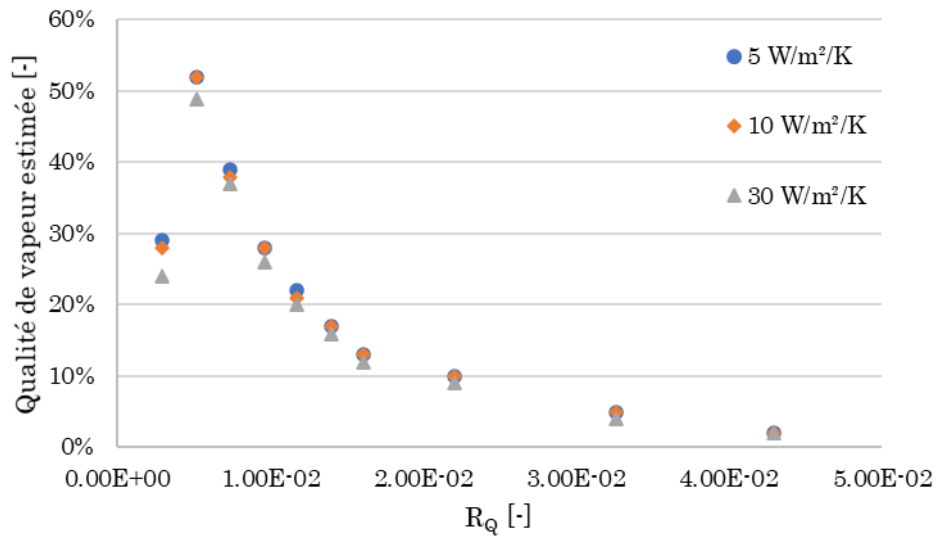


Figure V - 37. Évolution de la qualité en fonction de  $R_Q$  pour différentes valeurs de  $h_{convection}$ . Plaque P-CDF, Débit d'huile : 180 kg/h, Température d'huile dans le bain : 150 °C, Débit d'eau : [0,3 -6] kg/h, Température du bain de préchauffe de l'eau : 80 °C, Pression atmosphérique.

La valeur de la qualité est légèrement influencée par la valeur de  $h_{convection}$ , en particulier pour les rapports  $R_Q$  faibles. L'incertitude absolue sur la qualité de vapeur calculée est ici de  $\pm 1,5 \%$ .

## Annexe V - 4 : Variation de la température T1 en fonction de la plaque et de RQ

En Figure V - 38, nous avons tracé l'évolution de T1 pour la plaque P-CDF pour les expériences à la pression atmosphérique. Remarquons que les pentes des régressions linéaires sont très proches les unes des autres. La série à 130 °C possède une pente légèrement supérieure mais l'intervalle balayé du  $R_Q$  est bien plus large. En se limitant à un  $R_Q$  inférieur à 5 %, on peut néanmoins remarquer un certain parallélisme entre les différentes séries.

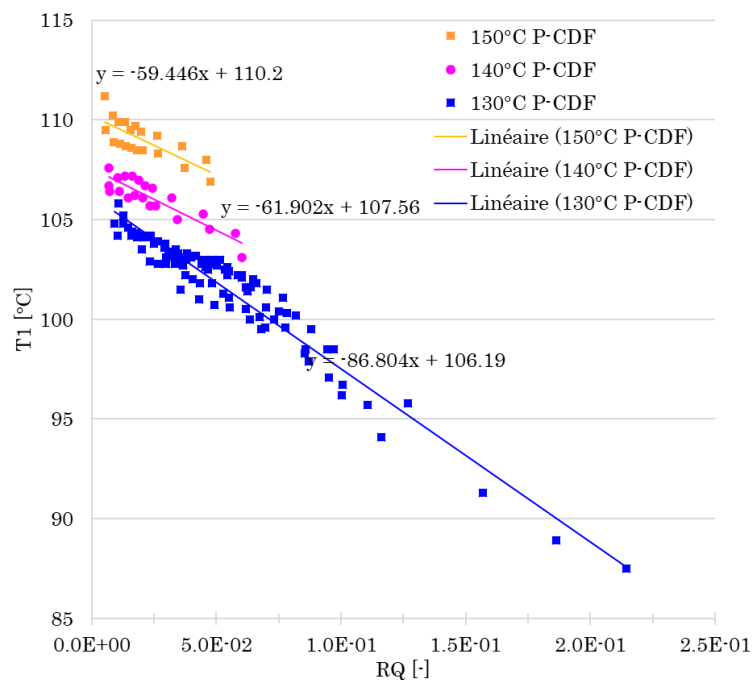


Figure V - 38. Évolution de T1 pour la plaque P-CDF

En Figure V - 39, nous avons tracé l'évolution de T1 pour la plaque P-CD3D pour les expériences à la pression atmosphérique. Contrairement à la plaque P-CDF où T1 chutait dès l'augmentation de  $R_Q$ , on constate ici un plateau et dès que  $R_Q$  est supérieur à 2,5 %, on retrouve une évolution décroissante similaire à la plaque P-CDF.

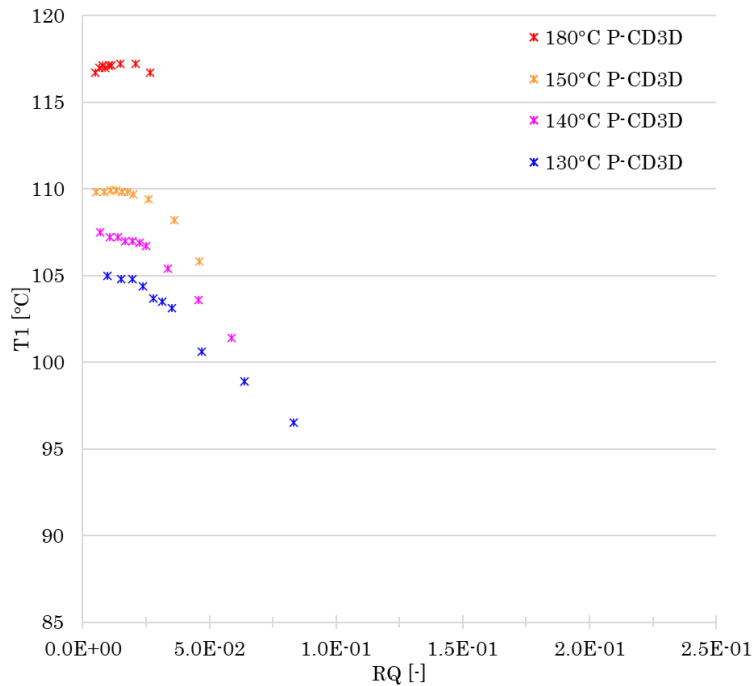


Figure V - 39. Évolution de  $T_1$  pour la plaque P-CD3D

En Figure V - 40, nous avons tracé l'évolution de  $T_1$  pour la plaque P-CDMTF pour les expériences à la pression atmosphérique. On retrouve le comportement de la plaque P-CDF, où l'on peut linéariser l'évolution de  $T_1$  avec  $R_Q$ . On remarque néanmoins que la pente est deux fois supérieure à celles obtenues dans la plaque P-CDF.

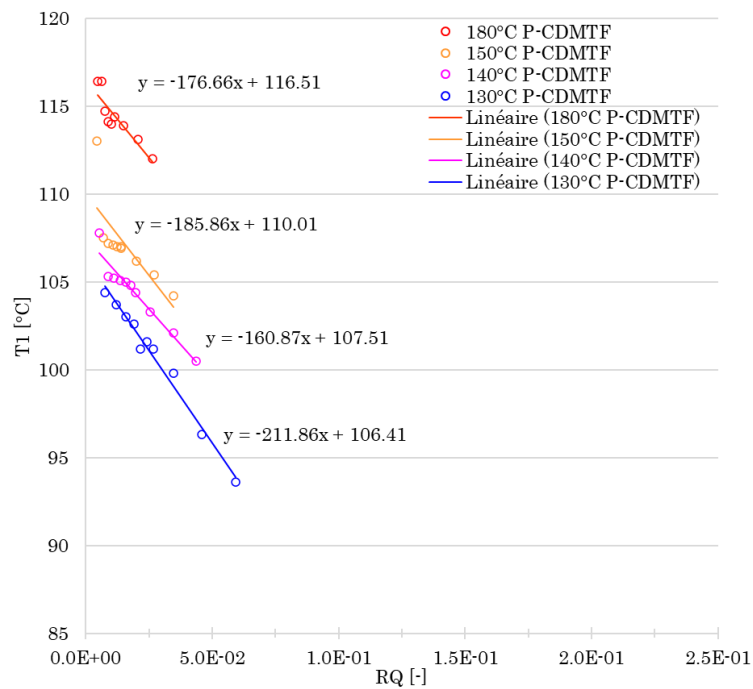


Figure V - 40. Évolution de  $T_1$  pour la plaque P-CDMTF









## **Chapitre VI - Outil de dimensionnement d'un vaporiseur compact**

Ce dernier chapitre est dédié non seulement au dimensionnement des vaporiseurs compacts destinés aux deux cas d'études envisagés dans ce travail, à savoir le vaporiseur du démonstrateur d'Air Liquide et le remplacement d'un WHB industriel, mais aussi à une proposition de méthodologie plus générale de dimensionnement de vaporiseurs intensifiés.

Nous verrons dans un premier temps comment il est possible de simuler l'échange thermique dans un vaporiseur au sein d'une structure. Un soin particulier sera porté à la définition du système, des volumes de contrôle utilisés pour l'écriture des différents bilans et aux corrélations utilisées. Dans un second temps, nous étudierons le remplacement de l'unité de vaporisation du démonstrateur d'Air Liquide par un vaporiseur à trois passes, chacune valorisant les calories d'un courant gaz chaud disponible dans le procédé. Dans un troisième temps, nous étudierons le remplacement d'un WHB de taille industrielle par un agencement de 180 vaporiseurs en parallèles. Enfin, et grâce à ces deux cas d'études, nous proposerons un outil de pré-dimensionnement d'un vaporiseur compact à milli-canaux.

### **VI - 1. Simulation d'un vaporiseur compact**

Le pré-dimensionnement d'échangeurs de chaleur fait souvent appel à une méthode globale utilisant la différence moyenne de température logarithmique (DTML) entre les deux veines fluides. Cette approche est valable pour des coefficients d'échange thermique et de  $C_p$  uniformes pour chaque veine le long de l'échangeur. Ces conditions sont respectées lorsque les écoulements restent monophasiques. Dans le cas de la vaporisation, il n'est pas pertinent d'employer cette méthode. En effet, trois régimes différents peuvent être observés dans un vaporiseur : la préchauffe du liquide, la vaporisation, et la surchauffe de la vapeur. En fonction de la zone, le  $C_p$  du fluide varie ainsi que la valeur des coefficients de transfert thermique.

Ainsi, nous avons choisi de décrire l'échangeur par un modèle fin à une dimension, ce qui permet de modéliser les différents régimes présents dans un vaporiseur compact. Il permet également de caractériser l'influence des paramètres opératoires et géométriques sur le transfert thermique et donc la production de vapeur.

Dans cette section, nous approfondissons l'étude du transfert thermique, entre des gaz chauds et de l'eau en ébullition s'écoulant, a priori, à contre-courant dans des milli-structures et débutée dans la partie II - 1.2.4. Nous allons donc considérer, en plus de l'évolution de la température des gaz chauds, les évolutions de la température et de la qualité de vapeur de l'écoulement d'eau.



Tout comme dans le Chapitre II - , nous considérons un vaporiseur compact composé de structures juxtaposées comprenant chacune un canal eau et  $n_{can\ gaz}$  canaux gaz. D'après les conclusions de cette étude préliminaire, la performance en transfert thermique augmente avec le nombre de canaux gaz. Nous avons cependant choisi de fixer le nombre de canaux gaz à 4, le lecteur trouvera la justification détaillée de ce choix en Annexe VI - 1.

Deuxièmement et bien que les avantages de l'utilisation de canaux gaz spiralés aient été discutés au début de ce manuscrit, nous nous limitons dans ce chapitre au cas des canaux droits. En effet, nous n'avons pas eu l'opportunité de tester un vaporiseur produit par fabrication additive et à canaux spiralés. De fait, nous ne disposons d'aucunes expériences de référence pour cette géométrie à comparer aux résultats des simulations.

Enfin, précisons ici que nous nous intéressons uniquement à l'échange thermique entre les canaux gaz et eau au sein d'une structure tout en négligeant, dans un premier temps, les possibles échanges thermiques dans les zones de distribution et de collecte des fluides. Les plans de ces dernières n'étant pas fixés à l'heure actuelle, la quantification de potentiels échanges thermiques est actuellement impossible.

L'échange thermique dans un vaporiseur compact, tel que nous l'avons imaginé dans ces structures, est dissymétrique entre la veine chaude et la veine froide. Il est donc essentiel de définir précisément les volumes de contrôle sur lesquels nous allons écrire les différents bilans. Ces deux volumes de contrôle élémentaires sont présentés en Figure VI - 1, en particulier, le volume de contrôle de la veine gaz qui englobe l'ensemble des 4 canaux gaz autour du canal central.

Il est important de préciser ici que, dans la mesure où les structures sont juxtaposées, il existe des plans de symétrie autour de chaque structure. On fait alors l'hypothèse que l'intégralité du flux thermique cédé par le gaz à la paroi est transmis au canal central où se fait l'écoulement d'eau. Par ailleurs, les mesures de pressions sur le banc de test n'ont pas permis de quantifier les pertes de charge dans l'écoulement bouillant, on suppose alors dans tout ce chapitre que la pression de la veine eau est uniforme sur toute la longueur du canal.

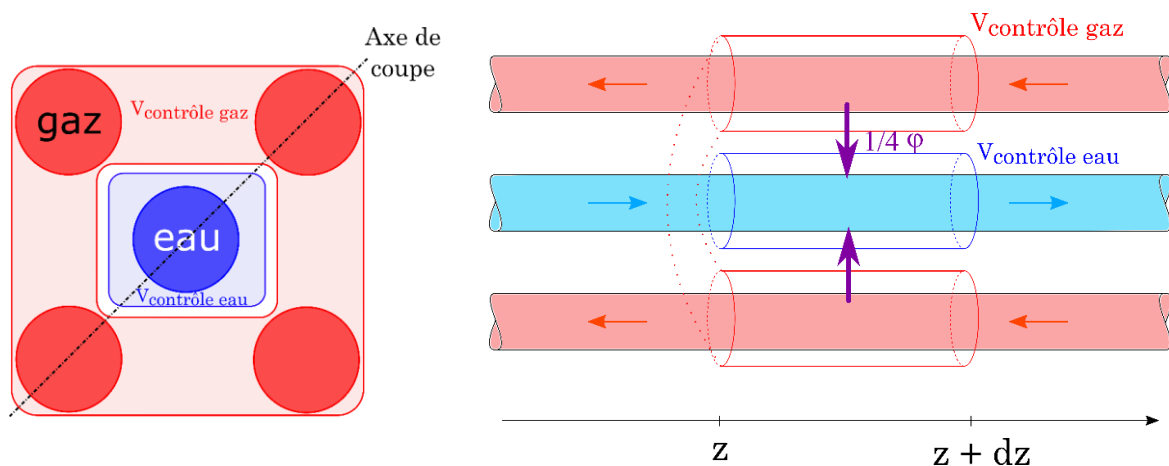


Figure VI - 1. Volumes de contrôle dans une structure pour l'écriture des bilans : vue en coupe de la structure (gauche) et vue selon l'axe longitudinal (droite).

Dans le vaporiseur, la résistance au transfert thermique est le résultat de 4 contributions : les résistances convectives côté gaz et côté eau, la résistance conductive dans la paroi et la résistance liée à un possible encrassement. Tout comme dans la partie II - 1.2.4, on négligera

ici la résistance par encrassement et la résistance conductive dans la paroi. La résistance globale au transfert thermique s'exprime donc par :

$$\frac{1}{H_{glob}S_{glob}} = \frac{1}{h_{eau}S_{eau}} + \frac{1}{h_{gaz}S_{gaz}} \quad (6.1)$$

Où  $H_{glob}$ ,  $h_{eau}$  et  $h_{gaz}$  [W/m<sup>2</sup>/K] sont les coefficients de transfert thermique respectivement global, local côté eau et local côté gaz,  $S_{glob}$ ,  $S_{eau}$  et  $S_{gaz}$  [m<sup>2</sup>] sont les surfaces respectivement d'échange globale, d'échange côté eau et d'échange côté gaz. Le choix de la surface de référence globale est relativement arbitraire, et nous avons choisi d'utiliser la surface du canal eau ( $S_{glob} = S_{eau}$ ). En simplifiant l'équation (6.1) par  $S_{eau}$ , on obtient :

$$\frac{1}{H_{glob}} = \frac{1}{h_{eau}} + \frac{1}{h_{gaz} \frac{S_{gaz}}{S_{eau}}} \quad (6.2)$$

La puissance  $\varphi$  reçue par l'eau en équilibre liquide-vapeur au travers du volume de contrôle est calculée par :

$$d\varphi = H_{glob}dS_{eau}(T_{gaz} - T_{eau}) \quad (6.3)$$

avec  $H_{glob}$  [W/m<sup>2</sup>/K] le coefficient de transfert global,  $dS_{eau}$  [m<sup>2</sup>] la surface infinitésimale d'échange de la veine eau et calculée par  $dS_{eau} = p_m dz$  ( $p_m$  [m] le périmètre mouillé du canal),  $T_{gaz}$  et  $T_{eau}$  [°C] les températures de l'écoulement respectivement côté gaz chauds et côté eau.

Dans le cas de la veine gaz, l'écoulement reste monophasique et la température seule suffit à décrire sans ambiguïté l'état du système. Nous intégrons donc directement sur cette variable. Le bilan thermique sur l'ensemble des 4 canaux gaz en régime permanent s'écrit :

$$\dot{m}_{gaz\ tot} C_{p,gaz} T_{gaz}(z + dz) = \dot{m}_{gaz\ tot} C_{p,gaz} T_{gaz}(z) + d\varphi \quad (6.4)$$

$$\frac{T_{gaz}(z + dz) - T_{gaz}(z)}{dz} = \frac{dT_{gaz}}{dz} = \frac{H_{glob} p_m (T_{gaz} - T_{eau})}{\dot{m}_{gaz\ tot} C_{p,gaz}}$$

$$\frac{dT_{gaz}}{dz} = \frac{H_{glob} p_m (T_{gaz} - T_{eau})}{n_{can\ gaz} \dot{m}_{gaz} C_{p,gaz}} \quad (6.5)$$

où  $\dot{m}_{gaz\ tot}$  [kg/s] est le débit massique total circulant dans les 4 canaux gaz de la structure,  $C_{p,gaz}$  [J/kg/K] la capacité calorifique du gaz supposé uniforme dans la tranche élémentaire considéré,  $n_{can\ gaz}$  le nombre de canaux gaz par structure et  $\dot{m}_{gaz}$  [kg/s] est le débit massique de gaz par canal.

Pour la veine eau, dans le régime d'ébullition la température seule ne suffit plus à décrire le système. L'intégration se fait donc sur l'enthalpie :

$$He_{eau}(z) + d\varphi = He_{eau}(z + dz) \quad (6.6)$$

$$\frac{He_{eau}(z + dz) - He_{eau}(z)}{dz} = \frac{dHe_{eau}}{dz} = H_{glob} p_m (T_{gaz} - T_{eau}) \quad (6.7)$$

où  $He$  [W] désigne l'enthalpie de la veine eau.

Il est important de préciser ici que le système d'équations différentielles défini précédemment possède pour conditions aux limites :

$$\begin{cases} T_{eau}|_{z=0} = T_{eau}^{in} \\ T_{gaz}|_{z=L} = T_{gaz}^{in} \\ P_{gaz}|_{z=L} = P_{gaz}^{in} \end{cases}$$

où  $L$  [m] est la longueur du canal. Ainsi, le problème est maintenant bien défini et peut être résolu par le solveur BVP4C du logiciel de calcul Matlab. BVP4C est un solveur permettant de résoudre des systèmes différentiels avec conditions aux limites aux bornes, indispensables pour la simulation d'écoulements à contre-courant.

Remarquons ici que le profil d'enthalpie de l'eau permet au besoin d'estimer la qualité de vapeur dans la zone diphasique en calculant le rapport suivant :

$$x(z) = \frac{He(z) - He_{LS}}{He_{VS} - He_{LS}} \quad (6.8)$$

Notons par ailleurs que ce système d'équations différentielles considère uniquement les aspects thermiques de la vaporisation en mettant de côté les problématiques de couplage entre la thermique et l'hydrodynamique mis en évidence dans les Chapitres IV et V. Néanmoins, ces effets de couplages seront en partie abordés dans un second temps (cf. section VI - 2.4) grâce à l'étude des diagrammes spatio-temporels obtenus dans des conditions opératoires proches des cas étudiés.

Précisons ici que, puisque l'on raisonne sur deux variables d'état différentes selon la veine du vaporiseur considérée (température pour les gaz et enthalpie pour l'eau), il est nécessaire de calculer la variable d'état complémentaire pour chaque veine (température pour l'eau et enthalpie pour les gaz). Ainsi, à partir du profil de température de la veine gaz, on calcule l'enthalpie de l'écoulement gazeux  $He_{gaz}$  [W] selon :

$$He_{gaz} = \dot{m}_{gaz\ tot} C_{p,gaz}(T_{gaz}) (T_{gaz} - T_{ref}) \quad (6.9)$$

où  $T_{ref}$  [°C] est la température de référence, prise égale à la température d'ébullition de l'eau à la pression considérée. Notons que le modèle utilisé considère que l'intégralité de la puissance cédée par le gaz est intégralement transmise à l'écoulement d'eau. Ainsi, les variations des enthalpies des fluides seront identiques le long de l'échangeur.

Pour déduire la température de l'écoulement d'eau à partir de son enthalpie, nous calculons avant de résoudre le système d'équations différentielles la dépendance de l'enthalpie de l'écoulement d'eau avec la température. Trois cas de figure sont alors possibles :

- La température est inférieure à la température d'ébullition de l'eau à la pression de travail considérée, l'enthalpie est calculée par une équation analogue à l'équation (6.9) appliquée à l'eau monophasique liquide.
- La température est égale à la température d'ébullition de l'eau à la pression de travail considérée. L'enthalpie est comprise entre l'enthalpie de l'eau liquide saturée et l'enthalpie de la vapeur d'eau saturée, et varie linéairement avec la qualité.
- La température est supérieure à la température d'ébullition de l'eau à la pression de travail considérée, l'enthalpie est calculée par une équation analogue à l'équation (6.9) appliquée à la vapeur surchauffée.

On obtient finalement l'évolution de l'enthalpie de l'écoulement d'eau en fonction de la température sur l'intervalle entre la température d'entrée de l'eau dans le vaporiseur et la température d'entrée des gaz (point le plus chaud de l'échangeur). Une fois que la simulation du système d'équations différentielles a été réalisée, on calcule la température de l'eau par interpolation linéaire de cette courbe.

Enfin, nous calculons également la température de la paroi entre l'eau et les gaz chauds grâce à l'expression du flux thermique échangé entre les deux veines, défini par l'équation (6.3). L'égalité du flux fournit l'égalité suivante :

$$d\varphi = H_{glob}dS_{eau}(T_{gaz} - T_{eau}) = h_{gaz}dS_{gaz}(T_{gaz} - T_{paroi}) \quad (6.10)$$

Ainsi la température de la paroi s'exprime selon :

$$T_{paroi} = T_{gaz} - \frac{H_{glob}dS_{eau}}{h_{gaz}dS_{gaz}}(T_{gaz} - T_{eau}) \quad (6.11)$$

Le raisonnement peut également être fait sur la veine eau, dans ce cas, la température de la paroi s'exprime selon :

$$T_{paroi} = T_{eau} + \frac{H_{glob}dS_{eau}}{h_{eau}dS_{eau}}(T_{gaz} - T_{eau}) \quad (6.11bis)$$

Précisons que, puisque nous avons négligé la résistance au transfert thermique conductif dans la paroi, les températures de paroi calculées par les équations (6.11) et (6.11bis) sont égales.

En parallèle de l'échange de chaleur, nous nous sommes aussi intéressés à la variation de pression dans la veine gaz. D'après les recommandations d'Air Liquide, le syngas est concerné par une spécification sur les pertes de charge pour assurer son bon écoulement sur le reste des étapes du procédé. Le syngas étant un mélange de gaz, on ne s'intéresse ici qu'à la perte de pression par frottements de l'écoulement dans les canaux. L'équation de Darcy-Weisbach, appliquée à l'écoulement gaz dans le cas d'étude de la Figure VI - 1, donne :

$$\left(\frac{dP_g}{dz}\right)_f = C_f \frac{4\rho_g u_g^2}{D_h} \quad (6.12)$$

où  $C_f$  [-] est le coefficient de frottement dépendant en particulier de la géométrie du canal.

Les coefficients de transfert thermique ainsi que le coefficient de frottement sont déterminés grâce aux corrélations présentées dans le Chapitre I - , à savoir :

- La corrélation de Peng et Peterson, (1996) pour les coefficients de transfert thermique monophasiques des fluides de part et d'autre de la paroi.
- La corrélation de Churchill, (1977) pour le coefficient de frottement côté gaz.
- Les coefficients de transfert thermique diphasiques **sont fixés à 4000 W/m<sup>2</sup>/K**. En effet, l'ensemble des corrélations disponibles nécessitent la connaissance de la densité de flux thermique échangée. Dans le cas de la vaporisation de l'eau dans un WHB, cette densité de flux est une donnée implicite puisqu'elle dépend elle-même, par le jeu des résistances au transfert thermique, de la valeur de ce coefficient. En estimant par itération la valeur du coefficient de transfert thermique par la corrélation de Kim et Mudawar, (2014a), on obtient des coefficients proches de 40 kW/m<sup>2</sup>/K, valeur qui semble surestimée au regard des estimations expérimentales de la partie V - 4. Notons

cependant que quelle que soit la valeur choisie pour ces coefficients « diphasiques », la résistance majoritaire au transfert thermique est localisée du côté des gaz chauds, en régime d'ébullition. Cette valeur n'a donc finalement qu'une influence limitée, ce point est développé plus en détails en Annexe VI - 2.

## **VI - 2. Cas n°1 : vaporiseurs compacts du démonstrateur Air Liquide**

Au cours du projet FAIR, Air Liquide a développé une petite unité mobile de production d'hydrogène appelée « démonstrateur ». De la taille d'un conteneur, cette unité possède une capacité de production d'une cinquantaine de normaux-mètres cube d'hydrogène par heure. La production de vapeur sèche est actuellement assurée par un échangeur de chaleur standard de type tubes-et-calandre (diamètre 30 cm, hauteur 140 cm). L'objectif de cette partie est de proposer un (des) échangeur(s) milli-structuré(s) permettant d'assurer la production de vapeur tout en réduisant encore l'encombrement.

### **VI - 2.1. Intégration thermique du procédé**

Le schéma procédé de cette unité est très différent de celui du procédé industriel : si dans le procédé industriel l'eau est vaporisée partiellement pour garantir la pérennité du matériau constitutif des équipements, le vaporiseur du démonstrateur vaporise totalement le débit d'eau. Cette solution supprime les étapes de séparation des phases ainsi que la recirculation d'eau, réduisant de fait l'encombrement spatial du procédé. Pour optimiser cette intégration, le vaporiseur est divisé en trois sections, chacune valorisant les calories d'un flux gazeux spécifique. Le schéma P&ID simplifié est présenté sur la Figure VI - 2.

Les calories du syngas sont extraites en deux endroits dans le procédé, à savoir en sortie du reformeur où le syngas est le plus chaud (306,5 °C) et en sortie du réacteur de WGS où le syngas s'est réchauffé par l'exothermicité de la réaction du gaz à l'eau (289,9 °C). Les fumées issues de la chauffe du reformeur sont aussi valorisées car leur température est encore de 313,2 °C. L'eau va donc être mise au contact d'écoulements gazeux de plus en plus chaud afin d'obtenir en sortie du vaporiseur une vapeur surchauffée dont la température est au moins égale à 200 °C.

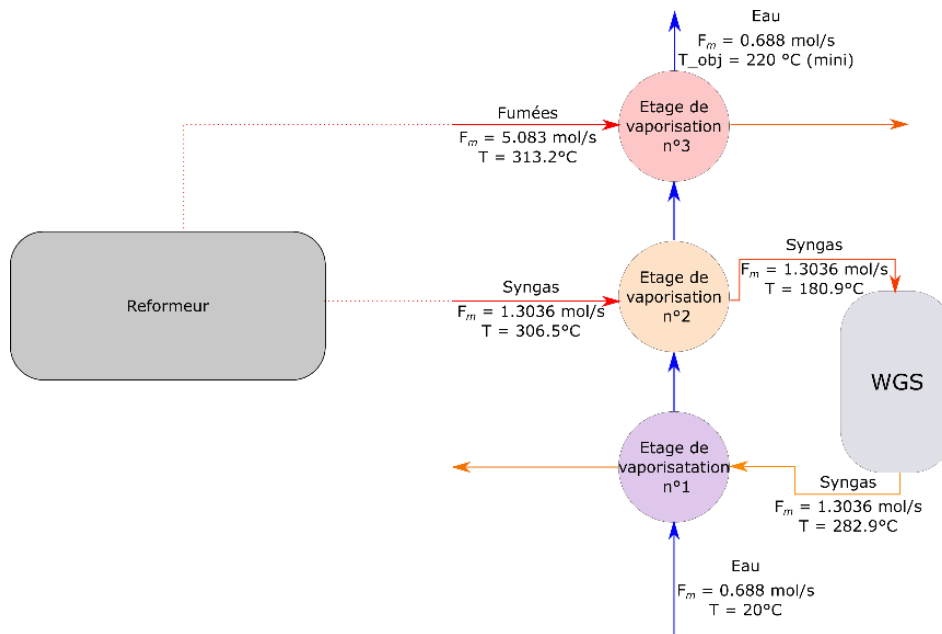


Figure VI - 2. Vaporisation de l'eau dans le démonstrateur (Source Air Liquide)

Puisqu'il s'agit ici de proposer un nouveau design de vaporiseur sans restructurer le schéma du procédé actuel du démonstrateur, nous avons choisi d'étudier la vaporisation totale de l'eau dans un système monobloc présentant 3 passes dont la structure globale est présentée en Figure VI - 3.

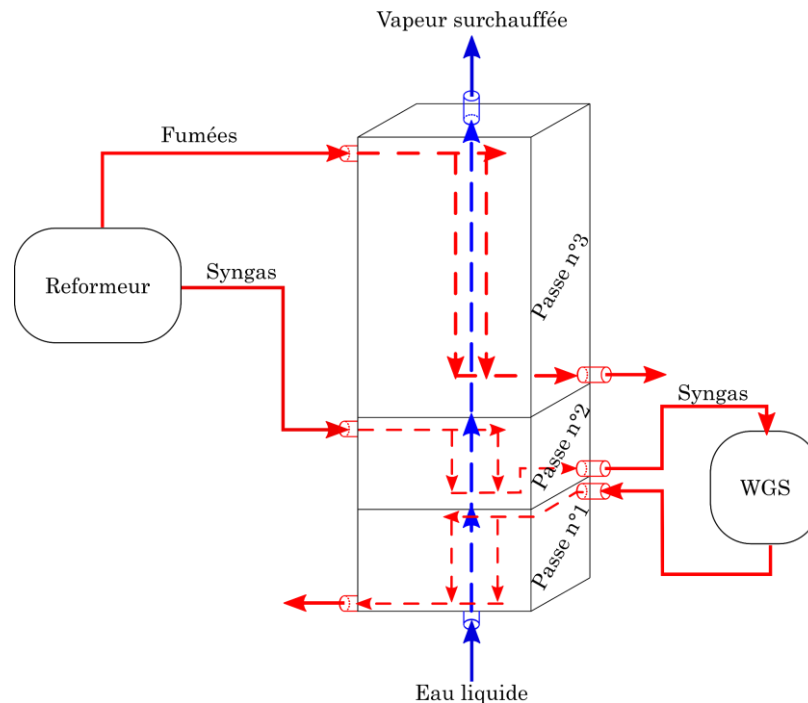


Figure VI - 3. Schéma de principe de la vaporisation totale de l'eau en 3 passes dans un monobloc

Le monobloc reprend exactement l'organisation de l'étape de vaporisation du démonstrateur présentée en Figure VI - 2. Nous avons représenté schématiquement l'écoulement des fluides dans une unique structure afin de faciliter la compréhension. Chaque

passer présente des écoulements d'eau et de gaz à contre-courant. Notons dès à présent qu'il y a une différence entre les deux veines : l'écoulement d'eau se fait dans des canaux droits parcourant l'intégralité de la hauteur du monobloc, les écoulements des différents courants gazeux se font distinctement dans les 3 passes. Cette continuité de l'écoulement d'eau nécessite un nombre de structures identique dans les 3 passes du monobloc.

## **VI - 2.2. Contraintes de dimensionnement**

Le dimensionnement de ces trois vaporiseurs doit respecter quatre grands types de contraintes :

- Les contraintes technologiques due à la fabrication additive.
- Les contraintes opératoires du procédé de vaporeformage.
- Les contraintes d'encombrement spatial dans le démonstrateur.
- Les contraintes économiques liées au coût d'impression d'un volume de matière.

Cette partie est dédiée à l'exploration des configurations possibles et respectant ces contraintes.

### **VI - 2.2.1. Contraintes technologiques**

La conception d'échangeur-réacteurs opérant sous pression et produits par fabrication additive a mené Air Liquide à développer une nouvelle norme spécifique à ces équipements. Pour valider la résistance de la structure de l'équipement aux conditions opératoires auxquelles il sera soumis, il est primordial d'imprimer simultanément l'équipement et les éprouvettes qui garantiront, par le biais de tests de traction, l'opérabilité de l'équipement.

Nous profitons ici du retour d'expérience d'Air Liquide sur la production de reformeurs compacts produits par fabrication additive. Les dimensions maximales imprimables par les machines sont aujourd'hui de 430 mm x 142 mm x 299 mm (Longueur x Largeur x Hauteur). En raison des contraintes mécaniques liées à la superposition de couches successives de métal, il est conseillé d'imprimer les canaux dans la direction verticale afin de garantir leur circularité. De ce fait, et en gardant une épaisseur de sécurité de 1 cm sur le pourtour du vaporiseur, nous disposons d'une surface imprimable de 410 mm x 122 mm sur laquelle nous pouvons juxtaposer les structures.

Sur la Figure VI - 4 sont présentées les contraintes géométriques de la structure à canaux droits. On remarque qu'elles sont différentes de celles présentées en section II - 1.2.2, notamment sur la distance minimale entre deux « volumes de vide » dans la structure. En effet, le retour d'expérience d'Air Liquide sur la robustesse des équipements sous pression produits par fabrication additive a montré qu'une épaisseur de paroi de seulement 0,5 mm entre deux canaux soumis à la même pression est suffisante pour assurer la résistance de l'équipement. Précisons aussi que cette distance passe à 1 mm si la pression n'est pas identique des deux côtés de la paroi. Une marge, prise égale à la moitié de l'épaisseur de paroi précédemment citée, est aussi ajoutée autour de la structure. Ainsi, la distance minimale entre les canaux de deux structures différentes est alors respectée. Ces différentes contraintes conduisent à une section droite de la structure égale à un carré de 6,04 mm de côté.

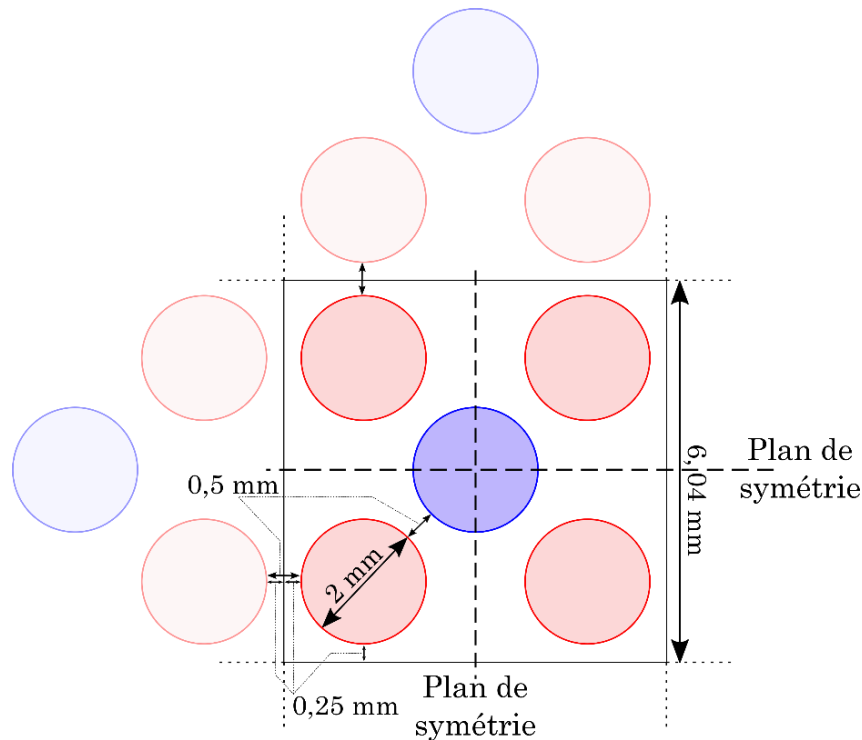


Figure VI - 4. Dimensions d'une structure à canaux droits (vue en coupe).

Connaissant les dimensions globales d'une structure et les dimensions disponibles sur le plateau d'impression (430 mm x 142 mm), on en déduit que le nombre maximal de structures par vaporiseur monobloc est égal à **1273**.

Le choix du nombre de structures composant le vaporiseur permet de modifier d'une part les débits et donc la vitesse des fluides dans les deux veines mais aussi la surface d'échange totale entre les deux veines.

Concernant la longueur des canaux, elle permet de faire varier la surface d'échange et le temps de passage de chaque fluide. On choisit ici de limiter cette longueur à 200 mm par vaporiseur imprimé. En effet, sur les 299 mm disponibles à l'impression selon la dimension verticale, 99 mm sont conservés pour ajouter, de part et d'autre des canaux, les distributeurs et collecteurs des fluides des deux veines. Il est évident qu'à ce stade du dimensionnement, la géométrie de ces éléments n'est pas encore déterminée mais devra faire l'objet d'une attention particulière a posteriori afin de minimiser leurs dimensions.

Ces deux grandeurs, le nombre de structures ainsi que la longueur des canaux, ont été choisies comme variables d'ajustement de ce dimensionnement.

### VI - 2.2.2. Contraintes opératoires

Les grandeurs opératoires de la vaporisation dans le démonstrateur sont regroupées dans le Tableau VI - 1. Deux contraintes opératoires du procédé sont à respecter (mise en évidence en gras) : d'une part, la température du syngas en sortie de la passe n°2 doit être comprise entre 180 et 200 °C, d'autre part, le cahier des charges de la vaporisation impose d'obtenir une vapeur sèche dont la température est supérieure à 200 °C en sortie de la passe n°3. Les autres grandeurs opératoires sont donc des variables libres que nous pouvons modifier.



Vaporiseur	Grandeur opératoire	Eau		Syngas	
		Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
1	Température	116 °C	$T_{e,1}^{out}$	282,9 °C	$T_{g,1}^{out}$
	Débit molaire	0,688 mol/s		1,3036 mol/s	
	Pression	9,5 bar			
2	Température	$T_{e,1}^{out}$	$T_{e,2}^{out}$	306,5 °C	[180 – 200] °C
	Débit molaire	0,688 mol/s		1,3036 mol/s	
	Pression	9,5 bar			
3	Température	$T_{e,2}^{out}$	$T_{e,3}^{out} \geq 200 \text{ °C}$	313,2 °C	$T_{g,3}^{out}$
	Débit molaire	0,688 mol/s		5,083 mol/s	
	Pression	9,5 bar			

Tableau VI - 1. Spécifications du procédé SMR intensifié du démonstrateur Air Liquide.

### VI - 2.2.3. Contraintes d'encombrement

L'unité de vaporisation occupe actuellement un volume de 0,3 m x 0,3 m x 1,4 m (L x l x H, 0,126 m<sup>3</sup>) dans le démonstrateur. Il conviendra de proposer un nouveau design de l'unité de vaporisation d'une part, ne dépassant pas l'une de ces dimensions et d'autre part et dans la mesure du possible, ayant un encombrement réduit au minimum.

Les contraintes économiques se divisent bien entendu entre les coûts liés aux équipements (CAPEX) et les coûts liés à l'opération des équipements (OPEX). A la différence d'un échangeur classique, le coût d'un échangeur compact produit par fabrication additive est relié à son volume, correspondant à une quantité de métal à fondre. La limite sur l'OPEX se traduit ici par les pertes de charge côté syngas qui ne doivent pas dépasser les 40 mbar.

Maintenant que les contraintes sont définies, nous nous intéressons à l'influence des paramètres géométriques sur l'échange thermique au sein des trois passes.

## VI - 2.3. Prédimensionnement du vaporiseur monobloc

Nous avons déjà évoqué certains aspects de la géométrie du vaporiseur monobloc comme son organisation et l'agencement interne des différents écoulements. Dans cette partie, nous allons déterminer les variables géométriques caractérisant le monobloc, à savoir : le nombre de structures dans le monobloc et la longueur respective de chacune des passes. Après avoir défini les systèmes d'équations dans la situation étudiée, nous simulerons la vaporisation dans le monobloc pour une situation de référence qui nous servira de base pour caractériser l'influence des quatre variables évoquées précédemment sur la qualité de vapeur produite dans le vaporiseur et la température de sortie du syngas en sortie de la passe n°2. Comme l'étude de l'hydrodynamique de l'écoulement d'eau vaporisée a révélé de nombreuses instabilités, (cf. partie IV - 1.2), nous étudierons l'influence du débit d'eau entrant dans le monobloc sur la vaporisation de l'eau. Enfin et pour conclure, nous proposerons une géométrie optimale du monobloc répondant aux exigences des spécifications du démonstrateur.

### VI - 2.3.1. Du vaporiseur compact aux trois passes du monobloc

Nous allons nous intéresser à l'étude de la vaporisation de l'eau dans le monobloc présenté sur la Figure VI - 3. A la différence de la partie VI - 1, où l'on simulait uniquement l'échange thermique entre deux fluides dans une structure, ici nous simulons l'échange thermique entre l'écoulement d'eau avec 3 écoulements gazeux différents. Il faut alors résoudre trois systèmes d'équations différentielles avec couplage aux frontières en raison de la continuité de l'écoulement d'eau dans le monobloc. En particulier et si l'on se réfère au Tableau VI - 1, nous

pouvons alors fixer les conditions aux limites pour chaque passe, elles sont regroupées dans le Tableau VI - 2.

Passe n°1	Passe n°2	Passe n°3
$\begin{cases} T_{eau} _{z=0} = 116\text{ }^{\circ}\text{C} \\ T_{gaz} _{z=L_{passe\ n^{\circ}1}} = 282,9\text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_{gaz} _{z=L_{passe\ n^{\circ}1}} = 9,5\text{ bar} \end{cases}$	$\begin{cases} T_{eau} _{z=L_{passe\ n^{\circ}1}} = T_{e,1}^{out} \\ T_{gaz} _{z=L_{passe\ n^{\circ}2}} = 306,5\text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_{gaz} _{z=L_{passe\ n^{\circ}2}} = 9,5\text{ bar} \end{cases}$	$\begin{cases} T_{eau} _{z=L_{passe\ n^{\circ}1}+L_{passe\ n^{\circ}2}} = T_{e,2}^{out} \\ T_{gaz} _{z=L_{passe\ n^{\circ}2}} = 313,2\text{ }^{\circ}\text{C} \\ P_{gaz} _{z=L_{passe\ n^{\circ}2}} = 9,5\text{ bar} \end{cases}$

Tableau VI - 2. Conditions aux limites des 3 passes de vaporisation.

### VI - 2.3.2. Simulation de référence

Une série de premières simulations a permis d'identifier une configuration de référence dont les paramètres géométriques sont regroupés dans le Tableau VI - 3.

Grandeur	Passe n°1	Passe n°2	Passe n°3
Nombre de structures	1000		
Longueur des canaux (cm)	5	5	22

Tableau VI - 3. Paramètres géométriques de la configuration de référence de la vaporisation de l'eau en 3 passes dans le démonstrateur.

Les résultats de cette simulation en 3 passes sont présentés sur la Figure VI - 5. Puisqu'il existe une continuité de l'écoulement d'eau dans les trois passes, les différents profils correspondant aux trois passes ont été accolés sur une seule et même figure. Ainsi sur la Figure VI - 5, l'eau liquide sous-refroidie entre en  $z = 0\text{ m}$ , le syngas sortant du WGS entre dans la passe n°1 en  $z = 0,05\text{ m}$ , le syngas sortant du reformeur entre dans la passe n°2 en  $z = 0,1\text{ m}$  et les fumées issues du reformeur entre dans la passe n°3 en  $z = 0,32\text{ m}$ . Comme l'indiquent les flèches sur les graphes, l'eau s'écoule dans le sens des  $z$  croissants, et les gaz s'écoulent à contre-courant dans le sens des  $z$  décroissants. Par ailleurs, nous avons choisi l'enthalpie de l'écoulement d'eau pour grandeur de l'axe des ordonnées des profils d'enthalpie car il existe une continuité des profils de la veine eau contrairement à ceux des trois écoulements distincts des gaz.

On peut observer que l'enthalpie du gaz est inférieure à celle de l'eau pour les passes n°2 et n°3. La position relative de ces courbes n'est pas importante puisque celle-ci dépend de la température de référence choisie dans l'équation (6.9). Si l'on observe les courbes dans chaque passe, on constate un « parallélisme » évoqué précédemment.

Ces profils présentent plusieurs points anguleux (repérés sur la veine eau par les points bleus). Ceux situés sur les frontières entre les passes ( $z = 0,05\text{ m}$  et  $z = 0,1\text{ m}$ ) correspondent à la variation brutale de la température des gaz d'une passe à l'autre. Ceux présents au sein d'une passe sont observés lorsque l'enthalpie de l'écoulement franchit les bornes de l'écoulement de liquide saturé  $He_{LS}$  (0 W) et de l'écoulement de vapeur saturée  $He_{VS}$  (25,2 W). De part et d'autre de ces points, la valeur du coefficient de transfert thermique côté eau varie brusquement dans notre modèle et donc la résistance globale au transfert thermique. Au regard de la pente des profils d'enthalpies, on retrouve que la puissance échangée entre les deux veines est minimale dans la zone où il y a de la vapeur surchauffée et maximale dans le cas de l'écoulement diphasique.

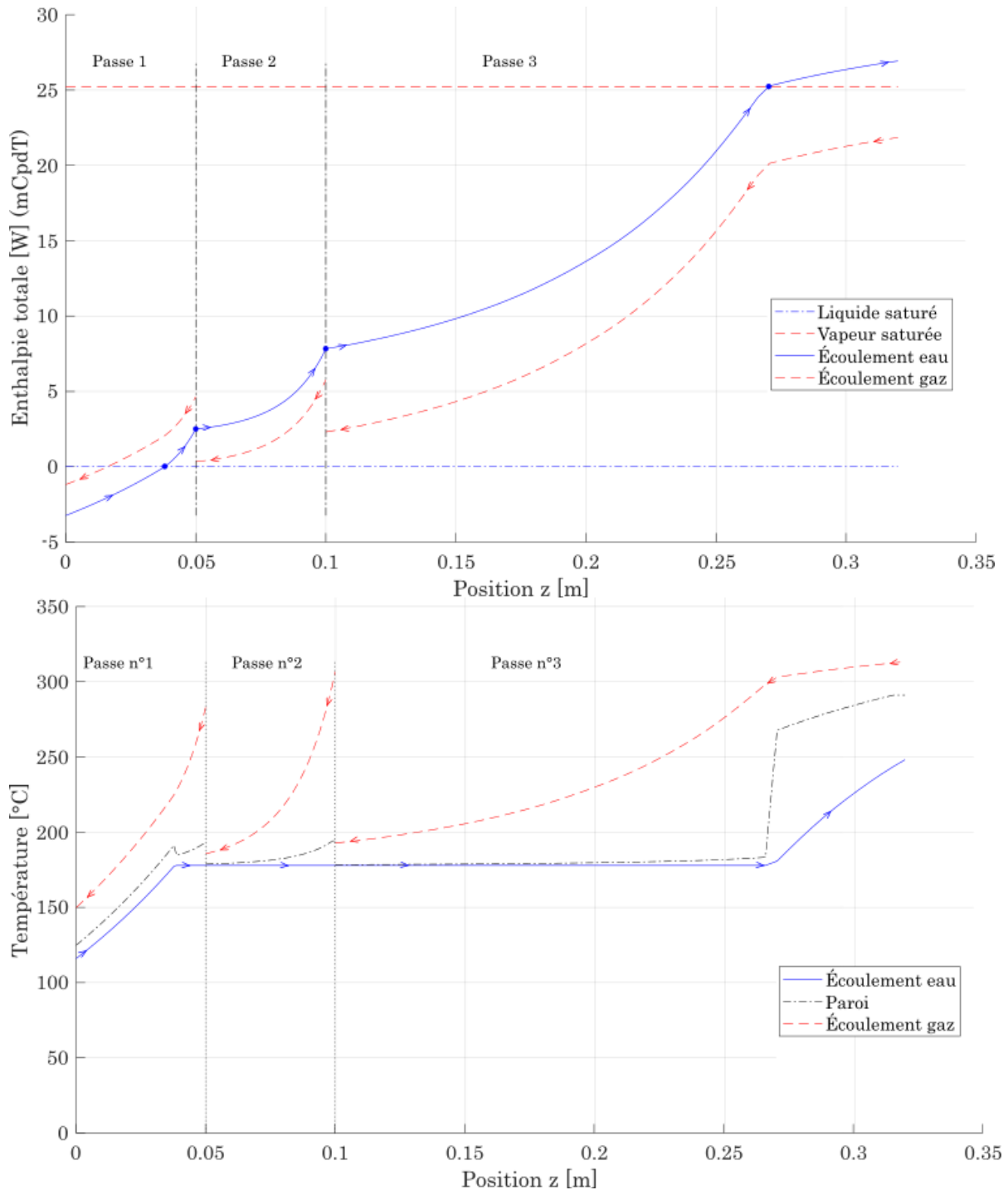


Figure VI - 5. Profils simulés des trois passes de vaporisation : enthalpie des écoulements (haut) et température des écoulements (bas) en fonction de la position dans le canal.

Sur les profils de température, on retrouve, la même évolution que pour l'enthalpie dans les zones monophasiques liquide et vapeur, ce qui est cohérent avec l'équation (6.9). Par ailleurs, tant que l'enthalpie de l'eau est comprise dans l'intervalle  $[He_{LS} - He_{VS}]$ , la température de l'eau est fixée à la température de changement d'état à la pression considérée. Dans le cas de référence étudié ici, on produit une vapeur surchauffée avec une température proche de 250  $^{\circ}\text{C}$ . La vapeur a donc une température de sortie supérieure au cahier des charges mais cela n'est pas problématique puisque, dans la suite du procédé, la vapeur sera mélangée au méthane et surchauffée à des températures supérieures à 800  $^{\circ}\text{C}$ .

La chute de température du syngas est très similaire entre les deux passes, de 282,9 à 150 °C (~133 °C) dans la passe n°1 contre 306,5 à 186 °C (~120 °C) dans la passe n°2. La différence majeure est que le syngas échange uniquement avec un écoulement à l'équilibre liquide-vapeur dont la température est uniforme. De ce fait, on observe le début d'un pincement thermique en début de passe n°2 contrairement au début de la passe n°1, où l'écart reste supérieur à 30 °C. En effet, si l'on divise la passe en deux zones égales (en  $z = 0,075 m$ ), pour la même surface d'échange, on transfère 4 fois plus d'énergie sur la deuxième moitié de la passe que sur la première. On peut donc se demander s'il est pertinent de conserver la zone entre  $z = 0,05 m$  et  $z = 0,075 m$ , et donc payer le coût de cette matière, pour échanger si peu d'énergie. Ici, c'est le critère de la température de sortie du syngas qui tranchera sur la longueur nécessaire de la passe n°2. Enfin, dans la passe n°3, on observe clairement que le transfert thermique est dégradé dans la zone où il y a de la vapeur surchauffée, la chute principale de température des fumées étant localisée dans la zone où l'eau est vaporisée.

Concernant la température de la paroi, on remarque des discontinuités dans le profil de température. Ces discontinuités sont observées exactement aux mêmes abscisses  $z$  des points anguleux du profil d'enthalpie de l'écoulement d'eau. Ces discontinuités sont des artefacts générés par le modèle. Dans la réalité, le profil de température serait lissé par la conduction axiale dans la paroi.

En considérant les ordres de grandeurs des coefficients de transfert thermique ainsi que les surfaces d'échange, rassemblés dans le Tableau VI - 4, l'étude des résistances au transfert thermique dans les différentes passes à l'aide de l'équation (6.1) nous permet d'établir que :

- La  $R_{t,eau}$  est plus élevée que celle des gaz.
- La résistance est majoritairement localisée côté gaz dans la zone où l'écoulement d'eau est diphasique. La température de la paroi est très proche de celle de la température de l'eau à l'équilibre liquide-vapeur.
- Dans la zone où l'écoulement d'eau est monophasique vapeur, la résistance est localisée côté vapeur. La température de la paroi est proche de la moyenne des températures des fluides.

État de l'écoulement d'eau	Monophasique liquide	A l'équilibre liquide-vapeur		Monophasique vapeur
$S_{eau} [m^2]$	0,25	0,38	1,04	0,31
$h_{eau} [W/m^2/K]$	1400	4000	4000	85
$R_{t,eau} = \frac{1}{h_{eau} S_{eau}} [K/W]$	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$37,4 \cdot 10^{-3}$
Courant de gaz considéré	Syngas	Syngas	Fumées	Fumées
$R_{t,gaz} = \frac{1}{h_{gaz} S_{gaz}} [K/W]$	$3,3 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$2,7 \cdot 10^{-3}$	$9,9 \cdot 10^{-3}$
$S_{gaz} [m^2]$	1,01	1,51	4,15	1,26
$h_{gaz} [W/m^2/K]$	300	300	80	80

Tableau VI - 4. Ordres de grandeur des résistances au transfert thermique moyennes locales dans le cas de la simulation de la Figure VI - 5 pour un monobloc en 3 passes 1000 structures.

Il est intéressant ici de regarder plus en détails les surfaces d'échanges au sein de ces trois passes. Comme le nombre de structures est identique dans tout le monobloc, nous pouvons raisonner directement en termes de longueur de canal. Sur les 32 cm utilisés, la préchauffe de l'eau est achevée en environ 4 cm (12,5 %), la vaporisation utilise environ 23 cm (72 %) et la surchauffe est faite sur les 5 cm restants (15,5 %). Comme précédemment sur la longueur de la passe n°2, on peut s'interroger sur la pertinence de l'utilisation d'autant de surface pour la préchauffe de l'eau liquide et la surchauffe de la vapeur : on utilise environ 30 % de la surface pour échanger seulement 17 % de la puissance totale (3,5 W de préchauffe et 1,5 W de surchauffe sur les 30 W échangés dans les 3 passes). Ce design peut donc encore être optimisé.

Pour optimiser ce design, on peut étudier l'évolution des profils de température de chaque fluide dans le plan (Température, Enthalpie). Nous avons tracé ces évolutions sur la Figure VI - 6.

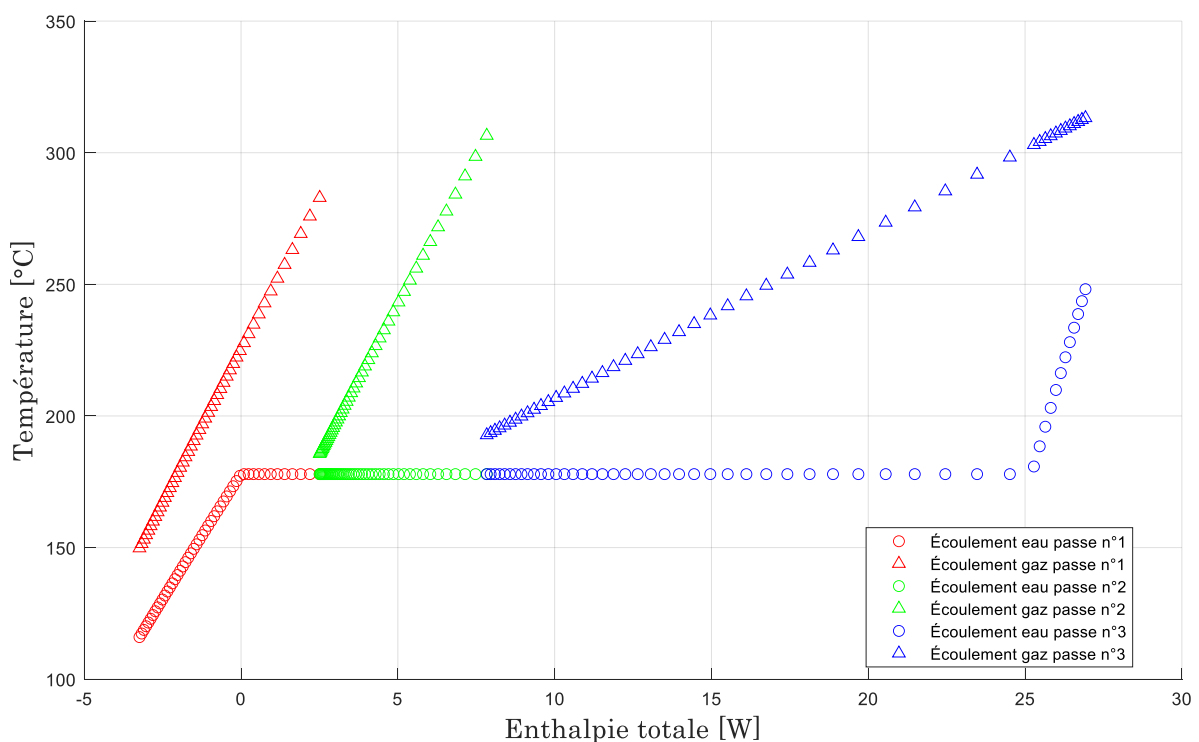


Figure VI - 6. Courbes de température en fonction de l'enthalpie totale et en fonction de la passe de l'écoulement dans le vaporiseur monobloc.

Précisons dès à présent que ces courbes sont à la base des analyses de pincement thermique (« pinch »). Ici, on peut remarquer une différence fondamentale entre les différents veines gaz : l'écoulement des fumées (triangles bleu) a une chaleur valorisable bien plus importante que les deux écoulements du syngas (triangles verts et rouges). D'autre part, et puisque nous avons utilisé une discrétisation de chaque passe avec un nombre fixé de tranches élémentaires identiques, on peut mettre en évidence le ralentissement du transfert thermique entre les deux fluides par le rapprochement des points tracés sur le graphe. C'est notamment le cas pour les écoulements de gaz dans le début de la passe n°2 (en vert) et à la fin de la passe n°3 (en bleu). Ce type de carte est donc riche d'information et permet d'avoir une vision rapide du transfert thermique au sein d'un échangeur multi-passes.

Enfin, dans cette situation, les pertes de charge régulières ont été calculées entre 1 et 2 mbar pour les trois passes. Pour toutes les simulations effectuées sur les deux cas d'études, la perte de charge maximale calculée est de 6 mbar, bien en deçà des spécifications attendues pour le cas du démonstrateur (40 mbar) et pour le cas du WHB de taille industrielle (100 mbar). Pour cette raison, nous considérerons les pertes de charge comme un paramètre non dimensionnant qui ne sera plus évoqué dans la suite des études de cas.

Ces résultats nous donnent un premier aperçu du comportement de la vaporisation de l'eau dans les trois passes. Nous allons maintenant nous intéresser à l'influence du nombre de structures sur la production de vapeur en vue de l'optimisation du système de vaporisation.

### VI - 2.3.3. Influence du nombre de structures

Dans cette partie, nous faisons varier le nombre de structures constituant le vaporiseur, en conservant naturellement le débit total de chaque fluide. Cela modifie les débits par structure de chacun des fluides, mais également la surface d'échange totale entre les deux veines. Notons que toutes les structures composant le vaporiseur sont identiques entre elles. Ainsi et malgré la variation du nombre de structures, le rapport des débits des deux veines restera inchangé. Pour obtenir une comparaison avec le cas de référence de la partie précédente (1000 structures), la longueur des passes est maintenue. L'ensemble des paramètres géométriques testés sont regroupés dans le Tableau VI - 5. Au total, 9 cas différents sont traités.

Grandeur	Passe n°1	Passe n°2	Passe n°3
Nombre de structures	[200 – 300 – 400 – 500 – 600 – 700 – 800 – 900 – 1000]		
Longueur des canaux (cm)	5	5	22

Tableau VI - 5. Paramètres géométriques de l'étude de l'influence du nombre de structures sur la vaporisation de l'eau en 3 passes dans le démonstrateur.

Les profils de températures des deux veines, pour les trois passes et pour les différents cas ont été tracés et superposés sur la Figure VI - 7. Pour chaque passe et pour chaque veine, les flèches rouges indiquent l'évolution des profils de température pour un nombre croissant de structures dans le vaporiseur.

De manière générale et en considérant les trois passes de l'échangeur, on distingue les trois zones mentionnées précédemment : les zones de préchauffe de l'eau, de vaporisation et de surchauffe de la vapeur. L'augmentation du nombre de structures, symbolisée sur la Figure VI – 6 par les flèches rouges, favorise le transfert thermique entre les deux veines. En particulier, on remarque que les gaz ont une température de sortie de la passe plus faible lorsque le nombre de structures augmente. Ainsi en sortie des trois passes, et comme le présente la Figure VI – 7, l'enthalpie de l'écoulement d'eau est d'autant plus élevée que le nombre de structures l'est également.

Les frontières entre les trois zones sont situées à différentes positions des passes selon le nombre de structures utilisé. Ainsi, pour la frontière entre la zone monophasique liquide et l'écoulement à l'équilibre on distingue les cas où le nombre de structures est inférieur à 200, où la transition s'effectue dans la passe n°2, des cas où le nombre de structures est supérieur à 200 où la transition s'effectue dans la passe n°1.

Dans le cas de la seconde transition, entre l'écoulement à l'équilibre liquide-vapeur et l'écoulement monophasique vapeur, on distingue que le nombre de structures est supérieur à 600 pour lesquels de la vapeur surchauffée est produite. Pour un nombre de structures inférieur, la vaporisation reste partielle. Au regard de la spécification sur la température de sortie de la vapeur, seul un nombre de structures supérieur à 700 permet de respecter cette spécification.

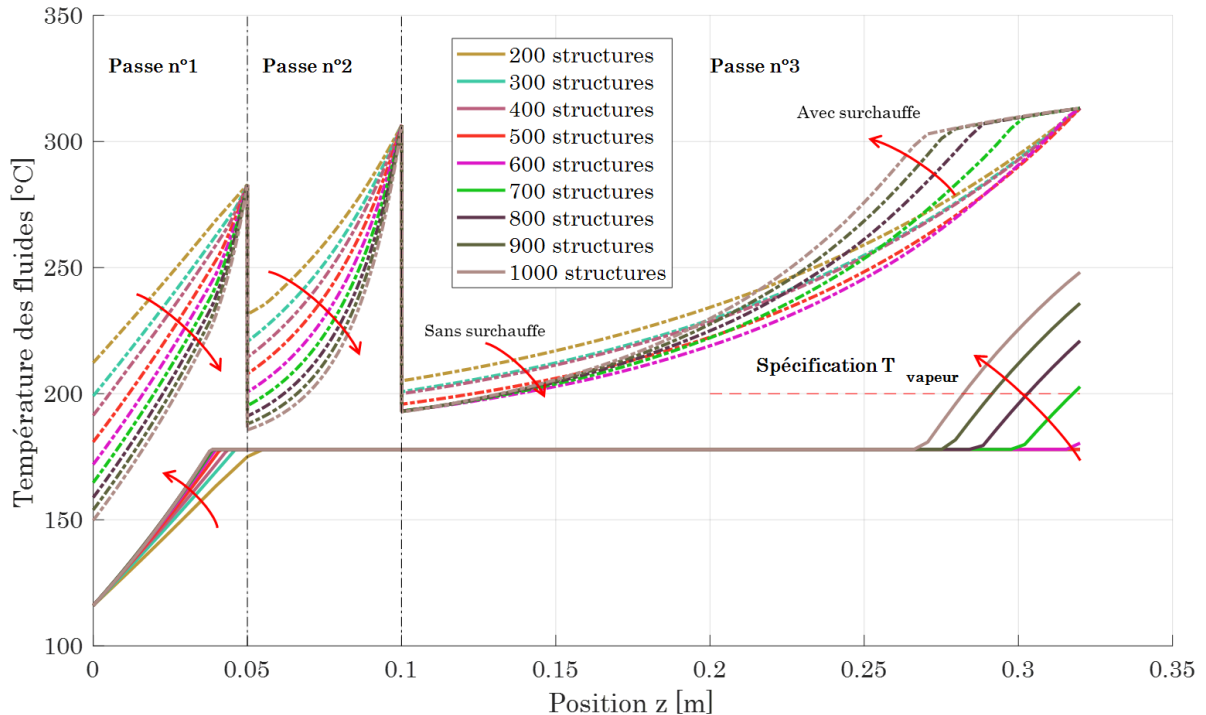


Figure VI - 7. Profils de température pour les veines eau et gaz pour différents nombres de structures.

Dans la seconde passe, il est intéressant de remarquer le début d'un pincement thermique au début de la passe. D'une part, les profils de températures de la Figure VI – 6 montrent un resserrement quand le nombre de structures devient proche de 1000. D'autre part, si on regarde les profils d'enthalpie de la Figure VI - 8 et en divisant la passe en deux parties égales, on remarque la puissance échangée dans la première moitié devient de plus en plus faible à mesure que le nombre de structures augmente : représentant 46 % de la puissance totale échangée pour 200 structures contre seulement 18 % pour 1000 structures.

Par ailleurs, il est intéressant de regarder l'évolution du profil de température des fumées en fonction du nombre de structures :

- Si l'écoulement d'eau reste à l'équilibre liquide-vapeur dans la passe, au regard des résistances au transfert thermique, la situation peut se simplifier au cas simple de transfert thermique à température de paroi imposée. Ainsi, plus le nombre de structures augmente, plus le débit des fumées diminue et plus leur refroidissement est marqué.
- Si de la vapeur surchauffée est produite, un point anguleux apparaît sur le profil de température en fin de passe en raison de la chute drastique du coefficient de transfert côté eau. L'augmentation du nombre de structures décale la position de ce point anguleux vers le début de la passe. Néanmoins, quel que soit le nombre de structures, supérieur à 600, la chute de température des fumées entre l'entrée et la sortie est identique passant de 306,5 °C à 193 °C.

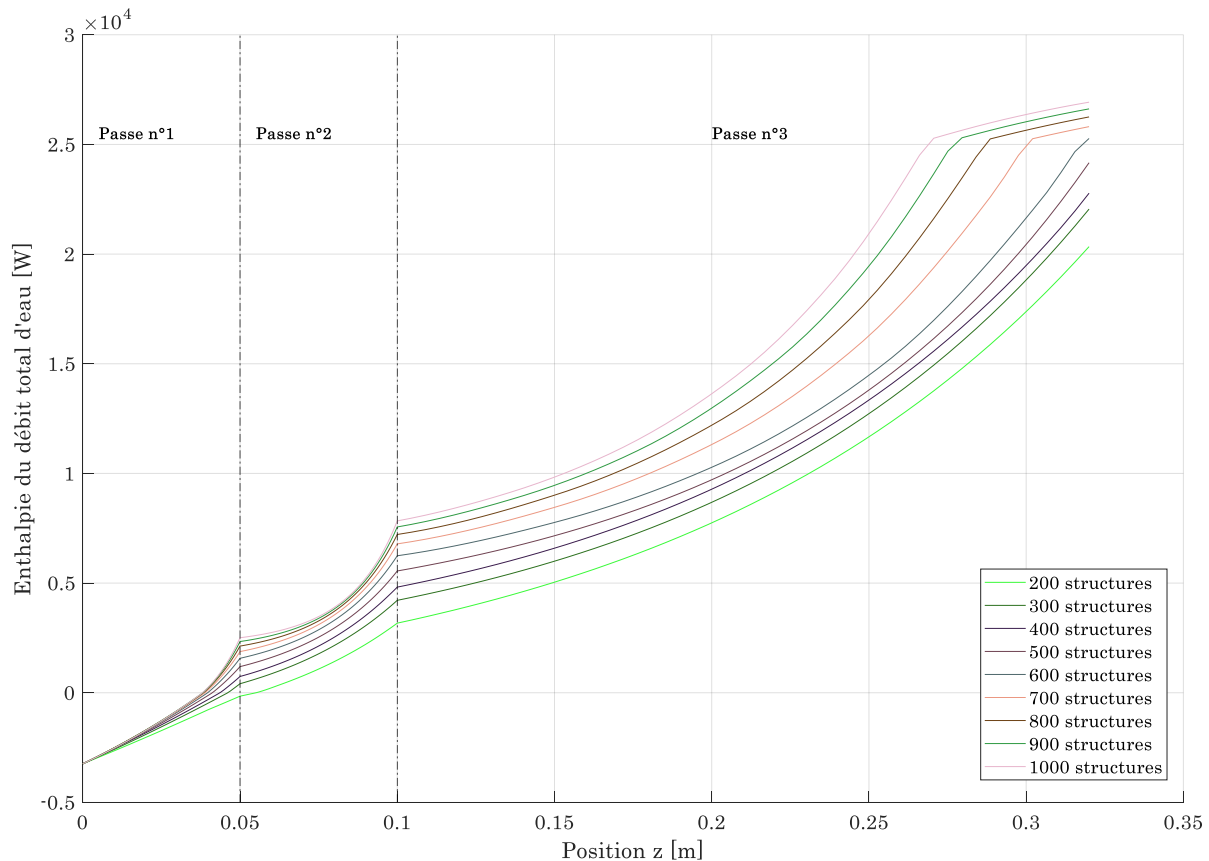


Figure VI - 8. Évolution de l'enthalpie du débit d'eau total (spécification Air Liquide) en fonction de la position dans le monobloc et du nombre de structures utilisées.

Dans la situation de référence étudiée dans cette partie, selon le nombre de structures utilisé, nous constatons entre deux et trois zones dans le vaporiseur parmi : la zone de préchauffe du liquide sous-refroidi, la zone de vaporisation de l'eau, et la zone de surchauffe de la vapeur (pour un nombre de structures supérieur à 600). On peut associer ces zones aux différentes passes composant le vaporiseur : la préchauffe dans la passe n°1 (à l'exception du cas à 200 structures), la vaporisation dans les passes n°2 et 3 et la surchauffe en fin de passe n°3.

En termes de puissance échangée on distinguera les passes n°1 et 2, où la puissance cédée par les gaz chauds augmente avec le nombre de structures, de la passe n°3 où la puissance cédée par les fumées est peu ou prou la même quel que soit le nombre de structures utilisé.

Néanmoins et pour respecter les deux spécifications du procédé SMR du démonstrateur, un nombre minimum de 700 structures est nécessaire dans le vaporiseur pour garantir (i) la production d'une vapeur surchauffée dont la température est supérieure à 200 °C et (ii) le refroidissement du syngas en dessous d'une température de 200 °C. Compte tenu des hypothèses simplificatrices du modèle utilisé et de notre actuelle incapacité à estimer précisément l'erreur commise, nous avons choisi de garder un nombre de structures égal à 1000 afin de conserver une marge d'erreur raisonnable. Nous avons vu que la longueur actuelle des passes pouvait mener à des situations où le transfert thermique est dégradé. Nous allons donc nous intéresser à l'influence de la longueur de chacune des passes sur la vaporisation de l'eau.



### VI - 2.3.4. Influence de la longueur des passes

Nous utilisons le nombre de structure de référence égal à 1000 et tout comme le cas de référence, nous conservons une longueur cumulée des canaux des trois passes égale à 320 mm. Nous faisons ce choix car, comme nous l'avons vu dans la section précédente, cette configuration de référence nous permet d'atteindre une vaporisation totale de l'eau dans les trois passes.

La répartition de ces 320 mm entre les trois passes est présentée sur la Figure VI - 9. Les positions  $X_1$  et  $X_2$ , qui désignent les abscisses des frontières entre passes, seront choisies selon l'inégalité suivante :

$$5 \text{ mm} \leq X_1 < X_2 \leq 315 \text{ mm} \quad (6.13)$$

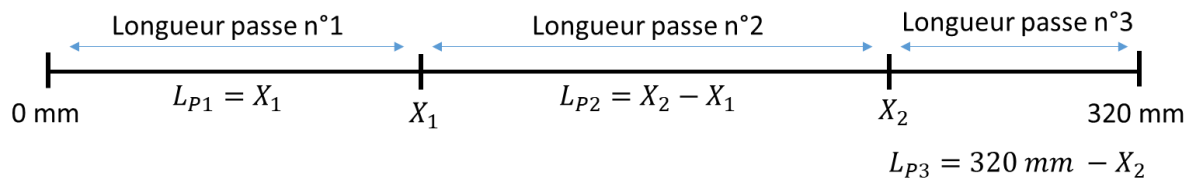


Figure VI - 9. Répartition de la longueur des trois passes à partir de la situation de référence.

Dans un premier temps, nous avons tracé la carte des courbes iso-valeurs de la température de l'écoulement d'eau en sortie de la troisième passe en fonction des positions  $X_1$  et  $X_2$  sur la Figure VI - 10. Remarquons en premier lieu que la partie inférieure droite de la figure est vide et correspond au domaine où  $X_1 > X_2$  représentant les cas non-réalisables : seule la moitié supérieure gauche de cette carte correspond à des géométries cohérentes. Pour le reste des cas, les résultats des simulations montrent que la température de sortie de l'écoulement d'eau est comprise entre 177,9 °C (température d'ébullition à la pression considérée) et 250,3 °C. Plus particulièrement, on remarque que si  $X_2$  est supérieur à 0,2 m, la température de sortie de l'eau est égale à 177,9 °C, ce qui indique que la vaporisation est partielle en sortie du monobloc. Ainsi, il est donc primordial de maintenir une longueur cumulée des deux premières passes en dessous de 0,2 m. La carte des températures montre qu'il existe une zone de couples  $\{X_1 ; X_2\}$  pour lesquels une vapeur surchauffée est obtenue et dont la température est supérieure à 200 °C. Dans cette zone la température maximale de vapeur surchauffée est égale à 250,3 °C est atteinte pour le couple  $\{4,9 ; 7,1\}$  mm. Ces coordonnées représentent la configuration optimale **pour une longueur cumulée des 3 passes égale à 32 cm** où l'on récupère le maximum de chaleur.

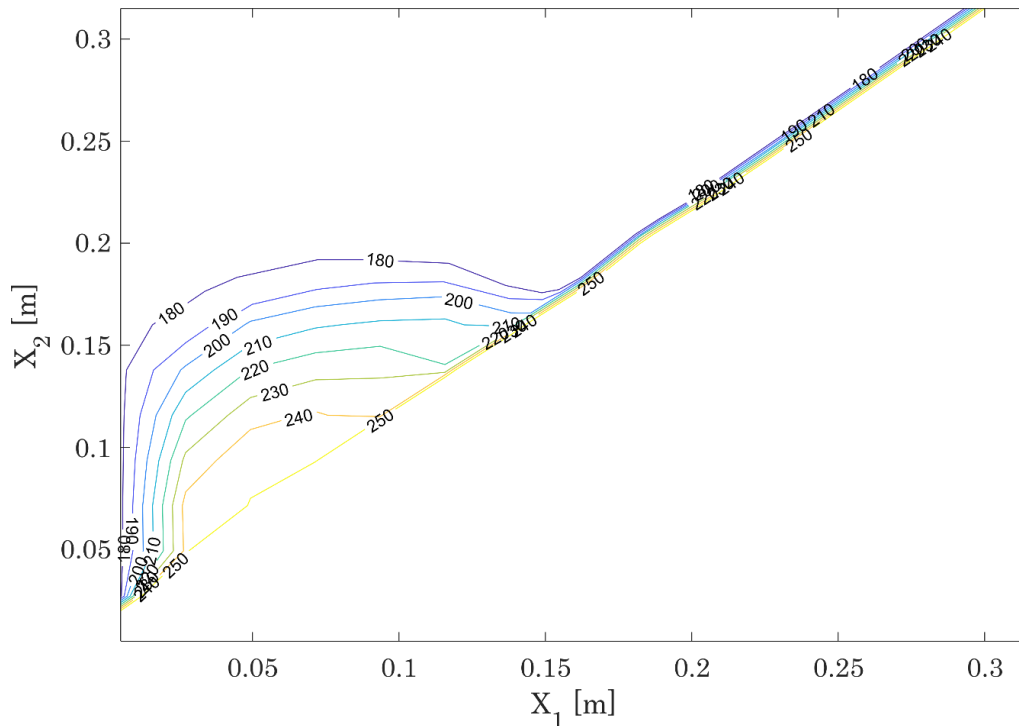


Figure VI - 10. Carte de la température de l'écoulement d'eau en sortie de la passe n°3 en fonction de  $X_1$  et  $X_2$ .

Dans un second temps, nous avons tracé la carte de la température de sortie de la passe n°2 du syngas sur la Figure VI - 11. Tout comme la carte précédente, la partie inférieure droite correspond aux cas non-réalisables et est laissée vide. Rappelons ici que la longueur de la passe n°2 est définie comme la soustraction des positions  $X_1$  et  $X_2$ . Ainsi les variations de chacune de ces positions, toutes choses égales par ailleurs, peuvent être décrites comme suit :

- Pour  $X_1$  variable et  $X_2$  fixé : quand  $X_1$  augmente, la température de sortie du syngas augmente. En effet, quand  $X_1$  augmente, la longueur de la passe n°2 diminue d'après sa définition, réduisant ainsi la surface d'échange entre l'eau et le syngas. Il s'en suit un échange thermique moindre et donc une puissance cédée par les gaz diminuée.
- Pour  $X_1$  fixé et  $X_2$  variable : c'est l'inverse qui se produit, à savoir, quand  $X_2$  augmente, la température de sortie du syngas diminue. Dans ce cas, quand  $X_2$  augmente, la longueur de la passe n°2 augmente également ainsi que la surface d'échange et la puissance échangée entre l'huile et l'eau.

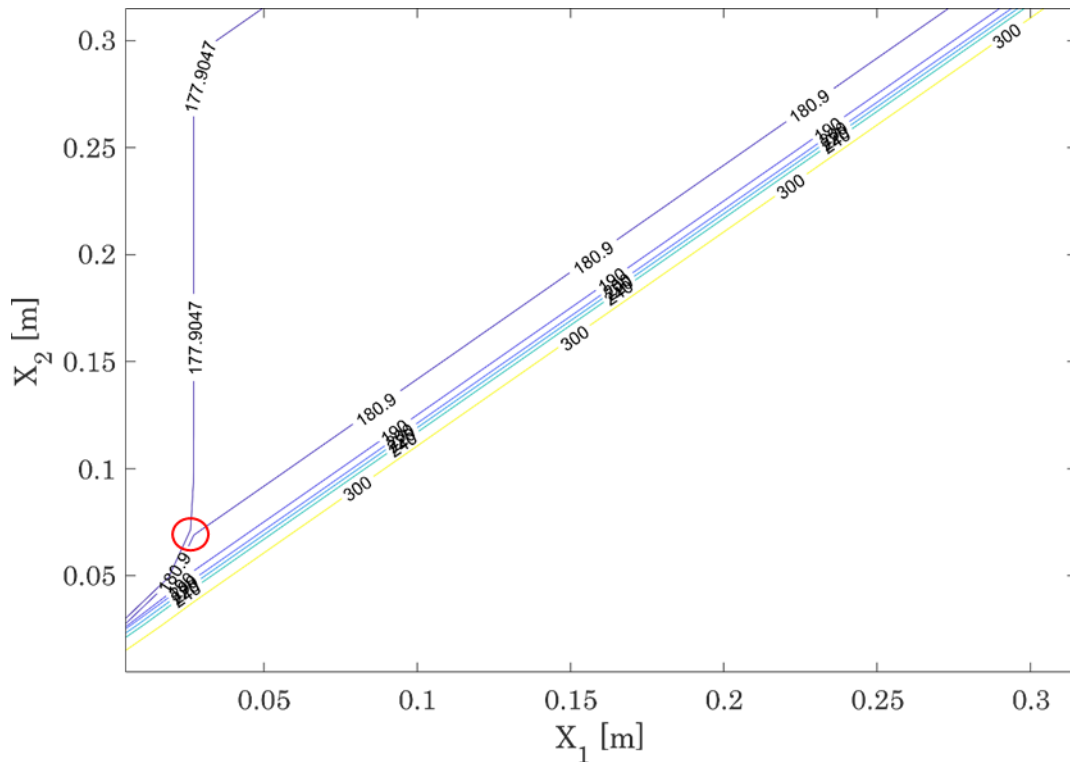


Figure VI - 11. Carte de la température du syngas en sortie de la passe n°2 en fonction de  $X_1$  et  $X_2$ .

Par ailleurs, on remarque la présence de points anguleux entourés en rouge sur les courbes iso-températures 177,9°C et 180,9 °C. Ces points anguleux sont alignés sur une verticale  $X_1 = 0,024$  m. Pour comprendre ces points anguleux, il est utile de tracer les profils de température de l'eau et du gaz pour les couples  $\{X_1 = 15 \text{ mm} ; X_2 = 100 \text{ mm}\}$  et  $\{X_1 = 35 \text{ mm} ; X_2 = 100 \text{ mm}\}$  (cf. Figure VI - 12 respectivement haut et bas). Si la longueur des canaux de la passe n°1 est trop courte (inférieure à 24 mm), la préchauffe de l'eau est « incomplète » et l'écoulement n'atteint pas la température d'ébullition à la pression considérée en sortie de passe. L'écoulement d'eau entre donc dans la passe n°2 à l'état monophasique liquide sous-refroidi. A l'inverse et si la longueur des canaux de la passe n°1 est suffisante (supérieure à 24 mm), la vaporisation débute dans la passe n°1 et l'eau entre dans la passe n°2 à la température d'ébullition à la pression considérée.

Ainsi, dans la passe n°2 et selon la longueur des canaux de la passe n°1, le syngas sera en contact avec deux profils de température différents côté eau. Dans le cas où l'eau rentre à l'équilibre liquide-vapeur dans la passe n°2 et sous réserve que la vaporisation ne soit pas achevée avant la sortie de celle-ci, le syngas est face à un écoulement d'eau isotherme (Cf. Figure VI - 12 (bas)). En revanche et dans le cas contraire, le syngas est en contact avec une eau plus froide dans les premiers centimètres de la passe avant sa sortie (Cf. Figure VI - 12 (haut)). La différence de température dans les premiers centimètres entre les deux fluides est alors plus grande dans ce cas, l'échange thermique est donc favorisé et donc la température du syngas chute.

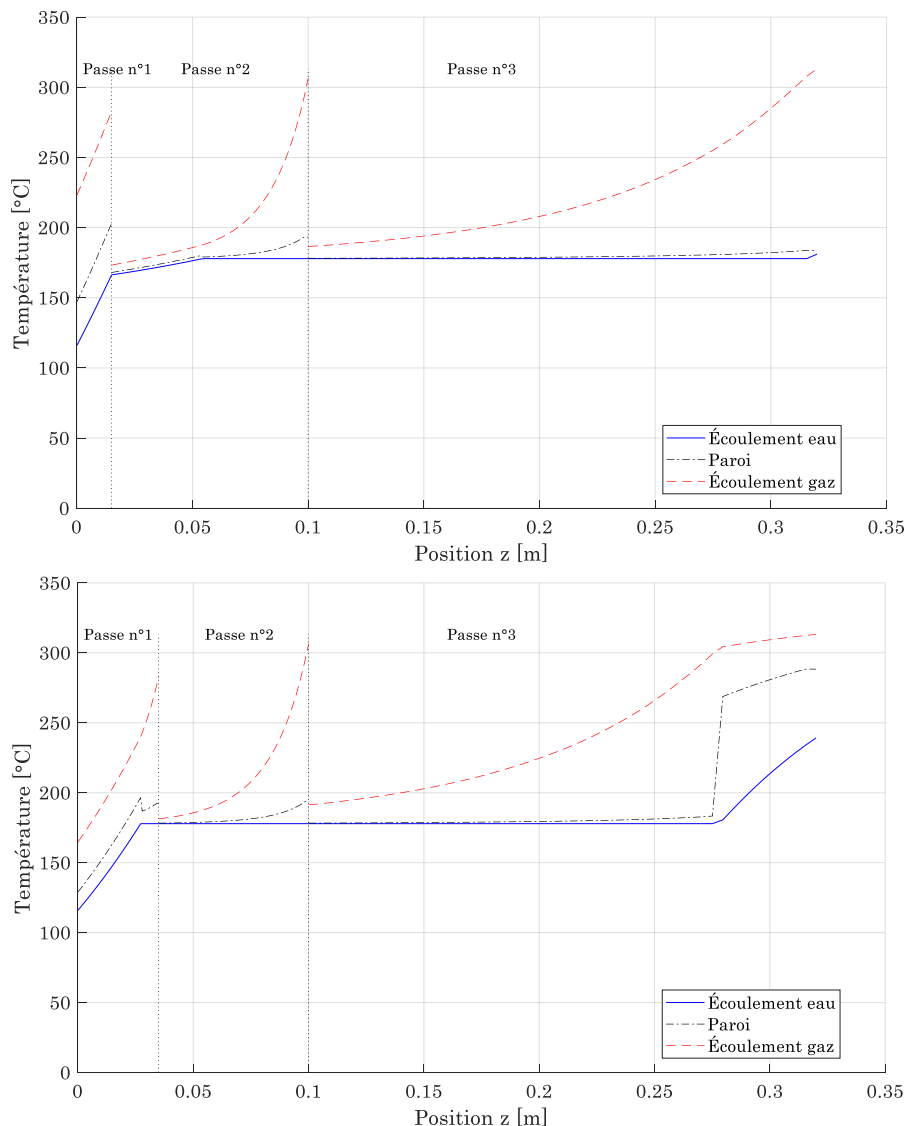


Figure VI - 12. Profils de température de l'eau et des gaz dans les trois passes pour les couples  $\{X_1 = 15 \text{ mm} ; X_2 = 100 \text{ mm}\}$  (haut) et  $\{X_1 = 35 \text{ mm} ; X_2 = 100 \text{ mm}\}$  (bas).

Pour conclure sur cette partie, nous avons montré qu'il existe deux domaines distincts de couples  $\{X_1 ; X_2\}$ , permettant chacun de satisfaire une des deux spécifications (la vapeur sort de la passe n°3 à une température  $> 200 \text{ °C}$  et le syngas sort de la passe n°2 avec une température  $> 190 \text{ °C}$ ). C'est l'intersection de ces deux ensembles qui nous intéresse et qui est représenté sur la Figure VI - 13. L'ensemble des couples  $\{X_1 ; X_2\}$  issus de cette intersection est finalement assez étroit en termes de designs possibles. La configuration optimale a été définie comme étant celle qui permet de satisfaire, les deux critères. C'est le couple  $\{4,9 ; 7,1\} \text{ mm}$ , repéré par la croix rouge sur le graphique. Remarquons que cette configuration a été choisie sans avoir fixé au préalable de marges « de sécurité ».

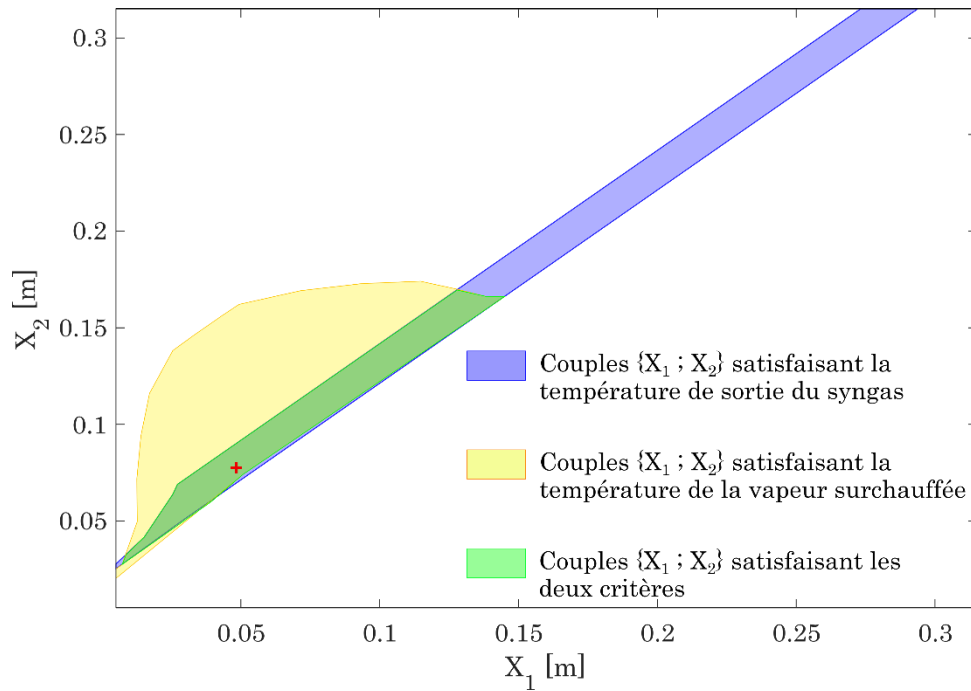


Figure VI - 13. Comparaison des couples satisfaisant les critères et position du couple  $\{X_1 ; X_2\}$  optimal.

Nous verrons dans la section suivante que l'étroitesse de cet intervalle montre la sensibilité du système étudié aux variations de conditions opératoires, notamment sur le débit d'eau entrant dans les vaporiseurs.

### VI - 2.3.5. Sensibilité de la configuration optimale au débit d'eau entrant

Dans le Chapitre V, nous avons mis en évidence des oscillations du niveau de liquide induisant des variations de débits dans les canaux. Cela pose la question de la sensibilité au débit d'eau. Nous avons choisi de faire varier entre 50 % et 150 %, le débit d'eau nominal spécifié par Air Liquide (0.688 mol/s), et entrant dans le monobloc à trois passes avec la configuration optimale définie dans la partie précédente. Les profils de la température générés pour 5 cas différents sont tracés sur la Figure VI - 14.

Notons ici que, contrairement à la section VI - 2.3.3, seul le débit d'eau varie dans les structures contrairement au débit de gaz qui reste inchangé. Ainsi, à chaque simulation, le rapport des débits entre les deux veines est modifié. Pour ces 5 débits testés, on retrouve des profils de températures ressemblant fortement aux profils obtenus sur la Figure VI - 6 et des conclusions similaires sont possibles : plus le débit d'eau dans les structures est faible et plus la qualité de vapeur est élevée ou la surchauffe de la vapeur importante. La conclusion principale de ce graphe est qu'il suffit d'une augmentation de moins de 25 % du débit d'eau dans les structures pour que la vaporisation ne soit plus totale. Cela montre que le modèle est très sensible ce qui confirme les observations faites sur la Figure VI - 13. En revanche, si le débit d'eau est inférieur au débit nominal, les deux spécifications sur les températures sont respectées quelle que soit la valeur du débit comprise entre 50 et 100 % du débit nominal.

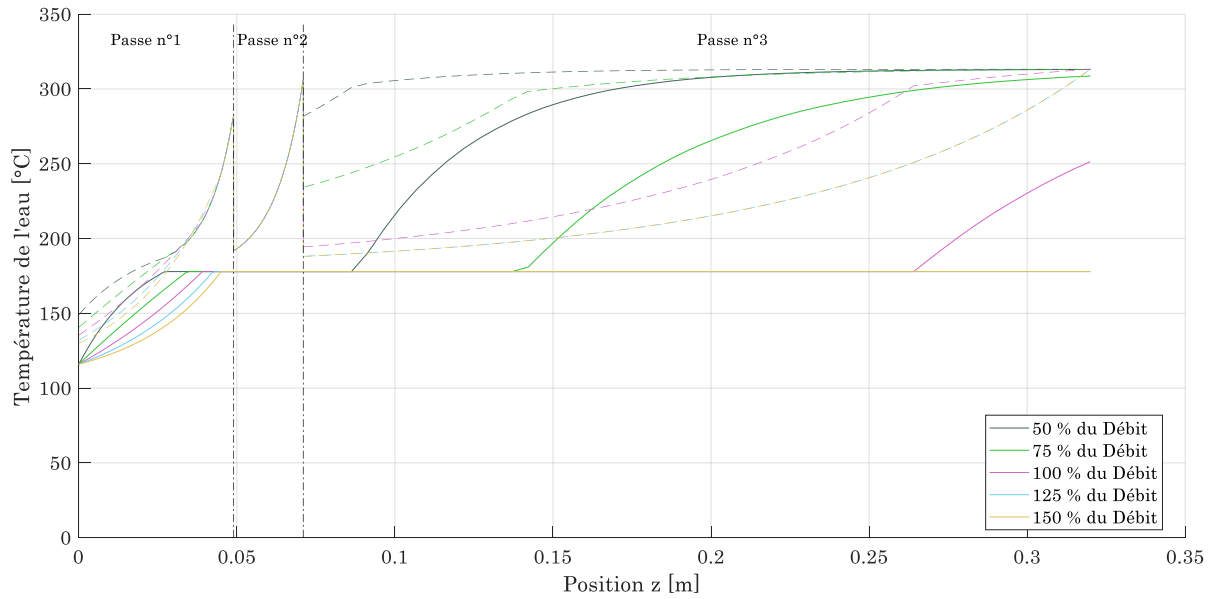


Figure VI - 14. Influence du débit d'eau sur les profils de température des deux veines.

Nous venons de confirmer que le modèle utilisé présente une sensibilité à l'égard de certains paramètres. Il faut donc considérer les résultats des simulations avec prudence. Pour le débit d'eau et dans une configuration optimale, en recherchant le débit maximal permettant une vaporisation totale du débit d'eau, on trouve qu'il ne doit pas dépasser 110 % du débit nominal.

### VI - 2.3.6. Conclusion

Dans cette partie, nous avons d'abord simulé une vaporisation de l'eau par la valorisation de 3 courants chauds gazeux dans 3 passes différentes dans une situation de référence. À partir de ces premiers résultats, nous avons fait varier les paramètres opératoires et/ou géométriques afin d'observer leur influence sur l'échange thermique et donc la vaporisation de l'eau.

Nous avons montré qu'un débit faible d'eau dans les structures était favorable à l'obtention d'une vapeur surchauffée en sortie des trois passes. Ainsi nous avons fixé un nombre de structures dans le monobloc égal à 1000. Pour ce nombre, nous avons mis en évidence qu'en modifiant la longueur de chacune des passes, il existait un ensemble de configurations du monobloc permettant de satisfaire les spécifications sur la température de sortie du syngas de la passe n°2 et sur la température de la vapeur surchauffée produite dans la passe n°3. L'étroitesse de cet ensemble met en évidence la grande sensibilité du modèle étudié aux conditions d'opération. Néanmoins, nous avons présenté dans le Tableau VI - 6 la répartition entre les trois passes retenues comme un premier dimensionnement du monobloc et correspondant à l'optimum défini dans la section VI - 2.3.4. Les profils simulés des températures des deux veines dans cette situation sont tracés sur la Figure VI - 15.

Paramètre opératoire	Valeur		
Nombre de structures	1000		
Longueur des passes	N°1	N°2	N°3
	4,9 cm	2,2 cm	24,9 cm
Nombre de canaux par structure	Côté gaz		Côté eau
	4		1

Tableau VI - 6. Paramètres géométriques de la configuration optimale.

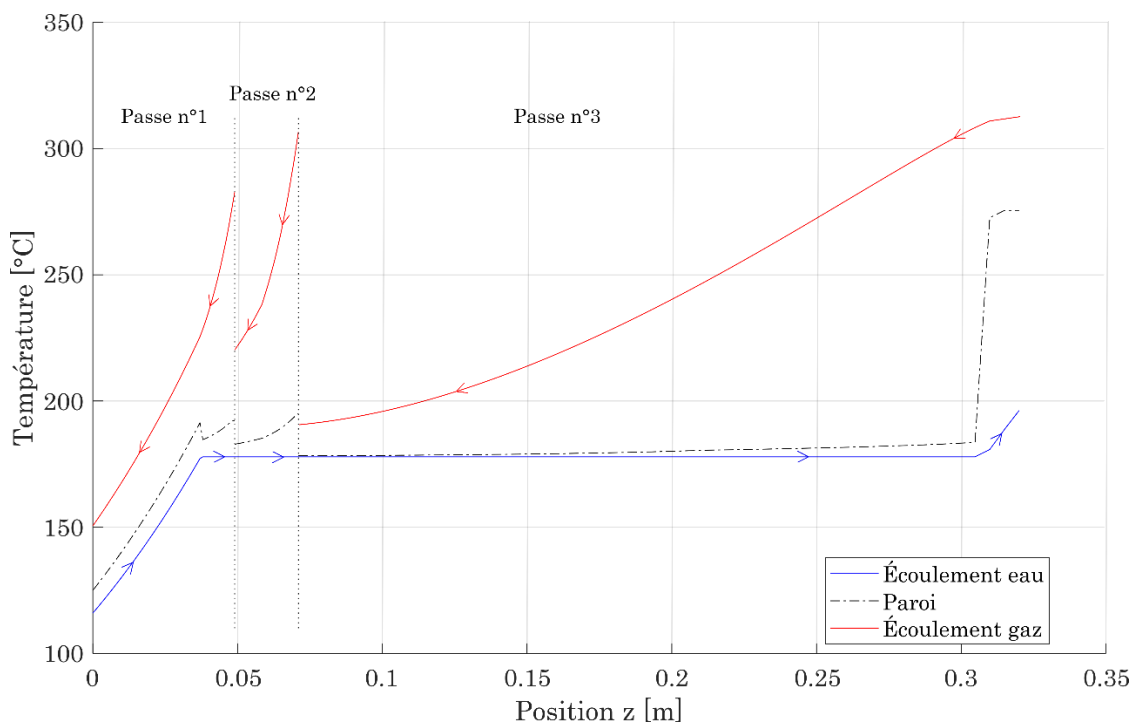


Figure VI - 15. Profils de température dans la configuration optimale du vaporiseur monobloc.

Dans cette configuration optimale, le débit d'eau vaporisée dans chaque structure est environ égal à 0,045 kg/h. Il est à présent nécessaire de critiquer ces dimensions optimales sur leur capacité à produire de la vapeur surchauffée. Cette critique repose sur l'analyse des vidéos à haute-fréquence faites sur le banc de test et est réalisée dans la partie suivante.

## VI - 2.4. Confrontation entre simulation et observation

L'objectif de cette partie est d'apporter un regard critique sur la configuration optimale proposée dans la partie précédente grâce à l'analyse des vidéos à haute-fréquence réalisées sur la plaque P-CD3D. La plaque P-CD3D étant composée de 10 canaux, il faut donc s'intéresser aux expériences du banc de test utilisant un débit d'eau, entrant dans le module de vaporisation, proche des 0,5 kg/h. Parmi les données expérimentales disponibles pour la plaque P-CD3D, plusieurs jeux de conditions opératoires peuvent être choisis. D'une part, nous disposons d'expériences dont le débit d'eau encadre la valeur de 0,5 kg/h, à savoir 0,3 et 0,6 kg/h. D'autre part, en considérant le critère de la différence de température entre la paroi et la température d'ébullition du fluide, nous avons choisi les expériences utilisant une température d'huile de 130 °C dans le bain. Enfin nous considérerons comme pression de travail l'atmosphère et 4,5 bar.

La Figure VI - 16 présente le diagramme spatio-temporel d'un canal central de la plaque P-CD3D pour un débit d'eau égal à 0,3 kg/h. A ces très faibles débits, le liquide est majoritairement localisé dans les premiers centimètres en entrée des canaux, mais des bouchons de liquide sont quand même éjectés en sortie des canaux (représentés par les ellipses rouges en trait plein). Certains bouchons n'arrivent jamais jusqu'en sortie de canal puisque leur ascension ne dépasse pas les 2/3 de la longueur du canal (représentés par les ellipses en pointillés). Pour un débit d'eau de 0,6 kg/h (cf. Figure VI - 17), ces observations sont très similaires car le débit d'eau reste encore faible. Ces observations mettent en évidence qu'une longueur de canal de 0,18 m, pour des expériences à la pression atmosphérique, n'est pas suffisante pour garantir la vaporisation totale du débit d'eau entrant

dans une structure. Si l'on se réfère aux profils de température du monobloc proposé (cf. Figure VI - 15) la longueur entre le début de la vaporisation et la sortie du monobloc est d'environ 0,28 m soit 50 % de plus. On peut donc espérer qu'avec cette longueur supérieure, davantage de bouchons de liquide voient leur progression stoppée. Cette première nouvelle, plutôt encourageante, doit être vérifiée à une pression de travail supérieure.

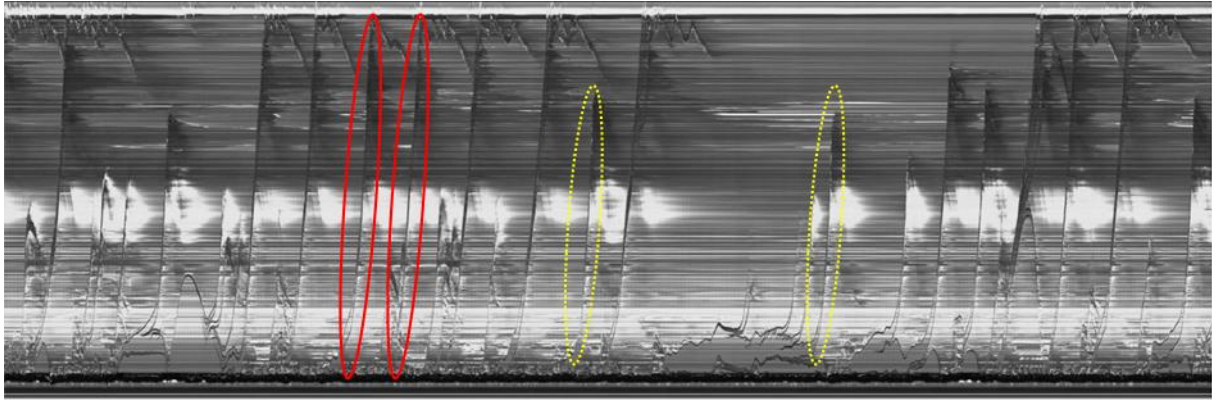


Figure VI - 16. Diagramme spatio-temporel d'un canal central de la plaque P-CD3D. Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : 0,3 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.



Figure VI - 17. Diagramme spatio-temporel d'un canal central de la plaque P-CD3D. Température du bain d'huile : 130 °C, Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : 0,6 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 80 °C, Pression : atmosphérique.

La Figure VI - 18 montre que l'augmentation de la pression, pour les mêmes conditions opératoires, permet de réduire à zéro le nombre de bouchons de liquide éjectés. Cette amélioration n'est cependant pas suffisante pour stopper les bouchons de liquide éjectés lorsque le débit d'eau est alors augmenté à 0,6 kg/h (cf. Figure VI - 19). Le débit objectif du démonstrateur étant compris entre ces deux valeurs, par mesure de précaution, nous considérerons que l'augmentation de la pression de travail à 4,5 bar n'est pas suffisante pour garantir la production de vapeur surchauffée dans les canaux de 18 cm. Comme précédemment, on peut supposer que l'augmentation de la longueur des canaux dans le vaporiseur monobloc permettra d'éviter l'éjection de bouchons de liquide.



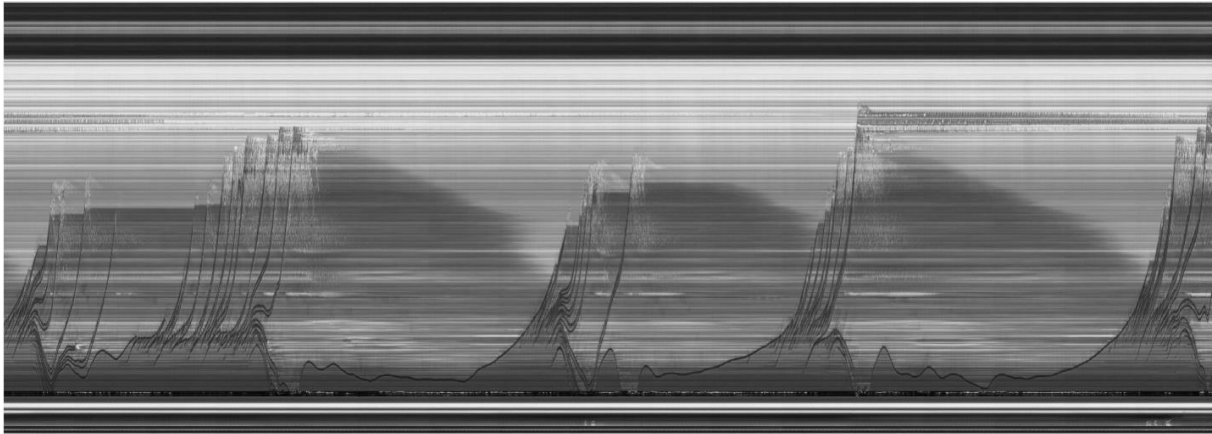


Figure VI - 18. Diagramme spatio-temporel d'un canal central de la plaque P-CD3D. Température du bain d'huile : 188 °C, Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : 0,3 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 128 °C, Pression : 4,5 bar.

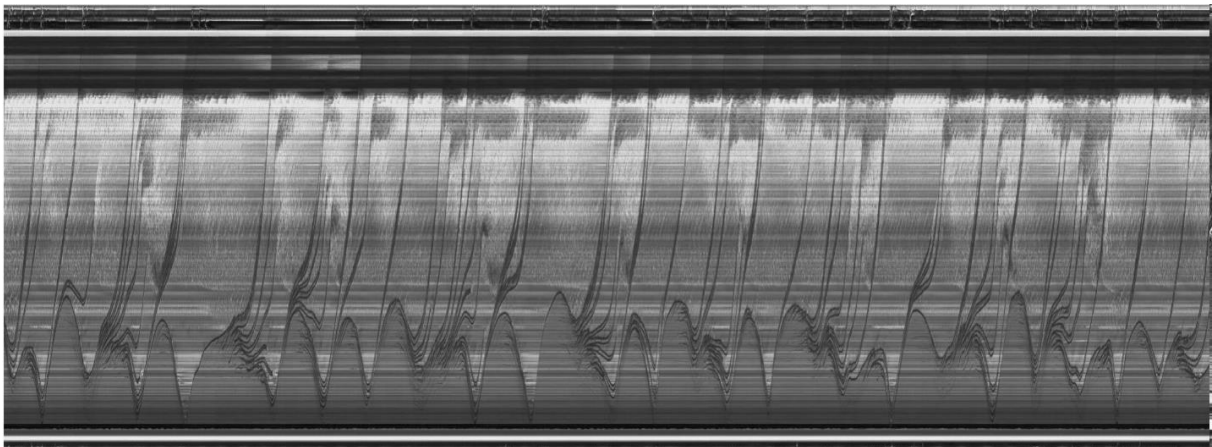


Figure VI - 19. Diagramme spatio-temporel d'un canal central de la plaque P-CD3D. Température du bain d'huile : 188 °C, Débit d'huile : 182 kg/h, Débit d'eau : 0,6 kg/h, Température d'entrée de l'eau : 128 °C, Pression : 4,5 bar.

Les observations des diagrammes spatio-temporels des expériences sur la plaque P-CD3D ont permis d'obtenir un certain nombre d'éléments de réponse sur le comportement de l'ébullition que nous récapitulons ici :

- Avec un débit d'eau de 0,6 kg/h, légèrement supérieur au débit prévu dans les structures du vaporiseur monobloc proposé, la production de vapeur surchauffée n'est pas possible dans une longueur de canal de 180 mm et pour une pression de travail < 4,5 bar.
- L'effet bénéfique d'une pression élevée sur la diminution de l'entraînement des bouchons permet en revanche la production de vapeur surchauffée pour des débits plus faibles (par exemple <0,3 kg/h à 4,5 bar).

Précisons que la pression de travail du démonstrateur est de 9,5 bar soit un peu plus du double que la pression maximale testée expérimentalement. On peut espérer, en passant de 4,5 bar à 9,5 bar, une amélioration au moins égale à la moitié de l'amélioration constatée lors du passage de la pression atmosphérique à 4,5 bar. Dans ces conditions, l'évaporation totale sous 9,5 bar d'un débit d'eau de 0,06 kg/h par canal peut être envisagée. Par ailleurs, notons

que la longueur des canaux du monobloc est supérieure à celle de la plaque P-CD3D permettant de contenir plus facilement les bouchons de liquide éjectés.

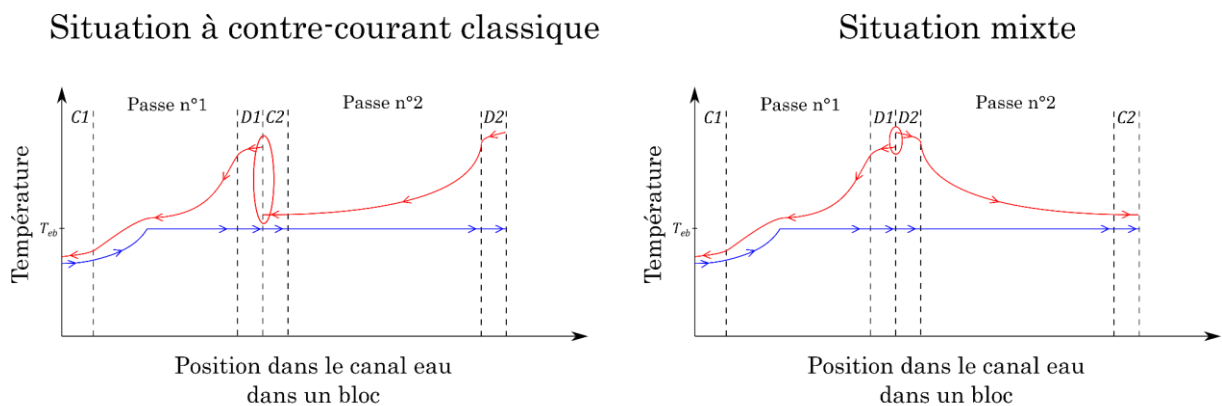
## VI - 2.5. Conclusion

En simulant la vaporisation de l'eau dans le procédé SMR du démonstrateur au sein d'un vaporiseur monobloc à 3 passes, nous avons identifié un design optimal respectant les spécifications imposées par le procédé, dont les dimensions sont regroupées dans le Tableau VI - 6. Cette configuration permet d'obtenir une vapeur surchauffée de 250 °C en sortie de la passe n°3 et de refroidir le syngas en sortie de la passe n°2 à 191 °C.

Au regard des profils de température sur la Figure VI - 15 et en l'absence de spécification de la température de sortie des fumées, on pourrait tout à fait envisager une quatrième passe utilisant les fumées refroidies mais encore suffisamment chaudes pour préchauffer l'eau de sa température d'entrée à la température d'ébullition à la pression de travail considérée. Pour cette étape, un équipement standard peut être utilisé. Néanmoins, comme on recherche ici une réduction de la taille des équipements, nous n'avons pas considéré cette option qui ajoute une étape supplémentaire.

En considérant les contraintes spatiales de la fabrication additive le monobloc ne peut être imprimé tel quel. On peut envisager de scinder la structure en deux blocs, l'un regroupant les passes n°1 et 2 et le second contenant la passe n°3. Ces deux vaporiseurs ont un encombrement spatial de 0,14 m x 0,32 m x (0,071 / 0,249) m, correspondant à un encombrement spatial représentant environ 25 % du volume de l'unité actuelle. L'encombrement final de la vaporisation sera supérieur par l'ajout des canalisations, des connectiques et du support des deux blocs.

Notons ici que dans la passe n°2, le syngas chaud est uniquement en contact avec un écoulement à l'équilibre liquide-vapeur d'eau dont la température est uniforme. De fait, que l'écoulement soit à co- ou contre-courant, l'échange thermique est identique. Cependant, comme le montre la Figure VI - 20, il est préférable de regrouper les deux distributeurs des fluides chauds afin de minimiser les gradients thermiques dans la structure et « perdre » de la chaleur par conduction au travers du matériau.



CX : Collecte du fluide chaud dans la passe X  
 DX : Distribution du fluide chaud dans la passe X

Figure VI - 20. Réduction du gradient thermique entre les fluides chauds en repensant les écoulements dans les blocs.

Néanmoins, les simplifications utilisées dans les simulations doivent nous pousser à considérer ces premières dimensions avec prudence. Des confirmations expérimentales sont absolument nécessaires afin de tester la validité de ces premières estimations. En particulier, l'utilisation d'une maquette de vaporiseur produite entièrement par fabrication additive permettrait de vérifier les performances de vaporisation lorsque les canaux eau sont intégralement chauffés par convection d'un fluide chaud. Par ailleurs le diamètre hydraulique dans les structures ( $D_h = 2 \text{ mm}$ ) étant légèrement supérieur à ceux du vaporiseur d'étude ( $D_h = 1,22 \text{ mm}$ ), les performances de vaporisation pourraient être améliorées. Pour autant et grâce à l'observation des diagrammes spatio-temporels, nous pouvons actuellement estimer que le débit entrant dans chaque structure des vaporiseurs simulés est suffisamment faible pour que les 320 mm de canaux prévus pour atteindre la vaporisation totale soient suffisants.

### VI - 3. Cas n°2 : remplacement d'un WHB industriel

Dans l'exemple précédent, nous avons vu qu'il était possible de vaporiser totalement un certain débit d'eau dans trois vaporiseurs compacts de taille compatible avec les techniques de fabrication additive actuelles. Il est donc intéressant de pousser la démarche d'intensification jusqu'au cas d'une installation de taille industrielle. Pour ce faire, nous considérons le cas d'un WHB valorisant les calories du syngas sortant du reformeur. Les conditions opératoires d'un tel WHB sont regroupées dans le Tableau VI - 7, les spécifications attendues de cette étape sont en gras.

Grandeur opératoire	Veine eau		Veine syngas	
	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie
Débit massique [kg/h]	127 500		148 574	
Température [°C]	244	<b>273,36 (vapeur saturée)</b>	900	<b>[300 – 360] (objectif)</b>
Pression [bar]	57	57	29	28,9 (minimum)

Tableau VI - 7. Spécifications opératoires d'un WHB de taille industrielle.

Contrairement au cas de l'intégration thermique du démonstrateur, ici il n'y a qu'un seul écoulement de gaz chauds disponible, la vaporisation se fera en une seule passe. Il est clair que les débits de production sont très supérieurs aux débits de production du démonstrateur c'est pourquoi nous allons appliquer ici une stratégie de « numbering-up ». Puisque les dimensions des vaporiseurs compacts produits par fabrication additive sont limitées et donc le débit de production de vapeur par vaporiseur, nous utilisons un nombre  $n$  de vaporiseurs identiques placés en parallèle. L'objectif de cette partie est de déterminer le nombre  $n$  optimal respectant les spécifications du Tableau VI - 7.

Dans un premier temps, nous étudierons une situation utilisant 300 vaporiseurs en parallèle. Dans un second temps, nous nous servirons des conclusions de l'étude du cas précédent pour optimiser le nombre de vaporiseurs requis pour atteindre les spécifications attendues par Air Liquide.

Précisons dès maintenant que, au regard de l'écart de pression à laquelle est faite la vaporisation de l'eau entre le procédé industriel (57 bar) et les expériences menées sur le banc de test (1 à 4,5 bar), il est plus qu'incertain d'extrapoler l'hydrodynamique de l'écoulement bouillant observé sur les diagrammes spatio-temporels. Ainsi, cette partie se veut être une première proposition qui devra être modifiée/complétée dans le futur par des expériences spécifiques de vaporisation à haute pression.

## VI - 3.2. Utilisation de 300 vaporiseurs en parallèle

Le choix de cette première configuration d'étude s'est fait en considérant les observations de l'écoulement diphasique à 4,5 bar. Nous avons vu qu'un débit proche de 0,05 kg/h pouvait être entièrement vaporisé dans une structure à canaux droits. En première approximation et si on fait l'hypothèse que le gain sur le débit vaporisable est une fonction linéaire de la pression, l'augmentation de la pression de 4,5 bar à 57 bar permet d'estimer un débit totalement vaporisable dans une structure de 0,5 kg/h. Ainsi, et connaissant la spécification sur le débit de vapeur à produire (127,5 t/h), on obtient un nombre de structures nécessaire égal à 251 500.

A la différence du cas du démonstrateur, les pressions des deux écoulements sont différentes. Ainsi l'épaisseur de paroi doit être plus épaisse, et elle est prise égale à 1 mm. La structure a donc une section droite plus importante, à savoir, un carré de 7,2 mm de côté (contre 6,04 mm dans le cas du démonstrateur). Le nombre total de structures juxtaposables dans le volume autorisé à l'impression 3D, **et donc par vaporiseur**, s'en trouve réduit à 896 structures. On obtient alors, en arrondissant, à 300 vaporiseurs nécessaires pour produire le débit de vapeur visé.

Les profils de températures simulés dans cette situation sont tracés sur la Figure VI - 21. Ils sont très similaires à ceux que l'on a pu observer dans la partie VI - 2 : ils présentent les mêmes ruptures de pentes du profil de température côté eau et les mêmes discontinuités de la température de la paroi. On remarque sans surprise que la répartition des résistances au transfert thermique est quasiment la même.

En termes de spécifications, l'objectif sur la vaporisation est respecté mais l'objectif sur la température du syngas est dépassé. En effet, de la vapeur surchauffée est produite et le syngas est refroidi jusqu'à une température de 296 °C. Cette situation nous montre qu'il est possible de traiter des volumes de production d'une installation industrielle par un agencement de 300 vaporiseurs parallèles. Néanmoins, il est clair de cette situation est loin d'être optimale. Le syngas est refroidi au-delà de la borne inférieure des spécifications, pour rappel on vise une température comprise entre 300 et 360 °C.

Par ailleurs, la préchauffe de l'eau occupe quasiment 30 % de la surface d'échange totale pour un gain de température d'environ 30 °C. Sachant que le coût d'un équipement produit par fabrication additive est proportionnel à son volume, il serait plutôt pertinent, dans cette situation, de réaliser cette phase dans un équipement plus conventionnel et donc comparativement moins cher que le volume total imprimé pour la préchauffe.

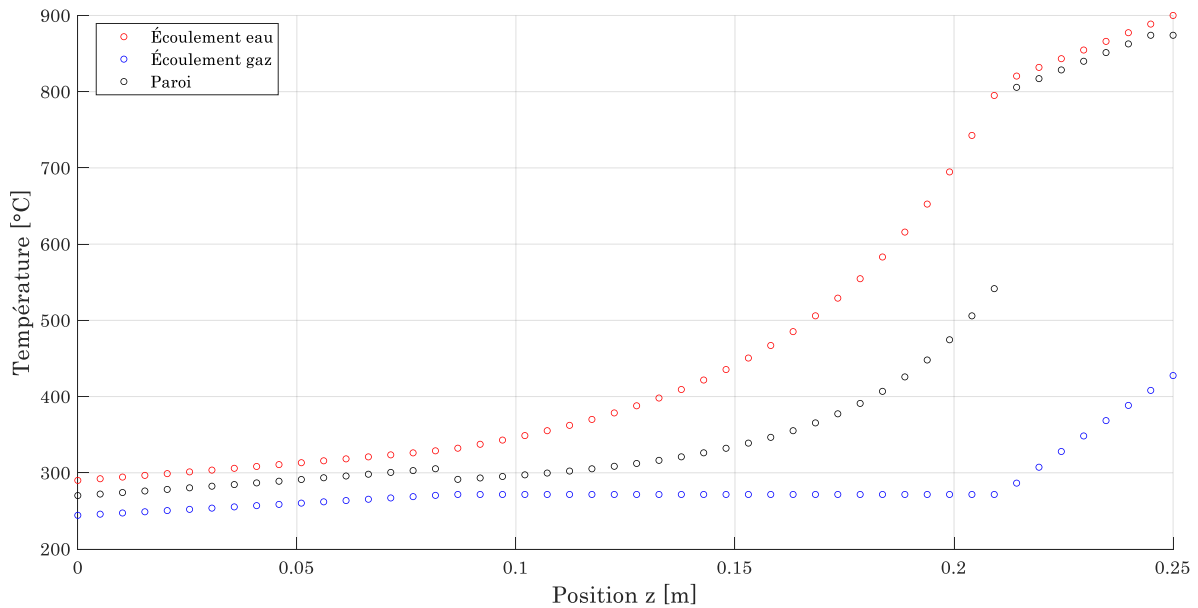


Figure VI - 21. Profils de température du syngas, de l'eau et de la paroi pour un agencement de 300 vaporiseurs en parallèle composés chacun de 896 structures à 4 canaux gaz pour un canal eau.

Puisque ces vaporiseurs seront produits par fabrication additive, on cherchera donc, par soucis d'économie, à réduire le volume total imprimé nécessaire au maximum. L'objectif se résume donc à trouver une configuration permettant de produire le débit de vapeur souhaité tout en utilisant le moins de vaporiseurs possible.

### VI - 3.3. Optimisation du nombre de vaporiseurs et de la longueur des canaux

Pour trouver un optimum, nous avons fait varier la longueur des canaux et le nombre de vaporiseurs utilisés. L'exemple précédent, puisqu'il permet de vaporiser l'ensemble du débit, nous donne alors les deux bornes supérieures des intervalles des deux variables. Tout comme dans la section VI - 2.3.4, nous allons tracer des cartes de la température de sortie de l'écoulement d'eau (cf. Figure VI - 22 (haut)) et de la température de sortie du syngas (cf. Figure VI - 22 (bas)) en fonction de nombre de vaporiseurs et de la longueur des canaux.

Il existe une grande zone blanche (coin inférieur gauche) sur la carte de la température de l'eau en sortie. Cette zone correspond à tous les cas où la vaporisation n'est pas totale (la température de l'eau en sortie est égale à la température de changement d'état soit dans notre cas 277,4 °C pour 57 bar). On remarque cependant qu'il existe une zone où la longueur des canaux et le nombre de vaporiseurs sont suffisants pour générer de la vapeur surchauffée. Plus la surface d'échange est grande, i.e. plus les canaux sont longs et les vaporiseurs nombreux, plus la température de surchauffe de la vapeur augmente.

Concernant la carte de température du syngas, on retrouve logiquement, d'après les conclusions précédentes, que plus la surface d'échange augmente, plus grande est la puissance échangée entre les fluides et donc plus le syngas sera refroidi. La spécification d'Air Liquide, sur la température de sortie du syngas comprise entre 300 et 360 °C, n'est respectée que pour un domaine restreint où le nombre de structures est supérieur à 180 et la longueur des canaux supérieure à 10,5 cm.

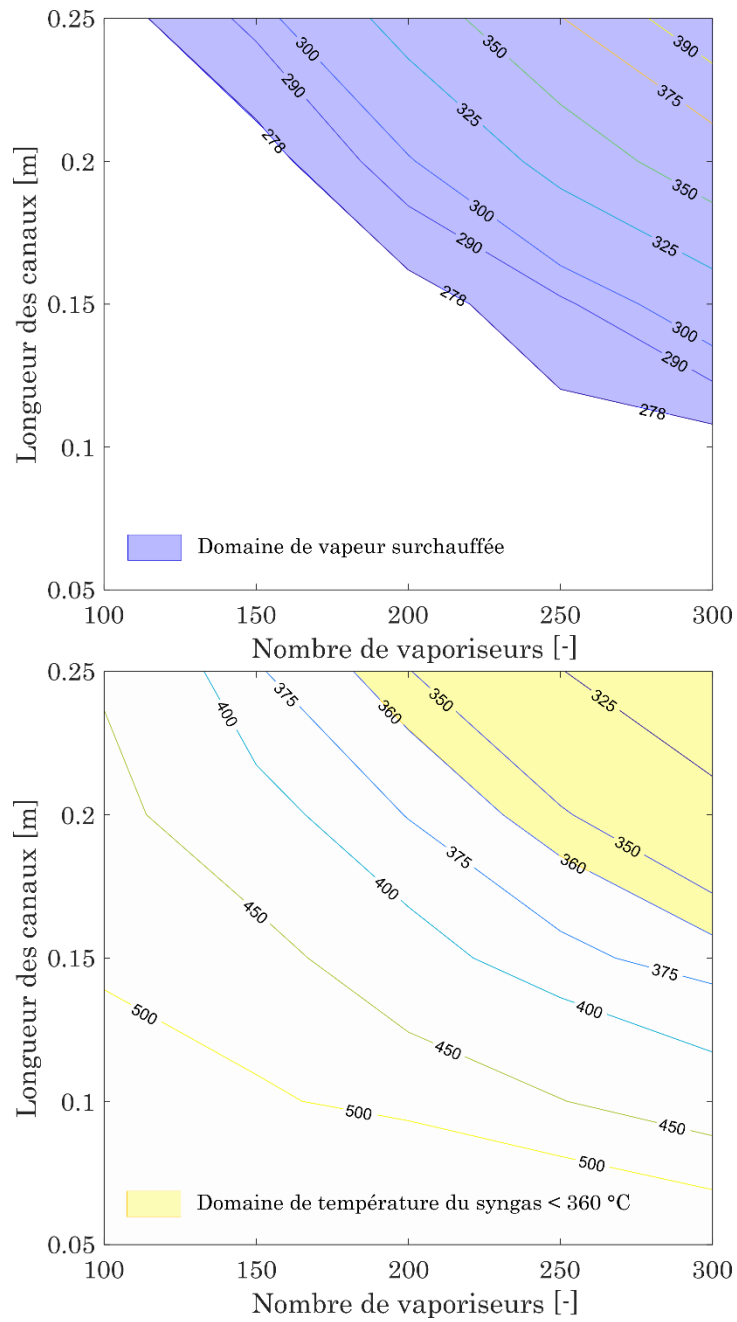


Figure VI - 22. Carte des températures (°C) : de sortie de l'eau (haut) et du syngas (bas) en sortie de vaporiseur en fonction du nombre de structures et de la longueur des canaux.

Au regard de ces deux cartes, il est clair que la spécification sur la température de sortie du syngas est la plus restrictive (cf. Figure VI - 23).

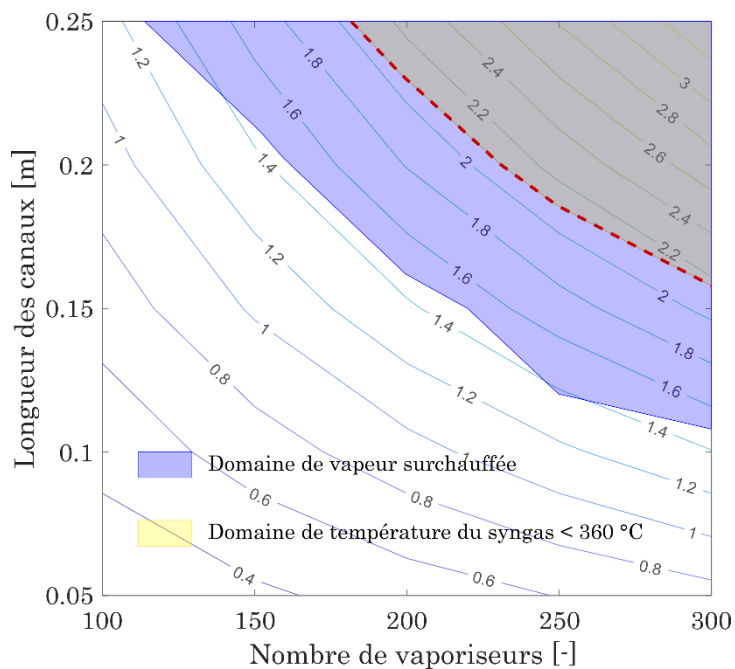


Figure VI - 23. Intersection des domaines des cartes présentées sur la Figure VI – 20.

Il reste donc à choisir une configuration optimale. Le premier critère de choix est la longueur des canaux, nous l'avons vu dans la partie VI - 2.4, plus la longueur du canal est grande et plus on évite l'éjection de bouchons. Ainsi, on utilisera une longueur de canaux maximale, de 0.25 m. Pour déterminer le nombre de vaporiseurs à utiliser, qui ici est compris entre 180 et 300 vaporiseurs, le coût de fabrication ainsi que l'opérabilité d'un tel nombre doivent être pris en compte. Pour garantir un volume minimum de matière à imprimer, on considère alors la limite, repérée par les pointillés rouges sur la Figure VI - 23.

Sur la Figure VI - 23, nous avons également tracé les courbes iso-volume de matière [ $\text{m}^3$ ] nécessaire pour produire l'objet par fabrication additive en fonction de la longueur des canaux (+ 0,05 m pour les distributeurs et collecteurs des fluides) et du nombre de vaporiseurs. Il est plus intéressant, en termes de volume à imprimer et donc de CAPEX, d'utiliser un nombre faible de vaporiseurs à canaux long qu'un nombre élevé de vaporiseurs à canaux courts. Par ailleurs, plus le nombre de vaporiseurs utilisés est élevé et plus on augmente le risque de défaillance du système dans sa globalité. En effet, multiplier le nombre de pièces utilisées dans une installation (par exemple les connectiques permettant l'alimentation en fluide des vaporiseurs) multiplie la probabilité qu'une de ces pièces soit défaillante. Ainsi et pour ces deux raisons, nous avons déterminé que la configuration optimale était **un agencement de 180 vaporiseurs, composés chacun de 896 structures à canaux droits de 0,25 m de long**. Cet agencement permettra d'une part de refroidir le syngas à une température de  $360\text{ }^{\circ}\text{C}$  et de produire une vapeur surchauffée proche de  $320\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Un rapide calcul donne un débit d'eau évaporé par structure d'environ  $0,8\text{ kg/h}$ . Ce débit est supérieur aux  $0,5\text{ kg/h}$  considéré en début de chapitre qui lui-même était déterminé par une extrapolation. Nous ne pouvons donc qu'être très prudent sur ce premier dimensionnement et nous le considérons comme un premier chiffrage qui pose le cadre de l'intensification d'un WHB industriel.

## VI - 3.4. Conclusion

Les premières simulations montrent que le remplacement d'un WHB de taille industrielle, et donc le traitement des volumes de production associés, par des vaporiseurs compacts n'a rien d'anodin. En effet, d'après notre prédimensionnement, il ne faut pas moins de 180 vaporiseurs en parallèles pour réussir à traiter ces volumes. Nous pouvons alors détailler les avantages et les inconvénients d'un tel remplacement :

- Le premier avantage concerne le volume occupé. Le volume total de cet ensemble est proche de 2,1 m<sup>3</sup>. Tout comme dans le démonstrateur, le volume final occupé par les 180 vaporiseurs sera bien évidemment supérieur en raison des connectiques, du réseau de canalisations qu'il faudra concevoir, des supports etc. Cependant et même en considérant un volume 5 fois plus important, on restera bien en-deçà des 50 m<sup>3</sup> occupés par un WHB de taille industrielle (Source interne Air Liquide).
- Le second avantage repose sur la production de vapeur surchauffée. De fait, les étapes de séparation des phases liquide-vapeur est dès lors inutile dans le procédé.
- Le premier inconvénient est que le nombre élevé de vaporiseurs implique de prévoir un plan de maintenance du parc de vaporiseurs. Le nombre élevé de pièces mises en jeu pour opérer une telle unité de vaporisation nécessite une surveillance permanente. D'autre part, l'agencement des vaporiseurs dans un minimum d'espace tout en garantissant une distribution uniforme des flux représente un véritable défi.
- Le second inconvénient concerne la qualité de l'eau utilisée. Puisque la vaporisation est totale, la charge minérale contenue dans l'eau se déposera, en partie ou totalement, sur la surface rugueuse des canaux imprimés. Si aucun traitement de l'eau n'est ajouté pour obtenir une eau d'excellente qualité, il est certain qu'un encrassement progressif induira une baisse de performances de l'installation et un besoin de maintenances périodiques. Ce point est rendu encore plus problématique à cause du faible diamètre des canaux, qui les rend plus sensible au bouchage.
- Troisième inconvénient, le CAPEX d'une telle installation. La technologie de fabrication additive n'ayant pas encore atteint sa pleine maturité, produire un vaporiseur d'un tel volume coûte actuellement environ 33 k€ par vaporiseur. Pour un agencement de 180 vaporiseurs, le coût d'impression s'élève à près de 6 M€, à cela s'ajoute l'ensemble des canalisations et des connectiques nécessaires au bon fonctionnement de l'unité de vaporisation. Même si une réduction des coûts peut être envisagée par la production en série des vaporiseurs, le CAPEX sera supérieur à celui d'un WHB standard (environ 2,5 M€).

Tout comme le cas du démonstrateur, il est évident que ce premier dimensionnement doit être pris avec la plus grande des prudences car, d'une part, le modèle utilisé est encore incomplet en ne considérant que le transfert thermique. D'autre part, le débit d'eau dans une structure de ces vaporiseurs est alors 10 fois supérieur à celui que l'on a déterminé pour le vaporiseur « monobloc » du démonstrateur. On peut alors légitimement se poser la question de l'hydrodynamique de l'écoulement d'eau et de l'éjection des bouchons de liquide. Actuellement, nous n'avons aucun retour d'expérience sur la vaporisation à une si haute pression de travail et il est nécessaire que de nouvelles expériences à haute pression dans des maquettes produites par fabrication additive soient réalisées pour valider ou pour modifier cette première proposition.



## **VI - 4. Méthodologie de prédimensionnement de vaporiseurs produits par fabrication additive**

Nous avons vu, au travers de deux exemples, que le dimensionnement de différents vaporiseurs suivent chacun des règles plus moins similaires. L'objectif de cette partie est de proposer une méthodologie générale de prédimensionnement de vaporiseur compacts à milli-canaux produits par fabrication additive.

Nous présenterons, dans un premier temps, la démarche de prédimensionnement d'un vaporiseur dans une vue d'ensemble. Dans un second temps, nous détaillerons une à une les différentes étapes composant cette démarche.

### **VI - 4.1. Organigramme général de la méthodologie**

Sur la Figure VI - 24, nous avons résumé l'ensemble des étapes à suivre pour prédimensionner un vaporiseur milli-structuré. La première étape primordiale est, à partir des courants chauds disponibles dans un procédé, de déterminer le schéma d'intégration que l'on souhaite. En particulier, il faut déterminer les spécifications essentielles, soit sur la production de vapeur soit sur le refroidissement des courants chauds. La seconde étape consiste à dimensionner la géométrie de la structure qui composera la maille élémentaire de la structure du vaporiseur. Une fois fixée, on calcule dans une quatrième étape le nombre maximal de structures que l'on peut produire dans un seul bloc grâce aux contraintes de la fabrication additive. La cinquième étape détermine le nombre de structures et la longueur de canaux nécessaires à la réalisation du schéma d'intégration défini en étape 1. Enfin on simule l'échange thermique dans un tel vaporiseur grâce au modèle présenté en section VI - 1.

Si dès la première tentative, il n'est pas possible de respecter les spécifications attendues, nous conseillons de tester un ensemble de combinaisons du nombre de structures et de la longueur de canaux et de tracer des cartes des paramètres soumis à spécification en fonction de ces deux grandeurs. Si aucune de ces combinaisons ne respecte les spécifications, alors nous conseillons de redéfinir la géométrie de la structure.

En revanche, si les spécifications sont respectées dès le premier essai, on peut, soit se contenter de ce résultat et alors le prédimensionnement est fini, soit essayer de trouver une configuration plus performante du vaporiseur en balayant les combinaisons du nombre de structures et de la longueur de canaux.

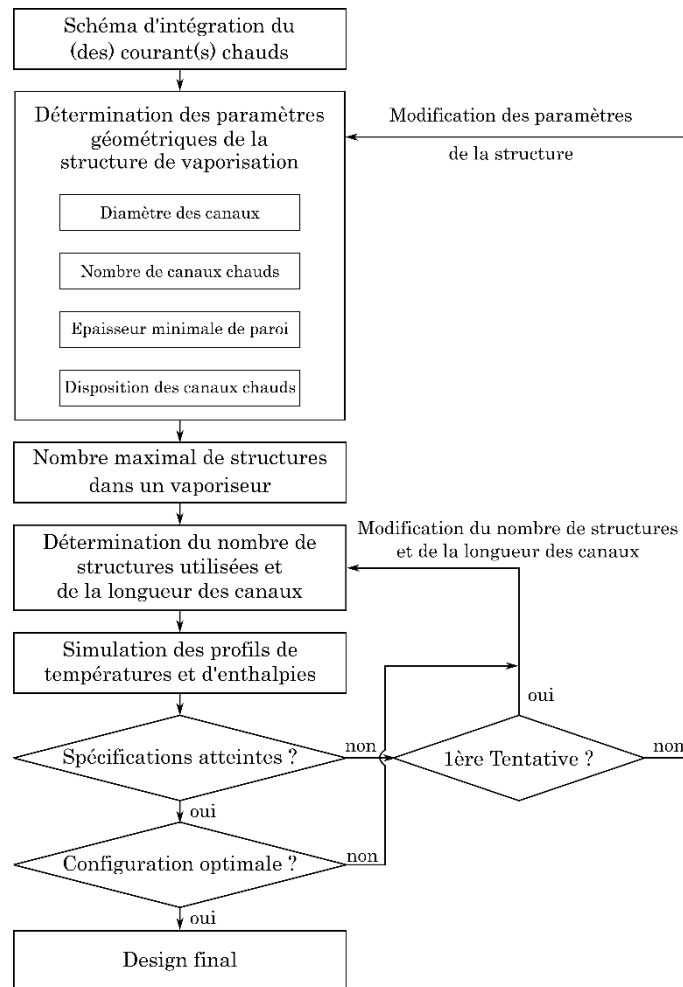


Figure VI - 24. Organigramme de la méthodologie de prédimensionnement d'un vaporiseur milli-structuré.

Cette logique de dimensionnement permet donc, à partir d'un schéma d'intégration, de proposer un design de vaporiseur avec différents degrés d'optimisation. Il est possible qu'à la fin du dimensionnement, on se rende compte qu'un autre schéma d'intégration est potentiellement plus efficace. Dans ce cas, l'utilisateur peut revoir son schéma initial et réitérer les différentes étapes du dimensionnement. Détaillons maintenant les différentes étapes de cette méthodologie.

## VI - 4.2. Schéma d'intégration du (des) courant(s) chauds

La définition du schéma d'intégration du procédé étudié commence par le relevé du (ou des) courant(s) chauds disponibles. Précisons dès maintenant que la méthodologie proposée ici considère uniquement le cas le plus simple à savoir :

- Si un seul courant chaud est valorisé, on effectue l'échange thermique dans un vaporiseur à une seule passe.
- Si plusieurs courants chauds sont valorisés, il est indispensable de mener au préalable une analyse de type pincement (« pinch ») afin d'optimiser le transfert thermique entre les fluides. L'analyse permettra alors de définir l'ordre dans lequel les courants chauds seront mis en contact avec l'eau et donc les différentes chutes de températures pour chacun des fluides, comme ce fut le cas dans l'exemple du démonstrateur.

Dans un second temps, l'utilisateur doit fixer les spécifications de l'unité de vaporisation. Deux cas de figures sont alors possibles, soit il existe une spécification telle que les courants chauds doivent être refroidis à une certaine température fixée par le procédé, soit il n'y en a pas et l'utilisateur est libre de valoriser autant de calories que le courant peut fournir pour atteindre une certaine qualité de vapeur. Selon le cas, on n'aura pas les mêmes spécifications comme nous pouvons le voir dans le Tableau VI - 8.

Schéma d'intégration	Température imposée par le procédé	Intégration libre
Spécifications	Puissance cédée par le fluide caloporteur dans le vaporiseur, pertes de charge	Qualité de vapeur, pertes de charge
Variable de design	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Nombre de canaux gaz</li> <li>➤ Diamètre des canaux</li> <li>➤ Longueur des canaux</li> <li>➤ Nombre de structures</li> </ul>	

Tableau VI - 8. Spécifications et variables de design en fonction du schéma d'intégration.

Une fois le schéma d'intégration déterminé, il est maintenant important de fixer la géométrie interne du vaporiseur puisqu'elle conditionne le transfert thermique au sein du vaporiseur.

### VI - 4.3. Paramètres géométriques du vaporiseur

Le vaporiseur dimensionné est constitué d'une juxtaposition de structures identiques. Chaque structure est composée d'un canal froid, où l'eau est vaporisée, et de plusieurs canaux chauds, où s'écoule le courant à valoriser. Dans cette méthodologie, et comme nous avons pu le faire dans le cas du démonstrateur, nous considérons que, quel que soit le nombre de passes, le vaporiseur doit être dimensionné comme un monobloc où l'écoulement d'eau traverse de part en part le monobloc (cf. Figure VI - 3), quitte à le séparer en plusieurs vaporiseurs si les dimensions dépassent les contraintes de fabrication. Ainsi, il est nécessaire que chaque passe ait le même nombre de structures. Le nombre maximal de structures que nous pourrions juxtaposer dans le vaporiseur dépend entièrement de la géométrie de celles-ci, que nous allons détailler ci-après.

#### VI - 4.3.1. Diamètre des canaux utilisés

Il faut différencier le cas de la veine chaude et celui de la veine où l'eau se vaporise. En effet, pour cette dernière, le diamètre des canaux est un paramètre crucial car il conditionne l'hydrodynamique de l'ébullition de l'eau. Nous considérons ici le cas où le canal de vaporisation est un mini-canal, selon le critère proposé par Ullmann et Brauner, (2007) ( $Eu < 1,6$ ). Pour de l'eau, le diamètre doit être au maximum de 2 mm de diamètre. Gardons en mémoire que la technique de fabrication additive ne permet pas de produire des canaux de moins de 1 mm de diamètre.

Pour la veine chaude, nous conseillons de garder le même diamètre que celui de la veine eau car il permet un compromis entre surface d'échange du côté du fluide chaud et compacité de la structure (cf. Chapitre II - 1.2.4).

Dans le déroulement de la démarche de prédimensionnement, l'utilisateur peut être confronté à des pertes de charge trop élevées dans le vaporiseur et ce même après avoir augmenté le nombre de structures. Dans ce cas, le choix du diamètre doit être modifié par l'utilisateur qui devra recommencer la démarche de dimensionnement dans son ensemble.

### VI - 4.3.2. Nombre de canaux gaz au sein d'une structure

Selon le type de courant chaud utilisé, les besoins en surface d'échange côté chaud sont différents :

- Pour un courant chaud monophasique gaz, la résistance thermique sera dans la majorité des cas localisée côté gaz. On cherchera donc à équilibrer les résistances au maximum en utilisant une surface d'échange plus élevée côté gaz que côté eau. Au regard de l'encombrement spatial au sein d'une structure, l'utilisateur pourra choisir entre 2 et 6 canaux chauds. Nous recommandons cependant un nombre de 4 canaux gaz car il présente de nombreux avantages (compacité de la structure, distribution simple des fluides, etc.).
- Pour un courant chaud monophasique liquide, il conviendra de procéder par itérations. A priori, comme dans le cas de l'écoulement de gaz chauds, la résistance thermique sera localisée du côté du liquide chaud menant aux mêmes remarques que le point précédent. Il conviendra de revérifier a posteriori, quand l'ensemble des paramètres géométriques sera fixé, la répartition de la résistance thermique, de part et d'autre, de la paroi afin de réduire si besoin le nombre de canaux chauds.
- Si le courant chaud est diphasique et se condense, nous sommes alors dans le cas le plus compliqué à traiter. En effet, comme la résistance au transfert thermique convectif est très faible de chaque côté de la paroi, il est possible que la résistance majoritaire soit la résistance conductive dans la paroi. Dans le cas d'une structure à canaux droits, il faudrait alors que le coefficient de convection soit supérieur à  $25\,000\text{ W/m}^2/\text{K}$  pour que la résistance conductive soit égale à 20 % de la résistance convective. Néanmoins et dans ce cas, il faudrait alors utiliser une approche en 2 ou 3 dimensions.

### VI - 4.3.3. Epaisseur minimale de la paroi

Pour un équipement produit par fabrication additive, il est nécessaire de conserver une épaisseur de métal minimale entre deux « volumes vides » dans la structure afin de garantir d'une part, l'étanchéité et d'autre part, la résistance mécanique de la structure. Cette épaisseur est égale à :

- 0,5 mm lorsque la pression est identique dans les deux veines de la structure.
- 1 mm lorsque la pression est différente dans les deux veines de la structure.

### VI - 4.3.4. Disposition des canaux chauds dans la structure

Dans ce travail, seule une situation simple a été étudiée où les canaux chauds sont placés à équidistance les uns des autres autour du canal central froid (cf. Figure VI - 4). Cette situation présente l'avantage de simplifier grandement l'écriture des bilans et garantit un échange thermique uniforme entre les canaux chauds et le canal froid.

Néanmoins, l'utilisateur est libre de proposer une nouvelle disposition spatiale des canaux présentant une meilleure compacité. Il faudra cependant apporter une attention particulière à la répartition des résistances au transfert thermique. Si jamais la résistance thermique conductive devient prédominante, il sera primordial de changer de modèle, et d'utiliser une simulation bi- ou tri-dimensionnelle.

L'utilisateur peut maintenant calculer les dimensions de la section droite d'une structure à partir de la géométrie précédente.

## VI - 4.4. Nombre maximal de structures dans un vaporiseur

Le volume maximal imprimable est actuellement limité à 140 mm x 420 mm x 299 mm ( $l_{vapo} \times L_{vapo} \times H_{vapo}$ ) par le gabarit des machines commerciales. Le nombre maximal de structures au sein d'un unique vaporiseur est dépendant du nombre de canaux gaz utilisés conditionnant la surface de la section droite d'une structure ( $l_{struct} \times L_{struct}$ ).

Une estimation rapide de ce nombre consiste à considérer un empilement droit des structures menant au calcul suivant :

$$n_{max}^{struct} = \frac{l_{struct}}{l_{vapo}} \times \frac{L_{struct}}{L_{vapo}} \quad (6.14)$$

Il conviendra de ne considérer que la partie entière des rapports  $\frac{l_{struct}}{l_{vapo}}$  et  $\frac{L_{struct}}{L_{vapo}}$ .

## VI - 4.5. Optimisation du nombre de structures et de la longueur des passes

Le choix du nombre de structures et de la longueur des canaux ne peuvent être totalement dissocié selon l'objectif de vaporisation que l'on se fixe. Nous allons donc passer en revue les différents cas possibles pour des **diamètres de canal eau compris entre 1 et 2 mm**, configuration où nous avons un retour d'expérience sur l'hydrodynamique. Les canaux avec un diamètre inférieur ne seront pas abordés en raison des limites technologiques de leur production par fabrication additive. Pour des diamètres supérieurs, on peut utiliser cette méthode pour obtenir un premier ordre de grandeur mais des expériences complémentaires doivent être réalisées pour valider les résultats.

### VI - 4.5.1. Vaporisation partielle ou totale sous des pressions supérieures à 10 bar

L'observation expérimentale de l'écoulement diphasique en cours de vaporisation menée dans cette thèse ne permet pas d'extrapoler le comportement hydrodynamique à des pressions supérieures à 5 bar. Cependant, un premier pré-dimensionnement à ces pressions de travail peut tout de même être réalisé grâce à la résolution des équations différentielles provenant du bilan de chaleur comme nous l'avons fait dans la section VI - 3. Ces estimations doivent alors être validées par une phase expérimentale caractérisant les performances du vaporiseur ainsi dimensionné.

### VI - 4.5.2. Vaporisation totale sous des pressions inférieures à 10 bar

Dans le cas où la pression de travail est inférieure ou égale à 10 bar et qu'une vaporisation totale est souhaitée, le retour d'expérience acquis durant la thèse permet d'avancer les recommandations suivantes :

- L'eau doit entrer dans le vaporiseur à une température proche de la température d'ébullition.
- La longueur des canaux eau doit être la plus longue possible. En effet, l'étude de l'hydrodynamique montre que la croissance des bulles au sein du canal peut créer un écoulement en bouchons susceptible d'éjecter du liquide. D'après les contraintes d'impression évoquée dans la partie VI - 4.4, on fixera la longueur à 250 mm. S'il n'y a qu'une seule passe, on fixera la longueur des canaux chauds et froids égale à 250 mm. S'il y a plusieurs passes, il faudra que la longueur cumulée des passes soit supérieure ou égale à 250 mm.
- Le débit d'eau maximal entrant dans une structure est fixé dans un premier temps à 0,3 kg/h. Si la pression se rapproche des 10 bar, il est éventuellement possible de

considérer un débit maximal d'eau de 0,6 kg/h mais une confirmation expérimentale doit être nécessaire.

Le nombre de structures nécessaire pour vaporiser totalement le débit d'eau objectif s'obtient par la division de celui-ci et du débit de vaporisation d'une structure. Il est ensuite comparé au nombre maximal de structures juxtaposables dans un vaporiseur calculé dans la partie VI - 4.4 afin de déterminer le nombre de vaporiseurs à fabriquer.

#### VI - 4.5.3. Vaporisation partielle sous des pressions inférieures à 10 bar

Comme nous n'avons pas été confrontés à ce cas de figure dans les deux cas d'étude, nous allons proposer une série de recommandations pour guider le prédimensionnement d'une passe d'un vaporiseur. Si plusieurs passes sont utilisées, il suffira de les appliquer successivement à chacune des passes.

Que cela soit dans le cas d'une spécification sur la température de sortie du courant chaud ou sur la qualité de vapeur, la première configuration simulée peut être définie à partir de la spécification sur les pertes de charge. Autrement dit, il faudra déterminer quels sont le nombre de structures minimal et la longueur maximale que l'on peut utiliser sans dépasser la spécification de pertes de charge. Il conviendra alors de simuler l'échange thermique dans une configuration proposant une perte de charge acceptable pour l'utilisateur. Dans le cas où la spécification concerne la qualité de vapeur, rappelons que notre modèle permet, grâce à l'équation (6.8), de calculer la qualité de vapeur directement à partir du profil enthalpique de l'écoulement d'eau. Le Tableau VI - 9 regroupe les différentes possibilités des résultats de la simulation et les actions correctives à apporter.

Conclusion de la simulation	Correctif à apporter sur les variables du design	Conséquences
La température du syngas est trop élevée en sortie / La qualité de vapeur (i.e. la puissance échangée) est trop faible en sortie de vaporiseur	↗ la longueur des canaux	↗ de la surface d'échange, des pertes de charge et du volume du vaporiseur
	↗ le nombre de structures	↗ de la surface d'échange, du volume/nombre de vaporiseur ↘ des pertes de charge
Les pertes de charge sont trop élevées	↗ le diamètre des canaux chauds	↗ la surface d'échange côté gaz, de l'encombrement spatial d'une structure ↘ des pertes de charge, du nombre maximal de structures par vaporiseur

Tableau VI - 9. Conclusion des simulations, actions correctives et leurs conséquences dans le cas d'une spécification sur la température de sortie du courant chaud.

Dans cette première proposition de méthodologie et afin de simplifier le dimensionnement, on cherchera à modifier en priorité le nombre de structures et la longueur canaux par rapport à la géométrie même de la structure qui ne sera modifiée qu'en dernier recours. Pour un vaporiseur multi-passes, on préférera modifier la longueur des canaux dans chacune des passes puisque la géométrie en monobloc rigidifie l'optimisation.

Il est évident que d'autres critères peuvent être avancés pour faire un choix sur une configuration optimale. Nous pouvons notamment citer le nombre de vaporiseurs utilisés, le volume de matière à imprimer, le coût de fabrication, de maintenance, etc. Puisque la fabrication additive est une technologie récente dont la pleine maturité n'est pas encore atteinte, nous ne pouvons anticiper l'évolution du coût de l'impression de la matière. Pour autant et d'après ce que nous avons pu observer dans le cas d'étude du remplacement d'un

WHB de taille industrielle, nous conseillons à l'utilisateur de favoriser une configuration où les canaux sont longs et le nombre de structures bas plutôt que des canaux courts avec un nombre de structures élevé. D'une part, à surface d'échange identique, réduire le nombre de vaporiseurs diminue le volume total de matière à produire. Sur chaque vaporiseur, un volume supplémentaire de matière, correspondant aux zones de distribution et de collecte des fluides, est imprimé. Cela correspond à environ 5 cm de hauteur multipliés par la « surface au sol » du vaporiseur. Ainsi et plus le nombre de vaporiseurs est faible et moins le volume supplémentaire à imprimer sera important. D'autre part il est certain qu'un nombre réduit de vaporiseurs sera plus simple à maintenir en opération.

Pour le cas spécifique d'un vaporiseur à multi-passes, plusieurs remarques supplémentaires sont à ajouter :

- La multiplication des passes peut rapidement amener à ce que le canal eau dépasse la limite supérieure de longueur de canal de 25 cm imprimable dans les machines actuelles. Il faudra donc scinder le monobloc en deux ou plusieurs blocs respectant cette contrainte.
- Dans le cas où une passe met en contact un courant chaud avec un écoulement d'eau purement diphasique n'atteignant pas l'état de vapeur saturée, la notion d'écoulement à co- et contre-courant perd alors tout son sens en raison du caractère isotherme du changement de phase côté eau. Il sera alors judicieux de rassembler les zones de distribution des fluides chauds dans le bloc de manière à éviter les forts gradients de température entre les zones de distribution et de collecte des différents fluides chauds (cf. Figure VI - 20). On évite ainsi des éventuelles « pertes » par conduction d'un courant chaud à l'autre.

Enfin, il se peut que la configuration « optimale » donnée par cette méthodologie, au regard du respect de l'ensemble des spécifications fixées dans le schéma d'intégration, soit encore perfectible, en particulier concernant la préchauffe de l'eau qui peut être gourmande en surface d'échange pour peu de calories échangées. Ici, on laisse le choix à l'utilisateur, considérant son schéma d'intégration s'il est préférable d'assumer le coût d'une surface d'échange peu efficace ou de traiter la préchauffe dans une unité moins onéreuse en amont de l'unité structurée de vaporisation et de redéfinir son schéma d'intégration.

## VI - 5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à étudier deux cas d'études particuliers afin de répondre à certaines interrogations qu'Air Liquide a posées au début du projet FAIR. Nous avons choisi d'utiliser un modèle simple à une dimension utilisant les bilans thermiques sur les différentes veines d'une structure élémentaire composant le vaporiseur. Nous avons pu proposer une première solution de production de vapeur surchauffée pour le démonstrateur d'Air Liquide par l'utilisation de deux vaporiseurs placés en série pour l'écoulement d'eau. Chaque vaporiseur est composé de 1000 structures à 4 canaux chauds, la longueur optimale des canaux de chaque vaporiseur est la suivante : 49 mm (passe n°1), 22 mm (passe n°2) contenus dans le premier bloc et 249 mm (passe n°3) pour le second bloc. L'analyse des diagrammes spatio-temporels, dans des conditions opératoires similaires, a montré que ces longueurs proposées sur la seule base du transfert thermique étaient cohérentes avec la longueur de canal nécessaire à la retenue des bouchons de liquide éjectés par le phénomène d'ébullition en écoulement confiné. Le volume des trois vaporiseurs ainsi dimensionnés est bien plus faible que la solution technique actuellement envisagée par Air Liquide ( $1,4 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3$  vs  $0,4 \text{ m}^3$  pour l'unité actuelle). Cependant, il faut garder à l'esprit que le volume total occupé

par l'unité de vaporisation intégrant ces vaporiseurs compacts sera supérieur au volume des corps seuls par l'ajout des connectiques pour l'acheminement des fluides dans chaque vaporiseur mais restera finalement en dessous de l'encombrement spatial de l'unité actuelle, vu le gain en volume sur les corps de vaporisation.

Nous avons par ailleurs envisagé le remplacement d'un WHB de taille industrielle par une série de vaporiseurs placés en parallèle. La recherche d'une configuration optimale nous a mené au résultat suivant : pour produire le débit de vapeur attendu et refroidir le syngas de 900 °C à 360 °C, nous avons besoin de 180 vaporiseurs dont la taille correspond au volume maximal imprimable que l'on peut produire par fabrication additive. De fait, chaque vaporiseur est composé de 896 structures et la longueur des canaux dans les structures est égale à 250 mm. Ainsi le débit d'eau vaporisé par chaque structure est d'environ 0,8 kg/h, soit 20 fois plus que le débit d'eau utilisé dans le cas du démonstrateur. Le manque de données sur la vaporisation à « haute pression », plus particulièrement sur les phénomènes hydrodynamiques ne nous permet pas de critiquer la valeur de ce débit a priori élevé au regard de la longueur de canal prévue. Pour autant et grâce à ce premier chiffrage, Air Liquide a maintenant la capacité d'estimer les avantages (encombrement spatial moindre) et les inconvénients (CAPEX, traitement de l'eau) d'un tel système et de conclure sur l'intérêt de faire de nouveaux essais sur un vaporiseur compact à haute pression.

Enfin, nous avons proposé une première méthodologie de pré-dimensionnement d'un vaporiseur compact. Elle se focalise en premier lieu sur le choix de la géométrie interne d'une structure élémentaire composant le vaporiseur avant de s'intéresser au choix du nombre optimal de structures à utiliser pour parvenir aux objectifs de production que l'utilisateur s'est fixé. Cette approche s'inspire fortement des deux cas particuliers que nous avons étudiés précédemment et pour lesquels nous avons souhaité produire de la vapeur surchauffée.

Même si cette première méthodologie est incomplète, nous sommes en mesure de proposer des designs pour la vaporisation de l'eau pour des pressions de travail inférieures à 10 bar. Tout comme nous avons pu le constater dans le Chapitre I - sur la revue bibliographique du sujet, l'extrême complexité du couplage entre transfert thermique et hydrodynamique s'opérant durant la vaporisation d'un fluide en milieu confiné ne permet pas d'obtenir des modèles prédictifs universels aussi fiables que l'on souhaiterait. C'est pourquoi, cette première méthodologie doit absolument être complétée par un retour d'expérience sur la vaporisation de l'eau dans des vaporiseurs compacts et sur des gammes opératoires bien plus larges que celles que nous avons pu tester durant cette thèse.



## Référence bibliographique du Chapitre VI

CHURCHILL S.W., 1977, « Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes » , *Chemical Engineering Journal*, vol. 84 : 91-92.

KIM Sung Min et MUDAWAR Issam, 2014, « Review of databases and predictive methods for heat transfer in condensing and boiling mini/micro-channel flows » , *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 77 : 627-652.

PENG X. F. et PETERSON G. P., 1996, « Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures » , *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, n° 12 : 2599-2608.

ULLMANN Amos et BRAUNER N., 2007, « The prediction of flow pattern maps in minichannels » , *Multiphase Science and Technology*, vol. 19, n° 1 : 49-73.

## Annexe VI - 1 : Nombre de canaux gaz dans les structures et problématique de la distribution des fluides

Le nombre de canaux gaz dans une structure est une donnée géométrique importante puisqu'elle conditionne l'échange thermique au sein de chaque structure. Les conclusions de l'étude préliminaire de la section II - 1.2.2 nous indiquent que plus ce nombre est élevé et meilleur est le transfert thermique entre les deux veines d'une structure. Dans le cas des canaux droits, si l'on souhaite que chaque canal gaz échange de la même manière avec le canal central, la disposition la plus simple est la répartition des  $n$  canaux gaz sur un cercle centré sur le canal central. La Figure VI - 25 nous montre l'évolution de la section droite des structures avec un nombre croissant de canaux gaz. Bien évidemment, plus le nombre de canaux gaz est grand et plus la section droite de la structure est importante. Il s'agit donc ici de trouver un compromis entre l'encombrement spatial de la structure, le transfert thermique dans la structure mais aussi, chose importante, la facilité de la distribution des fluides dans les structures.

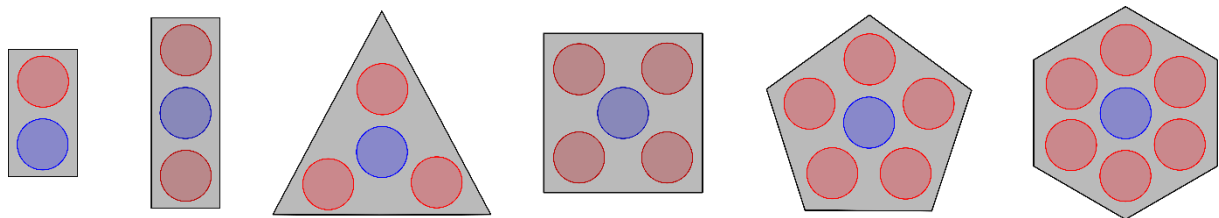


Figure VI - 25. Évolution de la section droite d'une structure en fonction du nombre de canaux gaz.

Dans le cas où le nombre de canaux gaz par structure est égal à 1 ou 2, la question ne se pose pas car on peut facilement imaginer comment les fluides seront distribués dans les deux veines : la juxtaposition de tels motifs côte-à-côte induit un alignement naturel des canaux chaud et froid qu'il sera possible d'alimenter grâce à une conduite rectiligne. Quand le nombre de canaux augmente, de tels alignements ne sont plus évident du premier coup d'œil. Pour mieux comprendre, nous avons représenté sur la Figure VI - 26 un assemblage de plusieurs structures pour un nombre de canaux gaz par structure compris entre 3 et 5 ainsi qu'une simple structure permettant la distribution des fluides **dans le cas où l'épaisseur de sécurité est de 0,5 mm.**

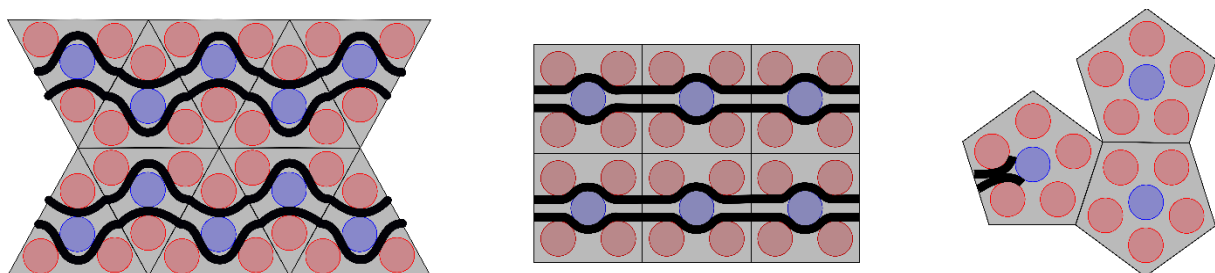


Figure VI - 26. Distribution des fluides dans différentes structures : à 3 canaux gaz (gauche), à 4 canaux gaz (milieu) et à 5 canaux gaz (droite).

Pour un nombre de canaux gaz par structure inférieur ou égal à 4, il est facile d'ajouter les parois séparant les deux veines entre les canaux gaz. En revanche, si le nombre de canaux est supérieur, il n'est plus possible de faire passer les deux parois dans l'espace « inter-canaux

gaz ». Par ailleurs, on remarquera que l'empilement de pentagones n'est absolument pas adéquat pour obtenir une structure compacte.

Dans le cas où l'on souhaiterait quand même utiliser 6 canaux gaz, ou tout simplement si la fabrication additive ne permet pas la fabrication des parois proposées dans l'exemple précédent, il est nécessaire de repenser la distribution des fluides. Un exemple simple est présenté en Figure VI - 27 considérant le cas d'une structure à 4 canaux gaz et une épaisseur de paroi de 1 mm.

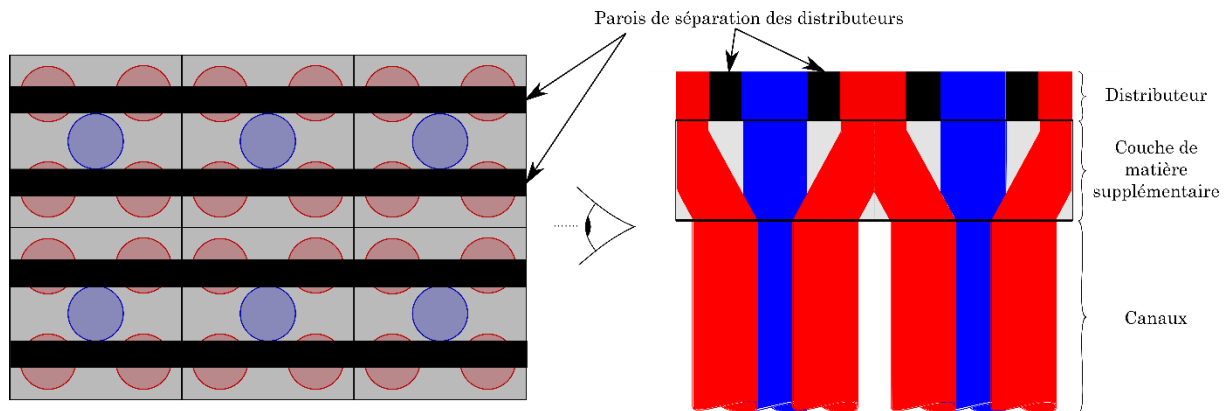


Figure VI - 27. Schéma de principe montrant l'ajout de matière nécessaire à la distribution des fluides dans les structures pour un nombre de canaux gaz supérieur à 5 : vue du dessus (gauche) et vue transversale (droite).

Au regard de l'empilement des structures carrées, la manière la plus simple de relier les différents canaux d'une même veine est un long canal linéaire. Comme le montre le schéma (Figure VI - 27 (gauche)), un canal reliant les différents canaux de la veine eau est borné par deux parois d'une certaine épaisseur (ici 1 mm). Ces parois recouvrent en grande partie les canaux gaz et empêchent naturellement la bonne distribution des gaz. Afin de pallier cet encombrement spatial, nous avons ajouté une couche de métal supplémentaire pour assurer la bonne distribution des gaz.

En remarquant notamment que les canaux gaz de deux structures adjacentes sont alignés, on peut les regrouper en un seul canal grâce à une jonction en V pour atteindre le distributeur (Figure VI - 27 (droite)). Ainsi les deux veines sont correctement alimentées en fluide. Cette stratégie peut être appliquée à tous les types de structures en ajustant l'épaisseur de la couche de matière ajoutée et bien entendu l'agencement des jonctions entre les canaux gaz et le distributeur.

De ces conclusions, nous avons donc choisi la structure à 4 canaux gaz car elle permet d'avoir un bon compromis entre surface d'échange côté gaz, compacité de la juxtaposition des structures et facilité pour distribuer/collecter les fluides de part et d'autre des canaux.

## Annexe VI - 2 : Sensibilité du transfert thermique global en fonction de la valeur du coefficient de transfert thermique de l'écoulement d'eau diphasique

Dans nos simulations, nous avons choisi de fixer le coefficient de transfert thermique dans la zone où l'eau est en écoulement diphasique à  $4000 \text{ W/m}^2/\text{K}$ , on le nommera par la suite coefficient de transfert thermique diphasique. Ce choix est discutable car, nous l'avons vu dès le Chapitre I, le coefficient de transfert thermique diphasique est variable au cours la vaporisation. Cependant, dans le cas de l'échange thermique entre un gaz et de l'eau en cours d'ébullition, on peut se poser la question de la sensibilité du transfert thermique à cette valeur.

En effet, dans notre cas, la résistance majoritaire au transfert thermique est localisée côté gaz, ainsi et dans le cas où la résistance au transfert thermique conductif dans la paroi est négligée, pour une structure à 4 canaux gaz, nous pouvons calculer la résistance globale en fonction de la valeur de ce coefficient. L'évolution de cette résistance est tracée sur la Figure VI - 28 pour un  $h_{\text{gaz}} = 100 \text{ W/m}^2/\text{K}$ .

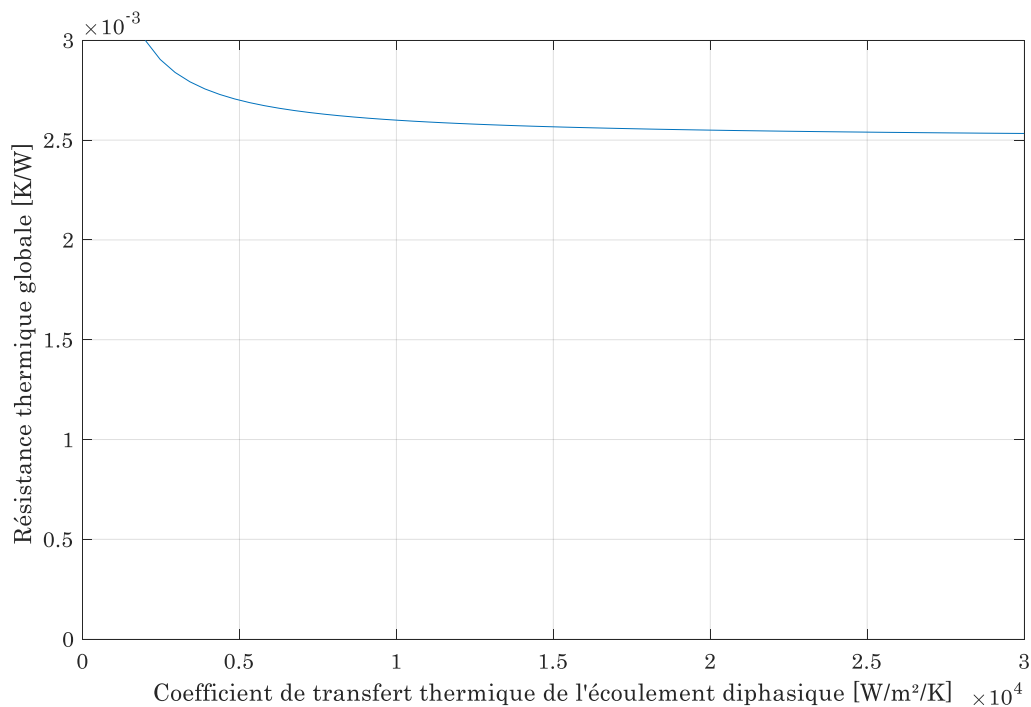


Figure VI - 28. Évolution de la résistance globale au transfert thermique en fonction de la valeur du coefficient de transfert thermique de l'écoulement eau diphasique.

Malgré une variation d'un facteur 30 du coefficient de transfert thermique diphasique, la variation de la résistance thermique globale ne varie que de 15 %. Cette variation peu significative montre que la valeur choisie pour le coefficient de transfert thermique côté eau n'a que peu d'influence sur l'échange thermique entre les deux veines du vaporiseur. Pour s'en convaincre, nous avons tracé, sur les Figure VI - 29, les profils de température dans la configuration de référence (du cas de dimensionnement du démonstrateur) et pour les deux valeurs extrêmes du coefficient de transfert thermique diphasique, à savoir 1000 et 30 000  $\text{W/m}^2/\text{K}$ . Respectivement aux deux valeurs précédentes, la température de la vapeur produite dans les trois passes varie de  $216 \text{ }^\circ\text{C}$  à  $256 \text{ }^\circ\text{C}$ . Une première remarque que l'on peut se faire est que le gain de  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  sur la vapeur est relativement faible par rapport à la multiplication par

30 du coefficient de transfert thermique diphasique. En termes de puissance échangée, on passe de 29,4 W pour le cas à 1 kW/m<sup>2</sup>/K à 30,4 W pour le cas à 30 kW/m<sup>2</sup>/K.

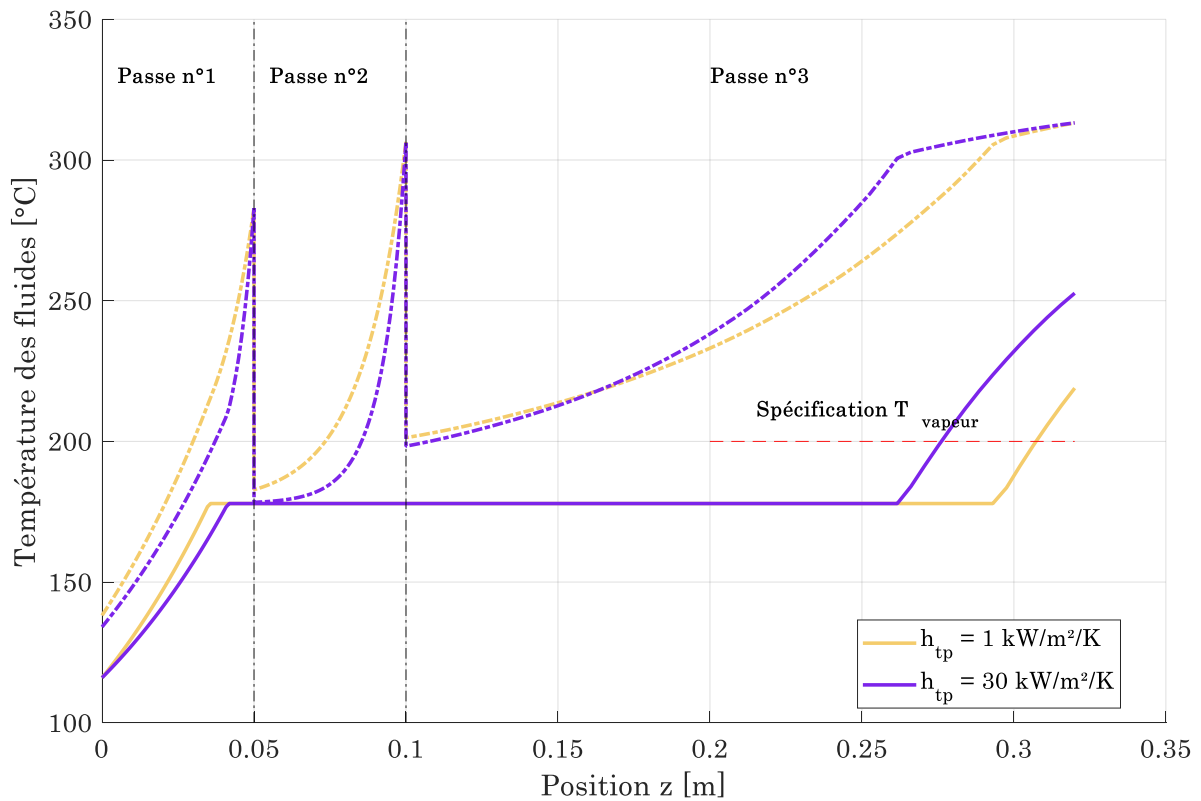


Figure VI - 29. Profils de température simulés pour un coefficient de transfert thermique diphasique de 1 000 et 30 000 W/m<sup>2</sup>/K.

Pour conclure cette annexe, la valeur du coefficient de transfert thermique diphasique a une relativement faible influence sur les simulations. Comme nous l'avons expliqué dans le corps du manuscrit, nous avons choisi de fixer la valeur à 4 kW/m<sup>2</sup>/K par rapport à l'ordre de grandeur des coefficients diphasiques calculés pour les expériences menées sur le banc de test.





## **Conclusion générale**

Ce travail de thèse a été réalisé afin d'étudier la faisabilité de l'intensification de la vaporisation de l'eau dans un vaporiseur à canaux milli-structurés. Ce type de vaporiseur est étudié pour être intégré à un procédé intensifié de vaporeformage du méthane dans des unités de production d'hydrogène de petite capacité.

L'étude de la littérature fait ressortir que l'utilisation du changement de phase d'un liquide dans des milli-structures est très prometteur pour améliorer le transfert thermique dans des équipements compacts. Néanmoins, le couplage entre ce transfert thermique et l'hydrodynamique des écoulements dans de telles structures confinées présente un tel degré de complexité que la précision des corrélations générales, proposées par certains auteurs sur le coefficient de transfert thermique avec changement de phase et sur le coefficient de frottement, reste encore limitée. Ce travail de thèse a été réalisé afin d'étudier l'intensification de la vaporisation de l'eau et de combler l'absence de méthodologie de dimensionnement de vaporiseurs milli-structurés.

Nous avons dimensionné et opéré un banc de test de vaporisation qui a accueilli le vaporiseur d'étude nous permettant de visualiser les écoulements. Ce vaporiseur à plaques est modulable et nous a permis de tester 4 plaques milli-structurées différentes : à canaux droits fraisés, à canaux droits produits par fabrication additive, multi-géométries, à canaux droits et motifs triangulaires. Pour chacune de ces plaques, nous avons caractérisé l'hydrodynamique et les performances de vaporisation du vaporiseur.

### **Etude de l'hydrodynamique de la vaporisation de l'eau**

Nous avons dans un premier temps visualisé les vidéos à haute-fréquence acquises sur le pilote afin de comprendre le déroulement de la vaporisation. Puis, afin d'avoir une vue d'ensemble de l'évolution des phénomènes hydrodynamiques au sein des canaux sur des temps longs, nous avons développé une nouvelle méthode de post-traitement de vidéo à haute-fréquence d'acquisition.

Cette méthode de post-traitement permet d'obtenir des fresques, appelées Diagrammes Spatio-Temporels, représentant l'évolution des interfaces liquide-vapeur dans le temps et l'espace au sein d'un canal. L'étude qualitative conjointe de ces DST avec les vidéos enregistrées a permis d'identifier, dans les canaux des différentes plaques, deux phénomènes d'ébullition distincts : la nucléation spontanée des bulles et un phénomène périodique prépondérant générant une nucléation de bulles en cascade et des oscillations du niveau de liquide dans les canaux. Pour ces deux phénomènes en canaux droits, fraisés ou imprimés, nous avons pu mettre en évidence qu'une grande partie du liquide contenu dans les canaux est éjecté prématurément. En raison du confinement de l'écoulement, les bulles produites dans les canaux se transforment rapidement en bouchons de vapeur isolant le liquide situé au-dessus d'elle. La croissance rapide des bulles provoque alors d'une part l'éjection en sortie de canal du liquide isolé et d'autre part le refoulement du liquide situé en dessous de sa position vers l'entrée des canaux.

En parallèle, cinq régimes hydrodynamiques ont été relevés le long des canaux, dans l'ordre : le régime de bulle, le régime de formation de bouchons gazeux, le régime de churn, le régime annulaire et le régime d'assèchement. Ces régimes peuvent être classés en deux groupes selon leur répartition spatiale dans les canaux : le régime de bulle est observé dans la partie basse des canaux tandis que les quatre autres sont plutôt observés dans la partie haute des canaux. Nous avons cependant relevé que le régime de churn a été observé uniquement pour un débit spécifique d'eau en entrée des canaux supérieur à 37 kg/m<sup>2</sup>/s.



Afin d'éviter l'éjection systématique de liquide en sortie des canaux, nous avons conçu la plaque multi-géométries afin d'identifier une géométrie efficace contre ce problème. L'étude expérimentale de cette plaque a révélé que les motifs triangulaires orientés à contre-courant sont la meilleure solution technique pour retenir les bouchons de liquides éjectés. L'augmentation du diamètre dans les derniers centimètres du canal est une autre solution, et elle permet de favoriser le retour du liquide stagnant en haut des canaux par ruissellement. L'utilisation de restrictions de la section droite des canaux en entrée est efficace pour réduire le refoulement du liquide vers le distributeur et ainsi les instabilités d'écoulement.

Outre les renseignements qualitatifs fournis par les DST, nous avons montré qu'il est possible d'atteindre certaines données quantitatives sur les écoulements. En premier lieu, nous avons pu étudier l'amplitude et la période du phénomène d'ébullition périodique en fonction des conditions opératoires. Il a été observé que l'amplitude et la période du phénomène sont d'autant plus grandes que l'écart de température entre le fluide caloporteur et l'eau est important et que le débit d'eau est élevé. Néanmoins, l'augmentation de la pression et l'augmentation de la rugosité du canal permettent de réduire conjointement l'amplitude du phénomène et sa période.

Par le relevé sur les DST de la hauteur des bouchons de liquide éjectés, nous pouvons estimer un débit moyen de liquide éjecté qui, comparé au débit d'entrée permet de calculer la qualité de vapeur en sortie des canaux. De même, nous avons calculé une qualité locale dans les canaux à partir des DST. Cette estimation nous a permis de tracer une carte de régime d'après le modèle de Revellin et Thome.

## **Caractérisation thermique du vaporiseur d'étude**

La première caractérisation a été réalisée sur les pertes thermiques du vaporiseur. L'étude du refroidissement du vaporiseur s'est révélée être la plus précise et a conduit à la création d'un modèle de coefficient de convection. Les pertes thermiques du vaporiseur d'étude, comprises entre 60 et 120 W selon les conditions opératoires, représentent jusqu'à 70% de la puissance cédée par l'huile. Elles ont été en grande partie induites par la géométrie du vaporiseur et par une isolation incomplète du vaporiseur nécessaire à la visualisation de l'écoulement.

L'ensemble des expériences menées sur le banc de test ont permis de balayer l'entièreté de l'intervalle [0 – 100] % sur la qualité de vapeur. Nous avons mis en évidence trois critères adimensionnels corrélant l'évolution de la qualité de vapeur produite. En particulier l'influence de la préchauffe de l'eau dans le distributeur du vaporiseur s'est révélée être prépondérante. En particulier, si des hautes qualités de vapeur sont souhaitées, il est primordial que l'eau rentre dans les canaux au plus proche du point de bulle.

Du point de vue des performances de vaporisation, malgré des différences de comportement hydrodynamique, les plaques P-CDF et P-CD3D ont la même production de vapeur. Les résultats sur la qualité de vapeur obtenus dans des plaques fraisées peuvent être transposés à des plaques produites par fabrication additive. L'utilisation de canaux à section droite variable, présents sur la plaque P-CDMTF, pour améliorer les performances de vaporisation n'est pertinente que si la préchauffe de l'eau est incomplète dans le distributeur. Des performances identiques aux deux autres plaques ont été observées lorsque la préchauffe était achevée dans le distributeur.

L'influence de la pression est très similaire à celle de la plaque P-CDMTF, une amélioration des qualités de vapeur est observée avec l'augmentation de la pression pour une préchauffe partielle du liquide.

Enfin une estimation des coefficients moyens de transfert thermique diphasique dans les différentes plaques a montré que l'ordre de grandeur de ces coefficients est celui attendu. Néanmoins et en raison des incertitudes sur leur estimation, aucune corrélation n'a pu être proposée.

### **Proposition de dimensionnement de vaporiseurs intensifiés produit par fabrication additive**

A l'aide d'un modèle simple, nous avons pu simuler le transfert thermique dans un vaporiseur milli-structuré. L'utilisation de ce modèle dans deux cas d'étude définis par Air Liquide a permis de définir les influences des différents paramètres, opératoires et géométriques, sur la vaporisation dans de tels équipements et nous a servi pour proposer des designs de vaporiseurs intensifiés.

Dans le cas du procédé SMR intensifié, la vaporisation totale de l'eau dans des canaux droits cylindriques de 2 mm de diamètre par valorisation de trois courants chauds peut être réalisée tout en respectant les spécifications du procédé (température du syngas entrant dans le réacteur de shift). Le vaporiseur est composé de 2 blocs distincts. Chaque vaporiseur est composé de 1000 structures à 4 canaux chauds, la longueur optimale des canaux de chaque vaporiseur est la suivante : 49 mm (passe n°1), 22 mm (passe n°2) contenus dans le premier bloc et 249 mm (passe n°3) pour le second bloc.

Dans le cas d'un procédé SMR classique, nous avons proposé un premier dimensionnement en considérant la vaporisation totale de l'eau dans les vaporiseurs. Pour atteindre les objectifs de production, 180 vaporiseurs identiques, composés de 896 structures dont la longueur des canaux est fixée à 250 mm, doivent être mis en parallèle. Cette configuration permet également de refroidir suffisamment le syngas en dessous de 360 °C avant son entrée dans le réacteur de shift.

Ces deux propositions reposent néanmoins sur un modèle de transfert thermique simplifié. Comme nous le verrons dans les perspectives, de nouvelles expériences sont nécessaires pour valider ces premiers chiffrages.

### **Méthodologie de prédimensionnement de vaporiseurs milli-structurés**

Des deux études de cas, nous avons pu définir une première proposition de méthodologie de pré-dimensionnement de vaporiseurs intensifiés. Cette proposition couvre majoritairement les cas de la vaporisation totale de l'eau sous des pressions inférieures à 10 bar correspondant aux conditions expérimentales proches de celles étudiées dans ce manuscrit. Néanmoins, plusieurs suggestions ont pu être proposées pour les autres cas de figure.

Enfin et comme le montre la littérature, le couplage entre échange thermique et hydrodynamique durant la vaporisation de l'eau en milieux confinés est tellement complexe qu'il ne permet pas une généralisation de la méthode de dimensionnement des vaporiseurs milli-structurés. La validation expérimentale reste encore à ce jour une étape indispensable pour le dimensionnement de tels équipements.

## Perspectives

Les perspectives de ce travail de thèse concernent plusieurs sujets abordés dans ce manuscrit. Dans un premier temps, nous discuterons de la méthode de création des DST et de ses améliorations potentielles pour améliorer d'avantage son exploitation. Dans un second temps, nous aborderons les maquettes de vaporiseurs produites par fabrication additive. Enfin, nous reviendrons sur la proposition de la méthodologie de pré-dimensionnement.

Nous l'avons vu, la création et l'exploitation des DST est une nouvelle source d'informations sur les écoulements dans les canaux. Cependant, nous avons pu mettre en évidence certaines de leurs faiblesses, en particulier la sensibilité aux différences de luminosité. La qualité changeante des DST d'un canal à l'autre est un frein à leur exploitation et ralentit considérablement son exploitation quantitative. Nous l'avons dit, à l'heure actuelle, seuls des relevés manuels fastidieux permettent d'atteindre les grandeurs souhaitées telles que l'amplitude et la période du phénomène périodique. Il est donc intéressant de chercher à optimiser les différentes étapes de l'obtention des DST jusqu'à leur traitement. On peut notamment citer :

- Optimiser l'homogénéisation de l'éclairage du vaporiseur afin d'avoir une luminosité uniforme dans les canaux. Une solution pourrait être trouvée dans l'utilisation de traceurs lumineux (fluorescents etc.) permettant une meilleure distinction des deux phases.
- Approfondir les essais de correction des DST en comparant les images de la vidéo à haute-fréquence avec une image de référence servant de « blanc ». On peut penser comme solution à l'utilisation de nouveaux logiciels de traitement d'image, à des collaborations avec des laboratoires spécialisés dans le domaine.
- Développer un programme permettant, d'une part, de tracer l'évolution du niveau « principal » de liquide dans le canal et d'autre part, de relever les hauteurs des bouchons de liquides éjectés.

L'étude des DST a révélé un éventuel impact de l'activité d'un canal sur l'activité des autres canaux par effet de vases communicants. Nous avons commencé une étude d'un modèle dynamique des oscillations afin d'étudier le phénomène. La difficulté majeure reste de relier les oscillations du liquide simulées avec celles observées sur les DST. A termes, cette étude permettra de mieux comprendre quels sont les facteurs à contrôler pour diminuer les oscillations du liquide dans les canaux.

Pour poursuivre l'étude de la vaporisation de l'eau dans des vaporiseurs milli-structurés deux aspects peuvent être évoqués. Le premier, plus fondamental, repose sur l'étude de nouvelles géométries de canaux définies soit par la section droite de l'écoulement (forme rectangulaire, en étoile etc.), soit par leur structure complexe telle qu'une vanne Tesla. Le second, plus appliqué, concerne l'opération de maquettes de vaporiseurs produits par fabrication additive. Ces vaporiseurs exempts de fenêtre de visualisation, pourront être conçus en utilisant les structures étudiées dans ce manuscrit à savoir des structures à canaux droits ou à canaux spiralés. Néanmoins le nombre de canaux utilisés, et donc structures, devra être le plus élevé possible afin, d'une part, de traiter des débits plus grands et d'autre part, de limiter l'influence des effets de bords. Ces essais permettront également de tester des pressions de vaporisation bien supérieures aux 4,5 bars testés dans ce travail de thèse. Ainsi les performances de vaporisation pour les niveaux de pression usuels dans les procédés industriels pourront être caractérisées. De fait, ces futurs résultats constitueront une base solide sur laquelle la proposition de méthodologie de prédimensionnement pourra être consolidée.

Comme nous avons pu le voir dans le Chapitre VI, la méthodologie de prédimensionnement repose en grande partie sur des simulations du transfert thermique dans une structure composant les vaporiseurs avec un modèle simple à une dimension. Au cours de ce travail, nous avons pu faire ressortir les principales limitations de ce modèle : conduction longitudinale et apparition du phénomène de CHF (Critical Heat Flux) négligées, non prise en compte du couplage entre l'hydrodynamique de l'écoulement et le transfert thermique. Ce modèle avait pour objectif d'identifier les différents effets de la modification des paramètres opératoires et géométriques sur la vaporisation dans un vaporiseur structuré. Afin de réduire les incertitudes des simulations et donc réduire les facteurs de marge d'un dimensionnement d'un tel équipement, un nouveau modèle devrait être développé, soit en développant le modèle existant en prenant en compte les effets de conduction longitudinale, soit en utilisant un modèle 2D ou 3D, soit en considérant une analyse par Mécanique des Fluides Numérique. Ce modèle pourra d'ailleurs être validé avec les résultats expérimentaux obtenus avec les maquettes produites par fabrication additive.





# Résumé de thèse

La récente prise de conscience écologique du monde de l'industrie s'est concrétisée dans le domaine de l'automobile par le développement de véhicules moins polluants utilisant l'hydrogène comme carburant. Le déploiement des tels véhicules roulant à l'hydrogène ne peut se faire qu'avec la création d'un réseau de distribution couvrant les besoins des futurs utilisateurs. Air Liquide, dans sa démarche répondre à la demande de la mobilité hydrogène, s'est fixé pour objectif au travers du projet FAIR de concevoir une unité mobile de production d'hydrogène utilisant un procédé de vaporeformage du méthane intensifié. Au sein de ce procédé, il est nécessaire de produire de la vapeur d'eau, la question de l'intensification de la vaporisation de l'eau s'est donc posée.

Afin d'y répondre, un banc de test expérimental et un module de vaporisation ont été dimensionnés, assemblés et instrumentés au sein du Laboratoire Réactions et Génie des Procédés (LRGP) à Nancy. Le banc est conçu pour vaporiser de l'eau grâce à une convection d'huile chaude. Le module de vaporisation étudié est un échangeur milli-structuré à plaques en inox possédant une vitre de visualisation permettant l'enregistrement de films à haute-fréquence de l'écoulement d'eau bouillant. Quatre plaques ont été testées : deux plaques sur lesquelles 10 canaux droits hémicylindriques sont soit fraisés, soit produits par fabrication additive, une plaque avec des canaux de géométries variées et enfin, une plaque où sont gravés sept canaux droits garnis de motif triangulaires.

Une nouvelle technique innovante de post-traitement a été développée afin de produire des « Diagrammes Spatio-Temporel » représentant l'évolution spatiale des différentes interfaces liquide-vapeur présentes dans les canaux au cours du temps. L'utilisation de ce nouvel outil permet non seulement de déterminer les phénomènes d'ébullition (nucléation spontanée et oscillations du niveau de liquide), de comprendre leur chronologie mais aussi de caractériser les régimes hydrodynamiques présents dans les canaux (régime de bulle, de bouchons de vapeur, churn, annulaire et d'assèchement). Ils permettent également la quantification de grandeurs opératoires telle que la qualité de vapeur locale afin de tracer des cartes de régime.

Grâce aux différentes grandeurs opératoires relevées sur le banc, la caractérisation des pertes thermiques du module a été réalisée afin de pouvoir estimer d'une part la qualité de vapeur en sortie de module par un bilan thermique et d'autre part des coefficients de transfert thermique convectif de l'écoulement d'eau à l'équilibre liquide-vapeur.

Enfin, une proposition de méthodologie de pré-dimensionnement de vaporiseur milli-structurés produits par fabrication additive est proposée. Elle s'appuie sur deux cas d'études portant sur l'intensification de la vaporisation de l'eau dans une unité mobile et un procédé de taille industrielle.

**Mots clefs :** Echangeur de chaleur milli-structuré, vaporisation, transfert de chaleur, diagrammes spatio-temporels, film à haute-vitesse, intensification.

# Abstract

The ever-growing awareness of the impact of human activities on the environment makes industries find environmentally friendly alternatives. In the automotive sector, the development of less polluting cars using hydrogen as fuel is an example. To successfully promote this type of vehicles to people, the providing network of hydrogen has to be set up. To tackle the challenge of this deployment, Air Liquide, through the FAIR project (Additive manufacturing for the intensification of reactors), aims to intensify the Steam Methane Reforming process in order to develop small mobile hydrogen production unit. Inside this process, a particular step, the water vaporisation, has to be intensified.

To study this intensification, an experimental test bench and a vaporisation module are sized, assembled and instrumented in the Reactions and Chemical Engineering Laboratory (LRGP) in Nancy. The test bench uses a hot oil convection to vaporise the water. The vaporisation module, designed as a milli-structured plate heat-exchanger, has a window enabling the visualisation and the recording of the boiling water hydrodynamics with a high-speed camera. Four milli-structured plates are tested: two of them have 10 semi-circular straight channels either mechanically engraved or made by additive manufacturing, the third plate has various shapes of engraved channels and finally the fourth plate has 7 engraved straight channels with triangular cavities.

An innovative method for the post-treatment of high-speed videos is developed in order to produce Spatio-Temporal Diagrams (DST) showing the spatial evolution of liquid-vapor interfaces by the time inside a channel. The exploitation of this new tool enables the determination and the description of boiling phenomena (spontaneous bubble nucleation, liquid oscillations), the understanding of the boiling events chronology and the characterisation of flow regimes (bubbly, slug, churn, annular flow and dry out of the channel). Moreover, a quantitative exploitation of the DST is possible such as the local vapor quality needed for the drawing of flow regime map.

Thanks to the measurement of various operating data on the test bench, the characterisation of the heat losses is done in order to assess the vapor quality of the water flow outgoing the vaporiser by a heat balance. The two-phase heat-transfer coefficients are also assessed.

Finally, a methodology of milli-structured vaporiser made by additive manufacturing pre-sizing is put forward. It is based on two case-study on the intensification of water vaporisation in a small mobile hydrogen production unit and in a standard SMR process.

**Key words:** Milli-structured heat exchanger, vaporisation, heat transfer, spatio-temporal diagrams, high-speed film, intensification.