THÈSE

En vue de l'obtention du

DOCTORAT DE L'UNIVERSITÉ DE TOULOUSE

Délivré par :

Institut National Polytechnique de Toulouse (Toulouse INP)

Discipline ou spécialité :

Energétique et Transferts

Présentée et soutenue par :

M. PIERRE-YVES FRAVALLO

le lundi 14 décembre 2020

Titre :

Visualisation de la vidange et étude des transferts de chaleur et de masse dans les cannelures d'évacuation de la vapeur des évaporateurs capillaires

---

Ecole doctorale :

Mécanique, Energétique, Génie civil, Procédés (MEGeP)

Unité de recherche :

Institut de Mécanique des Fluides de Toulouse (IMFT)

Directeur(s) de Thèse :

M. MARC PRAT

M. VINCENT PLATEL

Rapporteurs :

Mme VALERIE SARTRE, INSA LYON

M. YVES BERTIN, ENSMA POITIERS

Membre(s) du jury :

M. LOUNÈS TADRIST, AIX-MARSEILLE UNIVERSITE, Président

M. BENJAMIN LAGIER, AIRBUS DEFENCE AND SPACE, Invité

M. GUILLAUME BOUDIER, CENTRE NATIONAL D'ETUDES SPATIALES CNES, Invité

M. MARC PRAT, CNRS TOULOUSE, Membre

M. VINCENT PLATEL, UNIVERSITE DE PAU ET DES PAYS DE L ADOUR, Membre

Remerciements

Une des premières personnes que je souhaite remercier est mon directeur de thèse Marc Prat. Il fut mon premier contact en lien avec cette thèse et a su m'en expliquer le sujet et m'a conforté dans ma démarche. Par la suite il sut m'accorder énormément d'autonomie tout en étant constamment disponible pour me guider et répondre à mes interrogations. Toujours d'un calme olympien, ce fut dans un climat serein qu'il fut très enrichissant de pouvoir travailler avec lui et je l'en remercie. Je remercie également Vincent Platel mon co-directeur de thèse pour ses conseils expérimentaux, son expertise sur les systèmes les plus imposants et leur physique, sa bonne humeur constante et son dynamisme. Merci aussi à eux deux pour leur patience et leur relecture de ce manuscrit.

Merci à Amaury Larue de Tournemine puis à Guillaume Boudier ainsi qu'au Centre National d'Études Spatiale (CNES) qui m'ont accordé leur confiance et qui ont financé mes travaux. Merci également à Anne-Marie Cerrato responsable des doctorants CNES qui a toujours été très réactive quant à mes questionnements administratifs. Merci aussi à Typhaine Coquard et à Benjamin Lagier d'Airbus Defence and Space qui ont contribué et cofinancé ce projet.

Merci aussi aux rapporteurs et au jury de ma thèse qui ont accepté d'évaluer mon travail malgré le contexte sanitaire qui a chamboulé un peu toutes les organisations ainsi qu'à leurs commentaires qui ont permis d'améliorer la qualité de ce manuscrit.

Je remercie aussi les membres permanents de l'Institut de Mécanique des Fluides de Toulouse (IMFT) avec qui j'ai eu le plaisir d'échanger : Pauline Assemat, Yohan Davit, Paul Duru, Sylvie Lorthois, Manuel Marcoux, Pascal Swider ou encore Michel Quintard. Merci aussi à Suzy Bernard et à Celines Perles-Picotto d'avoir facilité toutes les démarches administratives en lien avec l'IMFT. Merci à Muriel Sabater du service communication et reprographie de l'IMFT pour ses conseils d'éditions, par exemple lors de la réalisation de mon poster, mais également pour sa réactivitée.

Merci bien évidemment au service technique de l'IMFT dont Rudy Soeparno et son équipe à l'atelier, au service Cosinus (dont Pierre Elyakim et Maxime Pigou) qui m'a assisté pour rendre fonctionnel le code que j'ai récupéré et qui ont résolu mes problèmes informatiques. Un grand merci à Frédéric Bergame pour son assistance pour toute la partie commande et acquisition de l'expérience (Boitier Nationnal instrument et Labview) mais aussi à Sébastien Cazin pour son initiation à la prise d'image et son expertise sur la visualisation de système. Je remercie ainsi ces deux membres du pôle Signaux et Images de l'IMFT. Je remercie Grégory pour ses conseils techniques avisés mais surtout Julien Lefort. Lors du montage de l'expérience, nous avons passé beaucoup de temps et sommes restés parfois tard à tester et discuter du meilleur moyen d'améliorer cette dernière, c'est donc tout naturellement que je lui fais des remerciements appuyés.

Je remercie également tous les post-doctorants, doctorants et non-permanents que j'ai côtoyé lors des moments de convivialité : Alexandre, Baptiste, Glad, Maxime, Marouane, Martin, Pauline, Pierre… mais aussi Frédéric qui fut le premier à m'accueillir à l'IMFT. Merci aussi à Laetitia Mottet qui a su se rendre disponible au début de la thèse pour me fournir son précédant code et quelques explications quant à son fonctionnement.

Merci aussi à Matthieu, qui se reconnaitra sous le pseudonyme Dr M&M's, qui en amont de la thèse m'a expliqué ce qu'impliquait cette aventure et ce qu'il en avait retiré. Ses conseils m'ont été précieux pour appréhender cette entreprise.

Je remercie bien entendu mon père et ma mère, qui d'abord sceptique, se sont révélés d'un soutien sans faille après avoir saisi les raisons m'ayant poussé vers cette épopée. Plus largement je remercie mes grands-mères et ma famille pour leur soutient tout au long de ce travail.

Enfin, ce n'est pas parce qu'elle est citée en dernière que son importance fut moindre, bien au contraire, mais tout simplement pour la mettre en avant. Je remercie du fond du cœur Tiphaine Dudit qui a su me conforter dans mon choix d'entamer une activité si importante, m'encourager lors de mes coups de moins bien, me supporter (dans les deux sens du termes) mais aussi pour sa patience envers moi et d'avoir été compréhensive sur l'engagement qu'implique un tel travail (dont le fait de ne pas partir régulièrement en voyage ou en weekend). Pour tout cela je lui dédie tout mon amour.

Résumé

Avec la miniaturisation des composants électroniques et la puissance toujours croissante demandée à ces derniers, le contrôle thermique des équipements électronique est un enjeu crucial dans tous les domaines industriels. Parmi les solutions disponibles pour assurer ce contrôle thermique celles sur lesquelles se penche notre étude sont les Loop Heat Pipe (LHP). Bien que le spatial soit de loin le domaine dans lesquels ces dispositifs sont les plus utilisés, ces derniers voient leur domaine d'application s'ouvrir aux applications terrestres. Les LHPs sont composées d'un évaporateur connecté à un condenseur par une ligne vapeur et d'un réservoir accolé à l'évaporateur et qui est relié au condenseur par une ligne liquide. Parmi ces éléments notre étude se focalise sur l'évaporateur qui a la charge d'évacuer le flux thermique et de servir de pompe en vaporisant le fluide.

La première partie de la thèse est consacrée à la conception et l'exploitation d'un banc d'essai innovant qui vise à observer des phénomènes intervenants dans les LHPs et difficile à capturer via les simulations numériques. Plus précisément, il s'agit d'observer la vidange des rainures au démarrage de l'évaporateur lorsque celui-ci est rempli de liquide et ce pour différentes orientations dans le champ gravitaire. Ces expériences, effectuées pour deux matériaux différents, ont pu mettre en évidence des régimes d'écoulement jusqu'ici peu ou pas envisagés.

Afin de contribuer au développement d'un outil numérique permettant de calculer le comportement de l'ensemble de la boucle de manière détaillé, la seconde partie de la thèse est dédiée aux aspects simulations. Afin d'effectuer un changement d'échelle au niveau de l'évaporateur, différentes hypothèses et parti pris de modélisation sont étudiés pour les cas où les rainures sont construites dans la culasse ou dans la mèche poreuse.

Après un rappel sur le modèle d'évaporateur basé sur une approche de type réseau de pore mixte, le premier aspect de modélisation étudié est celui de la prise en compte de la zone entre la mèche et le réservoir. Cette zone d'abord considérée comme une paroi solide qui échange avec le réservoir apparait comme améliorant la conductance locale, retardant l'apparition de la zone diphasique dans la mèche et diminuant le débit vaporisé au début de l'évaporateur. Ceci implique une zone plus froide en début d'évaporateur qui pointe ainsi l'importance d'un bon positionnement des thermocouples lors de test. Bien que l'influence de cette zone se limite avec une longueur d'évaporateur croissante, sa modélisation semble impérative pour prendre en compte le flux de chaleur vers le réservoir dans le cadre de modèles plus détaillés.

Autre source possible d'hétérogénéités au sein du modèle, le comportement de l'écoulement vapeur au sein des rainures est étudié. Un modèle éléments finis, alimenté par les résultats du modèle réseau de pores, résout les transferts de chaleurs et l'écoulement au sein d'une rainure vapeur. Les résultats ont montré des différences significatives avec les hypothèses usuelles entre les deux géométries. Alors que l'hypothèse d'une température de vapeur constante dans le canal et proche de la température de saturation s'avère acceptable dans le cas de canaux construits dans la mèche, celle-ci est erronée dans le cas des canaux construits dans la culasse. L'étude des variations de pression dans le canal appuie l'utilisation d'une température de saturation constante dans ces canaux. En

contraste avec l'augmentation constante de la vitesse dans ces canaux, les coefficients d'échanges convectifs n'évoluent que peu alors que les corrélations indiquent une augmentation de ces coefficients avec le nombre de Reynolds. Ces résultats appliqués aux modèles réseau de pores ont confirmé la faible influence des conditions dans les canaux sur le comportement de l'évaporateur hormis pour le cas où les canaux sont usinés dans la culasse et ou une augmentation de la température et du débit a été observé.

Mots-clés: Loop Heat Pipe, Milieux poreux, Évaporateur capillaire, Changement de Phase, Diphasique, Capillarité, Transferts de chaleur, Visualisation, Simulation

Abstract

With the miniaturization of electronic components and the increasing power required by them, the thermal control of electronic equipments is a crucial issue in all industrial areas. Among the different technologies that ensure the thermal control our study focus on the Loop Heat Pipe (LHP). Although space is by far the field in which these devices are the most used, their applications fields is now opened to terrestrial applications. LHPs are made of an evaporator connected to the condenser through a vapour line and a tank which is attached to the evaporator and connected to the condenser through a liquid line. Among these elements, our study focuses on the evaporator which is responsible for evacuating the heat flow and serving as a pump by vaporizing the fluid.

The first part of the thesis is focused on the conception and the use of an innovative experimental bench which aims to observe some phenomena that happens in LHP and difficult to compute with numerical simulations. More precisely, the goal is to observe the emptying of the evaporator's groove at start up when the evaporator is preliminarily full of liquid and this for different tilt in the gravitational field. These experiments performed with two kinds of materials have highlighted some kinds of flow not or few considered.

In order to contribute to the development of a numerical tool allowing to compute the behaviour of the detailed entire loop, the second part of the thesis is focused on simulation aspects. In order to change the scale at evaporator level, different assumptions and modelling biases are studied for the cases when the vapour grooves are built in the casing or in the wick.

After a presentation of the evaporator model based on the mixed pore-network approach, the first modelling aspect which is studied concerns the area between the wick and the tank. This zone, first considered as a solid wall, is thermally linked with the tank and appears to improve the local conductance, to delay the birth of the diphasic zone in the wick and decrease the vaporized mass flow at the beginning of the evaporator. This implies a cooler zone at the beginning of the evaporator and points the importance of a good positioning of thermocouples during testing. Although the influence of this zone is limited when the evaporator length increases, its modelling seems imperative to take in account the heat flux to the compensation chamber for more detailed modelling.

Other possible source of heterogeneity within the model, the behaviour of the vapour flow within the grooves is studied. A FEM model, feed by the results of the pore-network model, solves the heat transfers and the flow inside one vapour groove. The results have shown significant differences with the common assumptions between both geometries. Whereas the assumptions of a constant vapour temperature inside the groove and closed to the saturation temperature is acceptable for groove built within the wick, this assumption is wrong when the grooves are machined inside the casing. The study of the pressure variations inside the groove supports the assumption of a constant saturation temperature inside the grooves. Finally, in contrast with the constant raising of the velocity inside the grooves, the convective coefficients are almost constant whereas the correlation denotes an augmentation of these coefficients with the Reynolds number. These results applied on the pore-network model have confirmed the weak influence of the conditions inside the groove on the

behaviour of the evaporator except for the case when the grooves are built inside the casing and for whom an augmentation of the temperature and the mass flow rate is observed.

Key Words: Loop Heat Pipe, Porous medium, Capillary Evaporator, Phase change, Diphasic, Capillarity, Heat Transfers, Visualisation, Simulation

Table des Matières

Remerciements 2

Résumé 5

Abstract 7

Table des Matières 9

Table des Figures 13

Table des Tableaux 22

Nomenclature 23

Partie I. Introduction et contexte 29

Contexte et problématiques 29

Chapitre I Introduction aux boucles diphasiques à pompage capillaire 32

I.1. Composants constitutifs d'une boucle diphasique à pompage capillaire 32

I.2. Composition de l'évaporateur 33

I.3. Fonctionnement des LHPs 35

I.4. Fluide frigorigène 36

I.5. Caractériser les performances d'une LHP : conductance et modes de fonctionnements 37

I.6. Limites de fonctionnement 38

Partie II. Étude Expérimentale 41

Chapitre II Conception de l'expérience « Visualisation de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire » 42

II.1. Introduction et éléments bibliographiques 42

II.2. Concept du banc d'essai 52

II.3. Conception du banc d'essai 53

II.3.a) Spécifications 53

II.3.b) Conception de l'évaporateur 55

II.3.c) Support gravitaire 77

II.3.d) Circuit hydraulique 79

II.3.e) Dimensionnement des réservoirs 80

II.3.f) Acquisitions des données expérimentales 83

II.4. Synthèse du chapitre « Conception de l'expérience « Visualisation de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire » » 86

Chapitre III Étude de l'écoulement lors de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire 87

III.1. Préambule à l'exploitation de la campagne expérimentale 87

III.2. Vidange d'un évaporateur avec mèche en aluminium 93

III.2.a) Évaporateur horizontal : angle $\boldsymbol{\alpha = 0°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$ 93

III.2.b) Évaporateur avec sortie vapeur vers le haut : angle $\boldsymbol{\alpha = -90°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$ 103

III.2.c) Évaporateur avec sortie vapeur vers le bas : angle $\boldsymbol{\alpha = 180°}$, $\boldsymbol{\theta = 45°}$ 107

III.2.d) Évaporateur sur la tranche : angle $\boldsymbol{\alpha = 90°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$ 109

III.2.e) Évaporateur retourné : angle $\boldsymbol{\alpha = 180°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$ 117

III.3. Vidange d'un évaporateur avec mèche en acier 124

III.3.a) Évaporateur horizontal : angle $\boldsymbol{\alpha = 0°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$ 124

III.3.b) Évaporateur avec sortie vapeur vers le haut : angle $\boldsymbol{\alpha = -90°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$ 138

III.3.c) Évaporateur avec sortie vapeur vers le bas : angle $\boldsymbol{\alpha = 90°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$ 141

III.3.d) Évaporateur sur la tranche : angle $\boldsymbol{\alpha = 45°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$ 143

III.3.e) Évaporateur retourné : angle $\boldsymbol{\alpha = 180°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$ 151

III.4. Conclusion du chapitre « Étude de l'écoulement lors de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire » 166

III.5. Perspectives et Évolutions de l'expérience « Visualisation de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire » 169

Synthèse de la partie Étude Expérimentale 172

Partie III. Étude Numérique 173

Chapitre IV Couplage de la modélisation réseau de pore avec le fond de rainure 174

IV.1. Modèle réseau de pores - Pore network model 174

IV.1.a) Description générale des modèles réseau de pores 174

IV.1.b) Modèle mathématique 179

IV.1.c) Principaux résultats 189

IV.2. Modélisation de la zone de fond de rainure 193

IV.2.a) Domaine de calcul avec fond de rainure 195

IV.2.b) Conditions aux limites 196

IV.3. Comportement de l'évaporateur à proximité de la zone de fond de rainure 197

IV.3.a) Paramètres de l'étude numérique sur le fond de rainure 197

IV.3.b) Résultats et interprétations 199

IV.3.c) Conclusion 215

IV.4. Synthèse du chapitre « Couplage de la modélisation réseau de pore avec le fond de rainure » 217

Chapitre V Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator 219

V.1. Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator 219

V.1.a) Modelling scale of LHP and modelling of their vapour removal channel 219

V.1.b) Modelling of fluid flow and heat and mass transfer in the vapour groove 222

V.1.c) Results of the numerical simulations 233

V.1.d) Discussion on the procedure 249

V.2. Sensitivity study: impact of vapour uniform injection in the vapour groove 250

V.3. Impact on the Pore-Network modelling 257

V.3.a) Correlations from groove Comsol simulation 257

V.3.b) New groove model in the pore network model 265

V.3.c) Impacts of groove modelling on the pore network model simulations 266

V.4. Summary and conclusion of the chapter “Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator» 276

Synthèse de la partie Étude Numérique 278

Partie IV. Conclusion et Perspectives 279

Conclusion Générale 279

Perspectives 282

Annexes : 287

Annexe A Facteur de Merit 288

Annexe B Concept d’une expérience étudiant le bien-fondé de l’utilisation de la formulation HKS dans les milieux poreux 292

Annexe C Tableau des propriétés thermophysiques des fluides considérés pour l’expérience 298

Annexe D Propriétés Thermophysiques du HFE 7000 299

Annexe E Références et propriétés des poreux sélectionnés 313

Annexe F Autres rainurages envisagés 314

Annexe G Tests de chauffage et d’étanchéité 316

Annexe H Impression 3D 321

Annexe I Prototypage et Conception de l’évaporateur 323

Annexe J Comportement d’un réservoir diphasique 337

Annexe K Sécurité de l'installation 351

Annexe L Protocole Expérimental 352

Annexe M Fiches de Sécurité du HFE 7000 354

Annexe N Discussion à propos de l'équation (III-29) 364

Annexe O Images complémentaires 366

Références 368

Table des Figures

Figure 0-1 Capacités de dissipation thermique de diverses technologie de refroidissement [1]-[4]..... 30
Figure I-1 Schéma des éléments constitutifs d'une LHP (en haut) et d'une CPL (en bas) avec évaporateur cylindrique 34
Figure I-2 Schémas d'une coupe d'un évaporateur plan (en haut à gauche), d'un évaporateur cylindrique sans baïonnette (en haut à droite). Schémas d'un élément représentatif de ces évaporateurs (cadres rouges) lorsque les canaux sont construits dans la culasse (en bas à gauche) ou dans la mèche (en bas à droite) avec la charge thermique (flèches rouges) et l'alimentation en liquide (flèches bleues) 35
Figure I-3 Nombre de Merit pour différents fluides. Source: 1-act.com/merit-number-and-fluid-selection/..... 37
Figure II-1 En haut : visualisation du démarrage d'une mLHP par caméra thermique ; en bas : visualisation du champ de température pour deux configurations de boucle [83]. 44
Figure II-2 Évaporateur utilisé par Zhang et al. [27] 45
Figure II-3 En haut : agrégation de bulles dans le cœur de l'évaporateur ; en bas: interface liquide-vapeur au sein de l'évaporateur pour une orientation positive [27] 46
Figure II-4 En haut : montage expérimental utilisé par [92] ; en bas : schéma d'explication des zones observées par [93] 47
Figure II-5 Configuration de l'évaporateur [95] et visualisation de l'interface liquide-vapeur dans l'évaporateur de [95] 48
Figure II-6 En haut à gauche : schéma du montage expérimental de [96] ; en haut à droite : observation de la création de vapeur dans le dispositif de [96] ; en bas à gauche : montage expérimental de [97] ; en bas à droite : observation et visualisation infrarouge de l'interface liquide-vapeur dans [97]. 48
Figure II-7 Nucléation et évaporation dans les canaux d'un milieu poreux dans le cas d'un caloduc [98] 49
Figure II-8 Distribution des interfaces liquide-vapeur et types d'évaporation dans un caloduc plan [99] 49
Figure II-9 En haut : dispositif expérimental d'une LHP avec chauffage infrarouge [100] ; en bas : différentes configurations de démarrage testées [100] 51
Figure II-10 Principe du banc d'essais réalisé. À gauche : schéma de principe de l'ensemble évaporateur/réservoirs ; à droite : schéma de principe de l'évaporateur. 53
Figure II-11 Échantillons usinés par électroérosion et testés avec le MEB 59
Figure II-12 Rayon des billes 300 μm. À gauche : état brut ; à droite : découpe à la scie. 59
Figure II-13 Rayon des billes 300 μm, découpe par électroérosion. À gauche : interface entre l'état brut et l'état découpé; à droite : état de surface et aspect dans les rainures. 59
Figure II-14 Rayon des billes 300 μm, découpe par électroérosion. État de surface et aspect dans les rainures avec un angle de vue de ~45° 60
Figure II-15 Rayon des billes 30 μm, état brut. À gauche : même grossissement que la Figure II-12 ; à droite : grossissement plus important. 60

Figure II-16 Rayon des billes 30 $\mu\boldsymbol{m}$, usinage par micro-fraisage 61
Figure II-17 Rayon des billes 30 $\mu\boldsymbol{m}$, découpe par électroérosion, interface entre l'état brut et l'état découpé 61
Figure II-18 Rayon des billes 30 $\mu\boldsymbol{m}$, découpe par électroérosion, état de surface et aspect dans les rainures 62
Figure II-19 Rayon des billes 30 $\mu\boldsymbol{m}$, découpe par électroérosion, état de surface 62
Figure II-20 Rayon des billes 30 $\mu\boldsymbol{m}$, découpe par électroérosion, aspect dans les rainures 62
Figure II-21 Rayon des billes 30 $\mu\boldsymbol{m}$, découpe par électroérosion, état de surface et aspect dans les rainures avec un angle de vue de ~45° 63
Figure II-22 Structure externe de la mèche en aluminium 64
Figure II-23 Différentes rainures réalisées par électroérosion (de gauche à droite, numéro 2,1,4,3) .. 65
Figure II-24 État de surface d'une chute d'acier 316L électro érodée (à gauche : partie brute sans usinage, à droite : surface usinée après une passe) 66
Figure II-25 Visualisation optique de l'état de surface du modèle 3 (à gauche : prise de vue par le microscope, à droite : zoom sur une des rainures) 66
Figure II-26 Différents schémas de chauffage envisageables 69
Figure II-27 Visualisation de l'apparition de vapeur dans les rainures pour la mèche en aluminium ... 70
Figure II-28 Plaque en saphir avec thermocouple mit en place dans la tranche 73
Figure II-29 En haut : évaporateur du banc d'essais ; en bas : coupe de l'évaporateur. 74
Figure II-30 Coupes de l'évaporateur 75
Figure II-31 Évaporateur mis en place sur son support et connections électriques 75
Figure II-32 Schéma cinématique du support du montage final et vue isométrique du support gyroscopique 77
Figure II-33 Réglage de l'inclinaison par palier 77
Figure II-34 Vue partielle du support gyroscopique et support de fixation de l'évaporateur 78
Figure II-35 Schéma hydraulique avec vannes 79
Figure II-36 Support d'un des réservoirs et vanne 3 voies 79
Figure II-37 Dimensionnement du volume des réservoirs 80
Figure II-38 À gauche : ballon à 7 orifices faisant office de réservoir thermostaté ; à droite : ballon mit en place dans son support. 82
Figure II-39 À gauche : caméra rapide PCO DIMAX S4 ; à droite : caméra PCO Edge sCMOS 5.5... 83
Figure II-40 Boitier d'acquisition DAQ de National Instrument et alimentation électrique 84
Figure II-41 Interface graphique du logiciel d'acquisition 85
Figure II-42 Interface graphique de gestion de l'alimentation 85
Figure II-43 Vue externe de l'ensemble de l'expérience. À gauche : expérimentation en cours pour les angles $\boldsymbol{\alpha = 0°, \theta = 0°}$; à droite : vue de l'évaporateur avec invasion des canaux. 86
Figure III-1 Champs de visualisation et sens de circulation du fluide pour le champ considéré. En haut : champ de la caméra « $\boldsymbol{Camtop}$ » ; en bas champ de la caméra « $\boldsymbol{CamCC}$ » 88
Figure III-2 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur à l'horizontal » 89
Figure III-3 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur avec sortie vapeur vers le haut » 90
Figure III-4 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur avec sortie vapeur vers le bas ». 90

Figure III-5 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur sur le côté » 91
Figure III-6 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur retourné » 91
Figure III-7 Position des thermocouples dans le cœur de l'évaporateur 92
Figure III-8 Températures pour le cas évaporateur à plat, mèche en aluminium 94
Figure III-9 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en aluminium 95
Figure III-10 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en aluminium. En haut : naissance de la poche vapeur en aval ; en bas : canaux obstrués et invasion des canaux..... 96
Figure III-11 Invasion dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium 97
Figure III-12 Transition vers le régime stationnaire dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en aluminium, partie 1 98
Figure III-13 Transition vers le régime stationnaire dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en aluminium, partie 2 99
Figure III-14 Transition vers le régime stationnaire dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie 1 101
Figure III-15 Transition vers le régime stationnaire dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie2 102
Figure III-16 Schéma de la phénoménologie dans le cas évaporateur à plat. En haut à gauche : canaux envahis de vapeur ; en haut à droite : apparition des zones diphasiques et expansions de la zone vapeur dans le cœur de l'évaporateur ; en bas à gauche : assèchement et percolation dans la mèche ; en bas à droite : ré-invasion de la mèche par le liquide avec évacuation de la vapeur par la mèche. 103
Figure III-17 Températures pour le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, mèche en aluminium 104
Figure III-18 Régime d'écoulement dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, coté canaux, mèche en aluminium 105
Figure III-19 Visualisation dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium 106
Figure III-20 État final dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium 106
Figure III-21 Températures pour le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en aluminium 108
Figure III-22 Côté cœur de l'évaporateur, dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en aluminium. À gauche : génération de vapeur ; au centre : augmentation de la fréquence de génération des bulles et évacuation des bulles vers le réservoir amont ; à droite : début de l'apparition d'une zone vapeur à l'entrée de la zone d'alimentation en liquide..... 108
Figure III-23 Côté canaux, dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en aluminium. 109
Figure III-24 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en aluminium, partie 1 .. 110
Figure III-25 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en aluminium, partie 2 .. 110

Figure III-26 Invasion dans le cas évaporateur sur la tranche, côté canaux vapeur, mèche en aluminium, partie 1 112
Figure III-27 Invasion dans le cas évaporateur sur la tranche, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie 1 113
Figure III-28 Écoulements dans le cas évaporateur sur la tranche, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, fin de la partie 1 et partie 2 115
Figure III-29 Schéma de la configuration finale de l'écoulement pour le cas évaporateur sur la tranche 116
Figure III-30 Évolution de la quantité de liquide du côté du cœur de l'évaporateur, dans le cas évaporateur sur la tranche, mèche en aluminium, partie 2 116
Figure III-31 Température pour le cas évaporateur retourné, mèche en aluminium, partie 1 117
Figure III-32 Température pour le cas évaporateur retourné, mèche en aluminium, partie 2 118
Figure III-33 Température pour le cas évaporateur retourné, mèche en aluminium, partie 3 118
Figure III-34 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en aluminium, partie 1 120
Figure III-35 Cas évaporateur retourné, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie 1 120
Figure III-36 Schéma de l'invasion de vapeur dans le cas évaporateur retourné, pour la mèche en aluminium selon la coupe A..... 121
Figure III-37 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en aluminium, partie 2 122
Figure III-38 Cas évaporateur retourné, côté canaux et cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie 3..... 123
Figure III-39 Température pour le cas évaporateur à plat, mèche en acier 124
Figure III-40 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (1) 126
Figure III-41 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (2) 127
Figure III-42 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (3) 128
Figure III-43 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (4) 129
Figure III-44 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (5) 130
Figure III-45 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (6) 131
Figure III-46 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (7) 132
Figure III-47 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (8) 133
Figure III-48 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (9) 134
Figure III-49 Invasion dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier (1) 136
Figure III-50 Invasion dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier (2) 137
Figure III-51 Fin du cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier 138
Figure III-52 Température pour le cas évaporateur avec la sortie vapeur vers le haut avec mèche en acier 139
Figure III-53 Régime d'écoulement dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, mèche en acier 140
Figure III-54 Températures pour le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en acier141
Figure III-55 Côté canaux, dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en acier 142

Figure III-56 Génération de vapeur à l'extérieur de la mèche dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en acier 143
Figure III-57 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 1 144
Figure III-58 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 2 144
Figure III-59 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 3 145
Figure III-60 Invasion dans le cas évaporateur sur la tranche, côté canaux vapeur, mèche en acier, partie 1 146
Figure III-61 Invasion dans le cas évaporateur sur la tranche, côté canaux vapeur, mèche en aluminium, partie 2 et partie 3 148
Figure III-62 Évolution de la quantité de liquide du côté du cœur de l'évaporateur, dans le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 1 puis partie 2 149
Figure III-63 Niveau de liquide à la moitié du cœur de l'évaporateur, dans le cas d'un évaporateur sur la tranche, angle $\boldsymbol{\alpha = 90°}$, $\boldsymbol{\theta = 0°}$, mèche en acier 149
Figure III-64 Évolution de la quantité de liquide du côté du cœur de l'évaporateur, dans le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 3 150
Figure III-65 Température pour le cas évaporateur retourné et mèche en acier partie 1 151
Figure III-66 Température pour le cas évaporateur retourné et mèche en acier partie 2 152
Figure III-67 Température pour le cas évaporateur retourné et mèche en acier partie 3 152
Figure III-68 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 1 154
Figure III-69 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, fin de la partie 1 et partie 2.1 155
Figure III-70 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.2 156
Figure III-71 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.3 157
Figure III-72 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.4 158
Figure III-73 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.5 159
Figure III-74 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.6 160
Figure III-75 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.7 161
Figure III-76 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.8 162
Figure III-77 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 3 163
Figure III-78 Cas évaporateur retourné, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier, partie 1 164
Figure III-79 Condensation sur la fenêtre de visualisation, cas évaporateur retourné, mèche en acier 164
Figure III-80 Cas évaporateur retourné, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier, partie 2 165
Figure III-81 Invasion côté canaux pour un évaporateur à plat avec l'éclairage d'ambiance pour une mèche en acier et deux traitements d'images différents. 171
Figure IV-1 Schéma représentatif de la partie élémentaire d'un évaporateur avec rainures dans la culasse dans le cas modèle de type front [47] 174
Figure IV-2 Champ de saturation pour un évaporateur avec rainures dans la mèche pour un modèle continu résolvant la saturation [4] 175
Figure IV-3 Schéma de représentation d'un réseau de pores non structuré à partir d'une image de microscope électronique [4] 175
Figure IV-4 Différentes représentation d'un réseau de pores structuré de type carré [4] 176

Figure IV-5 Exemple d'un réseau de pores et du maillage associé dans l'approche classique [3] 177
Figure IV-6 Exemple d'un réseau de pores et du maillage associé dans l'approche mixte. Le point noir représente le centre de la maille carré de cotés A. Une maille d'aire A² prend en compte le pore (zone blanche), les gorges (zones grises claires) et une partie des graines solides (gris foncés). Les nœuds sont séparés d'une distance constante A. 178
Figure IV-7 En haut à gauche : schéma d'une boucle diphasique à pompage capillaire ; en haut au milieu : évaporateur d'une LHP sans l'interface avec le réservoir et sans baïonnette ; en haut à droite : coupe de l'évaporateur ; en bas à gauche : domaine de calcul 3D pour des canaux d'évacuation vapeur dans la mèche ; en bas à droite : domaine de calcul 3D pour des canaux d'évacuation vapeur dans la culasse [4]. 180
Figure IV-8 Schéma de l'élément de calcul avec les numéros des frontières utilisées 184
Figure IV-9 Comportement de la conductance d'un évaporateur avec canaux dans la culasse pour une plage de flux de chaleur imposée. 189
Figure IV-10 Zones d'évaporation et de condensation au sein de la mèche en régime II pour la configuration canaux dans la culasse. À gauche : on observe la zone de vapeur dans la mèche ;au centre : les interfaces liquide-vapeur où est produit l'évaporation ; à droite : les zones où on observe de la condensation. 190
Figure IV-11 Schéma du bilan de flux à l'interface 192
Figure IV-12 Domaine de calcul utilisé par Wan et al. [113] 193
Figure IV-13 Champ de température pour des parois en acier, un sous refroidissement de 3 °$\boldsymbol{C}$ et un flux de 80000 $\boldsymbol{W/m^2}$ [113] 194
Figure IV-14 Domaine de calcul utilisé dans [114] 194
Figure IV-15 Domaine de calcul avec fond de rainure 195
Figure IV-16 Évolution de la saturation moyenne dans la mèche 200
Figure IV-17 Évolution de la saturation dans la mèche en fonction de la longueur, canaux dans la mèche 202
Figure IV-18 Évolution de la saturation dans la mèche en fonction de la longueur, canaux dans la culasse 203
Figure IV-19 Saturation des pores dans la mèche pour le cas canaux dans la culasse pour une mèche de 8 $\boldsymbol{mm}$ avec une coupe en x=$\boldsymbol{Lx}$/2. En haut à gauche pour un flux de 40000 $\boldsymbol{W/m^2}$ pour les premiers pores envahi ; en haut à droite à 45000 $\boldsymbol{W/m^2}$; en bas à gauche à 65000 $\boldsymbol{W/m^2}$; en bas à droite au dernier pas testé 100000 $\boldsymbol{W/m^2}$ 204
Figure IV-20 Coupe en x=$\boldsymbol{Lx}$/2 du champ de température dans le cas canaux dans la mèche au dernier pas testé 100000 $\boldsymbol{W/m^2}$ 205
Figure IV-21 Évolution de la conductance par section en fonction de la longueur 206
Figure IV-22 Évolution de la conductance globale de l'évaporateur 207
Figure IV-23 Différence relative entre la conductance globale de l'évaporateur et celle de la référence 208
Figure IV-24 Flux de chaleur entre l'évaporateur et la chambre de compensation 210
Figure IV-25 Débit vaporisé par unité de longueur 212

Figure IV-26 Différence relative des débits vaporisés par unité de longueur par rapport à la référence 213
Figure IV-27 Vitesse moyenne d'éjection dans le canal droit en fonction de la longueur pour un élément de 8 $\boldsymbol{mm}$ pour la mèche saturée en liquide 214
Figure IV-28 Schéma des échanges de chaleur dans la zone de fond de rainure 215
Figure IV-29 Flux échangé entre la paroi et le mèche 215
Figure V-1 Schematic representation of vapour flow in rectangular grooves of a flat evaporator of an LHP and cross-sectional (y-z plane) view of this flow [35] 221
Figure V-2 Non uniform speed at wick groove interface for grooves in wick case (right) and grooves in casing (left) when the vapour pores inside the wick percolate to one of the vapour groove, from a PNM simulations with the model presented in Partie III.IV.1.b) 221
Figure V-3 Sketch of the computational domains with their considered dimensions. On the left when the grooves are machined in the casing and on the right when the grooves are within the wick 222
Figure V-4 Sketch of the computational domains with their considered boundary surfaces. When the grooves are machined in the casing (up) and when the grooves are within the wick (down) 223
Figure V-5 Sketch of the method used to specify the boundary conditions needed to solve the heat and mass transfer problem in the groove 228
Figure V-6 PNM computation of temperature on top of the casing as a function of heat flux for both cases 229
Figure V-7 PNM computation of $\boldsymbol{Twick - casingx}$: temperature at wick-casing interface for groove in casing. Each colour corresponds to a heat flux (in $\boldsymbol{W/m^2}$). In this figure, x = 0 corresponds to the triple contact line wick – casing - groove interface 230
Figure V-8 PNM computation of $\boldsymbol{Twick - casingx}$: temperature at wick-casing interface for groove in wick. Each colour corresponds to a heat flux (in $\boldsymbol{W/m^2}$). In this figure, x = 0 corresponds to the triple line wick –casing-groove interface. 230
Figure V-9 Schematic of the evaporator main operating regimes (illustrated for the groove in casing case). 231
Figure V-10 PNM computation of $\boldsymbol{uinj - bottom(x)}$: vapour injection velocity at wick-groove interface for groove in casing. Each colour corresponds to a heat flux (in $\boldsymbol{W/m^2}$). In this figure, x = 0 corresponds to the middle of the groove 232
Figure V-11 PNM computation of $\boldsymbol{uinj - bottom(x)}$: vapour injection velocity at wick-groove interface for groove in wick. Each colour corresponds to a heat flux (in $\boldsymbol{W/m^2}$). In this figure, x = 0 corresponds to the middle of the groove. 232
Figure V-12 PNM computation of $\boldsymbol{uinj - side(y)}$: vapour injection velocity at wick-groove lateral interface for groove in wick. Each colour corresponds to a heat flux (in $\boldsymbol{W/m^2}$). In this figure, y = 0 corresponds to the intersection between the horizontal and vertical groove limiting surfaces as sketched in the figure. 232
Figure V-13 Variation of the mixing temperature along the groove for the groove in wick case (up) and the groove in casing case (down) for various heat flux. 234
Figure V-14 Mixing temperature variation indicator along the groove for the groove in wick case (up) and the groove in casing case (down) for various heat flux. 235

Figure V-15 Difference between the mixing temperature and the saturation temperature for the groove in casing case (up) and the groove in wick case (down) for various heat flux. 236
Figure V-16 Average temperature on the groove end surface (see Figure V-4) as a function of the heat flux for the groove in the wick case (up) and in the casing case (down) for various heat flux. 237
Figure V-17 Difference between the temperature on groove top surface and the mixing temperature along the groove for various heat fluxes for the groove in wick case (up) and the groove in casing case (down). 238
Figure V-18 Difference between the temperature on groove side surface and the mixing temperature along the groove for various heat fluxes for the groove in wick case (up) and the groove in casing case (down). 239
Figure V-19 Axial Reynolds number for the groove in wick case (up) and groove in casing case (down). 240
Figure V-20 Variation of groove cross-section averaged pressure in the groove for the groove in wick case (up) and groove in casing case (down). 241
Figure V-21 Variation of the saturation pressure along the groove based on the pressures and Clausius-Clapeyron relationship 242
Figure V-22 Pressures losses along the groove for the groove in wick case (up) and groove in casing case (down). 244
Figure V-23 Variations of the Peclet number along the groove for the groove in wick case (left) and groove in casing case (right). 245
Figure V-24 Groove top limiting surface heat transfer coefficient for the groove in wick (left) and groove in casing (right) cases. 247
Figure V-25 Groove side limiting surface heat transfer coefficient for the groove in wick (left) and groove in casing (right) cases 247
Figure V-26 Groove bottom limiting surface heat transfer coefficient for the groove in wick (left) and groove in casing (right) cases 247
Figure V-27 Heat transfer coefficient computed using the classical correlation Eq.(III-33) for the groove in wick (up) and groove in casing (down) cases. 248
Figure V-28 Mean heat transfer coefficient over the various groove limiting surfaces for the groove in wick (left) and groove in casing (right) cases. 249
Figure V-29 Comparison of the mixing temperatures at the groove outlet between uniform and non-uniform injection of vapour 251
Figure V-30 Mixing temperature variation indicator inside the groove for the uniform injection of vapour 251
Figure V-31 Comparison on the maximal pressure inside the groove between uniform and non-uniform injection of vapour 252
Figure V-32 Comparison on the mean convective coefficient at the groove top surface between uniform and non-uniform vapour injections 254
Figure V-33 Comparison on the mean convective coefficient at the groove side surface between uniform and non-uniform vapour injections 255

Figure V-34 Comparison on the mean convective coefficient at the bottom surface between uniform and non-uniform vapour injections 256
Figure V-35 Linear regression of the mixing temperature at the outlet of the groove as a function of the groove top surface maximum temperature 258
Figure V-36 Comparison between the mixing temperature profile and its linear regression (black) .. 259
Figure V-37 Relative differences between the mixing temperature profile and its linear regression .. 259
Figure V-38 Regression of the maximal pressure as a function of the total mass flow rate inside the groove 260
Figure V-39 Difference between the maximal pressure and its regression 260
Figure V-40 Dimensionless pressure profiles inside the groove 260
Figure V-41 Pressure deviations inside the groove between the pressure profile and the dimensionless regression 261
Figure V-42 Mean convective coefficients on the top surface of the groove as a function of the vapour mean injection velocity 262
Figure V-43 Mean convective coefficients on the side surface of the groove as a function of the vapour mean injection velocity 262
Figure V-44 Mean convective coefficients on the groove bottom surface as a function of the vapour mean injection velocity 262
Figure V-45 Relative differences between the local convective coefficient and its regression on the top surface 264
Figure V-46 Relative differences between the local convective coefficient and its regression on the side surface 264
Figure V-47 Relative differences between the local convective coefficient and its regression on the bottom surface 264
Figure V-48 Evaporator conductance 269
Figure V-49 Evaporator conductance relative difference between the new model and the reference 270
Figure V-50 Ratio of the convective heat transfer rate from the casing to the grooves to the imposed heat load 272
Figure V-51 Vaporization mass flow rate with new groove model 273
Figure V-52 Relative differences of the vaporization mass flow rate between the reference and the new model 274
Figure V-53 Ratio of the heat flux from wick to the inlet divided by the imposed heat load 275

Table des Tableaux

Tableau II-A Tableau des spécifications expérimentales 54
Tableau II-B Tableau des compatibilités mèches/fluides [41] 56
Tableau II-C Ordre de Grandeur des mèches utilisées dans les évaporateurs de LHP 56
Tableau II-D Propriétés poreuses des matériaux poreux sélectionnés pour l'expérience 57
Tableau II-E Dimensions du poreux pour la campagne expérimentale 57
Tableau II-F Dimension des rainures des échantillons électro-érodé 65
Tableau II-G Tableau des techniques de chauffage 67
Tableau II-H Tension et intensité requises pour appliquer la densité de puissance en fonction du matériau déposé 68
Tableau II-I Propriétés thermophysiques des matériaux pour la culasse 70
Tableau II-J Position des thermocouples dans la culasse 73
Tableau II-K Cas étudiés avec le code de calcul de dimensionnement des réservoirs 81
Tableau II-L Paramètres expérimentaux lors de la campagne de mesure 87
Tableau II-M Cas effectués au cours de la campagne expérimentale 89
Tableau II-N Tableau comparatif des températures maximales et finales de la campagne expérimentale 168
Tableau III-A Paramètres pour l'étude du fond de rainure 199
Tableau III-B Geometrical dimensions of computational domains shown in Figure V-3 223
Tableau III-C PNM simulation parameters (notations refer to Figure IV-8 p.184) 228
Tableau III-D Geometrical dimensions, fluid properties and materials properties of the PNM study .. 267

Nomenclature

Nom	Description	Unité
A	Section	m^2
AR	Facteur de forme (Aspect Ratio) $= Hauteur/Largeur$	$-$
a	Coefficient utilisé dans l'équation (III-33)	$-$
b	Coefficient utilisé dans l'équation (III-33)	$-$
C	Constante utilisée dans l'équation (III-117)	$-$
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	$J.K^{-1}.kg^{-1}$
D_h	Diamètre hydraulique$= 4Section/Perimètre$	m
d	Diamètre	m
d_c	Distance entre le centre de la maille située dans la culasse et l'interface avec une autre maille d_i	m
d_i	Distance entre le centre du pore i et l'interface avec d_c	m
e	Épaisseur	m
G	Conductance $= 1/R$	$W.m^{-2}.K^{-1}$
g	Accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
g_{ij}	Conductance hydraulique entre deux pores i et j	m^3
H	Hauteur	m
$dH, \Delta H$	Différence de hauteur	m
H_r	Hauteur du réservoir	m
H_R	Enthalpie du réservoir	J
h	Enthalpie massique	$J.kg^{-1}$
h_{amb}	Coefficient convectif avec l'ambiance	$W.K^{-1}.m^{-2}$
h_c	Coefficient convectif entre la vapeur des canaux et la culasse	$W.K^{-1}.m^{-2}$
h_{bottom}	Coefficient d'échange convectif entre la vapeur des canaux et la surface nommée bottom	$W.K^{-1}.m^{-2}$
h_{side}	Coefficient d'échange convectif entre la vapeur des canaux et la surface nommée side	$W.K^{-1}.m^{-2}$
h_{top}	Coefficient d'échange convectif entre la vapeur des canaux et la surface nommée top	$W.K^{-1}.m^{-2}$
$\boldsymbol{I}$	Matrice identité	$-$
K	Perméabilité	m^2
l	Longueur	m
L_v	Chaleur latente de vaporisation	$J.kg^{-1}$

L_{xc}	Demi-largeur de la partie de la culasse en contact avec la mèche dans un élément représentatif de LHP	m
L_{xg}	Demi-largeur d'un canal vapeur	m
L_{yg}	Hauteur d'un canal vapeur	m
$L_{y,inlet}$	Épaisseur de la zone liquide représentant le cœur de l'évaporateur	m
L_{yw}	Hauteur de la base de la mèche	m
L_{zwCC} , L_{zc}	Épaisseur de la zone entre la mèche et la chambre de compensation qui est modélisée	m
L_x	Largeur de l'élément représentatif d'une LHP	m
L_y	Hauteur de l'élément représentatif d'une LHP	m
L_z	Profondeur, longueur de l'élément représentatif d'une LHP	m
$L_{evaorator}$	Profondeur, longueur de l'évaporateur	m
L^*	Longueur adimensionnelle	$-$
m	Constante utilisée dans l'équation (III-117)	$-$
$\dot{m}$	Débit massique	$kg.s^{-1}$
$\dot{m_{tot/L}}$	Débit total par unité de longueur	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
$Merit$	Nombre de Merit	$W.m^{-2}$ ou $kg.s^{-3}$
M_m	Masse molaire	$g.mol^{-1}$
N	Nombre	$-$
Nu	Nombre de Nusselt	$-$
$n, \boldsymbol{n}$	Normale à une surface considérée, Vecteur unité normal	$-$
n	Constante utilisée dans l'équation (III-117)	$-$
$\overrightarrow{ne}$	Normale entrante	
P	Pression	Pa
$\bar{p}$	Pression moyenne	Pa
p^*	Pression adimensionnelle	Pa
dP	Différence de pression	Pa
Pe	Nombre de Peclet= $Re\ Pr$	$-$
Pr	Nombre de Prandtl	$-$
Q	Flux de chaleur	W
q	Densité de flux de chaleur	$W.m^{-2}$
R	Résistance thermique	$K.m^2.W^{-1}$
Re	Nombre de Reynolds	$-$
R_{gp}	Constante des gaz parfaits	$J.mol^{-1}.K^{-1}$
r_m	Rayon de courbure du ménisque	m
r_p	Rayon du pore	m
S	Section ou surface	m^2
Sat	Saturation	$-$

$\overline{Sat}$	Saturation moyenne	$-$
dT	Différence de température	K
T	Température	K
$\bar{T}$	Température moyenne	K
T_*	Température adimensionnelle	$-$
Th_{CC}	Épaisseur de la paroi entre la chambre de compensation et la mèche	m
t	Temps	s
$u, U, \boldsymbol{U}, v$	Vitesse	$m.s^{-1}$
$\bar{u}$	Vitesse moyenne	$m.s^{-1}$
$\|\|\mathbf{U}\|\|$	Norme de la vitesse	$m.s^{-1}$
v_m	Volume massique	$m^3.kg^{-1}$
x, y, z	Coordonnées	
dx, dy, dz		
z_{exit}	Coordonnée de la sortie du canal vapeur (en L_z)	

Lettres Grecques	**Description**	**Unité**
α	Angle de rotation de l'évaporateur autour de son axe d'entrée/sortie pour le fluide	°
α, i	Coefficient qui dépend de la géométrie i sur laquelle il est appliqué	$-$
α_r	Taux de vide dans le réservoir-titre volumique de vapeur dans le réservoir	$-$
$\alpha_{sidedown}$	Angle limite de changement de régime d'écoulement	°
α_{sideup}	Angle limite de changement de régime d'écoulement	°
α_T	Coefficient de dilatation thermique isobare	
α_{th}	Diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$
$\alpha_{Tmixing}$	Avancement de la température de mélange de la vapeur-Mixing temperature variation indicator	$-$
β, i	Coefficient qui dépend de la géométrie i sur laquelle il est appliqué	$-$
δ, i	Coefficient qui dépend de la géométrie i sur laquelle il est appliqué	$-$
ϵ, i	Coefficient qui dépend de la géométrie i sur laquelle il est appliqué	$-$
γ	Coefficient utilisée dans l'équation (III-118)	$-$
γ, i	Coefficient qui dépend de la géométrie i sur laquelle il est appliqué	$-$
κ	Perméabilité	m^2
Λ	Coefficient de friction	$-$

λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
μ	Viscosité dynamique	$Pa.s$
∇	Opérateur Nabla	$-$
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
π	Pi	$-$
Φ	Flux	W
ϕ	Flux	W
φ	Densité de flux	$W.m^{-2}$
$\bar{\varphi}$	Densité de flux moyenne	$W.m^{-2}$
σ	Tension de surface	$N.m^{-1}$
θ	Inclinaison de l'évaporateur par rapport à l'horizontal	°
θ_{down}	Angle limite de changement de régime d'écoulement	°
θ_f	Angle de contact du fluide avec le solide	°
θ_{up}	Angle limite de changement de régime d'écoulement	°
Ω	Volume	m^3
$d\omega$	Élément de volume	

Indices	**Description**
amb	Ambiance, Ambiant
ave	Moyenne - Average
ave, end	Moyenne en sortie de canal ($z = L_z$)
$bottom$	Fait référence à la surface nommée bottom à l'interface mèche-canal
$c, casing$	Culasse-casing
$canal, vapeur$	Thermocouple situé dans le canal servant à l'évacuation de la vapeur
CC	Chambre de compensation-réservoir
cap	Capillaire
cap, max	Capillaire maximale
$cc, inlet$	Thermocouple situé dans la chambre de compensation/cœur de l'évaporateur proche de l'alimentation en fluide
cc, end	Thermocouple situé au fond de la chambre de compensation/cœur de l'évaporateur
$centredroit$	Thermocouple au centre à gauche sur la fenêtre de visualisation
$centregauche$	Thermocouple au centre à gauche sur la fenêtre de visualisation
$charge$	
$cond$	Condenseur
$cond, l$	Partie liquide du condenseur
$cond, v$	Partie vapeur du condenseur
$conv, convectif$	
$correl$	Corrélation

$critique$	
$desat$	Désaturation
$diffusif$	Issu de la diffusion
$droit$	Thermocouple le plus à droite sur la fenêtre de visualisation
dh	Différence de hauteur
$ebullition$	
ech	Échange
eff	Effective
$evaporateur, evap$	Évaporateur
$evap, gw$	Évaporation à l'interface mèche-canal (groove-wick)
$evap, IF$	Évaporation à l'interface liquide-vapeur
f	Fluide
$gauche$	Thermocouple le plus à gauche sur la fenêtre de visualisation
$groove$	Canal
$grooves$	Canaux
$groove - wick$	Interface mèche-canal
IF	Interface liquide-vapeur
in , $inlet$, $input$	Entrée, Entrant
inj	Injection
$inj - bottom$	Surface d'injection de la vapeur située sur la partie basse du canal
$inj - side$	Surface d'injection de la vapeur située sur la partie latérale du canal
l	Liquide
$liquid\ wick$	Mèche/pore à l'état saturé de liquide
LHP , $Loop$	Loop Heat Pipe – boucle diphasique à pompage capillaire
ll	Ligne liquide
max	Maximum
$max, culasse$	Maximum sur la culasse
max, e	Maximum évaporateur
$mixing$	Mélange
$mixingout$	Mélange en sortie de canal ($z = L_z$)
$nucl$	Nucléation
$origin$	Origine
$Pois$	Poiseuille
$poregroove$	Pore situé à proximité de l'interface mèche-canal
r	Réservoir
r, e	Réservoir, entrée
ref	Référence
sat	Saturation
$side$	Fait référence à la surface nommée side à l'interface mèche-canal ou

	culasse-canal
$sink$	Source froide - puit
$solide$	
$sousref$	Sous-refroidissement
$sublimation$	
$top, topgroove$	Fait référence à la surface nommée top à l'interface culasse-canal
tot	total
$transport$	Issu du transport
$uniform$	Renvoi au caractère uniforme du profil de vitesse d'injection
$v, vapeur$	Vapeur
$vapo$	Vaporisé
$vapour\ wick$	Mèche/pore à l'état vapeur
vg	Vapeur dans le canal – vapour groove
$visq$	Visqueux-Visqueuse
vl	Ligne vapeur
w	Wick - mèche
$wick - casing$	Interface mèche-culasse

Partie I. Introduction et contexte

Contexte et problématiques

Fruit d'une collaboration entre le groupe Milieux Poreux et Biologiques (MPB) (ex- Groupe d'Étude sur les Milieux Poreux (GEMP)) au sein de l'Institut de Mécaniques des Fluides de Toulouse (IMFT), le Centre National d'Études Spatiales (CNES) et Airbus Defence and Space (ex-Astrium) depuis bientôt 25 ans, cette thèse s'inscrit dans la continuité des travaux de Christophe Figus [1], Typhaine Coquard [2], Clément Louriou [3] puis de Laetitia Mottet [4] visant à améliorer la compréhension du comportement thermique et fluidique au sein des évaporateurs de boucle diphasique à pompage capillaire.

Ainsi, après des considérations sur les limites thermodynamiques associées à ces systèmes Christophe Figus [1], dès 1996, fut le premier à proposer un modèle dit en réseau de pores pour étudier les transferts de masse et de chaleur au sein d'un évaporateur simplifié de Loop Heat Pipe (LHP). Cette approche a permis de pointer le rôle capital de la microstructure de la mèche sur le développement de la phase vapeur pouvant mener au désamorçage de ces boucles. Son modèle 2,D qui intègre les changements de phase dans des conditions stationnaires de fonctionnement, fut ensuite amélioré par Typhaine Coquard [2] via l'utilisation d'une approche réseau de pores mixte. Cette approche, validée par une expérience, a permis de montrer l'intérêt de l'utilisation d'une couche d'un matériau avec des pores plus petits et moins conducteurs thermiquement à la base de la mèche. À la suite de ces travaux, Clément Louriou [3] a développé un modèle instationnaire 2D permettant d'étudier la croissance de la zone vapeur au sein des mèches poreuses. Son modèle, validé expérimentalement, a ensuite permis d'illustrer certaines situations d'oscillations et l'influence du remouillage de la mèche qui entraine des phénomènes d'hystérésis non négligeables. En transformant le modèle 2D mixte de Typhaine Coquard [2] en un modèle 3D, Laetitia Mottet [4] a pu mettre en avant un mode de fonctionnement diphasique jusqu'alors ignoré de ces évaporateurs. Au-delà de l'avancée concernant la compréhension de ces systèmes, les études paramétriques qu'elle a réalisées ont pu mettre en avant des règles de dimensionnement (géométrie, matériaux…) à suivre pour améliorer leur fonctionnement.

Le but de cette thèse est, dans la lignée des précédents travaux, de contribuer à la compréhension et à la prédiction du fonctionnement des évaporateurs des LHPs. Pour cela, certaines hypothèses simplificatrices utilisées dans le modèle de Laetitia Mottet sont réexaminées et leur impacts sur la modélisation étudiées. À terme, ces travaux numériques doivent permettre l'élaboration d'un modèle complet et détaillé à l'échelle de la boucle diphasique permettant de prédire ses différentes phases de fonctionnement. D'autre part une expérience portant sur le phénomène de vidange du liquide contenue dans ces évaporateurs lors de leur démarrage, pour différentes orientations dans le champ gravitaire, est développée pour guider la réflexion sur les différences parfois observées entre les tests de ces boucles en environnement gravitaire et micro-gravitaire. Ces résultats visent à anticiper le

comportement de ces évaporateurs capillaire et ainsi assurer le rôle de régulation et de contrôle thermique qui leur incombe.

En effet, depuis de nombreuse années, la capacité d'intégration des composants électroniques augmente (Loi de Moore), ce qui a pour conséquence une augmentation des puissances dissipées par ces composants que l'on retrouve dans les microprocesseurs et dans l'électronique de puissance embarquée dans les engins spatiaux ou dans des dispositifs terrestres (Automobile, Ferroviaire…) [5]–[9]. Toutefois, ces composants ont besoins de travailler dans une plage de température spécifique pour fonctionner de manière optimale mais également pour éviter de limiter leur durée de vie [10]–[14]. Bien que leur refroidissement soit classiquement assuré par la convection forcée, via un ventilateur, d'autres techniques doivent être utilisées dans les espaces exigus ou dans les milieux où la présence de gaz est improbable ou faible (domaine spatial). Dans le but d'assurer le contrôle thermique des équipements électroniques, pour tous leurs modes de fonctionnement (démarrage, appel de puissance brusque, nominal…), on retrouve cinq types de techniques :

1. les barrettes de cuivres (ou autre alliage conducteur thermique) et les revêtements spécifiques améliorant le rayonnement ;
2. les Caloducs ;
3. les Boucles Diphasiques à Pompage Capillaire : Loop Heat Pipe (LHP) et Capillary Pumped Loop (CPL) ;
4. les boucles monophasiques à pompage mécanique ;
5. les boucles diphasiques à pompage mécanique.

Leur rôle étant d'évacuer la chaleur des composants électronique, il est possible de les classer en fonction de leur capacité à dissiper la chaleur avec la distance (Figure 0-1).

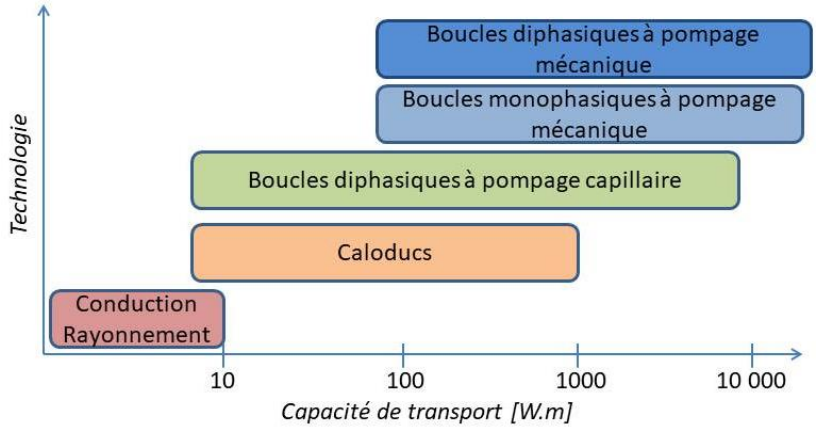


Figure 0-1 Capacités de dissipation thermique de diverses technologie de refroidissement [1]-[4]

Le principe de chacun de ces systèmes est d'évacuer la chaleur produite par l'équipement électronique (la source chaude) vers une source froide externe. Néanmoins, les 4 derniers systèmes ont pour particularité de limiter l'échauffement de la source chaude pour évacuer la chaleur. Parmi ces éléments ce travail se focalise sur les boucles diphasiques à pompage capillaire. Ces dernières sont divisées en deux catégories :

- les CPLs développées aux États-Unis dans les années 60 ;
- les LHPs inventées en Russie dans les années 70 et brevetées par Maidanik et al. en 1985 [15].

Bien que différenciés par la position du réservoir dans la boucle, ces deux systèmes possèdent de nombreux avantages : robustesse par l'absence de composant mécanique pouvant créer des vibrations ou tomber en panne, flexibilité par leur capacités autorégulatrices et passives (la boucle s'adapte à quelques degrés près aux différents modes de fonctionnement sans source d'énergie secondaire), efficacité grâce aux importantes densités de flux de chaleur que leur évaporateurs peuvent dissiper et modulabilité qui provient à la fois de leur simplicité d'utilisation, qui permet de multiplier les éléments [16]–[19] et des conduites dont les longueurs et les géométries adaptables facilitent grandement l'intégration.

Toutefois, derrière leur fonctionnement en apparence simple (cf. Partie I.Chapitre I) de nombreux phénomènes sont encore mal-compris ou inexpliqués (oscillations de températures, différence de comportement entre la conception, les modèles et les résultats de tests dans le champ gravitaire ou dans l'espace…). Parmi la littérature de plus en plus fournie à leur sujet, que ça soit d'un point de vue expérimental ou numérique, cette étude se positionne comme un élément permettant d'avancer dans la connaissance liée à ces systèmes et à leur modélisation.

Dans ce cadre la thèse est divisée en trois parties :

La première partie est dédiée à une présentation générale des boucles diphasiques à pompage capillaire et de leur composant.

La seconde partie concerne les aspects expérimentaux et est formée de deux chapitres. Le premier présente les étapes de la conception d'un banc d'essai permettant de visualiser les écoulements dans les cannelures au sein des évaporateurs capillaires pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire. Les résultats de la campagne expérimentale réalisée avec ce banc sont présentés dans le second chapitre.

La dernière partie s'intéresse à des aspects de modélisation. Elle s'inscrit dans l'objectif à plus long terme visant à développer des simulations à l'échelle d'un évaporateur complet et non plus à l'échelle d'une cellule unité comme dans les thèses mentionnées dans le début de cette introduction. Elle se divise également en 2 chapitres. Le premier chapitre de cette partie étudie l'impact de la zone accolée à la chambre de compensation dans le cas des LHPs. Pour cela, dans un premier temps le précédent modèle de Laetitia Mottet ainsi que ses limites quant à un changement d'échelle sont présentés. S'en suit une présentation des modifications effectuées sur le modèle et une étude d'impact. Le second chapitre s'attarde sur un second facteur possible d'hétérogénéités lors du changement d'échelle : l'écoulement et les transferts liés à la vapeur dans les canaux de l'évaporateur. Les données du modèle réseau de pores de Laetitia Mottet sont utilisées pour alimenter un modèle éléments finis qui résout les équations de la chaleur et de Navier-Stockes dans une cannelure vapeur. Les résultats de ce modèle sont ensuite intégrés au modèle ayant fourni les données d'entrée et leur impact étudiés.

Chapitre I Introduction aux boucles diphasiques à pompage capillaire

La physique et le fonctionnement général des boucles diphasiques à pompage capillaires sont aujourd'hui mieux connus mais font encore l'objet de recherches poussées comme en témoignent ces travaux parmi les plus récents pour la seule année 2020 [20]–[34]. Le fonctionnement et la physique de ces boucles et de leur évaporateur, qui sous certains aspects peut se rapprocher d'un caloduc, est donc expliqué en détails dans de nombreuses thèses ([1]–[4], [9], [35]–[50]) , ouvrages [51]–[54] ou revues bibliographique et articles spécifiques ([4], [18], [55]–[68]), chacun apportant un éclairage complémentaire sur leur fonctionnement et explique pourquoi cette première partie a uniquement pour vocation l'introduction de leur fonctionnement plutôt qu'une explication détaillée.

I.1. Composants constitutifs d'une boucle diphasique à pompage capillaire

Les boucles diphasiques à pompage capillaire sont des dispositifs qui utilisent la force capillaire, l'évaporation et la condensation d'un fluide pour dissiper de la chaleur. Pour cela ces équipements sont composés (Figure I-1) :

- d'un évaporateur dont le but est triple : recueillir la chaleur de l'élément à refroidir, vaporiser le fluide de travail et servir de pompe grâce à la force capillaire ;
- d'une ligne vapeur, aussi nommée conduite vapeur, dans laquelle circule le fluide jusqu'au condenseur ;
- d'un condenseur qui assure l'évacuation de la chaleur vers une source froide via la condensation du fluide. Bien qu'on puisse trouver des condenseurs avec une mèche poreuse [69], les technologies principalement utilisées dans la littérature sont listées par Launay et al. [62] ;
- d'une ligne liquide qui renvoie le fluide à l'état liquide du condenseur vers l'évaporateur ou le réservoir ;
- d'un réservoir aussi appelé Chambre de Compensation (CC), que l'on peut dupliquer [24], et dont le rôle complexe est d'absorber les variations à la fois de pression et de la quantité de fluide à l'état liquide produite par le condenseur lors des changements de charge. C'est également ce réservoir qui fixe les conditions de fonctionnement de ces boucles : c'est la pression ou la température imposée dans le réservoir qui détermine les conditions de saturation du système. La modification de sa température en cours de fonctionnement est également un levier permettant la régulation de ces systèmes [70]. Enfin, c'est la position de ce réservoir qui détermine le type de boucle diphasique utilisée : accolé à l'évaporateur il s'agit d'une LHP alors qu'en tant qu'élément indépendant situé entre la conduite liquide et l'évaporateur, il s'agit d'une CPL. Les différences entre ces deux technologies sont davantage discutées dans l'article de Nikitkin et al. [71].

Parfois, on trouve également deux éléments supplémentaires :

- une baïonnette qui est un prolongement de la ligne liquide jusqu'à l'extrémité du cœur de l'évaporateur et qui alimente directement la mèche en liquide. Sans cet élément, la ligne liquide s'arrête à l'entrée du réservoir. L'intérêt et l'impact de cette baïonnette sont davantage discutés et étudiés par Soler [46] et Wang [72] ;
- une mèche poreuse secondaire placée dans le réservoir et en contact avec la mèche primaire et dont l'intérêt est d'assurer une alimentation constante en liquide de la mèche primaire.

I.2. Composition de l'évaporateur

On retrouve deux grandes catégories concernant les évaporateurs de ces boucles diphasiques : les évaporateurs plans et cylindriques (Figure I-2) dont les formes peuvent varier [4] et qui ont pour particularité de posséder la même géométrie de référence. Cet élément représentatif se décline en deux versions suivant le choix de fabrication des canaux d'évacuation de la vapeur : canaux fabriqués dans la culasse ou dans la mèche.

On y distingue ainsi :

- une culasse métallique qui est accolée à la source de chaleur et dont le rôle est de transmettre la chaleur à la mèche tout en protégeant cette dernière ;
- une mèche poreuse imbibée du fluide et qui le vaporise ;
- des canaux d'évacuation de la vapeur ;
- le cœur de l'évaporateur situé à la base de la mèche.

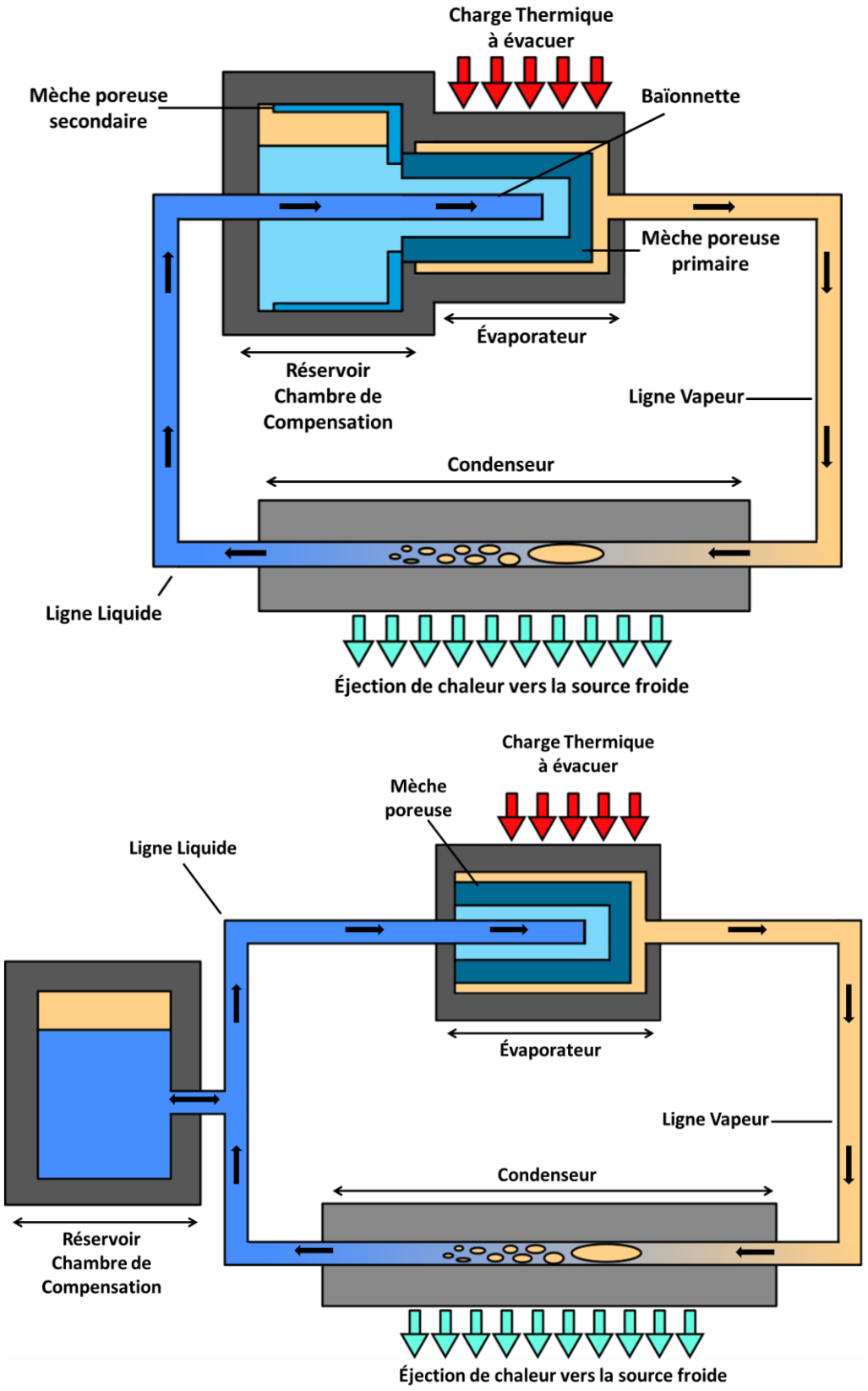


Figure I-1 Schéma des éléments constitutifs d'une LHP (en haut) et d'une CPL (en bas) avec évaporateur cylindrique

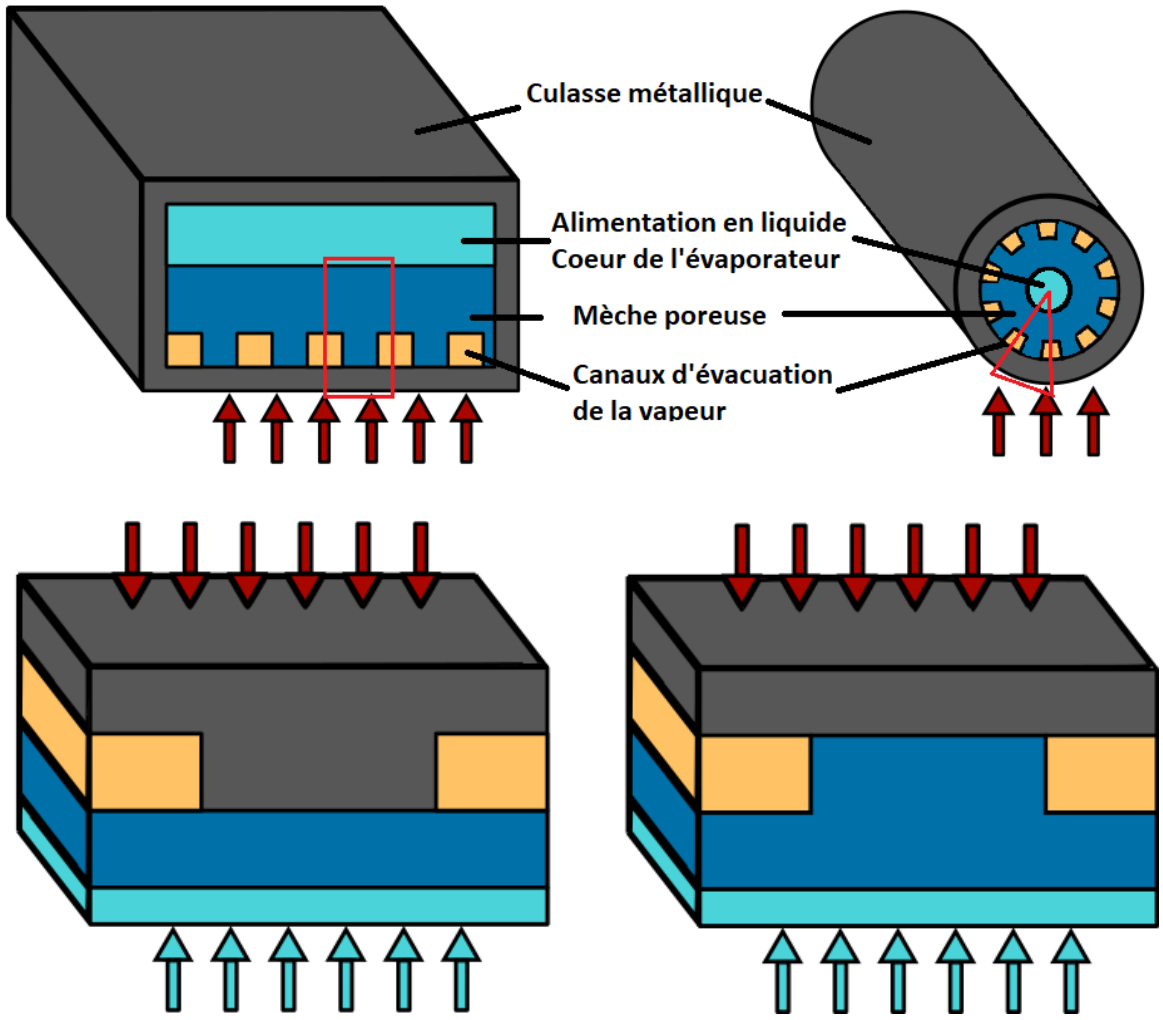


Figure I-2 Schémas d'une coupe d'un évaporateur plan (en haut à gauche), d'un évaporateur cylindrique sans baïonnette (en haut à droite). Schémas d'un élément représentatif de ces évaporateurs (cadres rouges) lorsque les canaux sont construits dans la culasse (en bas à gauche) ou dans la mèche (en bas à droite) avec la charge thermique (flèches rouges) et l'alimentation en liquide (flèches bleues)

I.3. Fonctionnement des LHPs

À partir de la Figure I-1, on saisit aisément le fonctionnement de ces boucles. Lorsque de la chaleur provient de l'équipement à refroidir, une partie est transmise à la mèche via la culasse métallique. Le flux de chaleur qui parvient à la mèche vaporise le fluide dans ou à l'intérieur de la mèche [73]. Grâce au caractère poreux de la mèche, la vaporisation du fluide permet la création d'une interface liquide-vapeur courbe. C'est la courbure de cette interface qui est à l'origine de la capillarité et qui créée la différence de pression entre les deux phases.

Cette différence de pression est quantifiable via la loi de Young-Laplace (I-1):

$$dP_{cap} = P_v - P_l = \frac{2\sigma}{r_m}[Pa] \quad \text{(I-1)}$$

avec P_v la pression de la vapeur $[Pa]$, P_l la pression du liquide $[Pa]$, σ la tension superficielle du fluide $[N.m^{-1}]$, r_m le rayon de courbure du ménisque $[m]$ qui dépend de θ_f l'angle de contact.

Lorsque la pression augmente, le rayon de courbure augmente jusqu'à atteindre le rayon du pore où l'interface est présente. À ce moment on atteint la pression capillaire seuil du pore (III-4) qui, une fois dépassée, provoque l'invasion de la vapeur, du pore concerné au suivant.

Dans le même temps, la vaporisation du fluide à l'interface créée, via la capillarité, un effet de succion du liquide dans la mèche et, par extension, dans l'ensemble de la boucle. Cet effet permet de collecter la vapeur créée dans les canaux d'évacuation de la vapeur et de la diriger vers le condenseur via la ligne vapeur. Au sein du condenseur, la vapeur restitue l'énergie à dissiper, se condense et est parfois sous-refroidie. Le liquide obtenu circule ensuite jusque dans le réservoir ou le cœur de l'évaporateur avant d'être à nouveau drainé par le poreux jusqu'à l'interface liquide-vapeur.

L'interface liquide-vapeur dans la mèche doit à la fois encaisser la surpression due à la vapeur et assurer rôle de pompe. Cela implique que la somme des pertes de charge de la boucle ne dépasse pas la pression capillaire seuil du poreux (I-2) sous peine d'invasion du poreux par la vapeur jusqu'à risquer le désamorçage de la boucle, c'est-à-dire la rupture de l'effet de pompage et de la circulation du fluide qui permet de dissiper la chaleur :

$$dP_{cap,max} > dP_{grooves} + dP_{vl} + dP_{cond} + dP_{ll} + dP_{wick} + dP_{dh}\ [Pa] \qquad \text{(I-2)}$$

avec $dP_{grooves}$ la perte de charge dans les canaux vapeur, dP_{vl} la perte de charge dans la ligne vapeur, dP_{cond} la perte de charge dans le condenseur, dP_{ll} la perte de charge dans la ligne liquide, dP_{wick} la perte de charge dans la mèche et dP_{dh} la perte de charge due à une éventuelle différence de hauteur.

I.4. Fluide frigorigène

Avant le choix de la mèche poreuse et de la culasse, le choix du fluide frigorigène est celui qui est le plus important lors du dimensionnement d'une boucle diphasique. Ce fluide doit satisfaire à différentes conditions :

- la plage de température rencontrée par la boucle doit être supérieure à celle de son point triple et inférieure à celle de son point critique ;
- la boucle doit être techniquement réalisable, pour cela il faut que les températures rencontrées par la boucle correspondent à des pressions de saturation n'excédant pas quelques dizaines de bars ;
- une chaleur latente la plus élevée possible pour transporter un maximum d'énergie, via la transition de phase, pour un débit minimal, ce débit minimal permettant de limiter les pertes de charges au sein des différents éléments de la boucle (I-2) ;
- une tension superficielle la plus importante possible de manière à maximiser le saut de pression capillaire (I-1) ;
- une masse volumique importante pour limiter la vitesse du fluide et les pertes de charge qui en résultent ;
- une viscosité dynamique la plus modérée possible pour diminuer les pertes de charge ;
- pur, non corrosif et chimiquement stable pour empêcher la création de gaz incondensables néfastes au fonctionnement de la boucle [74].

Le critère le plus souvent utilisé pour comparer la qualité globale d'un fluide en considérant ces points est le nombre de Merit (équation (I-3)), parfois appelé facteur de Merit ou « Liquid Transport Factor », sur lequel on revient en Annexe A. Plus ce facteur est important, plus sa capacité à transporter de l'énergie thermique en limitant les pertes de charges est importante. On retrouve en Figure I-3 quelques exemples de nombre de Merit exprimés via l'équation (I-3) pour les fluides les plus utilisés.

$$Merit = \frac{\rho_l \sigma L_v}{\mu_l} \quad \text{(I-3)}$$

où le nombre de Merit n'est pas adimensionnel et s'exprime en $[W.m^{-2}]$ ou en $[kg.s^{-3}]$ avec ρ_l la masse volumique du liquide $[kg.m^{-3}]$, σ la tension superficielle en $[N.m^{-1}]$, L_v la chaleur latente de vaporisation $[J.kg^{-1}]$ et μ_l la viscosité dynamique du liquide $[Pa.s]$.

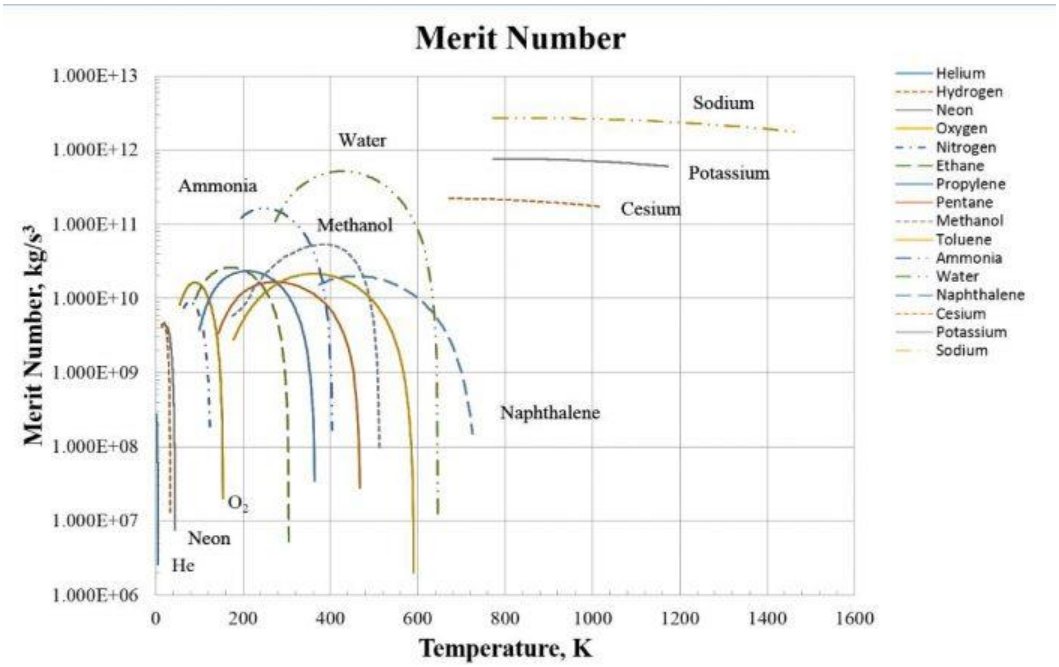


Figure I-3 Nombre de Merit pour différents fluides. Source: 1-act.com/merit-number-and-fluid-selection/

I.5. Caractériser les performances d'une LHP : conductance et modes de fonctionnements

Cette partie décrit les deux manières de caractériser les performances d'une LHP. Il est d'abord nécessaire de rappeler que le but d'une LHP est de dissiper la chaleur superflue d'un équipement électronique, c'est-à-dire de l'empêcher de sortir de sa plage de température de fonctionnement. Ce n'est donc pas le rendement défini par le rapport entre le flux de chaleur entrant et le flux de chaleur dissipé au condenseur qui importe mais bien la température maximale atteinte à l'évaporateur. Bien que cette dernière soit moins importante que celle de l'équipement en raison de la résistance thermique entre le point chaud critique de l'équipement et l'évaporateur, elle reste tout de même la manière la plus simple (expérimentalement et numériquement) de constater du bon fonctionnement ou non de la boucle. Pour cela, le premier critère est celui de la résistance thermique de la boucle (I-4) (Chernysheva et al. [75]) ou de son inverse, la conductance (I-5) :

$$R_{LHP} = \frac{T_{max,e} - T_{sink}}{q_{in}} \quad \text{(I-4)}$$

avec : R_{LHP} est la résistance thermique de la boucle (et qui intègre celle de l'échangeur avec la source froide) $[K.m^2.W^{-1}]$, $T_{max,e}$ la température maximale à l'évaporateur $[K]$, T_{sink} la température de la source froide $[K]$ et q_{in} la densité de flux de chaleur entrant dans le système $[W.m^{-2}]$.

$$G_{LHP} = \frac{1}{R_{LHP}} \quad \text{(I-5)}$$

avec G_{LHP} est la conductance de la boucle $[W.m^{-2}.K^{-1}]$.

Ainsi, plus la conductance est importante, plus la température de l'évaporateur est proche de la source froide, ce qui signifie un échauffement modérée de l'évaporateur pour le flux de chaleur à évacuer. On revient par ailleurs sur cette conductance dans le paragraphe Partie III.V.3.c.(1) p.267 lorsqu'elle est utilisée pour caractériser les performances de l'évaporateur.

Le second critère est l'évolution d'une température qualifiant les conditions « d'opération » ou de « fonctionnement » de la boucle. On étudie l'évolution de la température du réservoir, parfois de l'évaporateur, en fonction de la charge thermique pour produire la courbe de fonctionnement de la boucle. Via cette courbe, on observe deux modes de fonctionnement : le mode de conductance variable et le mode de conductance fixe. Ces deux modes dépendent directement du comportement du condenseur et de son impact sur le réservoir et l'évaporateur et sont décrits plus en détail par Chernysheva et al. [75] puis par Launay et al. [76].

I.6. Limites de fonctionnement

Lors de la sélection du fluide de travail, il a été indiqué que la plage de fonctionnement de la boucle doit se trouver entre le point triple et le point critique du fluide. Toutefois, la plage réelle de fonctionnement est bien moins grande en raison de la faisabilité technique (si la pression excède plusieurs dizaines de bar le système risque de dysfonctionner, ce qui réduit la plage de température) mais également des limites de transport de l'énergie dues au principe de fonctionnement des boucles. Certaines de ces limites d'abord listées et détaillées par Faghri [51], [77] ou par Wallin [78] pour des caloducs (références auxquelles se référer pour davantage de détails), peuvent être étendues aux boucles diphasiques à pompage capillaire :

- la limite capillaire qui concerne la capacité à assurer la circulation du fluide dans la boucle comme expliqué précédemment via l'équation (I-2) ;
- la limite sonique : la vapeur ne peut dépasser la vitesse du son aux conditions locales de pression et température ;
- la limite d'ébullition, cette limite arrive en général en cas de flux de chaleur trop important qui provoque une ébullition trop importante au sein du milieu poreux. Cette ébullition peut provoquer un assèchement trop important de la mèche, qui peut ensuite causer un désamorçage de la boucle et/ou un dépassement de la limite de surchauffe. Toutefois, pour des flux plus modérés, c'est ce phénomène qui est à l'origine de l'apparition du régime diphasique et de la poche vapeur constatés par Mottet [4] ;

- la limite de surchauffe : il s'agit de ne pas sortir de la plage de fonctionnement de l'équipement à refroidir ;
- la limite d'entrainement. Cette limite, qui concerne principalement les caloducs, correspond au transport par la vapeur de gouttes de liquide arrachées à la mèche vers le condenseur. Si cet effet est trop important, il peut mener à un assèchement local de la mèche ;
- la limite visqueuse - limite de pression de vapeur, qui arrive lorsque la température de fonctionnement est insuffisante. Dans ces conditions, la viscosité et par extensions les pertes de charges peuvent être trop importantes pour que le fluide puisse circuler. De plus, pour une température trop faible, la pression de vapeur peut diminuer de manière trop importante réduisant par la même la masse volumique et la capacité de transport de la boucle ;
- la limite de démarrage « gelée ». Essentiellement applicable aux caloducs, elle peut s'étendre aux évaporateurs qui, au démarrage de la boucle, seraient suffisamment froids pour que la vapeur produite y soit condensée avant la mise en route de la circulation du fluide ;
- la limite du condenseur. Toute la chaleur recueillie par l'évaporateur doit pouvoir être dissipée par le condenseur. Si, en sortie de condenseur, le fluide est toujours à l'état vapeur, la boucle va sortir de ses conditions normales de fonctionnement. En ajout, si le fluide est insuffisamment sous-refroidi en sortie de condenseur, il y a un risque de reformer de la vapeur dans la ligne liquide si la température ambiante est supérieure à la température de la source froide, mais également dans la baïonnette via l'échange thermique avec le réservoir. Dans ces deux cas, la production de vapeur peut modifier l'alimentation en liquide de la mèche et les conditions dans le cœur comme suggéré par Soler [46] ;
- la limite de continuité de la vapeur qui n'apparait que pour les micro-caloducs ou les micro-évaporateurs de LHPs ;
- une limite d'inondation, détaillé par Faghri [76], qui s'applique aux thermosiphons longs et qui pourrait s'étendre au LHPs ;
- la limite gravitaire qui s'ajoute à cette liste suite aux expériences de la section Partie II.Chapitre III p.87. En fonction de l'inclinaison et de la configuration de la boucle, il peut arriver qu'une poche de vapeur se forme dans le cœur de l'évaporateur. En l'absence de mèche secondaire si cette poche est trop importante, il peut y avoir rupture de l'alimentation en liquide de la mèche primaire pouvant mener à un assèchement de cette dernière et à un désamorçage de la boucle.

Partie II. Étude Expérimentale

Cette partie expérimentale vise à contribuer à la compréhension de certains phénomènes intervenant dans les LHPs et difficiles à appréhender via les simulations numériques. Plus précisément, il s'agit d'expliciter la démarche de conception du banc d'essais intitulé « Banc de visualisation de la vidange des rainures lors du démarrage d'une LHP » et de présenter les résultats obtenus jusqu'ici. Le but de ce banc d'essais est de visualiser ce qu'il se passe dans les rainures d'un évaporateur d'une Loop Heat Pipe lors de son démarrage pour différentes configurations dans le champ gravitationnel.

Dans le premier chapitre la démarche de conception du banc d'essai est détaillée. Son utilisation et les résultats qui y sont liés sont présentés dans le second chapitre.

Chapitre II Conception de l'expérience « Visualisation de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire »

Ce chapitre a pour vocation l'introduction des problématiques auxquelles l'expérimentation tente d'améliorer la compréhension. Dans la première partie, on y introduit les problématiques et expériences issues de la bibliographie s'approchant du cas à traiter. Dans la seconde partie le concept de l'expérience est détaillé avant de décrire les éléments retenus lors de la conception dans la dernière partie.

II.1. Introduction et éléments bibliographiques

Dans un premier temps il est nécessaire de rappeler la composition d'un évaporateur de LHP (cf. Chapitre I). Ce dernier, dont une des fonctions est d'absorber la chaleur afin de vaporiser le fluide frigorigène, est composé de :

- la culasse, servant de bâti à l'ensemble, est en contact direct avec l'élément à refroidir ;
- la chambre de compensation qui alimente la mèche poreuse en liquide et qui est chargée d'absorber les variations de quantité de liquide dans la boucle ;
- une mèche poreuse où se déroule la vaporisation et qui fait le lien entre les parties liquide et gazeuse.

Afin d'évacuer la vapeur produite lors de la vaporisation, des canaux rectilignes, aussi appelées rainures, sont incorporés dans la culasse ou dans la mèche (Figure I-2)

Suivant les conditions extérieures (temps d'inactivité, inclinaison de la boucle dans le champ gravitaire, puissance à évacuer, température…), il peut arriver que ces canaux d'évacuation soient remplis de liquide. Lors du démarrage de la boucle (début de la vaporisation et de la circulation du fluide), et dans le cas de canaux remplis de liquide, la dynamique d'invasion de ces canaux par la phase gazeuse est mal connue et pourrait expliquer en partie les différences de comportement, assez courantes et parfois conséquentes (quelques degrés à une dizaine de degrés), entre les modèles numériques (dans lesquels les canaux sont totalement vidangés) et les tests expérimentaux en conditions gravitaires et non gravitaires. Par ailleurs, le démarrage est une phase critique qui oblige à utiliser des dispositifs particuliers (réchauffeurs par exemple). Les effets de ces éléments sur ce qu'il se passe vraiment dans l'évaporateur, composant dans lequel la phénoménologie reste sujette à spéculations et incertitudes, sont encore questionnés étant donné les difficultés pour visualiser ce qu'il se passe vraiment au sein de l'évaporateur dans une LHP en fonctionnement.

Dans ce contexte, l'objectif du banc d'essais est principalement de permettre des expériences de visualisation de la vidange de ces canaux dans différentes conditions et ainsi d'explorer une des pistes pouvant expliquer les écarts, parfois importants, entre l'expérimentation sur Terre ou dans l'espace et le fonctionnement défini lors de la conception.

Avant de décrire ce banc, il est intéressant de présenter quelques travaux de la littérature en lien avec le sujet étudié. Ainsi, deux types de technique peuvent être distingués pour visualiser cette vidange :

Les méthodes « indirectes » :

Celles-ci permettent de reconstruire l'écoulement à partir de mesures externes au système. Par exemple, en 2011, Hatakenaka et al. [79] utilisent une technique de radiographie neutron pour visualiser le champ diphasique dans un évaporateur de LHP de type cylindrique. Historiquement, cette technique a en premier lieu été appliquée par Moss et al. [80] en 1969 sur des Heat-Pipes mais ce n'est qu'en 2004 que Cimbala et al. [81] l'utilisent sur des LHP pour montrer un écoulement de type « slug flow » dans la ligne liquide d'ammoniac et un début d'asséchement de la mèche. Par la suite, cette technique est utilisée par la même équipe en 2014 (Chuang et al. [82]) pour montrer différents types d'écoulement dans la ligne vapeur.

Malheureusement, du fait des temps de pause importants, cette technique ne permet pas une visualisation dynamique de l'écoulement. En outre, elle requière de lourds moyens expérimentaux et nécessite un post-traitement important.

Une autre méthode indirecte est l'utilisation d'une caméra thermique afin de visualiser les champs de températures au sein de la boucle. Les champs de température peuvent ensuite indiquer la distribution de phase au sein de la boucle comme dans [83] où il a été possible d'effectuer des mesures de manière dynamique sur une LHP miniature (Figure II-1) ou dans [84].

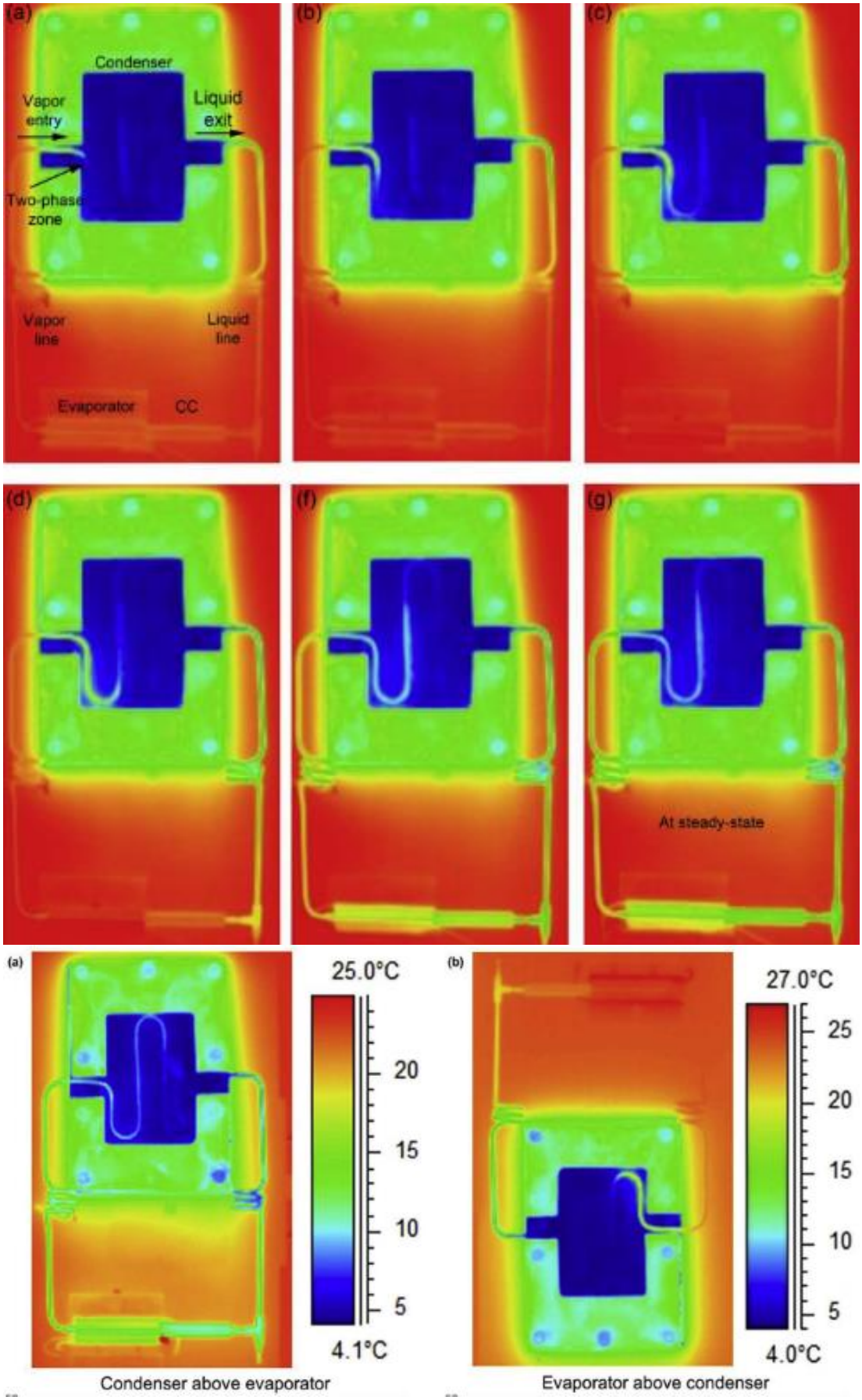


Figure II-1 En haut : visualisation du démarrage d'une mLHP par caméra thermique ; en bas : visualisation du champ de température pour deux configurations de boucle [83].

Les méthodes « directes » :

Ces dernières sont caractérisées par le fait qu'elles visualisent directement l'écoulement. En faisant une étude bibliographique des expériences relatives au démarrage des LHP, on se rend rapidement compte que peu d'études traitent de la visualisation directe de la vidange des Loop Heat Pipes. Parmi les études s'en rapprochant, on peut cependant citer Kolos et al. [85], qui ont visualisé l'écoulement dans le cœur de l'évaporateur et dans les rainures en découpant un évaporateur circulaire dans le sens de la longueur et en apposant une plaque en pyrex sur la partie découpée. Le concept de cette expérience, fortement similaire à celle, plus ancienne, de Ku et al. [86] et également utilisé par Wrenn sur un évaporateur de CPL dans un contexte micro gravitaire [48], est repris dans l'article de Zhang et al. [27] dont est issue la Figure II-2.

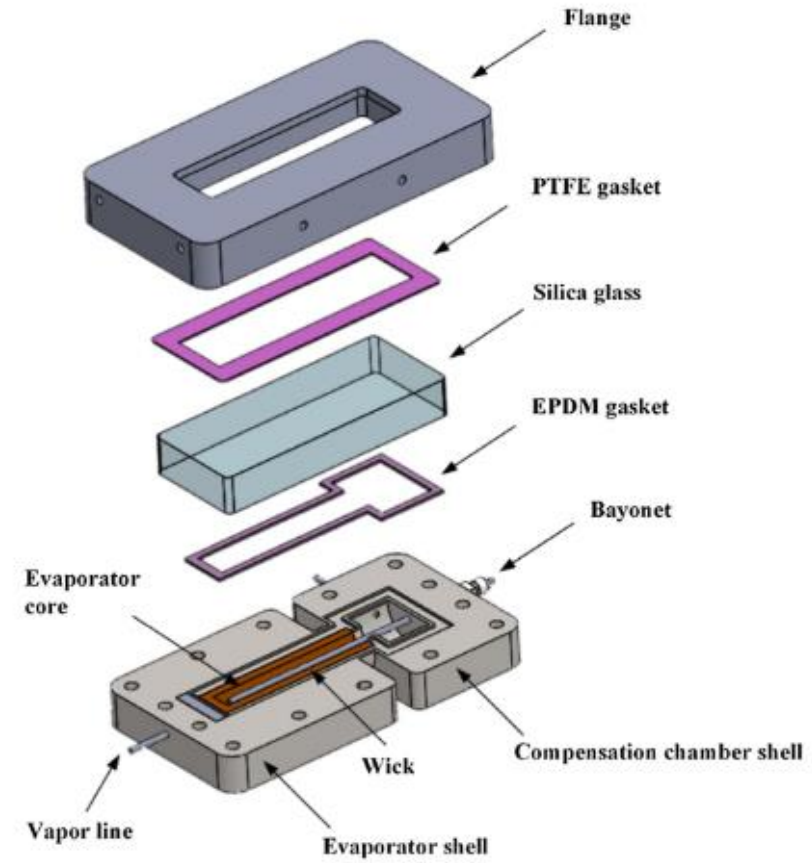


Figure II-2 Évaporateur utilisé par Zhang et al. [27]

Ce dispositif expérimental a permis aux auteurs de mettre en évidence de manière expérimentale la formation de bulles dans le cœur de l'évaporateur et la variation de l'interface liquide-vapeur en fonction de l'angle d'inclinaison de l'évaporateur (Figure II-3).

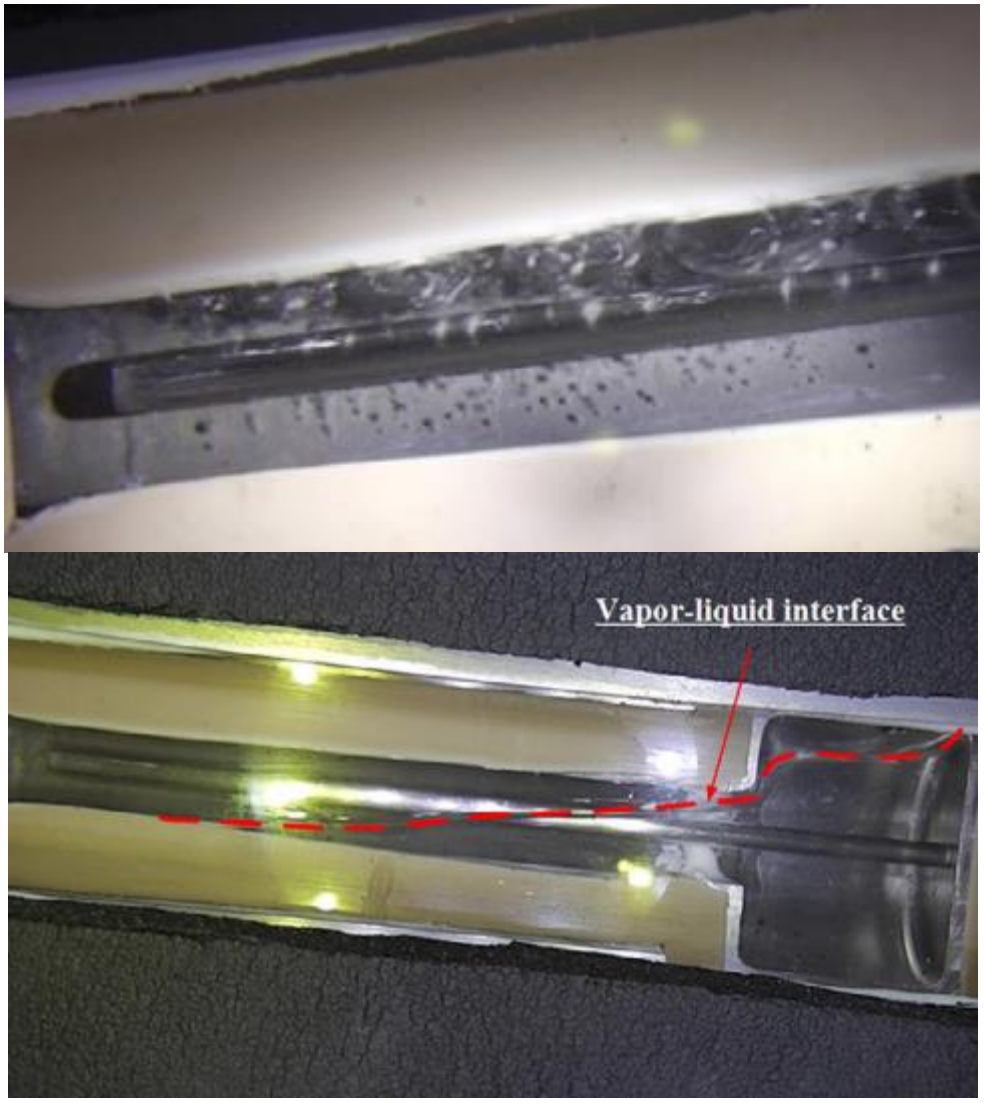


Figure II-3 En haut : agrégation de bulles dans le cœur de l'évaporateur ; en bas: interface liquide-vapeur au sein de l'évaporateur pour une orientation positive [27]

Ces observations non-publiées lors de la conception de notre banc viennent compléter et appuyer les résultats de notre étude (cf. Chapitre III p.87) et correspondent aux expériences réalisées par Wang et al avec une présence d'incondensables [87]. Ces points viennent compléter les expériences de Wang et al. ([88] et [89]) qui, à travers une fenêtre de visualisation placée dans la chambre de compensation, ont observé l'évolution de la quantité de fluide dans cette dernière. Lin et al. [90] ont effectué le même type d'observation via un évaporateur à double chambre de compensation avec une fenêtre de visualisation pour chaque chambre. Bartuli et al. [91] ont également utilisé une fenêtre de visualisation pour observer l'évolution de la quantité de liquide dans une chambre de compensation. Enfin, l'observation du cœur de l'évaporateur vient compléter les observations faites par D'Entremont et Ochterbeck [92] pour lesquelles un boroscope fut introduit dans le cœur de l'évaporateur (Figure II-4). Ce dispositif fut ensuite repris et amélioré (Figure II-4) dans le cadre d'une étude sur une boucle possédant deux évaporateurs par Chang et al. [93].

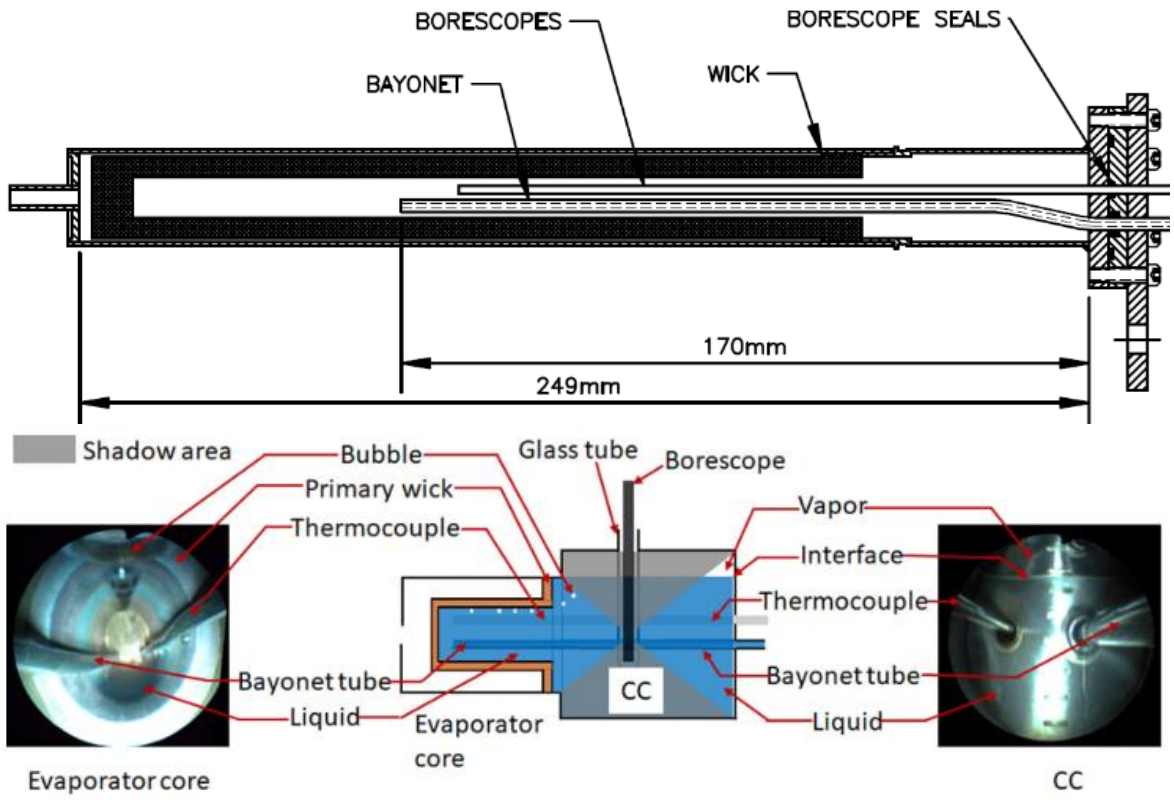


Fig. 4. Relation between the photos and schematic of the evaporator core and CC.

Figure II-4 En haut : montage expérimental utilisé par [92] *; en bas : schéma d'explication des zones observées par* [93]

Bien que ces expériences originales aient pu montrer des phénomènes internes au cœur de l'évaporateur et le couplage entre ce dernier et la chambre de compensation, permettant ainsi une meilleure compréhension du fonctionnement des Loop Heat Pipes, il n'en reste pas moins qu'elles ne permettent pas d'observer ce qu'il se passe dans les rainures des évaporateurs lors du démarrage.

Dans le domaine de la visualisation directe de la partie vapeur dans l'évaporateur, on peut citer Suth et al. [94]. Toutefois, leur expérience sur un milieu poreux en silicone structuré s'éloigne des conditions opérationnelles d'un évaporateur de LHP tout comme la zone visualisée.

Zhou et al. [95] ont produit un évaporateur de type plan mais dont la source de chaleur provient de la face latérale et non de la partie supérieure de la culasse (Figure II-5). Ils ont tout de même pu visualiser une modification de la quantité de liquide dans la chambre de compensation et l'envahissement des canaux par de la vapeur.

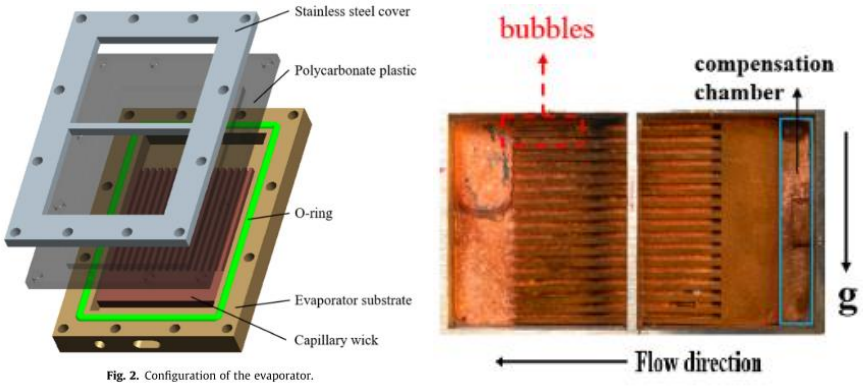


Figure II-5 Configuration de l'évaporateur [95] *et visualisation de l'interface liquide-vapeur dans l'évaporateur de* [95]

Odagiri et al. [96] et Xu et al. [97] ont réalisé une expérience permettant une visualisation de face sur un évaporateur de type plan (Figure II-6). Ces deux expériences se différenciant par la position de la CC au-dessus ou en dessus de la mèche et de la position des canaux de vidange dans le bâti ou dans la mèche. Malheureusement, ces visualisations renseignent peu sur les caractéristiques de la vidange de leurs canaux.

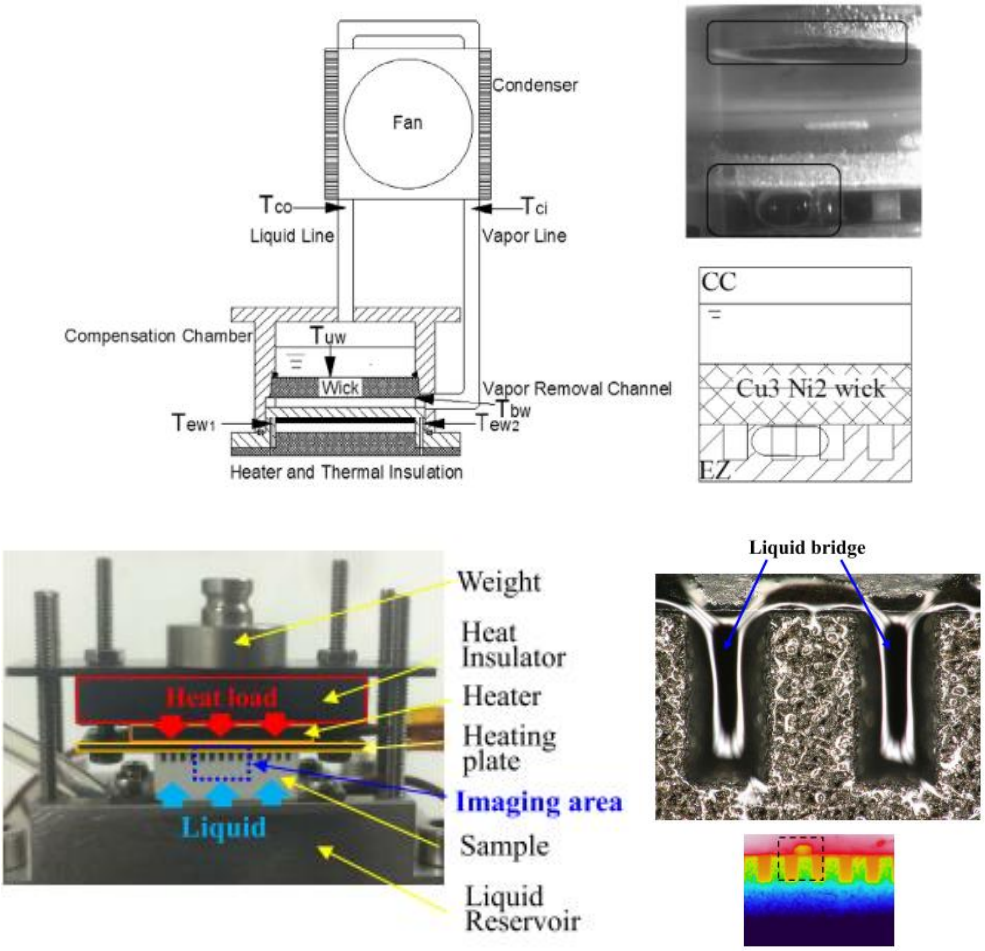


Figure II-6 En haut à gauche : schéma du montage expérimental de [96] *; en haut à droite : observation de la création de vapeur dans le dispositif de* [96] *; en bas à gauche : montage expérimental de* [97] *; en bas à droite : observation et visualisation infrarouge de l'interface liquide-vapeur dans* [97].

Finalement, quelques articles se rapprochent de notre étude. Le premier de Lips et al. [98] est réalisé sur un caloduc et non une LHP mais à l'originalité d'observer l'ébullition dans les canaux lors du démarrage et sur toute la longueur (Figure II-7). Malheureusement s'agissant d'un caloduc, les parties évaporateur et condenseur sont situées de part et d'autre de la structure capillaire ce qui les éloignent des conditions opérationnelles d'une LHP.

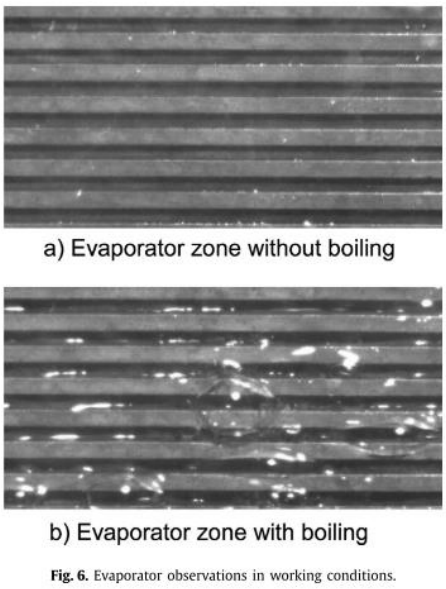


Fig. 6. Evaporator observations in working conditions.

Figure II-7 Nucléation et évaporation dans les canaux d'un milieu poreux dans le cas d'un caloduc [98]

Un second article de Yu et al. [99] visualise, via le même type de fenêtre (Figure II-8), la distribution des interfaces liquide-vapeur et les différents types d'évaporation rencontrés dans ce type de canaux, mais encore pour des caloducs.

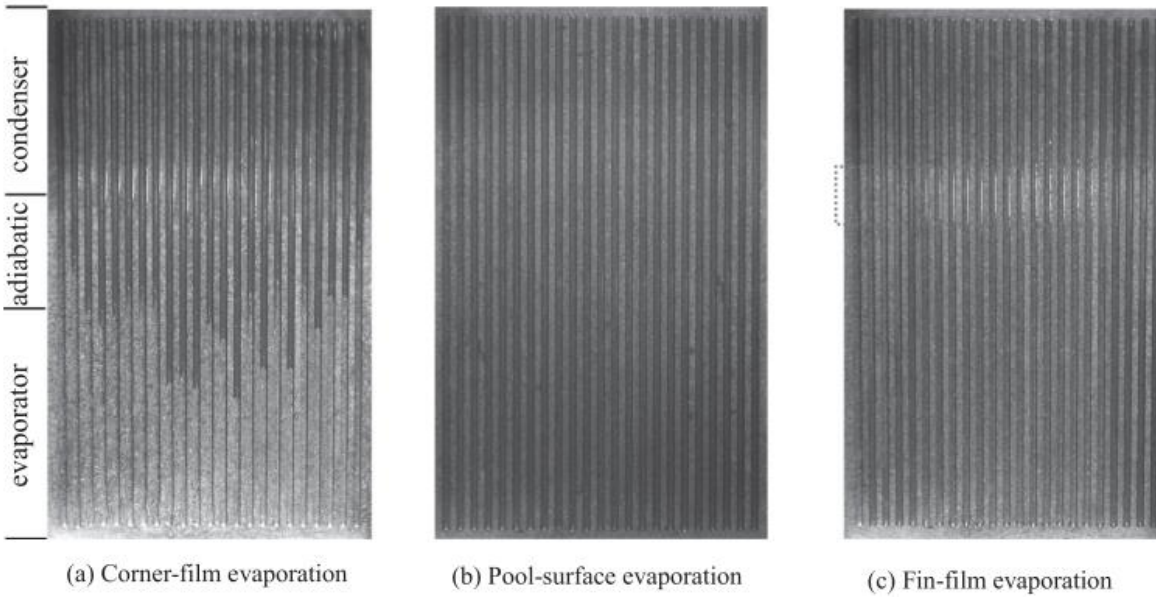
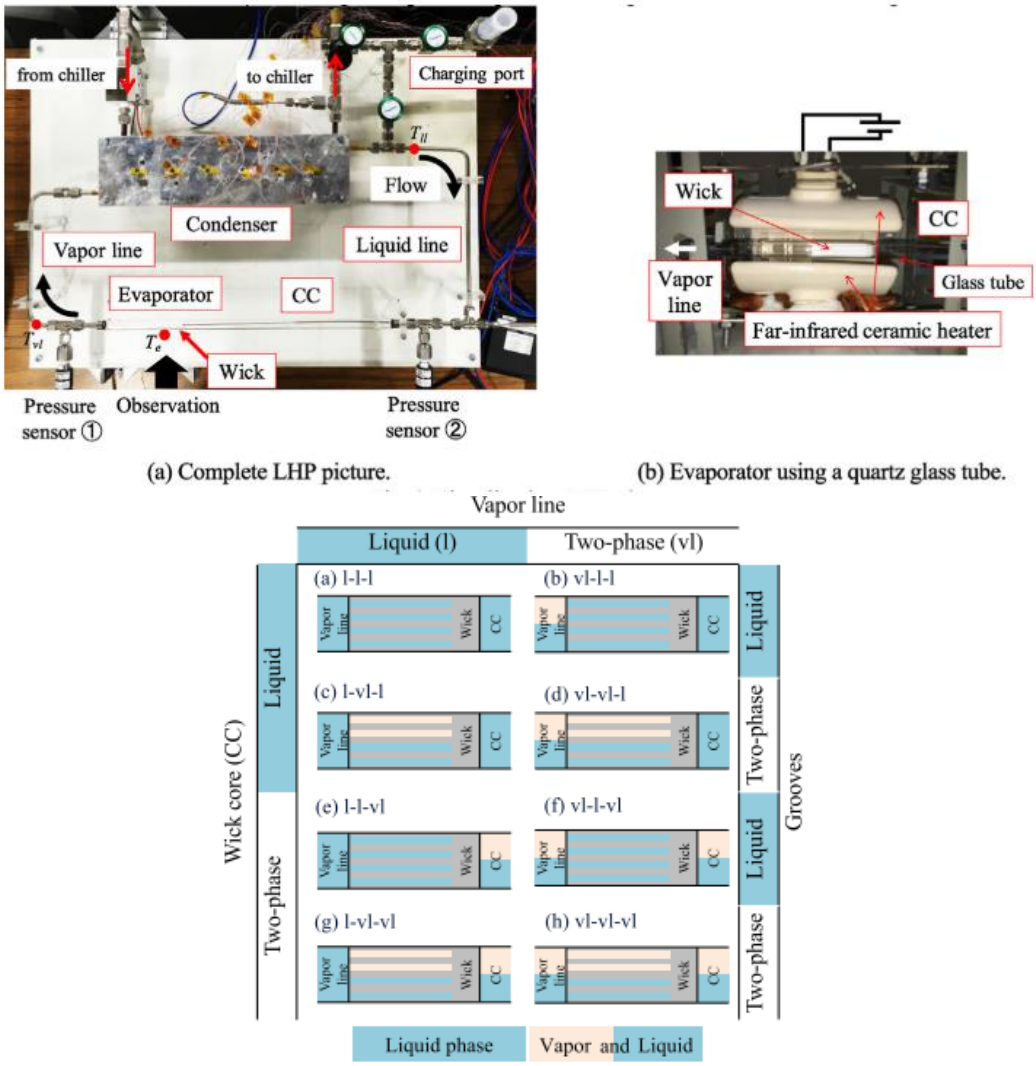


Figure II-8 Distribution des interfaces liquide-vapeur et types d'évaporation dans un caloduc plan [99]

Enfin, l'article de Nishikawara et al. [100] est celui qui se rapproche le plus de notre propre travail. Cette équipe a observé le comportement d'un évaporateur circulaire, avec une mèche en quartz placée dans un tube en verre, le tout chauffé par infra-rouge lors du démarrage de la boucle et ce pour différentes conditions de départ (Figure II-9).

Ils ont ainsi identifié quatre grandes classes de transitoires lors du démarrage de la boucle suivant les cas considérés :

- lors de la présence de vapeur dans la ligne vapeur mais pas dans les canaux, il y a invasion des canaux à partir de la vapeur présente dans la ligne vapeur ;
- lors de la présence de vapeur dans la ligne vapeur et dans une partie des canaux, il y a d'abord une vidange des canaux avec présence de vapeur puis diminution de la quantité de liquide dans la ligne vapeur et enfin vidange des canaux restants ;
- lors de la présence de liquide dans la ligne vapeur et dans les canaux, il y a une importante augmentation de température avant l'apparition d'ébullition nucléée et un changement de phase très brusque au sein de tous les canaux et de la ligne vapeur ;
- le quatrième cas dépend de la quantité de liquide dans la CC.



(a) Complete LHP picture. (b) Evaporator using a quartz glass tube.

Fig. 5. Sketches of eight investigated liquid–vapor phase distribution at the initial state. The symbols of each caption of eight sketches, such as l-vl-l in (c), stand for the phase state in the VL inlet – grooves – CC. l means liquid-saturated, vl is two-phase. The phase distribution was controlled by tilting and cooling the evaporator, VL inlet and CC.

Figure II-9 En haut : dispositif expérimental d'une LHP avec chauffage infrarouge [100] ***; en bas : différentes configurations de démarrage testées*** [100]

Bien que ce dispositif, dont la fabrication est expliquée dans [101], permette d'étudier tous les canaux en même temps, il y est difficile d'estimer la quantité de chaleur réellement injectée sur la surface externe de la culasse et non à la surface de la mèche. En outre, ce système chauffe sur toute la périphérie de l'évaporateur, ce qui n'est pas forcément le cas en condition réelle (Figure II-26 p.69). De plus, compte tenu du caractère encombrant du mode de chauffage et du reste de la boucle il semble compliqué d'étudier l'influence de la gravité avec ce système.

Plus récemment (en novembre 2018), cette même équipe a publié un nouvel article [102] dans lequel leur mode de chauffage est passé de l'infra-rouge à un chauffage via de l'ITO alors qu'en parallèle nous faisions le même choix pour la réalisation du chauffage (cf. II.3.b.(4).(a) p.67). Cependant, cet article se focalise (par visualisation et simulation) sur l'évolution de l'interface liquide-vapeur située à l'interface mèche-culasse et non sur les types d'écoulements observables dans les canaux en fonction de l'orientation dans le champ gravitaire.

Cet examen de la littérature montre qu'il est possible de se démarquer des différents dispositifs existants et de concevoir un banc d'essais innovant pour visualiser les écoulements dans les rainures en situation de démarrage. Le concept de ce banc est décrit dans la section suivante.

II.2. Concept du banc d'essai

Le premier choix relatif à la conception du banc d'essai est lié à la fabrication de notre évaporateur plutôt qu'à l'utilisation d'un évaporateur modifié par nos soins. De façon à permettre des visualisations dans les rainures, l'expérience n'est pas réalisée avec une LHP mais à partir d'un montage ex-situ inspiré de la situation attendue dans une LHP.
Afin d'éviter les problématiques de gaz incondensables et de taux de remplissage de la boucle, nous avons choisi de travailler entre deux réservoirs de fluide plutôt que de travailler dans une configuration de boucle. L'un des réservoirs alimente l'évaporateur en liquide tandis que le second a pour but de récolter la vapeur produite. Deux réservoirs séparés permettent également de pouvoir modifier les pertes de charge plus aisément (via une vanne par exemple) et d'étudier des configurations différentes (évaporateur au-dessus du condenseur…) de manière plus aisée.

En s'affranchissant de l'utilisation d'un condenseur et d'une boucle au sens propre, on s'affranchit également des phénomènes liés à ce condenseur et qui peuvent impacter l'évaporateur de manière considérable. L'idée générale est de se concentrer sur les problèmes spécifiques à l'évaporateur.

De manière à pouvoir étudier plus facilement l'influence de la gravité suivant l'orientation de la boucle, il a semblé plus approprié d'utiliser un évaporateur de type plan. En effet, avec un évaporateur circulaire, il y a toujours distribution du liquide autour de la mèche (par capillarité et gravité), ce qui rend le contrôle des paramètres de départ plus complexe. Un évaporateur plan facilite aussi la visualisation et la réalisation générale du banc.

Le concept de notre expérience correspond au schéma ci-dessous (Figure II-10) avec une fenêtre de visualisation située au-dessus de la mèche et sur la longueur de l'évaporateur. L'évaporateur peut être orienté d'un angle $-90° < \theta < 90°$ suivant l'axe Z, et d'un angle $0° < \alpha < 180°$ autour de l'axe X pour étudier l'influence de la gravité. Cette configuration doit également permettre d'étudier le cas échéant les différents cas de remplissage proposés dans l'article de Nishikawara et al. [100] (Figure II-9). Un débitmètre pouvant mesurer le débit massique (vapeur ou liquide) en sortie d'évaporateur pourra également être incorporé au dispositif. Enfin, afin de simplifier le concept, seule une mèche primaire est considérée. La prise en compte d'une mèche secondaire pourra être considérée ultérieurement le cas échéant, tout comme l'ajout d'une baïonnette.

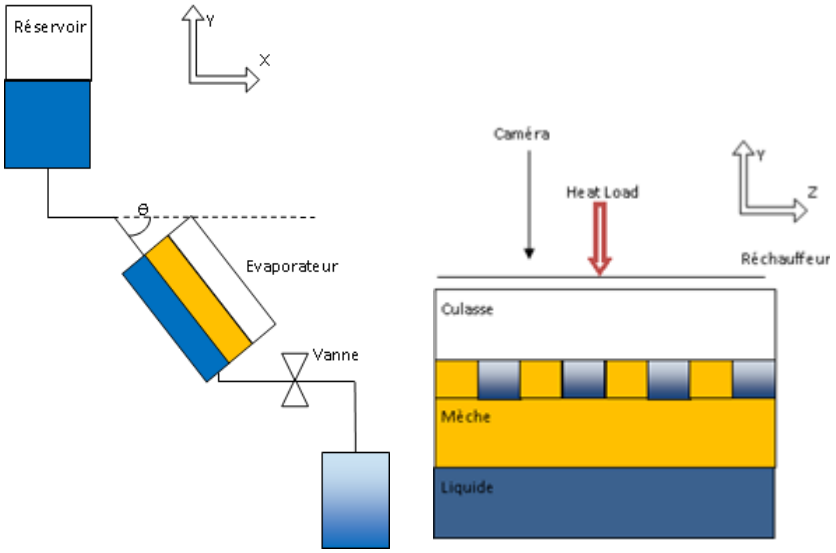


Figure II-10 Principe du banc d'essais réalisé. À gauche : schéma de principe de l'ensemble évaporateur/réservoirs ; à droite : schéma de principe de l'évaporateur.

II.3. Conception du banc d'essai

Le concept du banc d'essais étant défini, vient l'étape de la conception et de la faisabilité du concept. Pour cela, la conception peut être décomposée en plusieurs étapes : la définition des spécifications de l'expérience, la conception de l'évaporateur et le dimensionnement du circuit hydraulique et des réservoirs.

II.3.a) Spécifications

Le tableau ci-après résume les différentes spécifications que le banc d'essais doit remplir :

N°	Nom de la spécification	Critère(s)
1	Visualisation	L'expérience doit permettre une visualisation complète (sur toute la longueur) de la vidange des canaux.
2	Visualisation (facultative)	L'expérience pourra également fournir une visualisation de l'évolution de la quantité de liquide dans la CC en fonction des conditions expérimentales mais aussi une observation de la nucléation (si elle existe) dans l'artère liquide située sous la mèche.
3	Chauffage	Il est nécessaire de pouvoir chauffer, non pas sur la tranche, ni sur la surface du milieu poreux mais bien sur la surface externe de la culasse comme dans le cas de l'élément représentatif d'une LHP (Figure I-2) et de pouvoir moduler cette puissance.
4	Isolation	Le système devra être conçu de manière à limiter les pertes de fluides et les pertes thermiques dans l'optique de maitriser au maximum les conditions expérimentales.
5	Température	La connaissance de la température du fluide dans la CC et en sortie d'évaporateur est un élément clé dans la compréhension du phénomène que l'on veut observer. La température de la culasse devra également pourvoir être estimée car elle est souvent utilisée pour caractériser les performances d'une LHP.
6	Pression	L'enregistrement de la pression en certains points du système est également un point clé à la compréhension de la physique du phénomène observé.
7	Modulabilité	Le système devra idéalement être aisément modulable pour pouvoir tester différentes configurations expérimentales que ce soit en ce qui concerne les conditions externes ou la structure poreuse.

Tableau II-A Tableau des spécifications expérimentales

II.3.b) Conception de l'évaporateur

La conception de l'évaporateur, organe principal du banc d'essais, suit la même logique que la conception d'une boucle diphasique à pompage capillaire ordinaire. La première étape consiste à définir la température de fonctionnement de notre montage pour définir le fluide. Une fois le fluide choisi, vient le choix de la structure poreuse qui viendra ensuite nourrir le choix de la culasse et du bâti.

II.3.b.(1) Détermination du fluide de travail

Pour cette expérience, différents types de fluide ont été envisagé. Le tableau présent en Annexe C résume de manière non-exhaustive certains fluides usuellement utilisés dans les LHP et d'autres provenant du Fournisseur Novec (HFE 7000 à FC-72) et leurs propriétés.

Pour des raisons de sécurité et dans le but de limiter la puissance thermique à injecter et les surchauffes du dispositif, une température de travail légèrement supérieure à la température ambiante a été préférée. Ainsi un fluide dont la température d'ébullition est comprise entre 30 °C et 60 °C a été recherché.

Le deuxième critère rentrant dans le choix du fluide est qu'il est souhaitable que le fluide sélectionné possède un facteur de Merit (équation (I-3) p.37 et Annexe A) le plus proche possible de celui du fluide le plus utilisé dans les systèmes spatiaux, à savoir l'ammoniac. En outre, la connaissance des propriétés du fluide étant impérative, les fluides dont les propriétés sont peu ou mal renseignées se trouvent disqualifiés.

Enfin, une bonne compatibilité du fluide avec la structure poreuse est impérative. Dans sa thèse, Giraudon [41] a effectué le travail de recensement des compatibilités fluide/poreux présenté dans la Tableau II-B. Malheureusement cette étude ne recense que les fluides usuellement utilisés dans les LHP et non les fluoro-inertes qui ont l'avantage d'avoir des températures d'ébullition à des pressions voisines de la pression atmosphérique dans la gamme visée. Néanmoins, on peut imaginer que ces derniers, majoritairement non-corrosifs et possédant une bonne mouillabilité, ont une compatibilité acceptable avec les mèches proposées. Enfin, ce sont également pour des raisons de non toxicité, de non-inflammabilité et de bonnes propriétés diélectriques que le choix d'un fluide fluoro-inerte a finalement été fait.

Table I-9 : Chemical compatibility between various fluids and materials

A , A-	Excellent compatibility	A	Excellent compatibility
AB, A, A-	Probable compatibility	A-	Probable compatibility
A to B	Conflict between two or more authors	AB	Probable incompatibility
AB, B, B+	Probably incompatible	B+	Incompatibility for a long period of use and above 125 °C
B, B+	Incompatible	B	Incompatibility

	Nickel	Hastelloy	Titanium	Copper	SS316	SS304	Bronze	Aluminium
Ethanol	A [67] AB [68] B+ [44]	A [69]–[71][72]	A [70], [71]	A [34][60]	A [69]–[73]	A [69]–[71] [72][67] A-[74][75]	A [70], [71] B [74][75]	A[72] A-[72][70], [71] B [67]
Methanol	A[74][42] [74][67] A-[32][75] B+ [44] B [76]	A [69] [70], [71]	A [71] A-[69] [70]	A [42], [32], [74] [75] [77] [67] A-[70],[78]	A [69]–[73][74]	A [69]–[71][72] [74][67] A-[74][75] [79][80][81] AB[82]	A [70], [71]	A [70] A-[73][71] B [42][32] [74][75]
Acetone	A [67] A-[32] AB [83] [84] B+ [44]	A [69]–[71][72]	A [69] [60][61]	A [70][42] [32][74] [83] [77] [67]	A [69][73] [60][61] [74] [74][67] A-[72][42] [32][75] AB [83] B [81]	A [69][70], [71][74] [42][74][67] A-[72][32], [75] AB [81]	A [72][60] [61]	A [73][60][61] [42][74][67] A-[72][32] [75][85] AB [81]
Ammonia	A [74][42][32]	A [69]–[71] [72] A-[70]	A-[69], [71] B+[70]	B [86], [42], [32]	A [72] [69] [86] [73] [42], [32] [70], [71]	A [72], [86], [70], [71] [42], [74] [32] A-[69]	B [72], [70], [71]	A [[86], [70] [74] [42], [32] A-[72][73][71]
Toluene	AB [68]	A [69]–[71] [72]	A[69], [70], [71] A-[75]	A [70]	A [69]–[73]	A [69]–[71] [72] A-[87]	A [72], [70], [71]	A [72], [73], [70], [71]] A-[87] B [74]
Water	A [74] [42] [74][67] A-[32] AB [75] B+ [88] B [89] [76]	A [72], [69], [70]	A [42], [32], [74] [75] [77] A-[90] B [89]	A [42], [32], [74][75] [77] A-[70]	A [69]–[73], [74] [67] A-[74][75] B+[91] [92] B [89]	A [69]–[71] [72][74] [67] A-[74][75]	A [72], [70], [71]	A [72], [70] A-[73][71] B [42][32][74] [75] [76][67], [89]

46

Tableau II-B Tableau des compatibilités mèches/fluides [41]

Parmi ces derniers et malgré un GWP de 420[1] le choix du HFE 7000 a été fait. Bien que son choix par rapport à d'autres fluides inertes puisse-être discuté, une synthèse de l'ensemble des critères explicités ci-dessus et l'habitude du laboratoire quant à son utilisation et à sa fourniture en font le fluide de référence pour notre expérimentation.

Les données du fabricant ainsi que la fiche sécurité du fluide sont disponibles en Annexe D et Annexe M. De plus, un travail conséquent de compilation des différents articles et bases de données disponibles pour la caractérisation des propriétés thermophysiques du HFE 7000 a été réalisé et est aussi présenté en Annexe D.

II.3.b.(2) Détermination de la mèche

Comme décrit dans le Tableau II-B, les structures poreuses utilisées dans les LHP sont très souvent des alliages et plus rarement des structures en céramique, c'est pourquoi les premières mèches testées dans notre expérience sont issues d'alliages métalliques dont les ordres de grandeur des propriétés (dont on peut retrouver quelques exemples dans le second chapitre de Mottet [4]) sont résumés ci-dessous (Tableau II-C) :

Taille de pore moyenne (µm)	Perméabilité (m²)	Porosité (%)
10 - 100	$10^{-14} - 10^{-11}$	30 - 70

Tableau II-C Ordre de Grandeur des mèches utilisées dans les évaporateurs de LHP

[1] Le GWP (Global Warming Potentiel) ou PRG (Potentiel de Réchauffement Global) est une indication de la nocivité d'un gaz, dans un temps déterminé, sur l'effet de serre. Pour rappelle le PRG du CO_2 qui est le fluide de référence est 1, et celui d'un HFC >1000. Il ne faut pas confondre cet indice avec l'ODP qui indique le potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone.

Avec cette large gamme de propriétés, le choix du matériau et de ses propriétés dépend davantage de ce que les fournisseurs sont capables de produire que de se rapprocher d'une référence donnée. Ceci est appuyé par la spécification 7 (Tableau II-A) qui impose que le bâti soit modulable pour effectuer aisément un changement de mèche. C'est pourquoi ce sont les deux matériaux indiqués dans le Tableau II-D qui ont été utilisés, le premier pour la mise au point du prototype et le second pour se rapprocher des poreux utilisés dans les LHP industrielles. Les références et fabricants de ces deux matériaux sont indiqués en Annexe E.

Matériau	Taille de pore moyenne (µm)	Perméabilité (m²)	Porosité (%)
Aluminium	100 - 200	6.10^{-12}	50
Acier 316L	~10	$\sim 8.10^{-12}$	30-40

Tableau II-D Propriétés poreuses des matériaux poreux sélectionnés pour l'expérience

Le second point clé du choix du matériau poreux concerne ses dimensions. En se basant sur le cas d'un évaporateur circulaire avec une mèche d'approximativement 18 mm de diamètre, de 100 mm de longueur et d'environ 6 mm d'épaisseur (canaux compris), on peut calculer la largeur développée soit ~56 mm de largeur.

La largeur et la profondeur des canaux, qui sont des caractéristiques du système et des variables à étudier pour observer ou non une modification de l'écoulement lors du démarrage, sont, pour la campagne d'essais présentée de le Chapitre III, fixées à 1 mm. Il est à noter qu'il est envisageable de modifier les dimensions des canaux pour passer sous la longueur capillaire du fluide de façon à se rapprocher d'une situation de microgravité. Les dimensions retenues pour les mèches utilisées dans la campagne d'essais sont présentées dans le Tableau II-E.

Longueur (m)	Largeur (m)	Épaisseur (m)	Largeur canaux (m)	Profondeur canaux (m)
0.1	0.05	0.006	0.001	0.001

Tableau II-E Dimensions du poreux pour la campagne expérimentale

II.3.b.(3) Fabrication de la mèche

Afin de produire la mèche désirée avec des canaux aux bonnes dimensions, différentes approches ont été examinées :

1. Impression 3D : Malgré les récents progrès de la fabrication additive, à ce jour, il n'existe pas d'industriel ou de laboratoire proche capable de réaliser l'impression 3D d'un matériau poreux métallique, dont le diamètre des pores soit inférieur à 100 μm et dont la structure serait maitrisée. Bien qu'une grande part des techniques repose sur l'utilisation de poudres/billes métalliques, les machines sont calibrées pour produire des pièces « pleines ». Toutefois, après discussion avec des spécialistes au sein du Cirimat, il semble que certaines équipes aient la possibilité de faire fonctionner leur machine de fabrication additive de manière à créer un matériau métallique poreux.

Néanmoins, la largeur du faisceau laser de ces techniques (~100 μm) et la précision de la machine ne permettraient pas de réaliser de manière précise des largeurs de canaux inférieures au millimètre et de contrôler les propriétés de la structure poreuse (perméabilité…). Toutefois, une collaboration afin de produire un matériau poreux par fabrication additive, puis de déterminer ses propriétés et d'étudier ses performances dans le cas d'une LHP (via notre banc par exemple) pourrait s'avérer intéressante.

2. Usinage dans la culasse : Dans cette configuration, les canaux sont réalisés à même la culasse et non dans la mèche. Compte tenu de la Spécification 1, cette culasse doit être transparente ce qui induit un matériau proche du plexiglass ou du verre. La difficulté résultante est d'usiner ce matériau sans en rendre opaque les parties travaillées. De plus cette configuration a été montrée comme étant la moins favorable vis-à-vis des performances des LHPs [4].
3. Moulage : Ici les canaux sont réalisés directement dans le moule lors du frittage du matériau ou lors de sa fonte. Cependant cette technique a le désavantage d'être très onéreuse car elle demande à l'industriel de fabriquer un moule spécifique.
4. L'usinage : A partir d'un bloc de matériau poreux on rectifie les dimensions afin d'obtenir la forme désirée.

La troisième approche est celle usuellement utilisée pour produire des mèches de LHP mais nécessite un savoir-faire bien précis et présente par conséquent un coût supérieur. En conséquence, c'est la quatrième approche qui est choisie en raison de son moindre coût et de son avantage de pouvoir permettre une largeur de rainure submillimétrique. Cependant, compte tenu de la nature poreuse du certain matériau, il est nécessaire de s'assurer que l'usinage n'obstrue pas les pores situés à la surface des canaux.

Pour cela, des images de la structure externe suite à l'usinage ont été réalisées par microscope à balayage électronique (MEB) pour différentes techniques d'usinage.

Pour ce faire, des tests ont été réalisés sur des structures poreuses en laiton (Figure II-11) avec des diamètres moyens des billes constituants le matériau poreux de 30, 70 et 300 μm. Les techniques utilisées pour les usiner sont :

- le découpage à la scie ;
- l'usinage par micro-fraiseuse ;
- la découpe par électroérosion.

Ces tests sont ensuite complétés par l'observation de la structure poreuse externe du poreux en aluminium utilisé lors du prototypage (moulage) et les résultats de l'usinage par électroérosion sur le poreux en acier 316L.

b.(3).(a) Usinage d'un matériau poreux en laiton

Les figures ci-après (Figure II-12 à Figure II-21) illustrent les résultats de ces tests d'usinage pour les rayons de billes de 30 et 300 μm et des canaux de 300 μm × 300 μm.

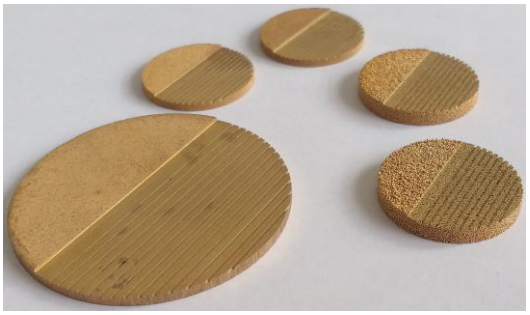


Figure II-11 Échantillons usinés par électroérosion et testés avec le MEB

(3).(a).i Rayon des billes de laiton de 300 µm :

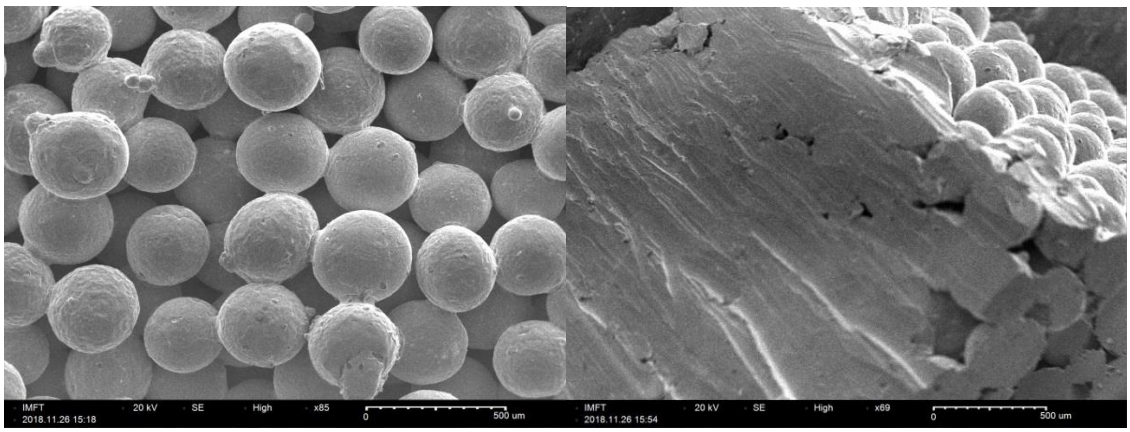


Figure II-12 Rayon des billes 300 µm. À gauche : état brut ; à droite : découpe à la scie.

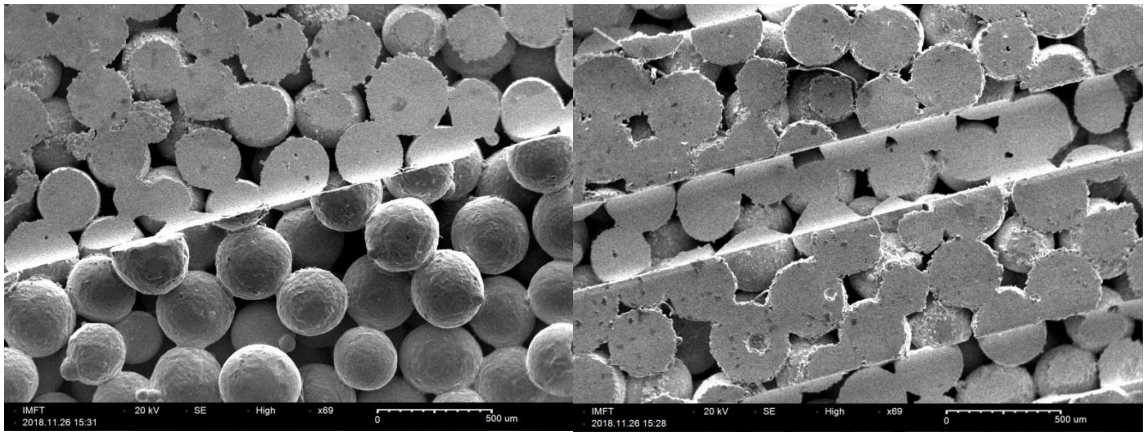


Figure II-13 Rayon des billes 300 µm, découpe par électroérosion. À gauche : interface entre l'état brut et l'état découpé; à droite : état de surface et aspect dans les rainures.

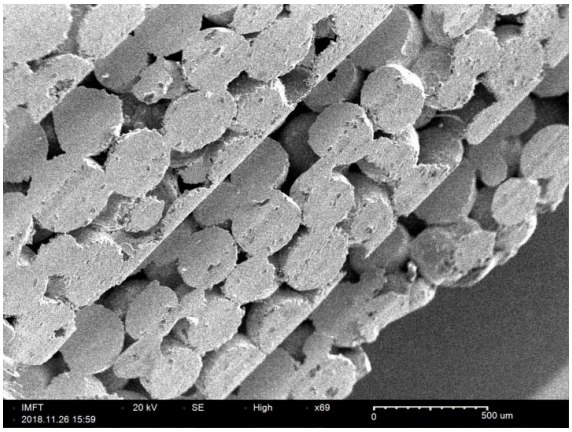


Figure II-14 Rayon des billes 300 µm, découpe par électroérosion. État de surface et aspect dans les rainures avec un angle de vue de ~45°

Par comparaison entre l'état brut et l'état de la matière après découpage à la scie pour les billes de diamètre moyen = 300 μm (Figure II-12), on observe que tous les pores de la face usinée ont été obstrués. À contrario, lorsque l'on compare l'état de surface brut à celui qui a été électro-érodé (Figure II-13), on constate que les billes sont découpées très proprement et que tous les pores restent ouverts. Puis en observant l'état de la surface supérieure du poreux et celui dans les canaux tout en faisant la même observation avec un angle de 45° (Figure II-13 et Figure II-14), on constate que tous les pores, que cela soit à la surface du poreux ou dans les canaux, sont intacts et que les billes sont découpées nettement.

Cependant, la gamme de poreux utilisée dans les boucles industrielles est d'au moins un ordre de grandeur inférieur à celui-ci. L'électroérosion, prometteuse pour des tailles de pores conséquentes, est donc testée pour une taille de billes moyenne de 30 μm.

(3).(a).ii *Rayon des billes de laiton de 30 µm :*

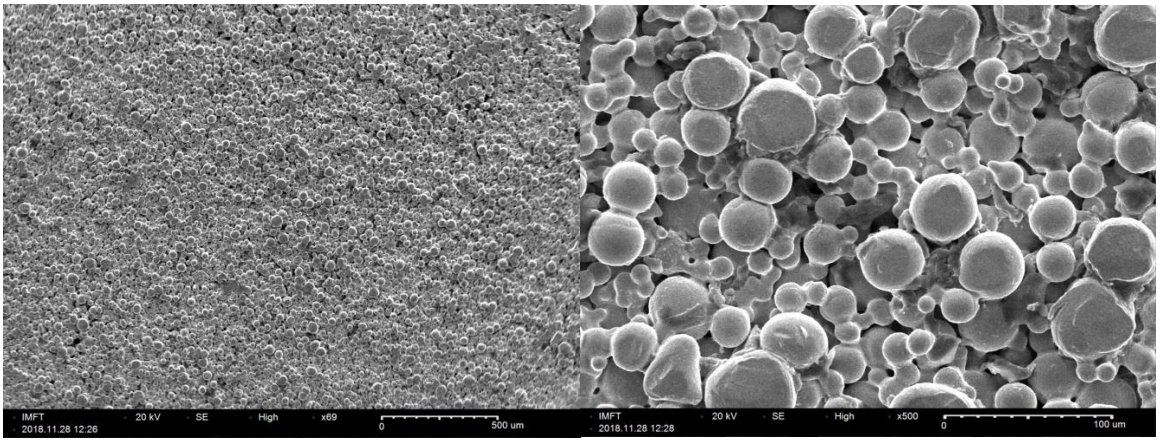


Figure II-15 Rayon des billes 30 µm, état brut. À gauche : même grossissement que la Figure II-12 ; à droite : grossissement plus important.

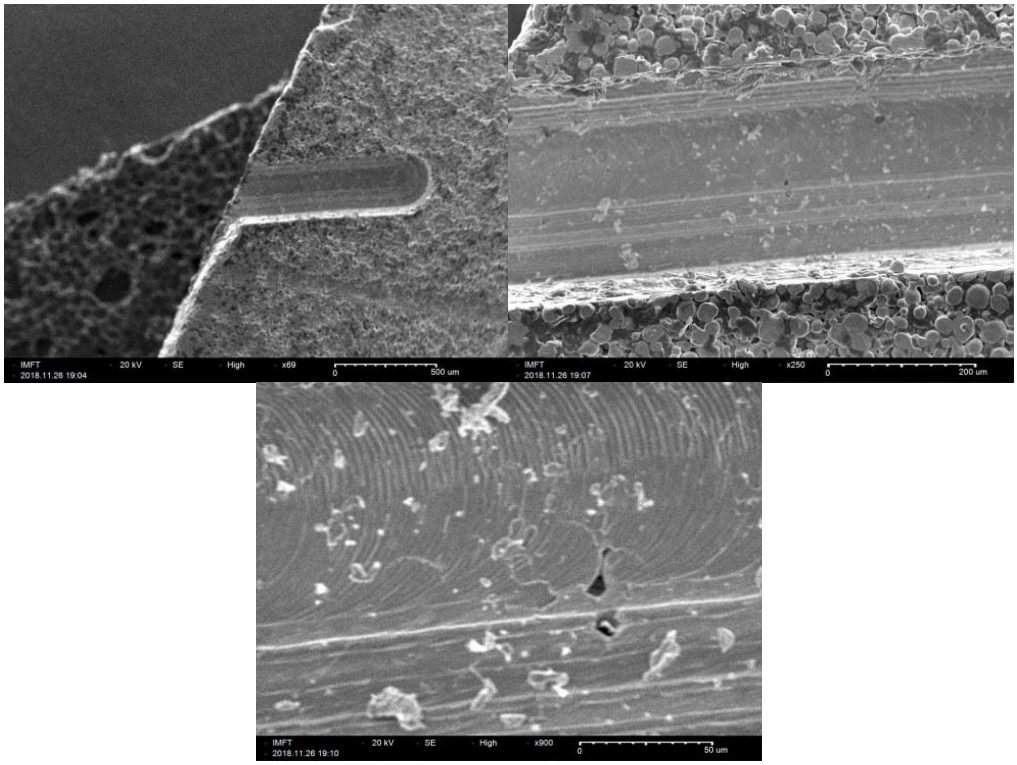


Figure II-16 Rayon des billes 30 µm, usinage par micro-fraisage

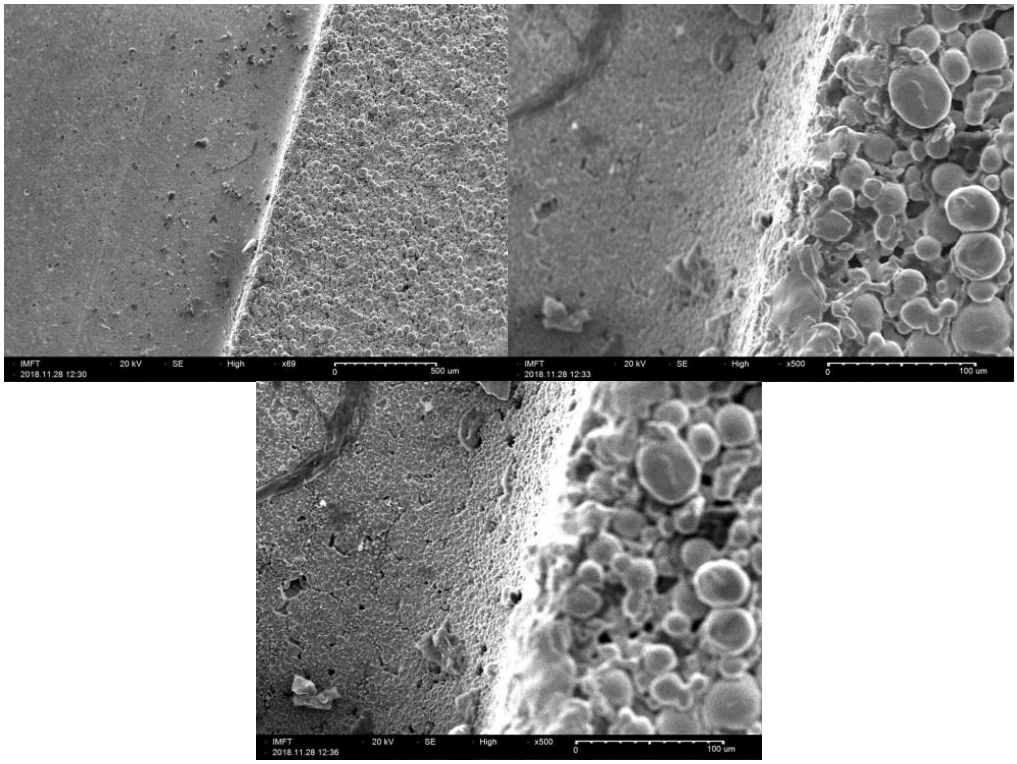


Figure II-17 Rayon des billes 30 µm, découpe par électroérosion, interface entre l'état brut et l'état découpé

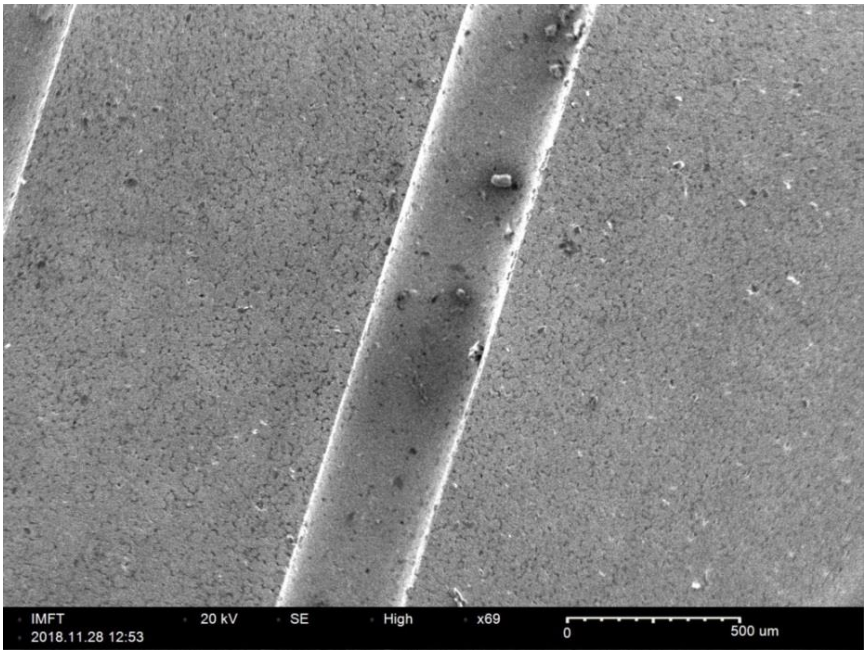


Figure II-18 Rayon des billes 30 µm, découpe par électroérosion, état de surface et aspect dans les rainures

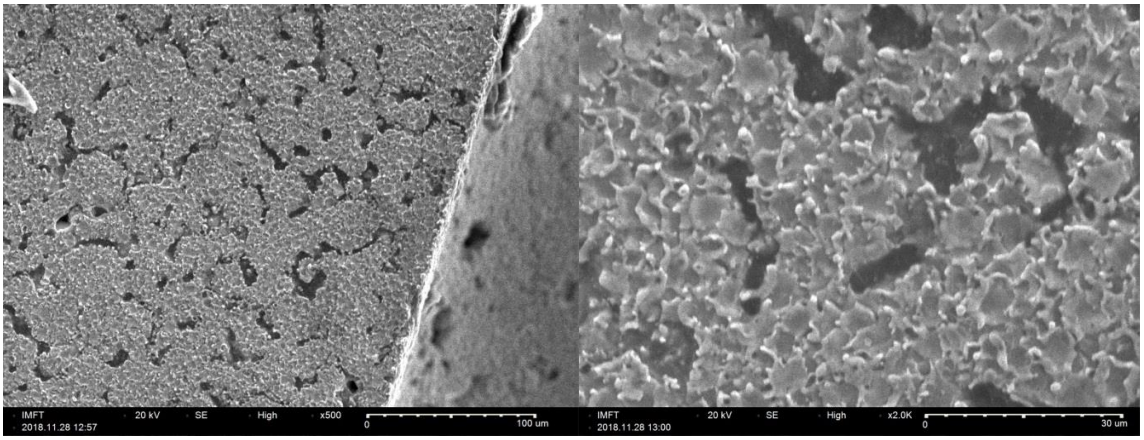


Figure II-19 Rayon des billes 30 µm, découpe par électroérosion, état de surface

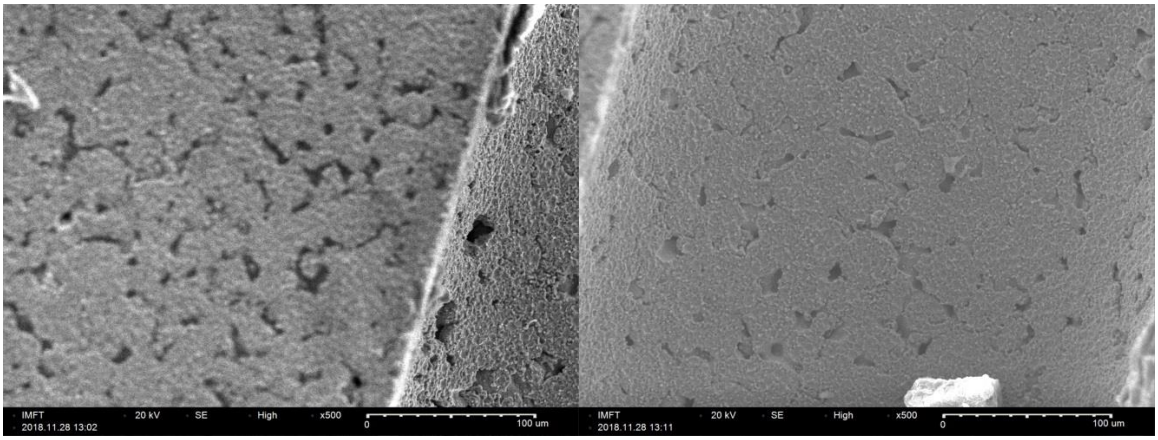


Figure II-20 Rayon des billes 30 µm, découpe par électroérosion, aspect dans les rainures

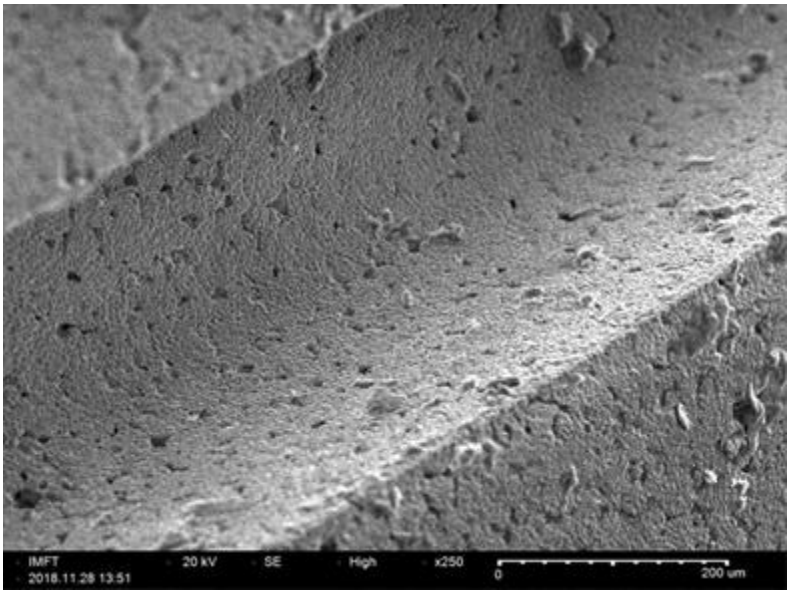


Figure II-21 Rayon des billes 30 µm, découpe par électroérosion, état de surface et aspect dans les rainures avec un angle de vue de ~45°

Pour une taille de billes 10 fois plus petite, on remarque que les images brutes de la structure poreuse (Figure II-15) sont complétement différentes de celles de la Figure II-12. L'agrégat pour les billes de petites tailles semble beaucoup plus aléatoire et moins ordonné que pour les billes de tailles plus importantes. Un test d'usinage d'une rainure de 300 μm d'ouverture a également été pratiqué avec une micro fraiseuse (Figure II-16). Outre la nécessité d'un matériel résistant (3 fraises ont été nécessaire à la réalisation de cette rainure non débouchante), il apparait que l'usinage par micro fraiseuse obstrue une majorité de pores tout comme l'usinage à la scie.

En réalisant le même type de cliché que pour les tailles de billes de 300 μm entre l'état brut et l'état découpé par électroérosion (Figure II-17), il est beaucoup plus difficile de juger de l'obturation des pores ou non. La matière est plus plane mais il est compliqué d'affirmer que le chemin libre pour le fluide à la surface de la structure poreuse est moindre dans ce plan que celui d'un même plan à l'état brut. Compte-tenu de la taille des billes, il est possible d'avoir, sur ces clichés, un aperçu faussé de la porosité surfacique de ce matériau.

Afin de s'assurer que les pores ne sont pas obstrués, d'autres clichés sont réalisés en se focalisant sur les canaux qui ont été usinés. Sur la Figure II-18, on commence à deviner que la surface supérieure du poreux n'est pas obstruée, mais ce n'est qu'en effectuant un zoom considérable qu'on vérifie que les billes ont bien été coupées en deux par l'électroérosion et que les pores surfaciques ne sont pas obstrués (Figure II-19).

On remarque également que la surface des billes n'est pas totalement plane mais présente des défauts, qui, s'ils étaient plus conséquents, pourraient venir obstruer les pores. Ces défauts semblent venir d'une fonte et solidification rapide de la matière et peuvent s'expliquer par la physique de l'électroérosion. De nombreux paramètres (vitesse de passage du fil, nombre de passage du fil, intensité parcourant le fil…) utilisés lors de l'électroérosion pourraient être modifiés afin d'obtenir un meilleur état de surface et diminuer le risque d'obturation surfacique.

Le but de cette manipulation n'étant pas de se lancer dans la mise au point des techniques d'électroérosion sur matériaux poreux mais simplement d'utiliser le savoir-faire disponible, on peut se satisfaire de l'état de surface obtenu par cette technique d'autant plus que l'échelle des défauts est inférieure à 10 μm.

Les clichés suivants (Figure II-20 et Figure II-21) permettent de vérifier que l'état de surface dans les canaux est également convaincant avec des pores débouchants bien apparents. Le fond des canaux ne correspond pas exactement à une géométrie de type rectangulaire, mais compte tenu des échelles considérées, ce résultat est très satisfaisant. Il pourrait être intéressant de développer un outil qui, à partir de ces clichés, pourrait déterminer la porosité apparente afin de la comparer avec la porosité constructeur (inconnue cependant pour nos échantillons) et ainsi déterminer le taux d'obturation de la technique.

b.(3).(b) Structure externe du poreux en aluminium

Afin de mettre au point le prototype, le banc d'essais a été mis au point avec le poreux en aluminium du Tableau II-D. Ce poreux est issu de l'approche numéro 3 (moulage, puis remplissage du moule par des cristaux de sel, coulage de l'aluminium et évacuation des sels une fois l'aluminium solidifié) et dont la Figure II-22 montre la structure poreuse qui est bien différente de celles des matériaux obtenus par frittage.

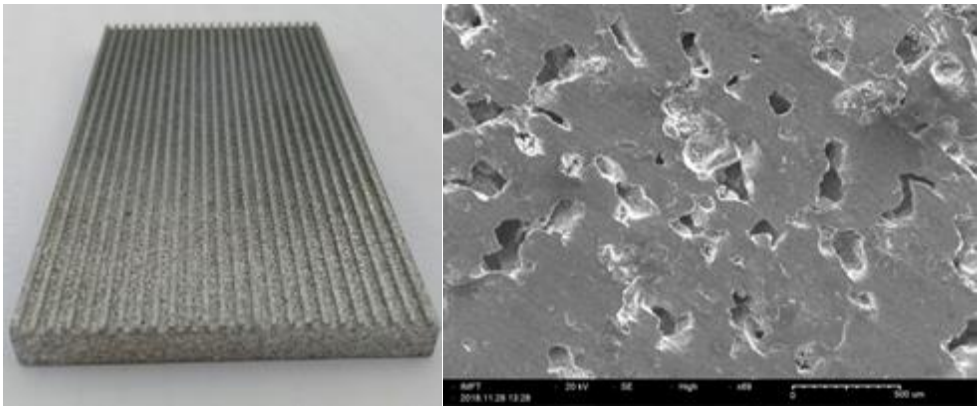


Figure II-22 Structure externe de la mèche en aluminium

b.(3).(c) Usinage de l'acier 316L par électroérosion

Enfin, la technique d'électroérosion a pu être testée sur de l'acier fritté 316L de type SIKA-R5, dont les propriétés constructeurs sont rappelées en Annexe E.

Plusieurs types de rainures ont ainsi été réalisés (Figure II-23) dont on retrouve les dimensions en Tableau II-F. D'autres types de rainurage ont également été envisagés comme présenté dans l'Annexe F.

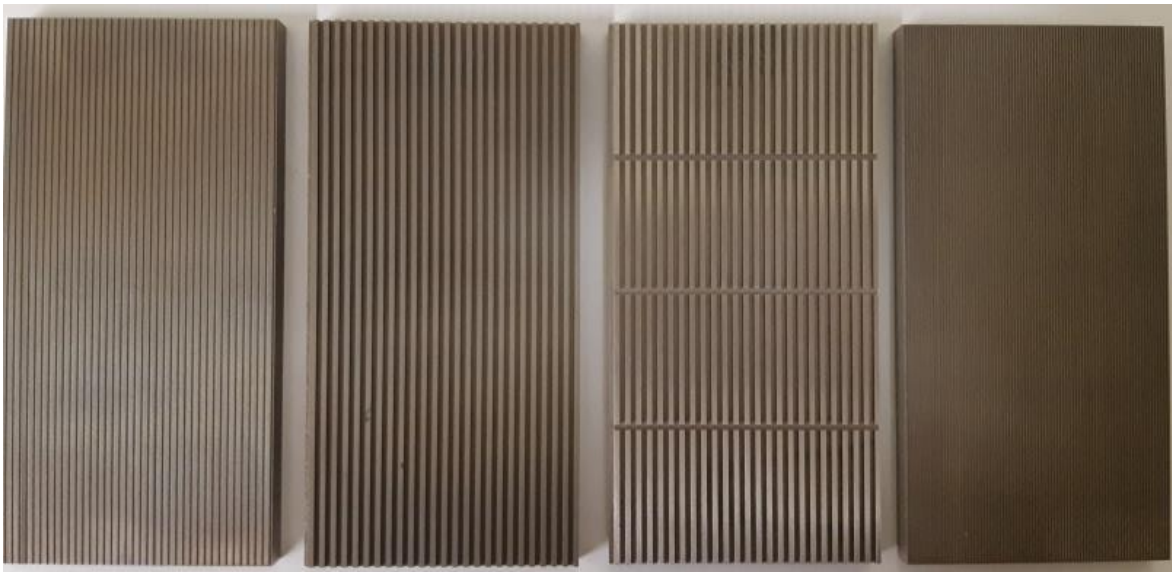


Figure II-23 Différentes rainures réalisées par électroérosion (de gauche à droite, numéro 2,1,4,3)

N°	Profondeur $[mm]$	Largeur rainure $[mm]$	Espacement $[mm]$	Rainure Transverse
1	1	1	1	X
2	0.3	0.3	1	X
3	0.3	0.3	0.3	X
4	1	1	1	√

Tableau II-F Dimension des rainures des échantillons électro-érodé

Le but des rainures n°2 et 3 est d'étudier des cas « micro-gravitaires » en environnement gravitaire en passant la taille des rainures sous la longueur capillaire tout en observant l'influence de l'espacement de ces rainures sur les performances. Enfin, l'intérêt de la configuration n°4 est d'observer, lors d'une position non-horizontale, si les rainures transverses permettent une évacuation plus rapide du liquide et l'impact sur la conductance.

Une visualisation a également été effectuée afin de s'assurer de la non obturation des pores par l'électroérosion. Afin de ne pas détériorer les échantillons, c'est à partir d'une « chute » d'usinage qu'a été réalisée la visualisation MEB (Figure II-24).

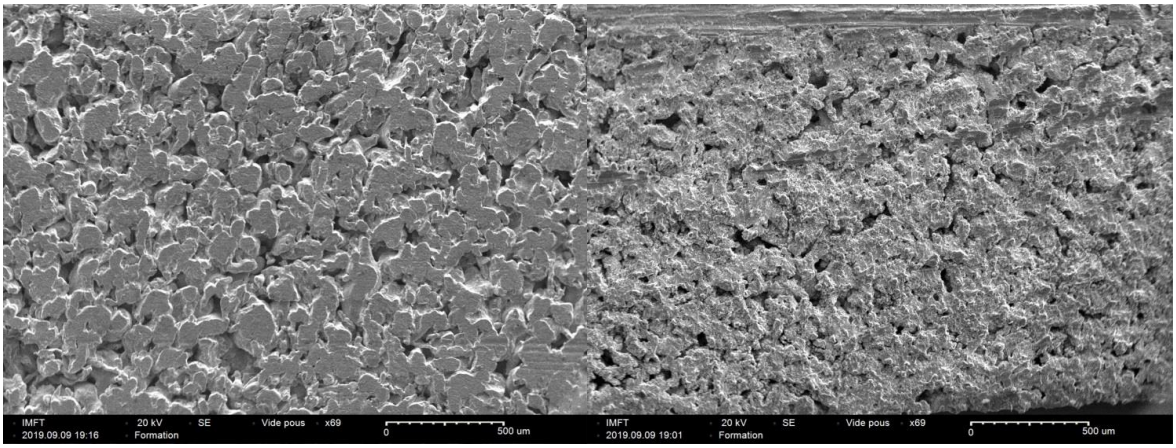


Figure II-24 État de surface d'une chute d'acier 316L électro érodée (à gauche : partie brute sans usinage, à droite : surface usinée après une passe)

La chute étant fabriquée après une seule passe lors de l'usinage, on constate que l'état de surface est moins net que la face non usinée mais que les pores sont toujours débouchants. Une visualisation par microscope optique (Figure II-25) vient toutefois confirmer, qu'après plusieurs passes d'électroérosion, que les pores sont bien débouchants et que la surface de contact est de meilleure qualité.

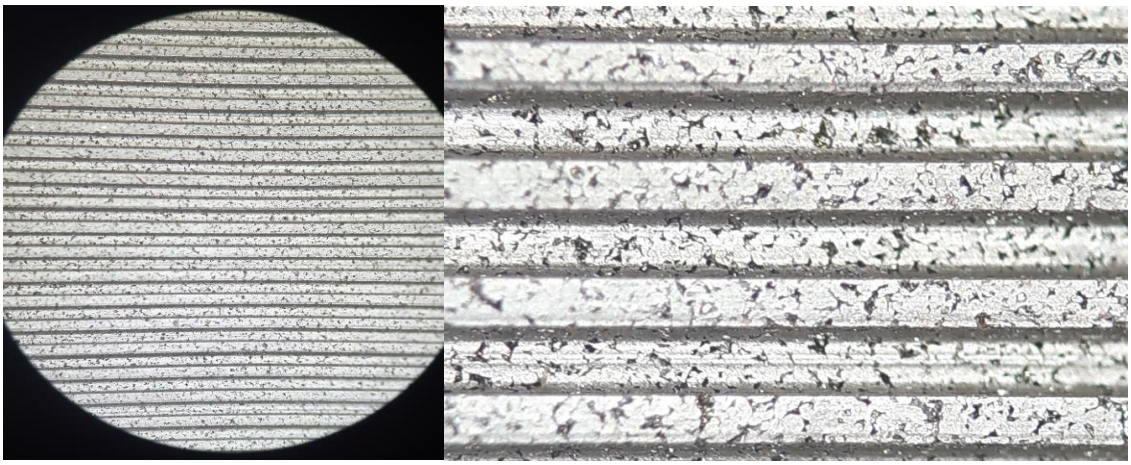


Figure II-25 Visualisation optique de l'état de surface du modèle 3 (à gauche : prise de vue par le microscope, à droite : zoom sur une des rainures)

II.3.b.(4) Détermination de la culasse et du mode de chauffage

Le poreux déterminé, il faut maintenant s'atteler au choix de la culasse. Conformément aux spécifications 1, 3 et 5, cette culasse doit posséder les propriétés suivantes :

- transparence ;
- chauffante sur une de ses faces ;
- qui peut être instrumenté pour connaitre sa température ;
- posséder des propriétés thermiques proches d'une culasse « traditionnelle » pour que l'on soit le plus représentatif possible.

b.(4).(a) Chauffage de la culasse

La première difficulté réside dans le choix d'une technique de chauffage de cette culasse. Le tableau suivant (Tableau II-G) résume les techniques envisagées :

Nom	Avantage(s)	Inconvénient(s)
Cartouche chauffante	Robustesse, utilisation répandue, contrôle de la puissance aisé et rapide.	N'est pas compatible avec la notion de transparence totale de la culasse. Trop imposant.
Réchauffeur		Même en film mince, la transparence n'est pas assurée. Le circuit électrique peut gêner la visualisation.
Infra-rouge	Répartition uniforme du chauffage.	Nécessite de trouver une culasse transparente dans le visible et absorbant les infrarouges pour assurer une chauffe à la surface de la culasse et non à la surface du poreux. Difficulté d'estimer le flux thermique réellement reçu par la culasse. Mise en place complexe.
Dépôt d'oxyde en couche mince (ITO, …)	Transparence préservée, contrôle de la puissance aisé et rapide, possibilité de réalisation de zones de chauffe différenciées.	Assurance d'un chauffage uniforme, robustesse à la température et aux hautes intensités peu documentés, approvisionnement difficile.

Tableau II-G Tableau des techniques de chauffage

En considérant la transparence préservée et la possibilité de contrôler la puissance injectée c'est la technologie de l'ITO, plus courante que d'autres types de dépôts [103], qui a été choisie pour réaliser le chauffage de notre culasse. Les retours d'expériences et l'utilisation de cette technologie étant assez rares dans la littérature, des tests de chauffage (Annexe G) avec de l'ITO déposé sur une plaque en verre fournie par un fabriquant, ont été réalisés dans le but de vérifier la résistance de ce type de dépôt. Notre retour d'expérience quant à cette technologie nous enseigne qu'il faut essayer de répartir au maximum la surface de contact entre la plaque recouverte d'ITO et les câbles de l'alimentation électrique, ceci pour limiter les effets d'arc électrique entre les câbles et la surface conductrice qui peuvent endommager la structure. Ces tests ont également permis d'observer, pour les puissances et les durées considérées, que les températures atteintes lors de ces tests n'endommageaient pas le dépôt d'ITO.

Dans les boucles diphasiques à pompage capillaire utilisées de manière industrielle la puissance injectée peut varier de quelques W/cm² à quelques centaines de W/cm², puissance que notre système devra atteindre pour pouvoir explorer les cas les plus extrêmes. Néanmoins, compte tenu de la température d'ébullition de notre fluide (34°C à pression atmosphérique), il est possible que nous observions les phénomènes voulus à des puissances moindres. En réalité, les facteurs limitants dans notre dimensionnement de chauffage sont la sécurité et l'alimentation électrique comme le montre le tableau ci-dessous (Tableau II-H), issu des données du fabricant Solem (solems.com) et pour notre échantillon de 25 cm^2 utilisé pour le prototypage.

Densité Puissance (W/cm²)	1				10				100			
Puissance (W)	25				250				2500			
Matériau déposé	ITO		FTO		ITO		FTO		ITO		FTO	
Résistance (ohm/carré)	10	30	7	80	10	30	7	80	10	30	7	80
Tension requise (V)	15.8	27.4	13.2	44.7	50.0	86.6	41.8	141.4	158.1	273.9	132.3	447.2
Intensité (A)	1.6	0.9	1.9	0.6	5.0	2.9	6.0	1.8	15.8	9.1	18.9	5.6

Tableau II-H Tension et intensité requises pour appliquer la densité de puissance en fonction du matériau déposé

On remarque que plus la résistance de la couche mince est élevée, moins le courant passant dans le dispositif est important ce qui diminue le besoin d'utilisation de matériel de sécurité contraignant (câble à section plus importante…). Néanmoins, pour pouvoir alimenter le système dans ces conditions, une alimentation pouvant fournir une différence de tension suffisante est nécessaire. Les tests (Annexe G) ont été réalisés avec une alimentation limitée à 40 V et 0.6 A soit environ 24 W équivalent à 1 W/cm^2. Avec une alimentation plus puissante, il sera ensuite possible d'effectuer des tests pour des puissances plus importantes.

L'intensité du courant étant inférieure à 10 A et la tension inférieure à 280 V pour les puissances les plus extrêmes, le choix d'un dépôt d'ITO de résistance 30 ohms/carré[2] semble le plus à même de

[2] L'ohm/carré que l'on retrouve sous le terme de sheet-resistance ou sheet-resistivity en anglais est une mesure de la résistance que l'on retrouve dans le domaine des couches minces ou des semi-conducteurs... La résistance électrique d'un conducteur ou d'une résistance s'exprime en générale par la relation : $R = \rho\frac{L}{S} = \rho\frac{L}{l\,e}$ $[\Omega]$ avec ρ la résistivité du matériau $[\Omega m]$, L la longueur $[m]$, S la section de passage $[m^2]$ qui s'exprime via la largeur l $[m]$ et l'épaisseur e $[m]$. En considérant l'épaisseur d'un dépôt métallique comme constante, la résistance par carré s'exprime $R/\blacksquare = \frac{\rho}{e}$ $[\Omega]$ ce qui donne pour la résistance de ce dépôt : $R = R/\blacksquare\,\frac{L}{l}$ on remarque alors que d'un point de vue dimensionnel la résistance/carré ne correspond pas à ce que laisse entendre son nom. Toutefois, son côté pratique réside dans le fait que tout carré de la couche résistive ou conductrice aura exactement la même résistance peu importe la dimension du carré. Le calcul de la résistance électrique devient alors simple car ne nécessite que de connaitre le nombre de carré qui est contenu dans le dépôt. Par exemple, un rectangle de dimension 10 $mm \times 2\ mm$, possède 5 carré de dimension 2 mm, la résistance globale du rectangle vaut donc 5 fois la résistance par carré, comme on le retrouve avec la formule $R = R/\blacksquare\,\frac{L}{l} = R/\blacksquare\,\frac{10}{2} = 5\,R/\blacksquare$. À noter que ces caractéristiques se vérifient aisément via les lois d'associations des résistances électriques en série et en parallèle.

correspondre à nos besoins. Il est à noter qu'au vu des résultats et des temps de réponses du système, lors des tests sur prototype et de la campagne de mesure (cf. Chapitre III), qu'une densité de puissance de 10 W/cm^2 sera suffisante pour observer les phénomènes transitoires les plus rapides.

Enfin dans le système final, un système de masque a été mis en place afin d'obtenir 3 zones de chauffes distinctes permettant de mimer différentes configurations. Par exemple dans la Figure II-26, deux configurations sont proposées : la première correspond au développement d'un évaporateur cylindrique à partir du point 1 et le second à partir du point 2. Dans le cas d'un évaporateur cylindrique celui-ci est souvent accolé à une semelle servant de lien avec l'élément à refroidir : la surface de chauffe n'est donc pas uniforme sur toute la circonférence de l'évaporateur.

Ces deux configurations ont donc pour but de déterminer si la zone de chauffe à un impact sur la vidange des canaux ou non. La configuration 2 est le complément de la configuration 1 pour déterminer l'impact éventuel des effets de bord. Ce type de chauffage serait également inédit dans l'étude des évaporateurs en lien avec les problématiques des LHP.

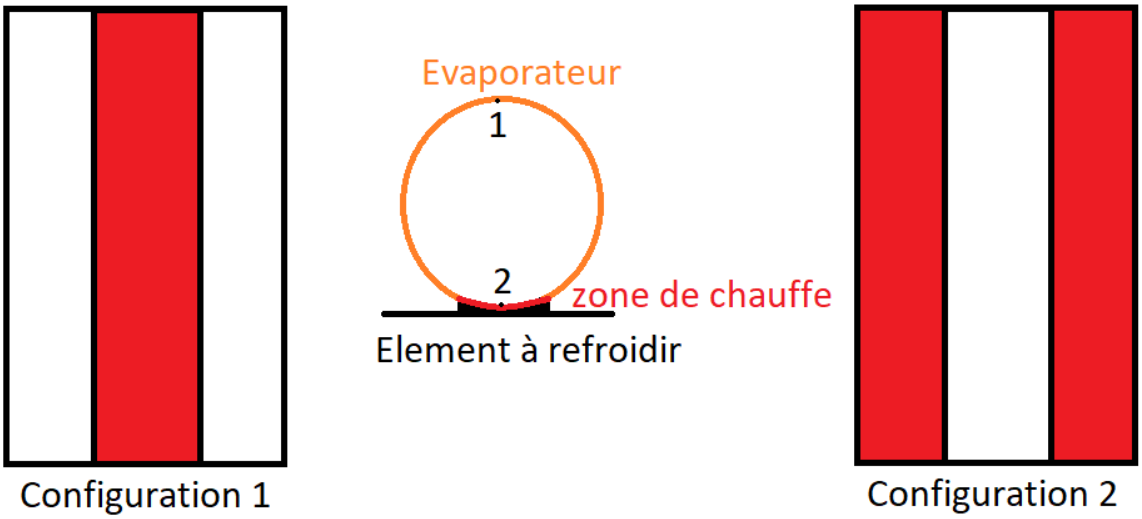


Figure II-26 Différents schémas de chauffage envisageables

Ainsi pour la configuration 1, avec une plaque en saphir (cf. b.(4).(b) p70) de dimensions 130 mm × 66 mm × 2 mm, des pistes en ITO de longueur 120 mm, large de 25 mm pour la partie centrale et de 12.5 mm pour les parties correspondant à la configuration 2, espacées de 1 mm et en utilisant la mise en contact présentée en (Annexe I p.323 et Figure I-13, Figure I-17 et Figure I-19), on obtient une résistance électrique d'environ 180 Ω aux bornes des câbles d'alimentation (valeur pouvant varier légèrement selon l'intensité de la force de mise en contact des pièces en aluminium avec l'ITO). La surface de la zone centrale recouverte d'ITO étant de 120 $mm \times 25\ mm$, en retirant la surface des contacts électrique, la surface de chauffe effective est d'environ 100 $mm \times 25\ mm = 25\ cm^2$, et représente 4 carrés de 25 mm de côté. La valeur de la résistance du film d'ITO étant de 30 ohms/carré, on retrouve bien la valeur mesurée aux bornes de notre système.

Cette configuration, avec l'alimentation utilisée par la suite, permet d'obtenir un maximum de 60 V et 0.8 A (soit 48 W, où 1.92 W/cm^2) et permet d'observer l'apparition de vapeur avec succès (Figure II-27).



Figure II-27 Visualisation de l'apparition de vapeur dans les rainures pour la mèche en aluminium

b.(4).(b) Choix du matériau de la culasse

Un des objectifs de l'expérience est d'avoir une culasse la plus représentative d'une culasse « traditionnelle » en ayant des propriétés thermophysiques similaires. Le Tableau II-I présente les propriétés thermophysiques de différents matériaux dont celles de matériaux transparents pouvant servir de culasse.

Nom	Conductivité (W/m/K)	CP ($\frac{J}{K\,kg}$) (25°C)	Masse Volumique (kg/m^3)	Diffusivité (m^2/s)	Effusivité ($\frac{J\,s^{\frac{1}{2}}}{K\,m^2}$)	Epaisseur (mm)	Temps caractéristique (s)	Nombre Fourier	Gamme de transmission optique utile
Cuivre	400	380	8960	1.17E-04	36904	1	0.01	117.48	-
Acier 316L	16.3	502	7960	4.08E-06	8071	1	0.25	4.08	-
Vycor	1.2	750	2180	7.34E-07	1401	0.5	0.34	2.94	365-2500 nm
						1	1.36	0.73	
Quartz	1.3	740	2230	7.88E-07	1465	1	1.27	0.79	180-2500nm
Saphir	40	750	3985	1.34E-05	10934	1	0.07	13.38	200-5500 nm
						2	0.30	3.35	
Spinelle	25	819	3580	8.53E-06	8562	1	0.12	8.53	
Alon	13	919.6	3680	3.84E-06	6633	1	0.26	3.84	

Tableau II-I Propriétés thermophysiques des matériaux pour la culasse

La physique à observer se produisant lors de phénomènes transitoires, les critères pouvant servir de comparaisons sont :

- la diffusivité thermique ;
- l'effusivité thermique qui caractérise l'aptitude d'un matériau à échanger avec son environnement. Cette propriété est essentiellement utilisée lors des contacts solide/solide en thermique ;
- le nombre de Fourier qui est le rapport de la diffusivité thermique multipliée par un temps donné (ici 1 s) divisé par une longueur caractéristique. Plus ce nombre de Fourier est important plus la chaleur pénètre profondément dans un corps en un temps donné ;
- le temps caractéristique. Il correspond au temps nécessaire pour avoir un Nombre de Fourier = 1 pour une épaisseur donnée.

Dans un premier temps, il apparait qu'aucun des matériaux proposés ne possède, sur l'ensemble des critères, des propriétés du même ordre de grandeur que celles du cuivre. Par conséquent, le banc d'essais, dans sa configuration actuelle, pourrait être peu représentatif des évaporateurs avec une culasse possédant une conductivité thermique très importante.
Néanmoins, les cas où la culasse possède une conductivité thermique modérée, comme avec de l'acier 316L (que l'on retrouve fréquemment dans le domaine spatial duquel on souhaite se rapprocher), peuvent être interprétés avec plus de similitudes.

Tout d'abord on note qu'il serait nécessaire d'avoir une culasse en verre d'une épaisseur de 0.5 mm pour obtenir des caractéristiques similaires à celles de l'acier 316L (1 mm) que cela soit pour le verre Vycor ou une vitre en Quartz. Cependant les vitres avec ces épaisseurs sont bien trop fragiles et cassantes pour être utilisées dans notre système. De plus, une vitre dont l'épaisseur est de 1 mm a un temps caractéristique six fois plus important (>1 s) que celui de l'acier.

Bien que ce matériau ne puisse être aisément usinable pour créer des canaux sur une face pour tester la configuration « canaux dans culasse », c'est une culasse en saphir de 2 mm d'épaisseur qui est retenue en raison des points suivants :

- les critères sur les propriétés thermophysiques exprimés ci-dessus sont du même ordre de grandeur que ceux de l'acier, le comportement thermique de la culasse devrait donc être semblable ;
- bien qu'onéreux, le saphir reste plus abordable que d'autres verres aux propriétés similaires, comme l'Alon ou le Spinelle ;
- ce matériau est plus résistant que le verre, il devrait donc résister à la pression appliquée pour obtenir un bon contact avec le poreux ;
- une plaque de 2 mm d'épaisseur peut-être usinée sur sa tranche (cf. b.(4).(c) Mesure de la température de la culasse).

Néanmoins, compte tenu du coût du saphir, les premiers essais réalisés (Annexe G) l'ont été avec des plaques en verre chauffées via un dépôt d'ITO avant de passer au saphir.

b.(4).(c) Mesure de la température de la culasse

Le dernier point présenté ci-dessus fait mention d'un usinage sur la tranche de la culasse. Ce dernier critère vient de la spécification qui est de pouvoir connaitre la température de la culasse. Cette mesure peut être réalisée de différentes manières.

- Caméra infra-rouge : une partie de la culasse peut être peinte en noir afin de mesurer, via une caméra infra-rouge, la température de surface à cet emplacement. Néanmoins, si la zone peinte est située au-dessus de la mèche et des canaux d'évacuation, alors une partie de l'information sera perdue. Cette option n'est cependant pas à écarter pour mesurer la température de surface du poreux, le saphir ayant une gamme de transmission optique utile très large.
- Méthode inverse : il est possible de placer des thermocouples dans une lame d'air qui serait située au-dessus de la culasse, dans la plaque de plexiglass utilisée pour créer cette lame d'air et à la surface de cette plaque puis de remonter à la température de surface de la culasse par méthode inverse. Une telle technique a par contre l'inconvénient d'être particulièrement lourde à mettre en œuvre et à alourdir le post-traitement des données.
- La mesure directe par thermocouple, qui se divise en trois solutions :
    - Positionner un thermocouple sous la culasse, à l'interface du poreux ou dans un des canaux d'évacuation. Solution complexe qui ne permet pas de dire à quoi correspond la mesure de température (celle de la culasse, de la température du poreux ou de la température du fluide ?).
    - Positionner un thermocouple sur la culasse. La mesure de température via un thermocouple est en particulier possible grâce à l'effet Seebeck. Grâce à cet effet, il est possible d'enregistrer une différence de tension image de la température à mesurer. Or sur la culasse est déposé un film d'ITO afin de réaliser le chauffage, cette technique est par conséquent à éviter à cause des possibles interactions électriques entre les deux dispositifs qui pourraient générer des erreurs ou la casse du dispositif. Positionner le thermocouple via de la pâte thermique est également envisageable mais cette dernière a tendance à s'étaler et pourrait gêner la bonne visualisation des écoulements.
    - Introduire un thermocouple sur la tranche. La taille d'un thermocouple pouvant être submillimétrique, il est possible d'imaginer un perçage sur la tranche de la culasse dans lequel le thermocouple pourrait être introduit.

C'est cette dernière solution qui semble être la plus précise pour notre mesure. Malheureusement, peu ou aucun industriel n'est capable de réaliser un trou de diamètre inférieur au millimètre (dans le cas d'une culasse épaisse d'un millimètre) sur une profondeur suffisante (1 cm) pour que la mesure de température puisse être considérée comme représentative de la culasse et non comme représentative de la face externe de la culasse. Toutefois, dans le cas d'une plaque de 2 mm d'épaisseur, il est possible d'imaginer un trou de 1 mm de diamètre sur 1 cm de profondeur sur la tranche de cette plaque. Le fabricant de la vitre en saphir pouvant réaliser un tel trou, le choix d'une plaque en saphir de 2 mm d'épaisseur en est conforté.

Cette plaque de dimension 130 mm × 66 mm × 2 mm est percée de 4 trous, espacés de 2.5 cm avec le trou à l'extrémité à 2.75 cm du bord, et de 3 cm de profondeur afin que des thermocouples de type K enduits de pate thermique ($3\ W.K^{-1}.m^{-2}$) puissent être insérés au plus proche de la zone de chauffe (Figure II-28). La dimension finale de cette plaque et les dimensions des pistes de chauffage sont disponible dans l'Annexe I.

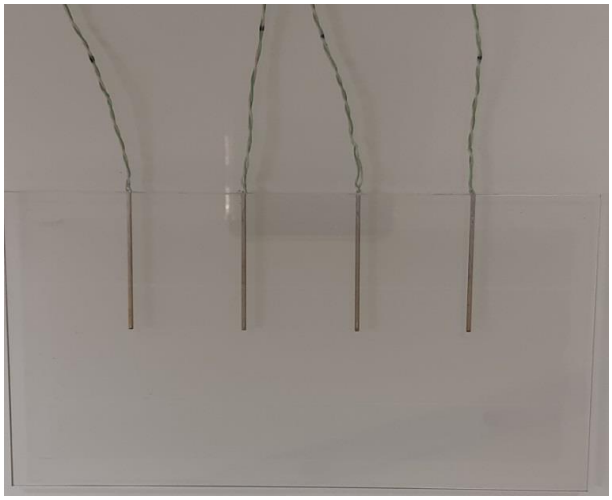


Figure II-28 Plaque en saphir avec thermocouple mit en place dans la tranche

La position des thermocouples dans la plaque en saphir est déterminée par la mesure de la distance entre les repères noirs (Figure II-28) et le bord de la plaque en saphir. Ces repères noirs étant placés à 5 cm de l'extrémité des thermocouples on en déduit leur position. La distance entre les repères et le bord de la plaque est donnée par le Tableau II-J. Ces thermocouples d'un diamètre $\sim 0.3\ mm$ (et leur fil $\sim 0.5\ mm$ avec la gaine) sont positionnés dans les perçages d'un diamètre $1\ mm$ ce qui laisse une légère incertitude sur la position des thermocouples.

Nom thermocouple	Gauche	Centre gauche	Centre droit	Droit
Distance [cm]	2.9	3.4	3.4	2.9

Tableau II-J Position des thermocouples dans la culasse

II.3.b.(5) Conception de l'évaporateur

b.(5).(a) Critères de conception du bâti de l'évaporateur

Les éléments constituant l'évaporateur de notre système ayant été sélectionnés, le prochain paragraphe s'attelle au choix de l'enveloppe générale qui permet d'assembler le système tout en respectant les spécifications. La difficulté réside dans le fait de concevoir un bâti répondant à toutes les spécifications (Tableau II-A).

Les spécifications 5 et 6 qui concernent les mesures de température et de pression ne sont pas problématiques, un perçage du bâti dans lequel faire passer les thermocouples ou positionner l'entrée d'un capteur de pression pour réaliser la mesure étant facilement réalisable. Respecter les spécifications 1, 2 et 7 est également concevable par de nombreuses solutions techniques qui sont cependant limitées par la spécification 4 concernant l'isolation et l'étanchéité.

Pour respecter la contrainte d'étanchéité, le nombre de pièces est limité au maximum dans le but de diminuer le nombre d'interfaces propices à une fuite du fluide. C'est dans cette optique que le bâti est conçu par impression 3D au sein du laboratoire. Cette technologie permet la réalisation de pièces complexes en des temps de production relativement court, limite le nombre de pièces et donc le nombre d'interfaces susceptibles de fuir et autorise l'exploration de plusieurs solutions technologiques permettant une bonne modularité du système. La flexibilité de cette solution permet également d'adapter les dimensions du bâti à celles du milieu poreux et de la plaque en saphir. Quelques remarques quant à l'utilisation de cette technologie sont décrites en Annexe H.

La solution retenue vise à assurer un bon contact entre le milieu poreux et la culasse (la qualité de contact, la résistance de contact et la pression de contact entre la culasse et le milieu poreux sont des inconnues des évaporateurs de LHP industrielle) tout en limitant les fuites au maximum. Le paragraphe ci-après présente la solution finale retenue et la phase de développement de cette solution est en partie présentée dans l'Annexe I.

b.(5).(b) Composition de l'évaporateur

L'évaporateur utilisé pour la campagne expérimentale (Figure II-29, Figure II-30 et Figure II-31) est constitué :

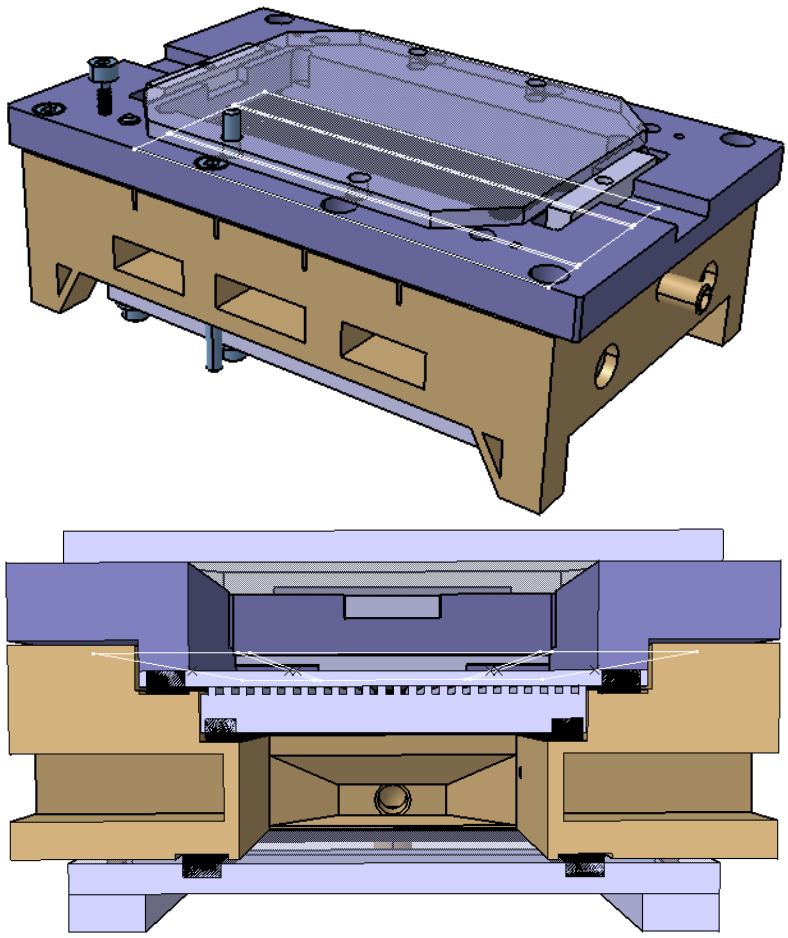


Figure II-29 En haut : évaporateur du banc d'essais ; en bas : coupe de l'évaporateur.

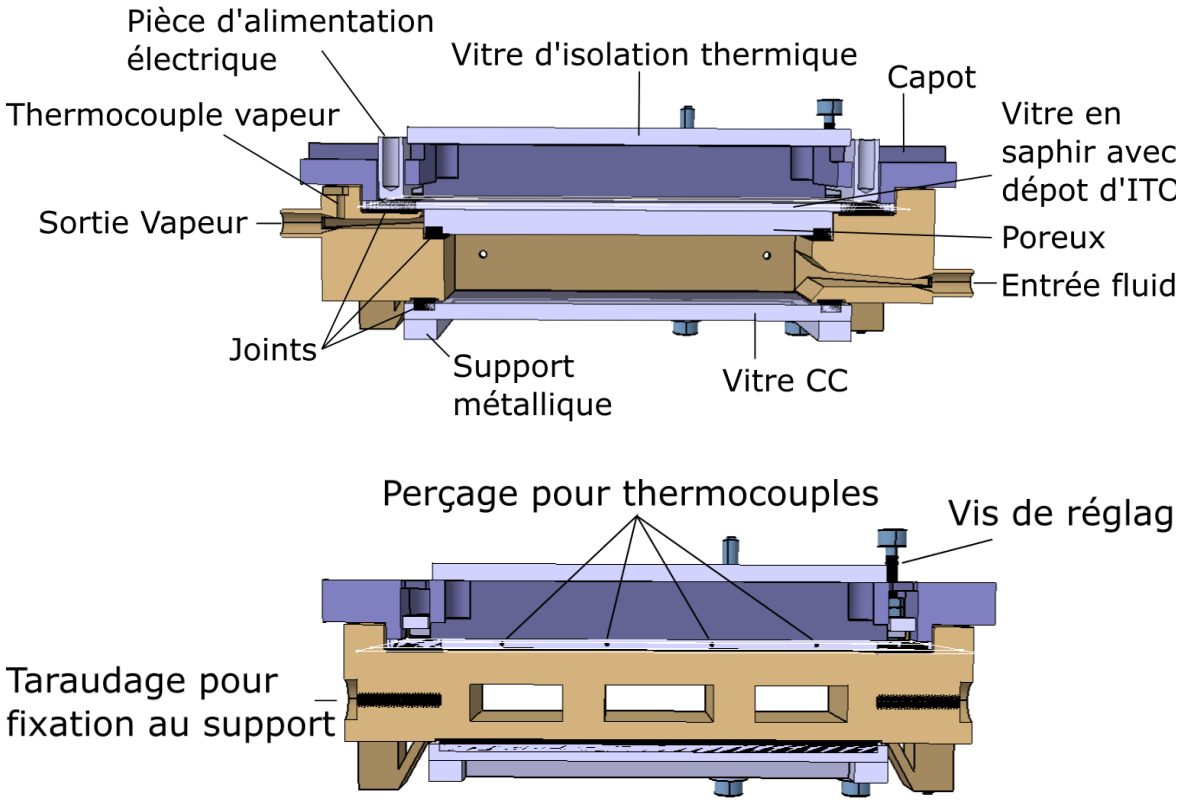


Figure II-30 Coupes de l'évaporateur

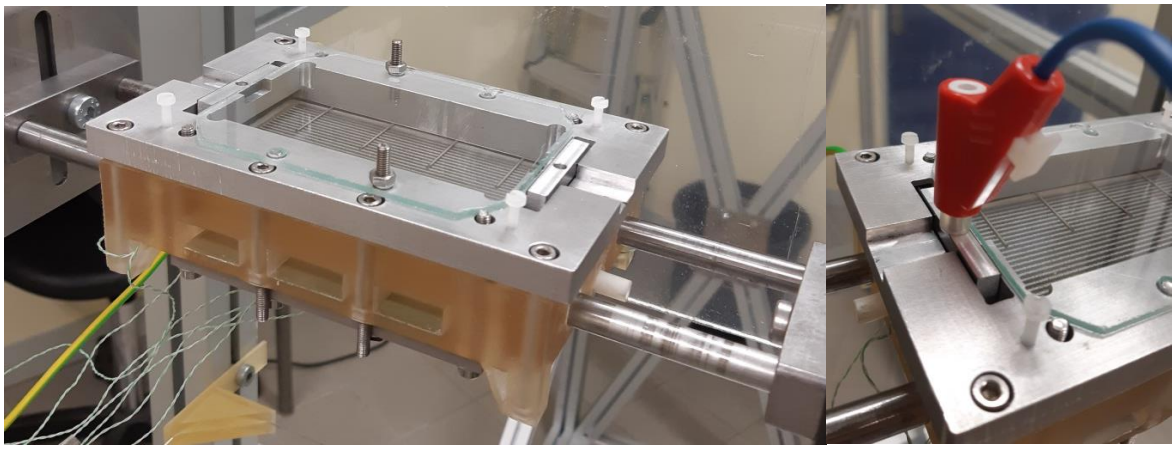


Figure II-31 Évaporateur mis en place sur son support et connections électriques

- d'un capot métallique servant à positionner la vitre en saphir et la mettre en contact avec le poreux, tout en mettant cette vitre en compression avec des joints et le bâti pour assurer l'étanchéité. On trouve également sur ce capot :
    - une vitre d'isolation thermique. Cette vitre produit une lame d'air isolante entre la zone de chauffe et l'extérieur tout en assurant une fonction de sécurité en empêchant tout contact avec la piste électrique en ITO ;
    - deux pièces d'alimentation électrique, leur vis M3 et écrous de réglage. Les pièces d'alimentation en aluminium sont percées en leur centre afin de les relier à l'alimentation par des fiches électrique de sécurité. Ces pièces peuvent prendre différentes formes afin d'alimenter la/les pistes électriques choisies comme expliqué dans l'Annexe I. Afin d'éviter toute continuité électrique avec le capot, elles sont entourées de scotch isolant et les vis de réglages utilisées sont en nylon. Ces vis permettent de « relever » ou de « descendre » les pièces d'alimentation indépendamment du capot pour réaliser le contact électrique avec la vitre en saphir.
- d'une plaque en saphir avec revêtement d'ITO ainsi que des perçages pour les thermocouples ;
- du milieu poreux ;
- de joints plat en néoprène suffisamment compressibles pour réaliser l'étanchéité sans sur-contraindre les fenêtres de visualisation ;
- du bâti imprimé en 3D (Figure II-30) qui possède :
    - une chambre de compensation (CC) alimentant le poreux en fluide et dans laquelle sont placés deux thermocouples. Cette chambre, qui joue le rôle de cœur de l'évaporateur, est évidée par le dessous afin de permettre, via la vitre CC, la visualisation de la quantité de vapeur dans la chambre. Cette vitre est mise en contact avec le joint adéquat via le support métallique ;
    - une entrée de fluide à l'état liquide dans la chambre de compensation ;
    - une sortie vapeur dans laquelle est placé un thermocouple afin de mesurer la température de sortie de la vapeur ;
    - 4 alésages taraudés afin de fixer l'évaporateur au support gyroscopique ;
    - d'emplacement pour la mise en place des écrous nécessaires pour la mise en compression du système via des vis M4 ;
    - de 4 gorges sur un des côtés permettant le guidage des thermocouples de la plaque en saphir.

Ce système regroupe ainsi toutes les spécifications requises, y compris celle de modularité car le milieu poreux peut aisément être remplacé tout comme le bâti afin de modifier par exemple le volume de la CC.

II.3.c) Support gravitaire

Derrière le terme support gravitaire se cache le support final permettant le maintien des outils de visualisations et la rotation du bâti selon les angles α et θ (cf. II.2) pour étudier l'influence de la gravité sur le système. Celui-ci est réalisé à l'aide de tube Rexroth tout comme le support des réservoirs. Le schéma cinématique de ce support, avec une seule caméra sur les deux prévues et la vue isométrique après conception sont présentés en Figure II-32

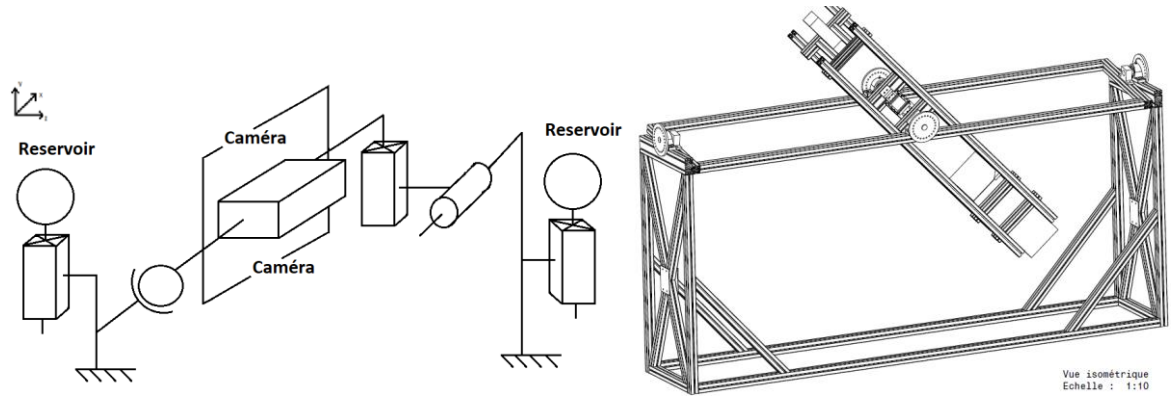


Figure II-32 Schéma cinématique du support du montage final et vue isométrique du support gyroscopique

Comme on peut le voir sur la vue isométrique, le support est divisé en trois châssis. Le premier supporte l'ensemble du système et est relié au second châssis par deux paliers qui assurent la rotation dans la direction θ de -180° à +180° par pas de 15°. Le second châssis est également relié au troisième châssis par deux paliers pour effectuer la rotation suivant l'angle α de 0° à 180° par pas de 15°. Le maintien en position s'effectue via des vis passant par des alésages réalisés sur les disques de rotation des paliers et qui s'insèrent dans une barre en aluminium taraudée ou dans une plaque en acier taraudée (Figure II-33). La précision sur l'angle imposé est estimée et majorée à 0.5° via un niveau numérique et résulte du jeu entre l'alésage du disque du palier, la vis et son point de fixation. Pour finir, le troisième châssis soutient l'ensemble caméras, évaporateur et éclairages nécessaires pour la manipulation.



Figure II-33 Réglage de l'inclinaison par palier

Dans le but d'éviter que le bâti ne tourne brutalement lors d'un changement de position, des contres poids en plombs sont ajoutés du côté de la caméra la plus légère afin de recentrer le centre de gravité (Figure II-34).

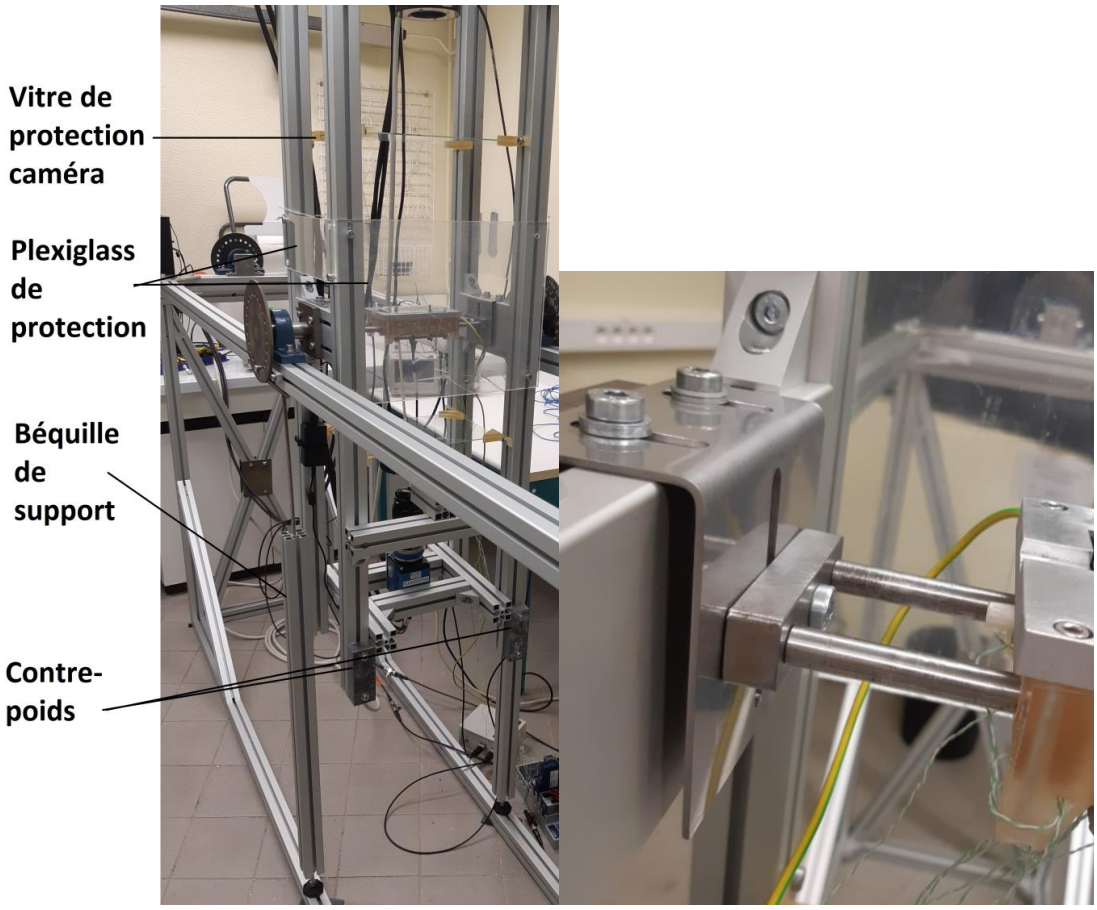


Figure II-34 Vue partielle du support gyroscopique et support de fixation de l'évaporateur

En ajout, dans le but de protéger les caméras d'une chute de vis ou d'une fuite de fluide, des vitres de protection sont placées de part et d'autre de l'évaporateur. Ces vitres sont en verre et non en plexiglass pour éviter toute détérioration d'image par griffure par exemple. Des plaques de plexiglass sont disposées autour de l'évaporateur afin d'éviter tout contact involontaire avec l'évaporateur et ainsi diminuer les risques de brulures et d'électrisation.

Enfin, des béquilles amovibles sont disposées de part et d'autre du deuxième châssis pour diminuer la flexion provoquée par le poids du troisième châssis sur les barres latérales. Outre la diminution de la flexion, ces béquilles permettent également de supprimer les vibrations du support gravitaire pouvant gêner la visualisation. Par la suite, ces béquilles doivent être déplacées pour soutenir le troisième châssis lorsque des angles plus importants sont testés.

L'évaporateur est quant à lui fixé au support gyroscopique via une équerre percée de trou oblong permettant ainsi un réglage précis et une mise à niveau de l'évaporateur aux angles $\alpha = 0°$ et $\theta = 0°$ (Figure II-34).

II.3.d) Circuit hydraulique

Le circuit hydraulique nécessaire à la bonne conduite de l'expérimentation étant assez simple (Figure II-10), son dimensionnement dépend du matériel à disposition dans le laboratoire. Le circuit évolue toutefois tel que représenté sur la Figure II-35. Des vannes 3 voies sont rajoutées afin de faire circuler le fluide d'un réservoir à l'autre sans passer par l'évaporateur ou encore pour couper l'évaporateur du reste du circuit en cas de manipulation et limiter les pertes de fluide. On pourra par la suite y rajouter une pompe à vide pour éliminer une partie des incondensables ou y ajouter un débitmètre massique…

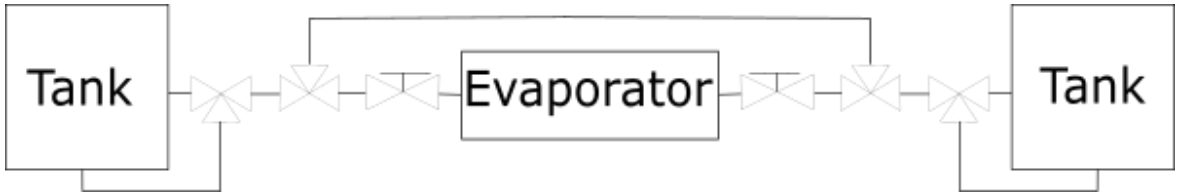


Figure II-35 Schéma hydraulique avec vannes

Un ajout notable par rapport au schéma de principe du banc d'essais concerne les réservoirs qui sont disposés sur des supports dédiés (Figure II-36) afin de procéder au remplissage ou faire varier les configurations : par exemple avoir les deux réservoirs au-dessus de l'évaporateur représente un cas où l'évaporateur est situé sous le condenseur dans le champ gravitaire.

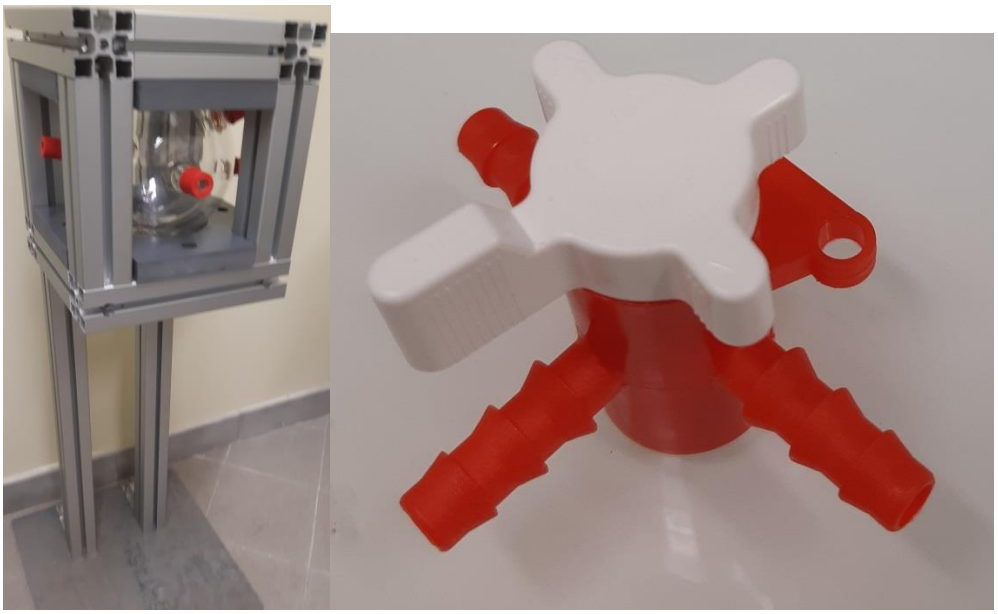


Figure II-36 Support d'un des réservoirs et vanne 3 voies

II.3.e) Dimensionnement des réservoirs

Pour déterminer la taille des réservoirs amont et aval, un modèle thermique (Annexe J) codé en Fortran a été mis au point pour calculer la variation de pression (P_r), la variation de température (T_r) et la variation du taux de vide (α_r) dans un réservoir en fonction des paramètres suivants :

- débit d'entrée/sortie du fluide (supposé à l'état liquide) ;
- température et pression du fluide pénétrant ou sortant du réservoir (T_{re} et P_{re}) ;
- température, pression et taux de vide initiaux du réservoir ;
- intensité des transferts de chaleur avec l'extérieur et température extérieure (h_{amb} et T_{amb}).

On peut ainsi estimer le temps nécessaire pour vider ou remplir un réservoir en fonction du débit rentrant ou sortant. En se plaçant dans le cas d'une puissance modérée à l'évaporateur ($10\ W.cm^{-2}$) pour notre échantillon de 25 cm^2 soit 250 W), avec l'hypothèse que toute la chaleur sert à évaporer le fluide, on peut estimer le débit d'évaporation résultant soit : 1.761 $g.s^{-1}$. De plus, pour notre fluide HFE 7000, initialement à 30 °C et tempéré à 30 °C avec une intensité d'échange thermique importante ($500\ W.K^{-1}.m^{-2}$), en considérant deux réservoirs reliés entre eux par une conduite avec une différence de hauteur nulle entre les entrées/sorties des réservoirs, on peut calculer la différence de pression entre ces deux réservoirs une fois l'un vidé dans l'autre. Pour des réservoirs cylindriques pour lesquels ont fait varier le diamètre de 5 cm à 10 cm et la hauteur de 5 cm à 10 cm, on obtient les résultats de la Figure II-37.

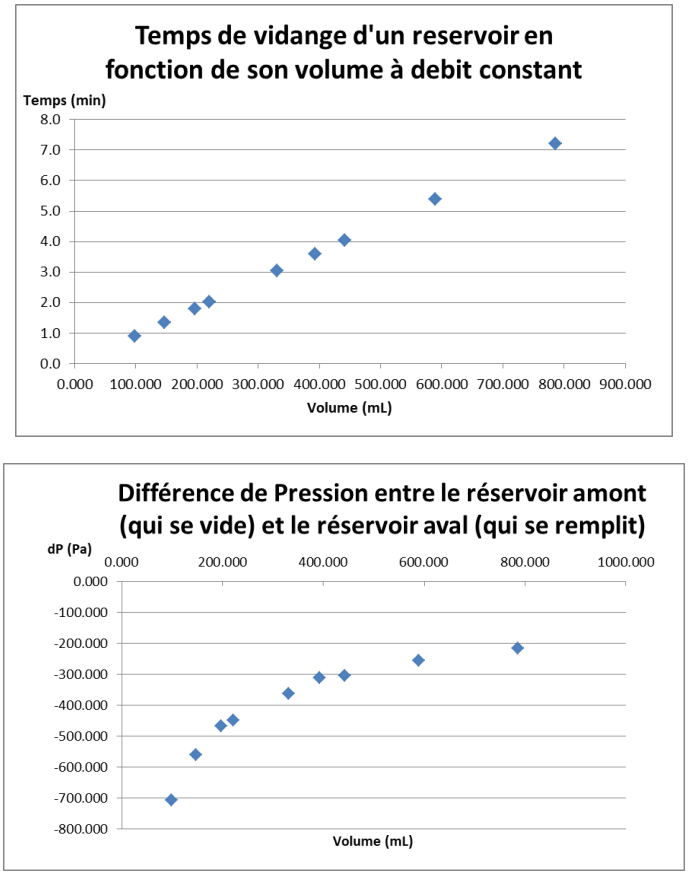


Figure II-37 Dimensionnement du volume des réservoirs

On remarque que plus le réservoir est petit, plus la différence de pression entre les deux réservoirs à la fin de la vidange est importante. Un réservoir de taille modérée d'environ 300 mL est le compromis choisi pour la suite de l'étude. Pour cette taille de réservoir (soit un réservoir d'environ 7.5 cm de diamètre par 7.5 cm de hauteur), la différence de pression entre les réservoirs est entre 300 et 400 Pa une fois vidangé. De plus, pour ces 250 W de puissance appliquée et le débit qui en résulte, le réservoir se vide en environ 3 minutes.

Bien que surdimensionné pour une expérience, un volume de réservoir conséquent permet de faire plusieurs manipulations à la suite et surtout de limiter la différence de pression entre les deux réservoirs. C'est aussi pour cette dernière information que le code de calcul est le plus utile. L'objectif principal de l'expérience étant d'être le plus représentatif possible, il faut que seul le milieu poreux produise une force motrice (via la capillarité) entre les réservoirs lors du fonctionnement. Il est par conséquent important d'avoir une différence de pression entre les deux réservoirs la plus proche de zéro pour ne pas provoquer un effet favorisant ou contrariant la vidange dans les canaux.

Sans rentrer dans le détail de la physique d'un réservoir diphasique, il apparait que l'évolution de la pression du réservoir (supposé saturante à tout instant dans le code de calcul) est intimement liée à l'évolution de sa température. Le contrôle de la température du réservoir est en conséquence une clé pour maitriser la différence de pression liée aux phénomènes diphasiques.

Une campagne de calcul a été réalisée pour estimer l'influence d'un contrôle de la température (par exemple en thermostatant les réservoirs à une température donnée) sur la différence de pression entre les réservoirs. Les cas considérés et leurs résultats sont présentés dans le Tableau II-K.

Cas	Puissance (W)	Tamb (°C)	Tinit (°C)		Text reservoir (°C)		h convectif (W/K/m²)		dz (z2-z1) (m)	dP(final) (Pa)	dT(final) (°C)
			reservoir1	reservoir2	reservoir1	reservoir2	reservoir1	reservoir2			
1	25	25	25	25	25	25	naturel	naturel	0	-750.23	-0.27
2	25	25	25	25	25	25	cryostat	cryostat	0	-38.96	-0.01
3	25	25	25	25	25	25	naturel	naturel	-0.1	-749.55	-0.27
4	25	25	25	25	25	25	naturel	naturel	0.1	-750.90	-0.27
5	25	25	25	25	25	25	cryostat	cryostat	-0.1	-38.92	-0.01
6	25	25	25	25	25	25	cryostat	cryostat	0.1	-38.99	-0.01
7	25	25	30	30	30	30	cryostat	cryostat	0	41.77	0.01
8	25	25	25	25	25	25	naturel	cryostat	0	-459.90	-0.16
9	25	25	25	30	25	30	naturel	cryostat	0	-15320.07	-5.08
10	25	25	25	25	25	25	cryostat	naturel	0	-380.54	-0.14
11	25	25	30	25	30	25	cryostat	naturel	0	11739.33	3.81
12	250	25	25	25	25	25	naturel	naturel	0	-3199.71	-0.04
13	250	25	25	25	25	25	cryostat	cryostat	0	-338.53	-0.12

Tableau II-K Cas étudiés avec le code de calcul de dimensionnement des réservoirs

Un coefficient d'échange convectif ($h_{convectif}$) dit naturel correspond à de la convection naturelle $\sim 15\, W.K^{-1}.m^{-2}$ (les réservoirs sont laissés à l'air libre dans une pièce) et le cas dit cryostat correspond aux cas thermostatés $\sim 500\, W.K^{-1}.m^{-2}$ (valeur arbitraire). Pour les cas à $25\, W$, le réservoir n'étant pas vidé, la fin du calcul correspond aux conditions après 15 minutes de vidange.

De part cette étude, on remarque que thermostater les réservoirs a un réel impact sur la différence de pression entre les réservoirs. Pour une température de 25 °C, il y a ~700 Pa de différence entre le cas thermostaté et le cas naturel. On remarque également que cet effet est encore plus important pour des débits importants (à 250 W la différence est de ~ 2900 Pa). Enfin, il semble que thermostater un seul réservoir sur deux ne soit que peu efficace lorsque les températures sont identiques (on divise par 2 la différence de pression par rapport au cas en convection totalement naturelle) et ne soit pas du tout recommandable si l'un des réservoirs est thermostaté à une température supérieure à l'autre (jusqu'à 15 000 Pa de différence pour 5 °C de différence).

Finalement, le cas où les réservoirs sont thermostatés à 30 °C a été exploré et appuie les observations faites à 25 °C. Avoir des conditions initiales à 30 °C réduirait le temps nécessaire pour voir apparaitre la vidange dans l'évaporateur et diminueraient les effets dus à la dilatation du fluide dans la CC, l'effet inverse avec un thermostat plus froid pouvant être testé. Enfin, la différence de hauteur, ici de 10 cm qui correspondrait à environ 1400 Pa de différence de pression, ne se fait que peu sentir que les réservoirs soient thermostatés ou non.

En conclusion de cette étude, il y a tout intérêt à thermostater les deux réservoirs à la même température pour n'avoir aucun effet parasite de différence de pression affectant notre évaporateur. En comparaison, la tension de surface du HFE étant à 25 °C de 0.0124 $N.m^{-1}$, cela donne pour un rayon de pore de 100 µm, une pression capillaire de 248 Pa et pour un rayon de pore de 10 µm une pression capillaire de 2480 Pa. La régulation des réservoirs est donc nécessaire pour éviter tout désamorçage due à la pression dans les réservoirs.

Pour ce faire, une verrerie spécifique (Figure II-38) composée d'un ballon avec 4 orifices lui-même contenu dans un ballon avec 2 orifices est utilisée. Le ballon interne (1 L, 5 piquages GL18) sert de réservoir au fluide caloporteur alors que le réservoir externe (2 L, 2 piquages GL14) est parcouru par un fluide thermostaté (de l'eau) et maintient le ballon interne en température. Cette solution permet de garder le réservoir du fluide pressurisé, thermostaté et sans risque de fuite contrairement aux bains thermostatés disponibles. Les orifices du ballon interne peuvent ainsi servir à placer un capteur de pression, de température ou une autre entrée/sortie de fluide pour effectuer le remplissage du réservoir.



Figure II-38 À gauche : ballon à 7 orifices faisant office de réservoir thermostaté ; à droite : ballon mit en place dans son support.

II.3.f) Acquisitions des données expérimentales

II.3.f.(1) Visualisation de la vidange et observation du niveau de liquide dans la CC

Pour mener à bien les étapes de visualisation, une caméra rapide (PCO DIMAX S4) est utilisée pour observer la vidange dans les rainures et une caméra (PCO Edge sCMOS 5.5) est utilisée pour contrôler le niveau de liquide dans la chambre de compensation (Figure II-39). Ces caméras sont accompagnées d'un système d'éclairage annulaire ainsi que d'un polariseur afin de limiter les reflets et obtenir une image de qualité.



Figure II-39 À gauche : caméra rapide PCO DIMAX S4 ; à droite : caméra PCO Edge sCMOS 5.5.

II.3.f.(2) Acquisition des données et synchronisation temporelle

Bien que l'acquisition des images des caméras soit réalisée par leur logiciel propriétaire, le démarrage de l'enregistrement et son arrêt sont gérés de manière externe. Cette gestion, qui permet une synchronisation de la base temporelle pour l'exploitation des images et des données mesurées, est gérée par un boitier National Instrument (Figure II-40). Lors du démarrage d'une acquisition, ce dernier envoie un signal aux caméras pour lancer et stopper l'enregistrement sur leur PC dédié ; en parallèle, le boitier reçoit un signal des caméras indiquant l'état d'enregistrement des caméras.

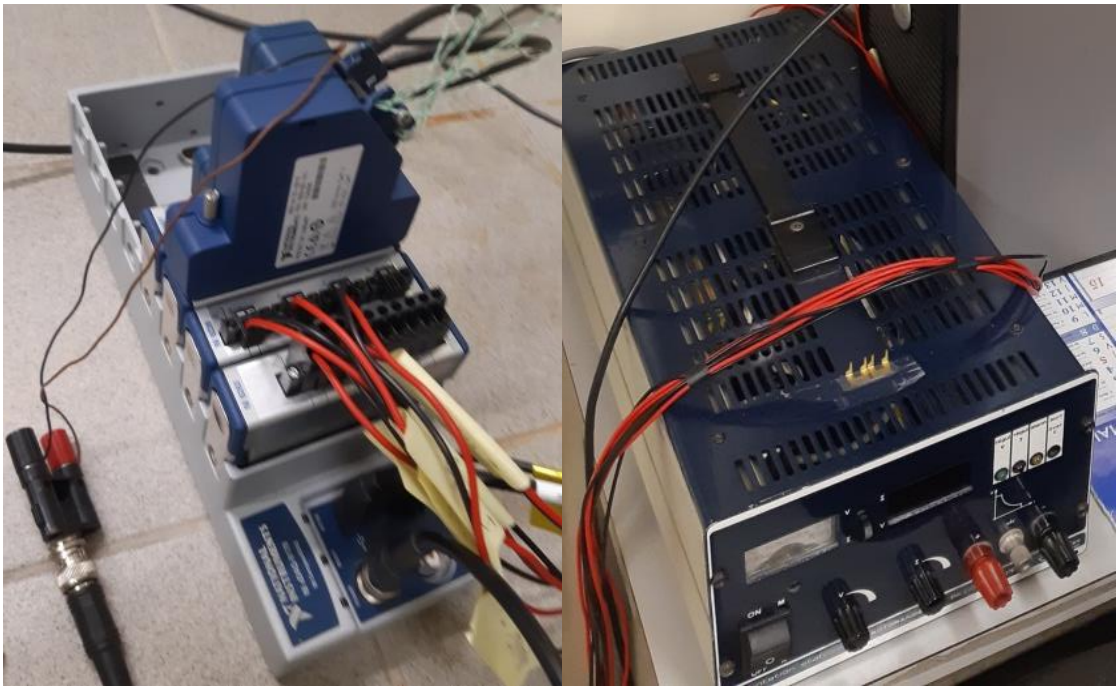


Figure II-40 Boitier d'acquisition DAQ de National Instrument et alimentation électrique

Ce boitier (cDAQ-9178) possède également une cartouche (NI 9212) sur laquelle sont branchés les 8 thermocouples de type K (4 dans la culasse, 2 dans la CC, 1 dans la sortie vapeur, 1 à l'ambiance) et des cartouches permettant de contrôler l'alimentation électrique ((NI 9239) pour l'acquisition de tension, (NI 9263) pour la génération de tension et (NI 9401) pour générer des triggers TTL (module numérique)). La calibration des thermocouples de la manipulation a été vérifiée au moyen d'un bain d'eau glacée et le constructeur indique une sensibilité de $\pm 0.05\ K$ et une précision majorée à $\sim \pm 1\ K$.

Ce boitier est piloté par un logiciel LabVIEW, un programme ayant spécialement été développé pour la manipulation. Outre l'envoi de l'impulsion aux caméras après un délai préalablement choisi, le programme présente une interface graphique (Figure II-41) permettant de visualiser en temps réel l'évolution de la température relevée par chacun des thermocouples et d'arrêter totalement la manipulation par sélection des boutons STOP ou Quitter. Il est en outre possible de sélectionner la température de sécurité au-delà de laquelle le programme coupe toute alimentation électrique si une des températures de n'importe lequel des thermocouples dépasse cette valeur. Finalement, un onglet permet de gérer la puissance imposée sur le système en temps réel (Figure II-42). On peut ainsi imposer le profil de puissance voulu dans la limite de la puissance de l'alimentation.

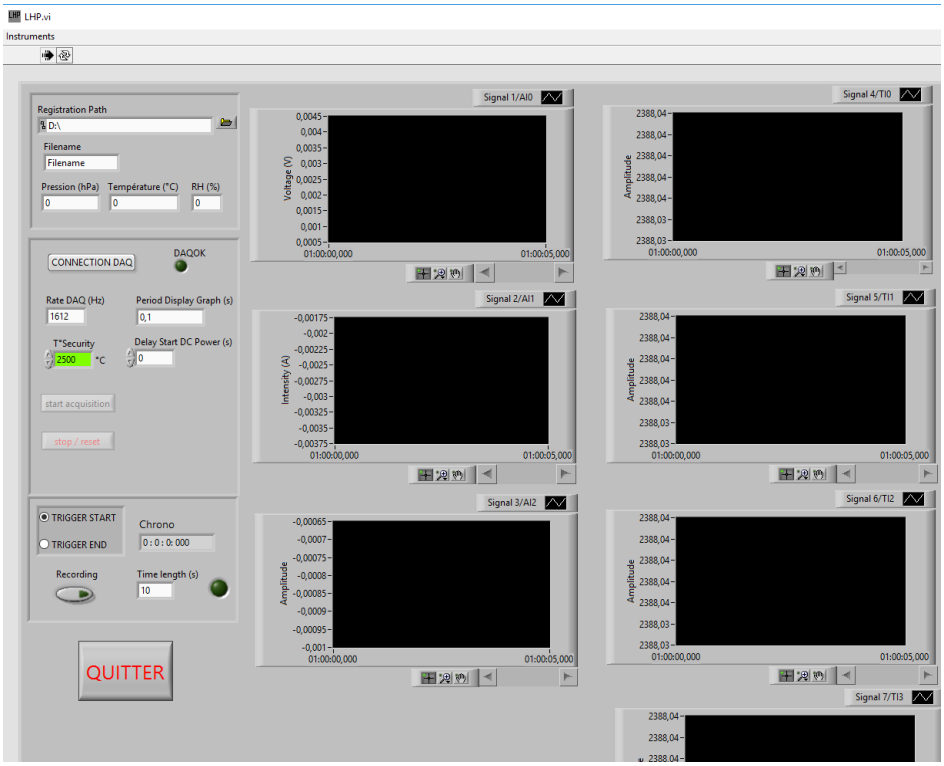


Figure II-41 Interface graphique du logiciel d'acquisition

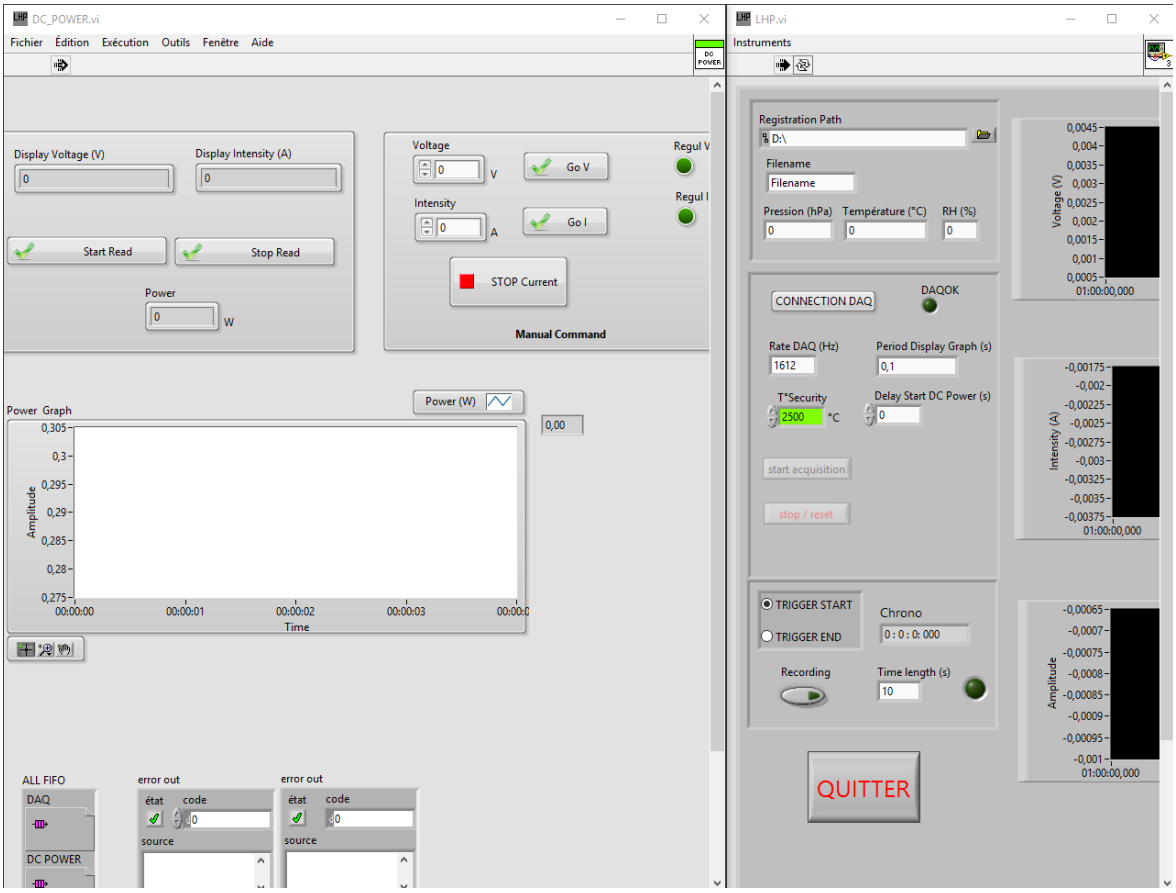


Figure II-42 Interface graphique de gestion de l'alimentation

II.4. Synthèse du chapitre « Conception de l'expérience « Visualisation de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire » »

Dans une première partie du chapitre, une présentation de la problématique à laquelle notre banc d'essai essaye de répondre a été effectuée. Il s'agit ici de concevoir une expérience permettant de mieux appréhender le fonctionnement des LHPs lors de leur phase transitoire de démarrage et sur des temps plus longs et cela pour différentes orientations dans le champ gravitaire. Suite à cette présentation, une revue des différentes expériences de visualisation (directe ou indirecte) en lien avec les caloducs ou les évaporateurs de boucles diphasiques à pompage capillaire pour y observer l'écoulement de vapeur ou de liquide a été établie. Cette revue, qui prend également en compte les tentatives de visualisation des phénomènes se déroulant dans le cœur de l'évaporateur et en lien avec le réservoir, a permis de montrer le caractère innovant de notre expérimentation.

Le concept de cette dernière a d'abord été détaillé dans la deuxième partie du chapitre avant que sa conception soit décrite dans la dernière partie du chapitre. Le système ainsi crée est visible sur la Figure II-43 et en Annexe O.

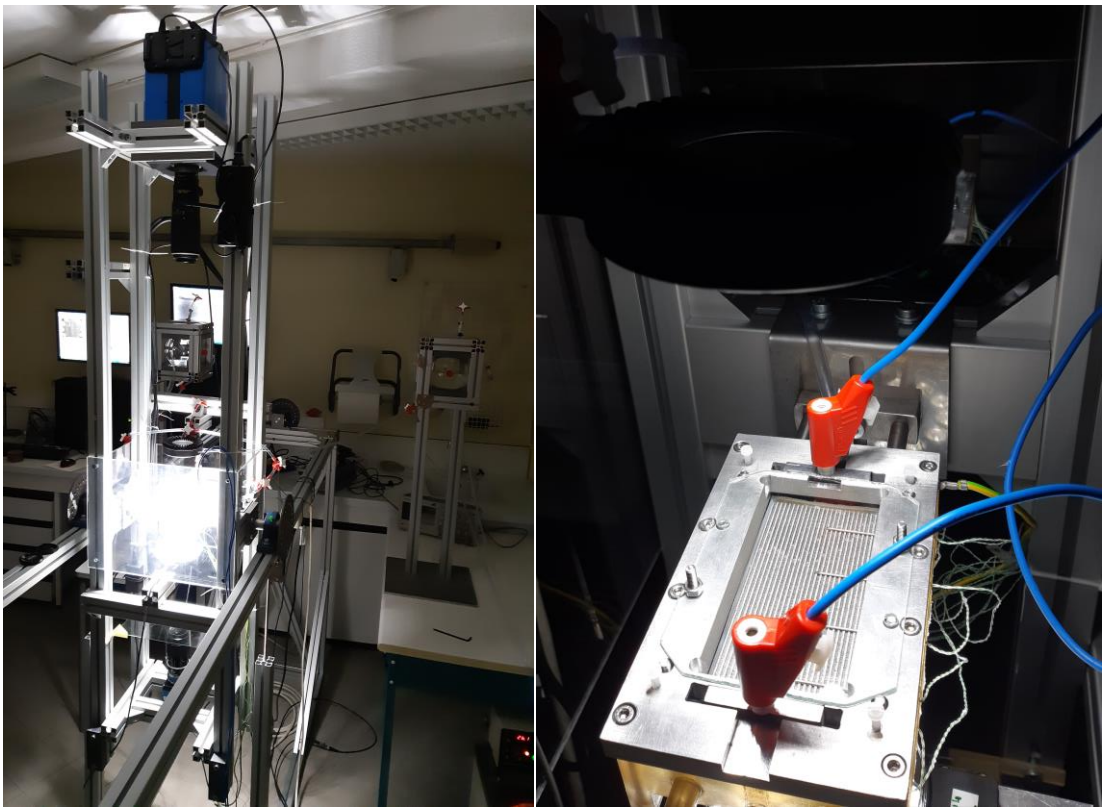


Figure II-43 Vue externe de l'ensemble de l'expérience. À gauche : expérimentation en cours pour les angles $\alpha = 0°, \theta = 0°$; à droite : vue de l'évaporateur avec invasion des canaux.

Chapitre III Étude de l'écoulement lors de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire

Ce chapitre présente les résultats obtenus lors de la campagne expérimentale effectuée avec le dispositif du chapitre « Conception de l'expérience « Visualisation de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire » ». Dans un premier temps la configuration retenue pour cette campagne est présentée avant de dévoiler les résultats avec le milieu poreux en aluminium. Ces résultats sont ensuite comparés à ceux réalisés avec la mèche en acier dans la troisième partie. Enfin, dans la dernière partie des pistes d'améliorations du dispositif expérimental et de la campagne de mesures sont présentées.

III.1. Préambule à l'exploitation de la campagne expérimentale

De par le caractère inédit de la manipulation, le choix de la configuration du dispositif pour la campagne est fait de manière à se focaliser uniquement sur l'influence de l'orientation de l'évaporateur dans le champ gravitaire. Pour cela, les paramètres d'intensité du chauffage, de température des ballons et de pertes de charge (longueur de tuyaux et différence de hauteur) entre les ballons et le centre de l'évaporateur sont considérés comme constants (Tableau II-L).

Paramètre	*Valeur*
Tension du chauffage [V]	*60*
Intensité du chauffage [A]	*0.8*
Température des ballons [°C]	*26*
Longueur tuyaux [m]	*1*
Différence de hauteur [m]	*0.3*
Température de la pièce [°C]	*24*

Tableau II-L Paramètres expérimentaux lors de la campagne de mesure

Bien que la température dans les réservoirs soit fixée à 26 °C et qu'une procédure fut respectée pour éliminer les incondensables, la température de saturation du fluide est de 34 °C, soit celle à pression atmosphérique du HFE 7000, à cause de quelques raccords défectueux non changés en raison de la crise sanitaire. Dans la configuration choisie, la ligne liquide est raccordée sous le réservoir amont à sa phase liquide et la ligne vapeur est raccordée sur le dessus du réservoir aval à sa phase vapeur pour éviter tout reflux de liquide du réservoir aval vers le réservoir amont.

L'actuel système d'éclairage étant placé dans l'axe de visualisation des caméras, le champ de visualisation initial de 10 cm × 5 cm est réduit au champ représenté par le cadre rouge sur la Figure III-1. On y observe le sens de circulation du fluide qui, pour la caméra du dessus « Cam_{top} », voit l'évacuation de la vapeur se faire de la droite vers la gauche alors que la caméra du dessous « Cam_{cc} » voit l'alimentation en liquide se faire de la gauche vers la droite.

La fréquence d'acquisition des caméras est de 40 Hz de manière à favoriser une durée d'acquisition plus importante tout en gardant une bonne résolution temporelle. En effet, comme décrit dans les parties III.2 Vidange d'un évaporateur avec mèche en aluminium et III.3 Vidange d'un évaporateur avec mèche en acier, après le début de l'expérimentation, les phénomènes d'invasion observés se déroulent lentement alors que les phases de transition qui surgissent plus tard (>1 min) sont très brusques et se déroulent en quelques secondes. Aussi en raison d'un problème informatique, la synchronisation temporelle entre les thermocouples et les vidéos a dû être effectuée manuellement lorsque cela était possible et l'écart estimé entre l'acquisition des vidéos et le temps indiqué sur les courbes de température est au maximum $\pm 5\ s$. Enfin, compte tenu de la profondeur de la partie chambre de compensation, la mise au point de la caméra Cam_{CC} est effectuée de manière à observer les évènements qui se déroulent à la surface du milieu poreux.

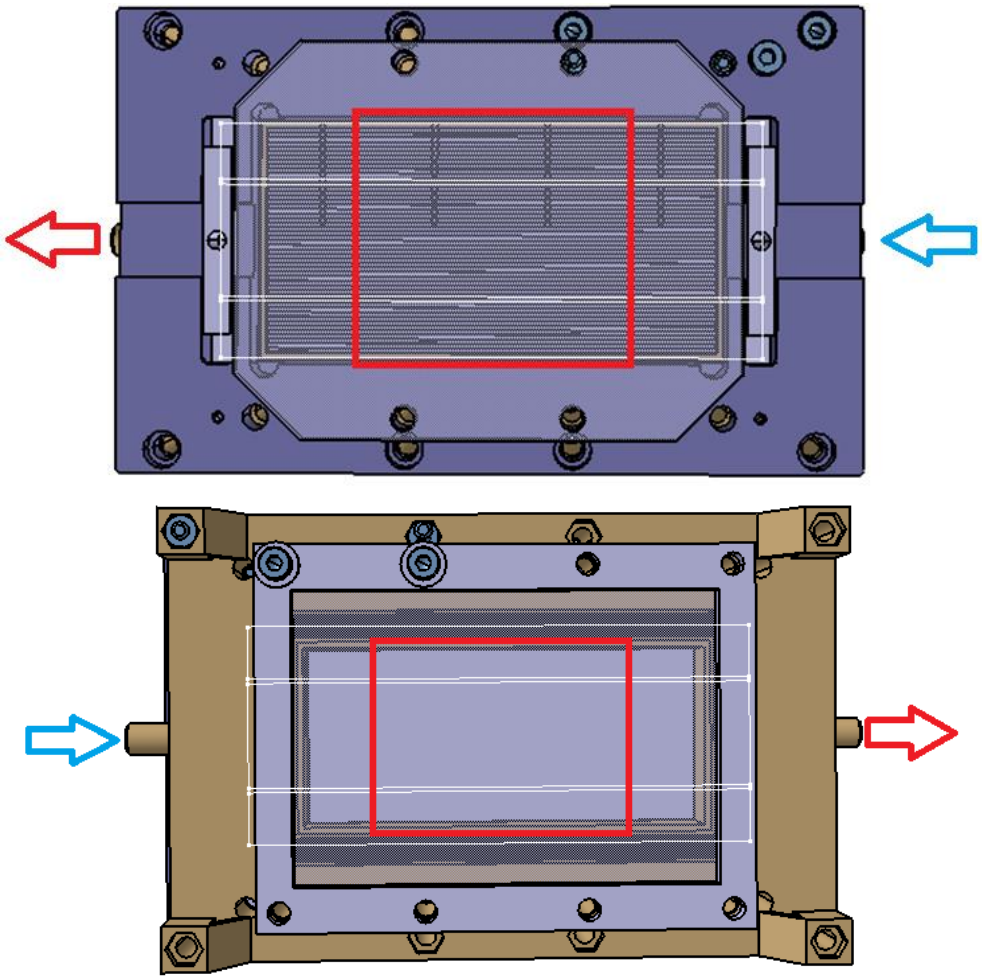


Figure III-1 Champs de visualisation et sens de circulation du fluide pour le champ considéré. En haut : champ de la caméra « Cam_{top} » ; en bas champ de la caméra « Cam_{CC} » .

En raison de la crise sanitaire COVID19, la campagne expérimentale n'a pu être réalisée que pour les cas présentés dans le Tableau II-M. On étudie ainsi le paramètre d'orientation dans le champ gravitaire pour deux matériaux différents possédant des tailles de pores d'un ordre de grandeur de différence ($\sim 100\ \mu m$ pour l'aluminium et $\sim 10\ \mu m$ pour l'acier). Chaque inclinaison a été réalisée deux fois et le protocole de mise en route est détaillé en Annexe L.

Matériau	Inclinaison $\alpha[°]$ (autour de l'axe d'entrée du fluide dans le sens antihoraire)	Inclinaison $\theta[°]$ (Par rapport à l'horizontal dans le sens horaire)
Aluminium et rainure $1\,mm \times 1\,mm \times 1\,mm$	0	-90 (sortie vapeur vers le haut)
		-45
		0
		45
		90 (sortie vapeur vers le bas)
	45	0
	90	-45
		0
		45
	135	0
	180 (évaporateur retourné)	-45
		0
		45
Acier et rainure $1\,mm \times 1\,mm \times 1\,mm$	0	-90 (sortie vapeur vers le haut)
		-45
		0
		45
		90 (sortie vapeur vers le bas)
	45	0
	90	0
	180 (évaporateur retourné)	0

Tableau II-M Cas effectués au cours de la campagne expérimentale

Suite à cette campagne, la vidange des canaux de vapeur peut se classer suivant 5 catégories d'orientations dans le champ gravitaire. Les résultats présentés ci-après sont donc classés suivant les catégories :

1) Évaporateur à l'horizontal (à plat) soit pour les angles $\alpha = \sim 0°$ et $\theta = \sim 0°$. Cette orientation est représentée sur la Figure III-2 pour un observateur positionné à l'extérieur de l'expérience.

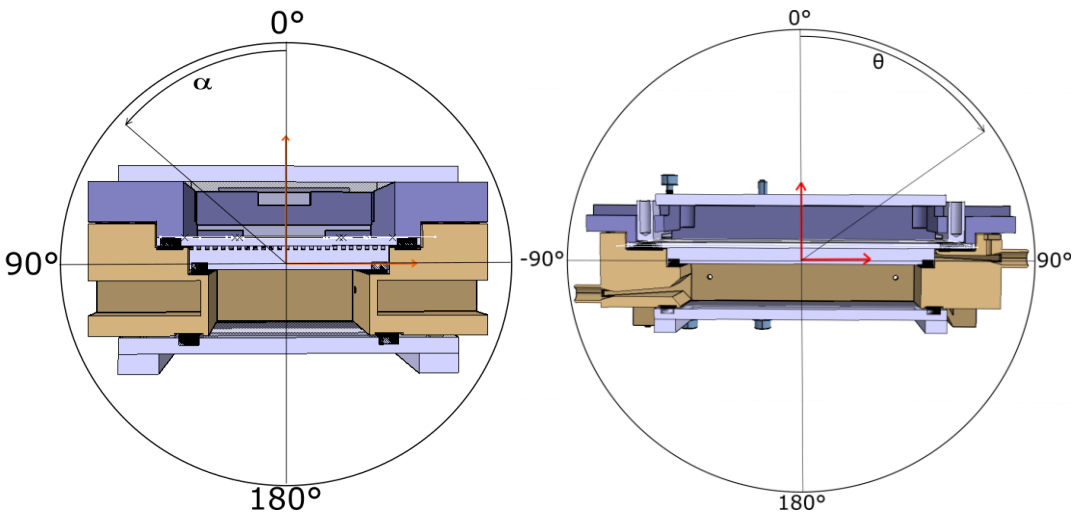


Figure III-2 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur à l'horizontal »

2) Évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, soit pour les angles $0° \leq \alpha \leq 180°$ et $0° > \theta_{up} > \theta \geq -90°$. θ_{up} étant l'angle limite à partir duquel on passe des catégories 1, 4 ou 5 à celle-ci. Cette orientation est représentée sur la Figure III-3 pour un observateur positionné à l'extérieur de l'expérience.

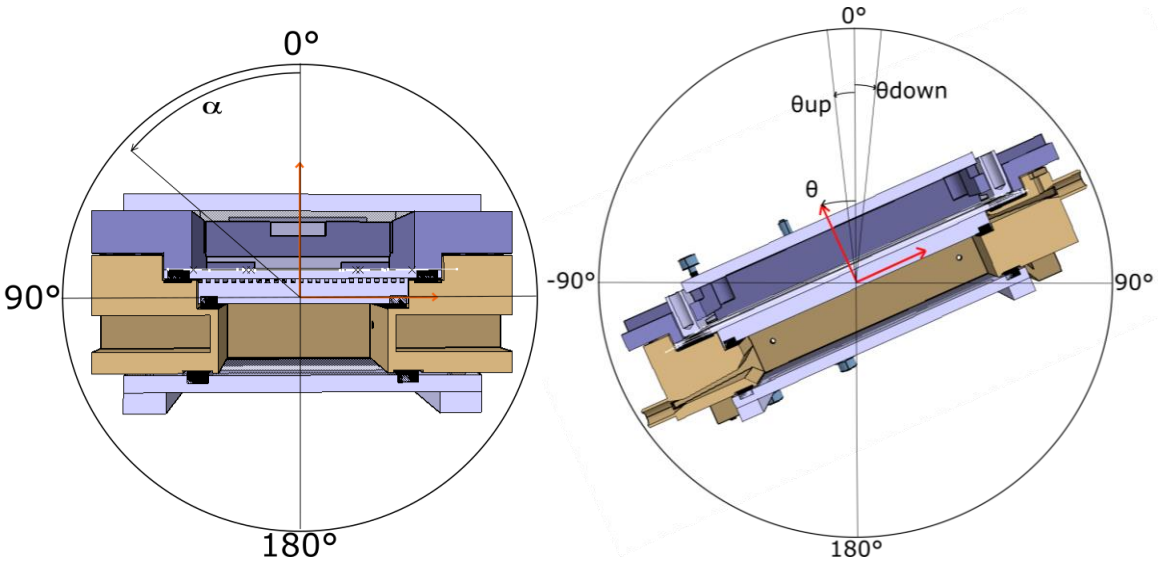


Figure III-3 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur avec sortie vapeur vers le haut »

3) Évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, soit pour les angles $0° \leq \alpha \leq 180°$ et $0° < \theta_{down} < \theta \leq 90°$. θ_{down}étant l'angle limite à partir duquel on passe du régime 1 à celui-ci. Cette orientation est représentée sur la Figure III-4 pour un observateur positionné à l'extérieur de l'expérience.

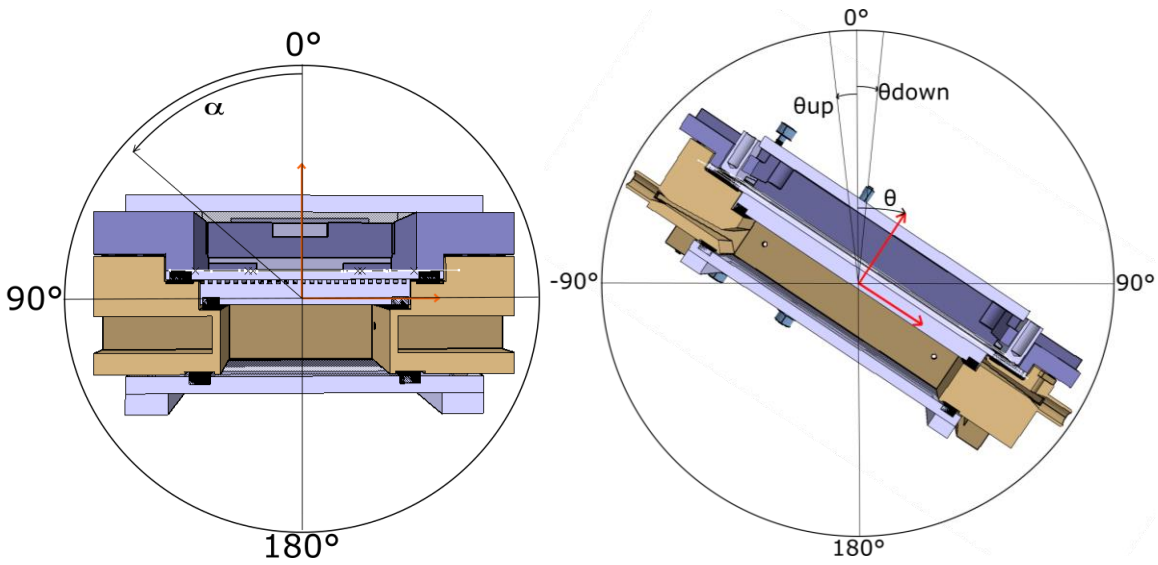


Figure III-4 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur avec sortie vapeur vers le bas »

4) Évaporateur sur le côté, soit pour les angles $0 < \alpha_{sideup} \leq \alpha \leq \alpha_{sidedown} < 180°$ et $\theta_{down} < \theta < \theta_{up}$. α_{sideup} et $\alpha_{sidedown}$ étant les angles limites à partir desquels on passe des catégories 1 ou 5 à celui-ci. Cette orientation est représentée sur la Figure III-5 pour un observateur positionné à l'extérieur de l'expérience.

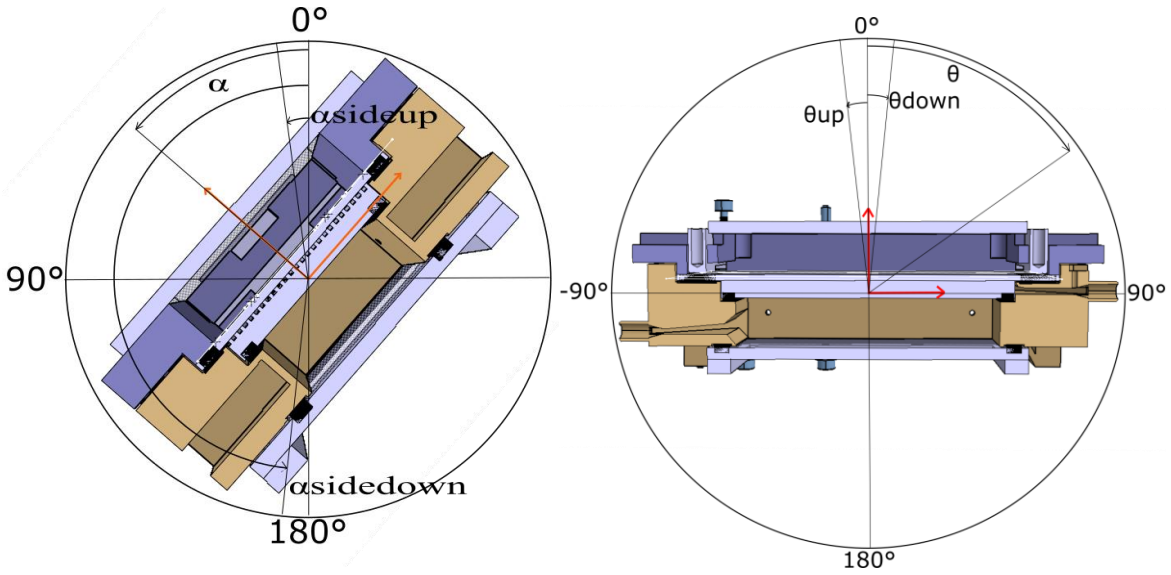


Figure III-5 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur sur le côté »

5) Évaporateur à l'horizontal retourné soit pour les angles $\alpha = \sim 0°$ et $\theta = \sim 180°$. Cette orientation est représentée sur la Figure III-6 pour un observateur positionné à l'extérieur de l'expérience.

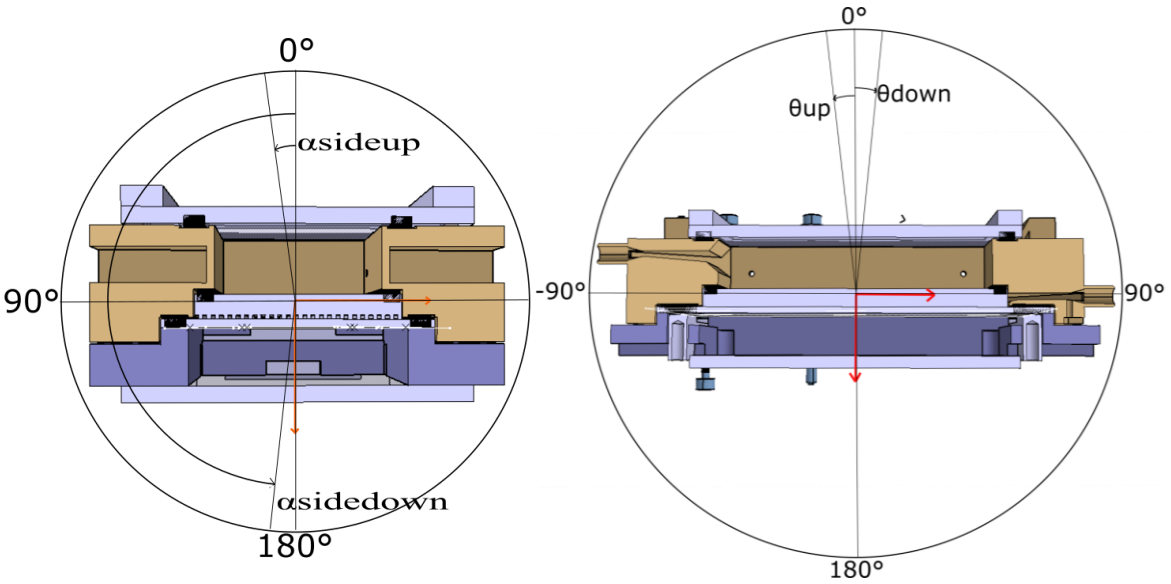


Figure III-6 Orientations de l'expérience dans le cas « évaporateur retourné »

On constate ainsi que c'est l'orientation de l'évaporateur suivant l'angle θ qui prime sur l'orientation suivant l'angle α. Bien évidemment, la vitesse des phénomènes observés, leur fréquence et les niveaux de températures atteints varient en fonction de l'angle α dans les régimes 2 et 3 mais ce sont les mêmes typologies d'écoulements qui y sont observées.

Les images qui illustrent ces catégories, et qui sont présentées ci-après, ont subi un traitement qui diffère selon la caméra. Les images issues de Cam_{CC} ont subi une modification du contraste alors que celles de la caméra visualisant la vidange sont le résultat d'une soustraction par une image de référence dans l'optique de mettre en exergue les interfaces liquide-vapeur. Malgré ces considérations, certains phénomènes visibles grâce à la dynamique de la vidéo (circulation du fluide dans le cœur de l'évaporateur, convection grâce à la modification de l'indice de réfraction du liquide avec la température, oscillation de l'interface liquide-vapeur et de l'épaisseur du film liquide à l'interface mèche-canaux d'évacuation…) ne peuvent être représentés de manière lisible dans ce manuscrit. Dans les parties suivantes, on va donc s'intéresser à deux aspects pour chaque orientation quand cela est possible.

- Le type d'invasion c'est-à-dire la manière dont la vapeur pénètre dans les canaux.
- La transition vers le régime « stationnaire » : il s'agit ici d'observer le type d'écoulement que l'on obtient dans les canaux lorsque l'on continue d'appliquer la charge thermique même après l'invasion des canaux.

La position des thermocouples dans la culasse est indiquée dans le paragraphe II.3.b.(4).(c) p.72 alors que celles des thermocouples dans le cœur de l'évaporateur est montrée sur la Figure III-7. L'un des thermocouples ($T_{cc,inlet}$) est situé dans la zone d'entrée du fluide dans le cœur de l'évaporateur alors que le second ($T_{cc,end}$) est positionné dans le fond de la chambre.

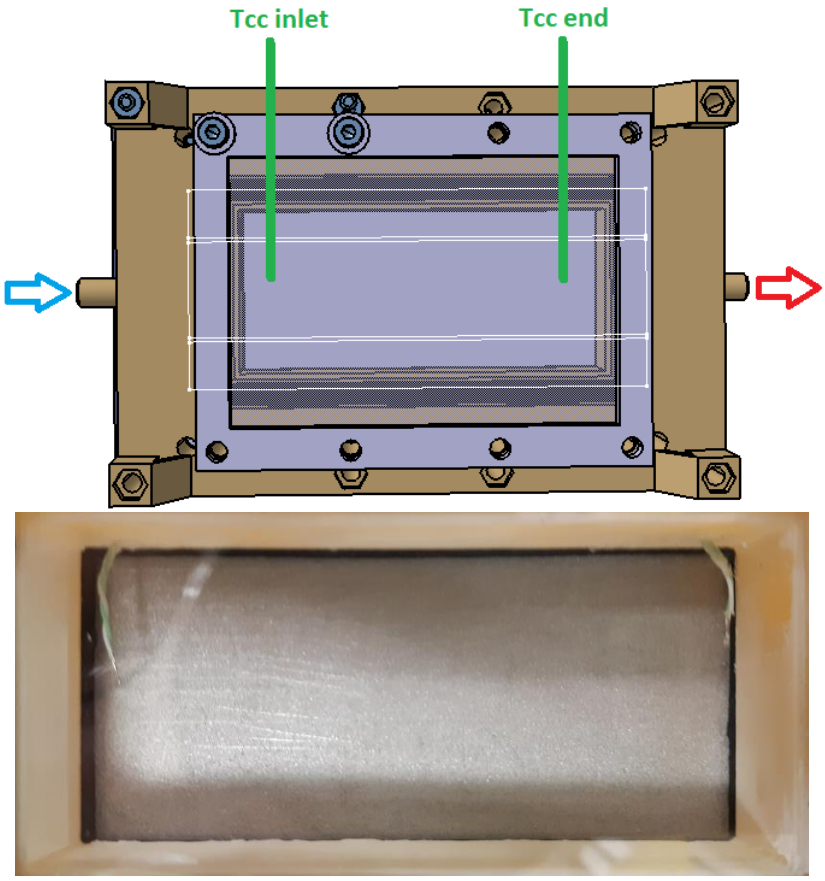


Figure III-7 Position des thermocouples dans le cœur de l'évaporateur

III.2. Vidange d'un évaporateur avec mèche en aluminium

Dans cette partie, les résultats majeurs des expériences avec le milieu poreux en aluminium (Tableau II-D p57 et Figure II-22 p64) sont décrits pour les 5 configurations d'écoulements citées précédemment.

III.2.a) Évaporateur horizontal : angle $\alpha = 0°, \theta = 0°$

L'évolution des températures au cours du temps est représentée dans la Figure III-8. Le thermocouple vapeur (Figure II-30) est représenté par la courbe $T_{canal,vapeur}$ et l'échelon de puissance signifiant le début de la manipulation est visible via la courbe « Puissance ». Enfin, les courbes « Cam Top » et « Cam CC » représentent respectivement le début et la durée d'acquisition de la caméra sur le dessus de l'évaporateur et celle visualisant le dessous de la mèche à travers la chambre de compensation dont les images des figures suivantes sont extraites.

Trois zones se distinguent clairement sur cette figure. La première correspond à une montée en température de tout le système (5 s à ~100 s). Dans cette partie, la température du thermocouple T_{gauche} semble plus importante que celle des autres thermocouples. Cela peut s'expliquer par la position du thermocouple qui, en raison de ses dimensions (cf. II.3.b.(4).(c) p.72), peut être plus proche de la partie haute de la culasse alors que les autres thermocouples seraient plus centrés dans le trou. Il est également possible que lors de la mise en place du système, le thermocouple ait vu sa position légèrement modifiée et soit légèrement plus profond et plus proche de la source de chaleur que les autres.

La seconde partie (~100 s à ~300 s) correspond à une phase de transition dont le début est marqué par l'envahissement du canal d'évacuation de la vapeur comme l'atteste la montée en température jusqu'à la température de saturation de $T_{canal,vapeur}$. Dans la partie III.2.a.(2), ci-après, on revient plus en détail sur cette seconde phase pour laquelle le lien entre les phénomène transitoires et les vidéos est effectué.

Enfin, on observe des oscillations entretenues de température dans la dernière partie. Ces oscillations correspondent au passage des bulles (surchauffées) dans le canal d'évacuation et au remplissage de liquide (à saturation), ce qui résulte d'un écoulement de type « slug flow » dans la ligne vapeur qui n'est jamais complètement à l'état vapeur. Dans le cœur de l'évaporateur, la température atteint un plateau à 26 °C correspondant à la température des réservoirs, ce qui indique une alimentation constante en liquide.

À noter que la température de l'ambiance définie à 24 °C est légèrement plus froide en raison d'une climatisation insuffisamment performante.

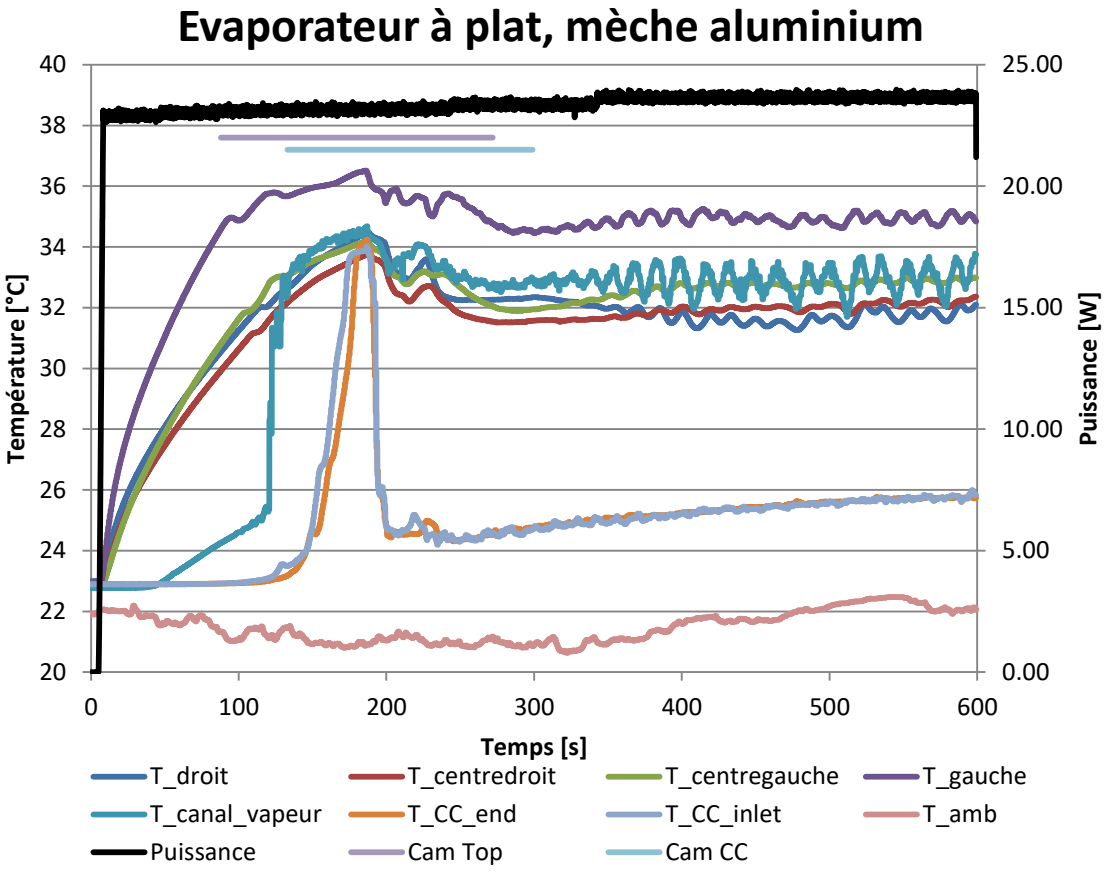


Figure III-8 Températures pour le cas évaporateur à plat, mèche en aluminium

III.2.a.(1) Type d'invasion

Durant la phase de transition (~100 s à ~300 s) de la Figure III-8, on peut tout d'abord observer la manière dont les canaux d'évacuation de la vapeur vidangent le fluide à l'état liquide. Sur la Figure III-9 sont représentés des instantanés du champ visualisé par la caméra « Cam_{top} » avec sous chaque image le temps correspondant dans le référentiel de la Figure III-8. Sur la toute première image est représentée la zone de chauffage via le cadre rouge. De 88 secondes à 108 secondes on observe une invasion de type front quasi uniforme, excepté pour deux canaux. Ce front provient de la croissance d'une poche vapeur en amont du milieu poreux (Figure III-10) qui, une fois suffisamment grosse, envahit les canaux. Sur le bas de cette même figure, on observe des résidus du bâti imprimé en 3D qui viennent obturer les deux canaux non envahis à 108 s. Une fois la poche vapeur en aval de la mèche suffisamment grosse cette dernière envahit le conduit d'évacuation de la vapeur (augmentation de la température de $T_{canal,vapeur}$ qui atteint la température de saturation à 108 s) ainsi que les canaux. Cette poche croit ensuite jusqu'à ce que la pression y soit suffisamment importante pour évacuer des bulles de vapeur. C'est cette évacuation des bulles qui provoque les soubresauts de température mesurés par le thermocouple $T_{canal,vapeur}$ mais qui provoque également une baisse de pression dans la poche vapeur qui conduit à une oscillation de la ligne de front dans les canaux comme le montre la réapparition du front à t=129 s alors que l'ensemble du front était sorti de la zone de visualisation à t = 118 s.

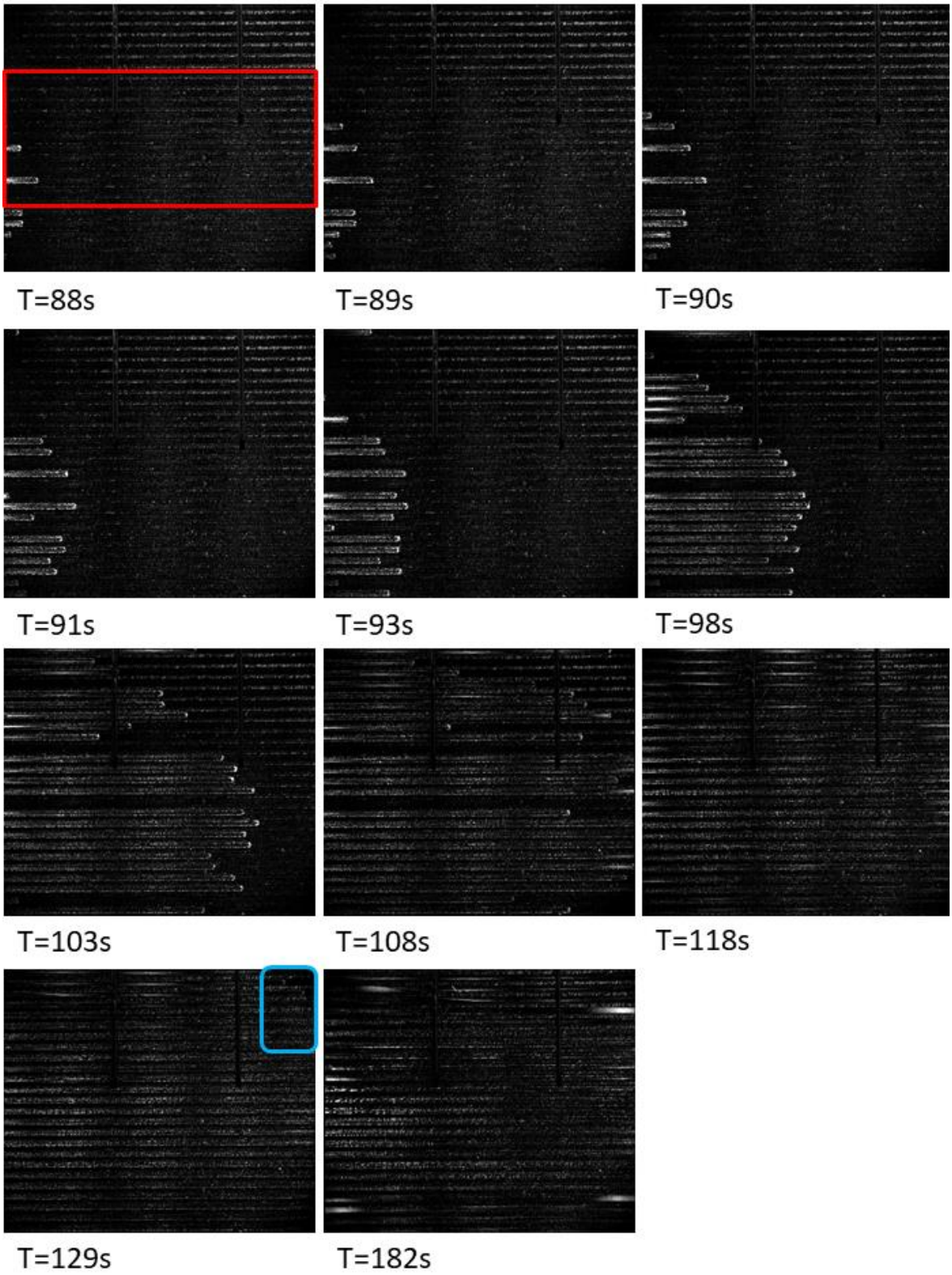


Figure III-9 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en aluminium

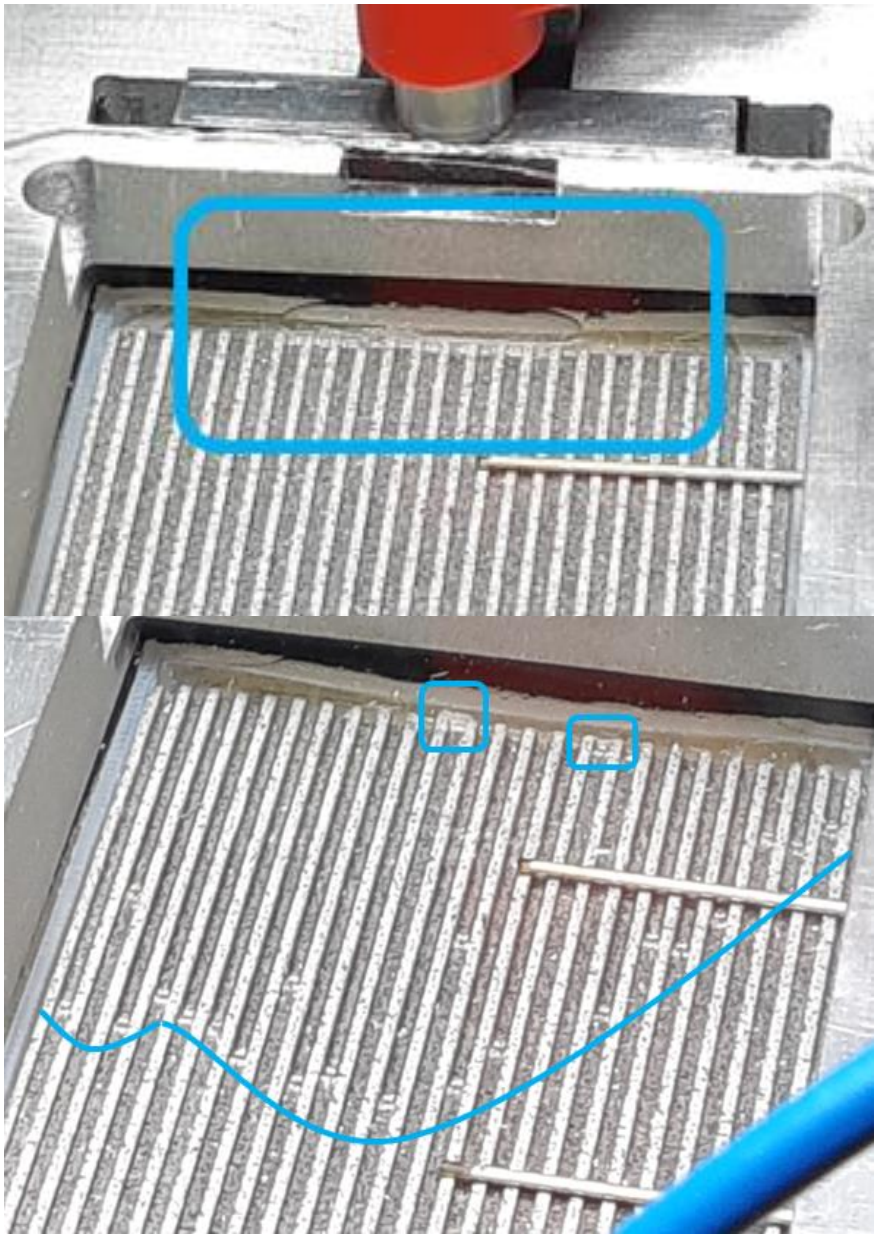


Figure III-10 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en aluminium. En haut : naissance de la poche vapeur en aval ; en bas : canaux obstrués et invasion des canaux.

Dans le même temps alors que les canaux s'assèchent tous entre 129 s et 182 s, en raison de l'augmentation de la température dans le cœur de l'évaporateur due au flux de chaleur traversant la mèche, une bulle de vapeur se forme et s'étend sous la surface du milieu poreux (Figure III-11). Du fait de la gravité, cette zone vapeur progresse ensuite verticalement et vient ainsi entraver l'alimentation en liquide de la mèche. C'est cette entrave qui va provoquer l'augmentation de la température de la mèche et conduire à de brusques phénomènes dans l'évaporateur.

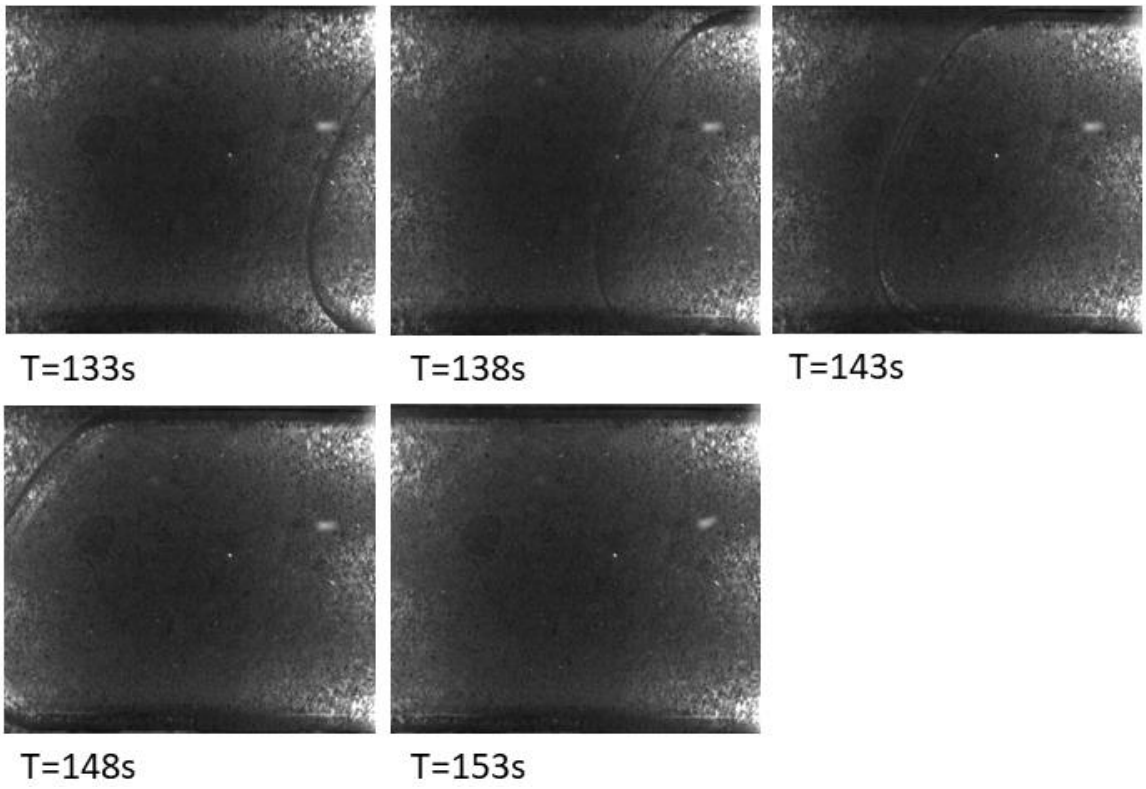


Figure III-11 Invasion dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium

III.2.a.(2) Transition vers le régime « stationnaire »

Dans les figures suivantes, l'utilisation d'un même temps pour plusieurs images consécutives indiquent que celles-ci sont issues d'instants compris entre ce temps et le temps à t+1 s.

Après avoir observé l'invasion totale des canaux sur la Figure III-9, on observe de nouveaux phénomènes sur la Figure III-12 et la Figure III-13. Tout d'abord à 183 s puis à 185 s on observe (dans les cadres bleus) une reformation de ménisques dans les canaux. Ces reformations de ménisques qui mènent à la formation de bulles puis à leur évacuation peuvent être liées à une baisse de pression dans la partie vapeur (par l'évacuation des bulles) et à la configuration d'évaporateur positionné sous le condenseur et précédent des phénomènes bien plus importants. En effet, alors que le régime semble établi avec des canaux vidangés du liquide à 193 s, on observe à partir de 194 s une évacuation de la vapeur d'abord sur les côtés de la mèche (cadres bleus s'agrandissant) puis générale avec une ré-invasion totale de liquide. Ce remplissage de liquide de la zone supérieure de la mèche s'accompagne d'un refroidissement de la culasse comme l'indique les courbes de températures (Figure III-8). Alors que la quasi-totalité de la partie supérieure est remplie de liquide, on observe toutefois une éjection de vapeur par un des canaux de 196 s à 199 s. La vapeur éjectée par la mèche peut provenir de la vaporisation dans le milieu poreux ou de l'évacuation de la zone vapeur présente dans le cœur de l'évaporateur comme on va le voir ci-après. Par la suite, de 203 s à 213 s, les canaux se vidangent à nouveau mais de manières plus éparses contrairement à l'invasion de type front du début. Puis à 220 s on observe une nouvelle évacuation de la vapeur, à nouveau enregistrée via la baisse de température sur la culasse, et qui se termine par un écoulement diphasique de type bulles dans les canaux jusqu'à la fin de l'expérience et qui correspond au régime « permanent ».

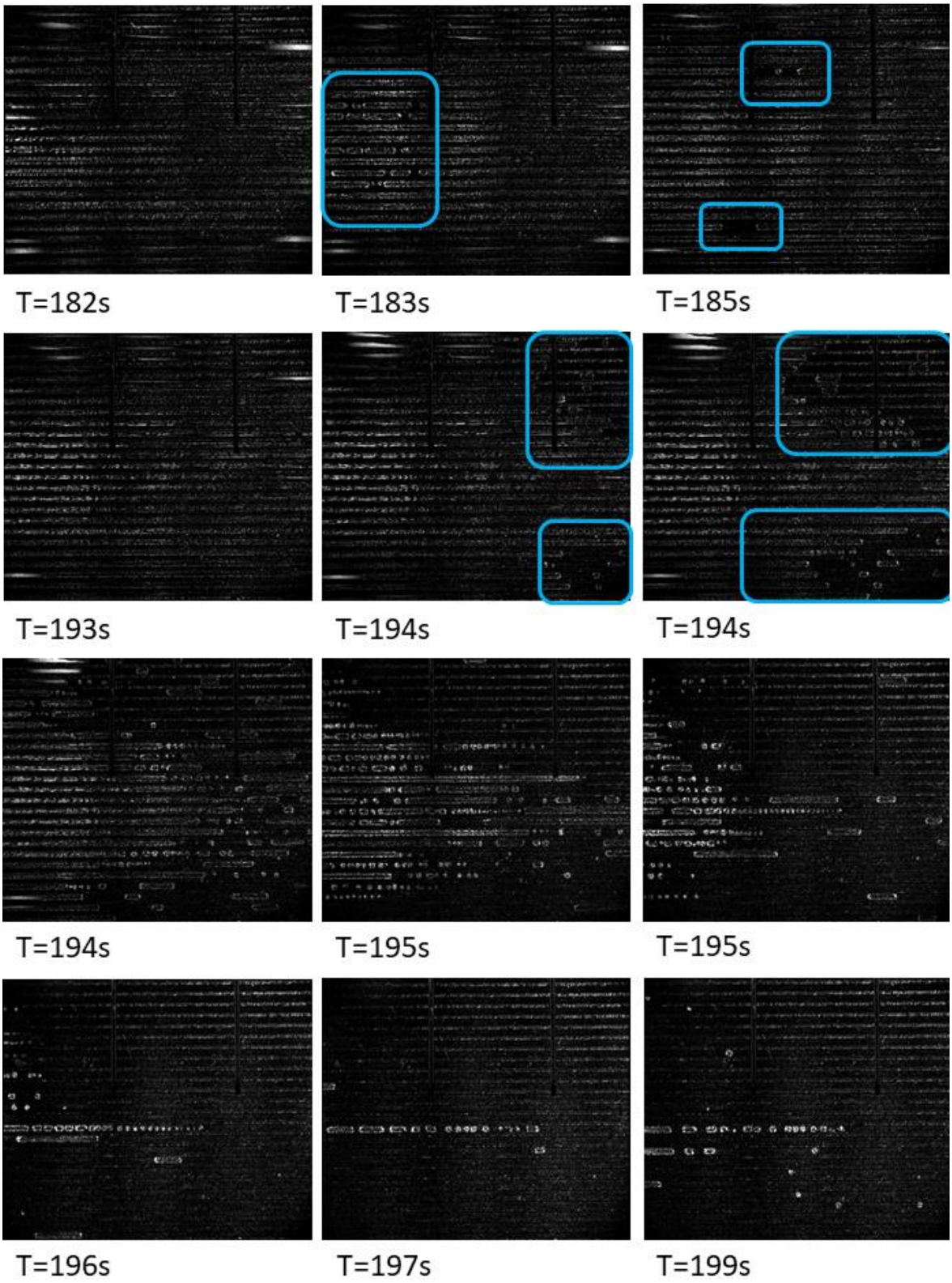


Figure III-12 Transition vers le régime stationnaire dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en aluminium, partie 1

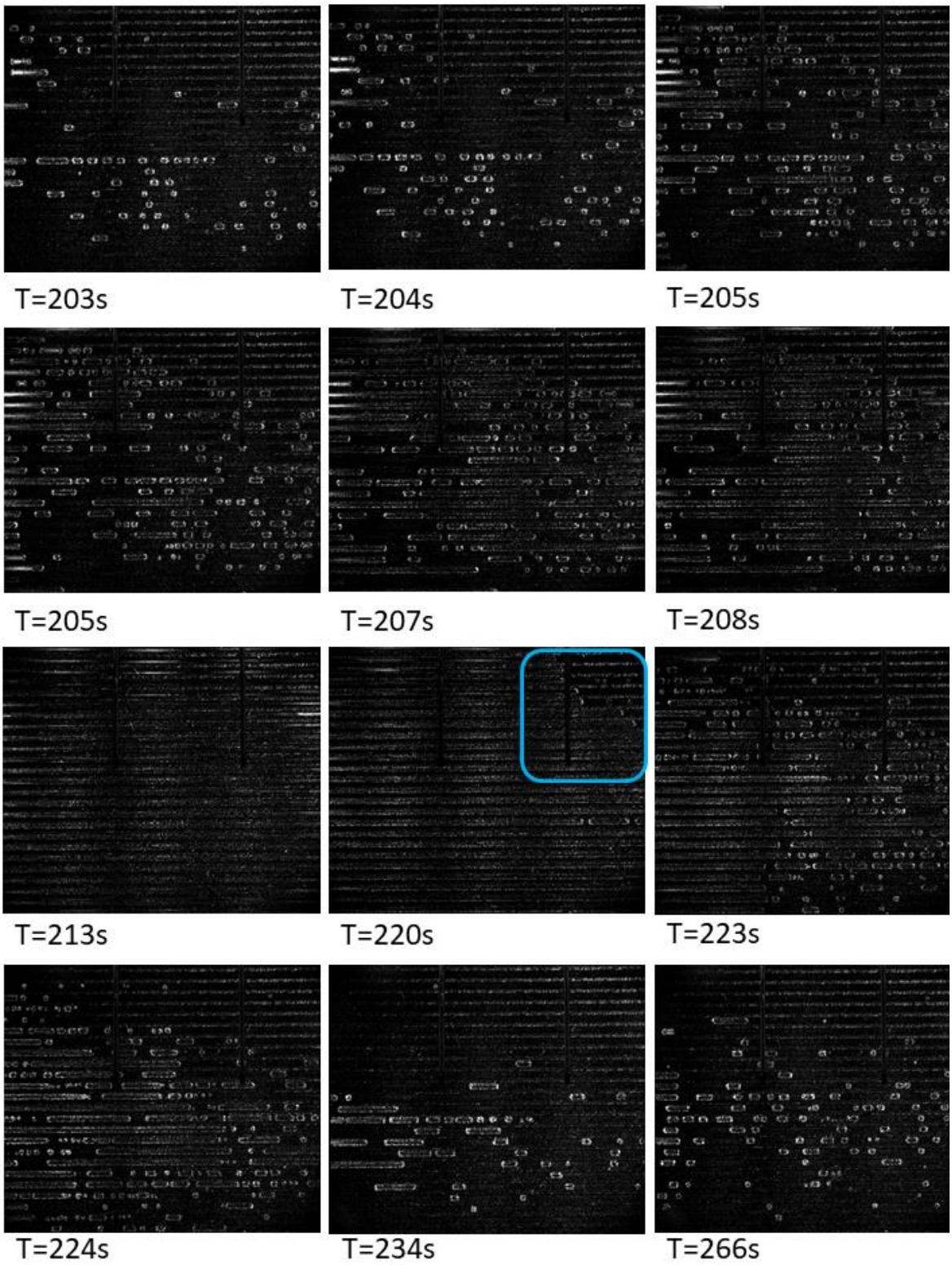


Figure III-13 Transition vers le régime stationnaire dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en aluminium, partie 2

Dans le même temps, du côté du cœur de l'évaporateur (Figure III-14 et Figure III-15), alors qu'on avait observé l'expansion de la zone vapeur jusqu'à 153 s celle-ci continue de grandir, dans la profondeur, comme en témoigne la valeur des thermocouples dans la chambre de compensation dont la valeur grimpe jusqu'à 34 $°C$ à ~190 s. Puis au moment où on observe l'évacuation de la vapeur dans la partie supérieure, on observe une expulsion de liquide à la surface du poreux qui peut être liée à la percolation de la phase vapeur à travers le milieu poreux et qui (à 195 s) créée des fluctuations à l'interface liquide-vapeur. Suite à cela, le cœur de l'évaporateur voit la zone vapeur se réduire par le remplissage de liquide, comme le montre la chute de température des thermocouples du cœur de l'évaporateur qui repassent en phase liquide, ainsi qu'avec les mouvements de fluide que l'on observe via le suivi des particules entourées en bleu entre 204 s et 205 s. Enfin à 206 s, l'interface liquide-vapeur réapparait à l'image ce qui signifie que la mèche poreuse est à nouveau alimentée en liquide. Cette alimentation en liquide peut ensuite être source d'un refroidissement de la mèche mais également, via la capillarité, de l'expulsion de la vapeur observée sur le dessus de la mèche à 204 s. Enfin, la zone vapeur qui s'était stabilisée à 210 s, s'agrandit de nouveau à partir de 216 s avec pour particularité la production de vapeur sous la mèche. Puis, de la même manière que précédemment, on observe un envahissement total sous la mèche de la zone vapeur avant que le liquide n'envahisse à nouveau la mèche.

Pour les évaporateurs de type plan, et pour la charge thermique étudiée avec les réservoirs situés au-dessus de l'évaporateur, on peut alors avoir un régime « oscillatoire » au sein de l'évaporateur par assèchement puis réalimentation de la zone sous la mèche alors même que le désamorçage de la mèche a pu se produire. Il est à noter que ce mode de fonctionnement, dont la phase de transition est schématisée sur la Figure III-16, continue de vaporiser et d'envoyer du fluide en direction du réservoir aval tout au long de la manipulation ce qui indique un possible fonctionnement de la boucle alors qu'un désamorçage a pu avoir lieu. Ces hypothèses pourront être tranchées par l'ajout de capteur de pression comme expliqué dans la section III.5 p.169.

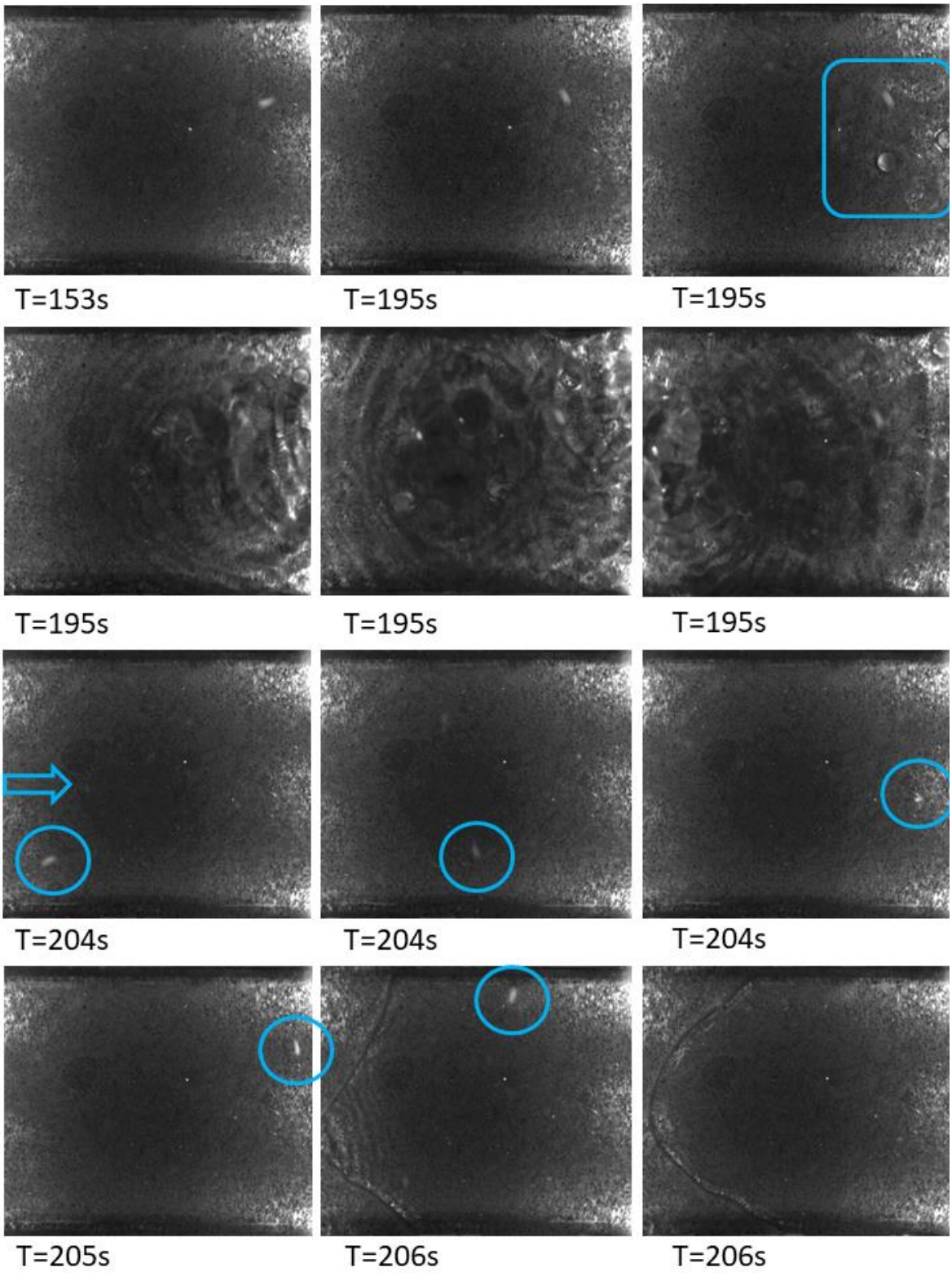


Figure III-14 Transition vers le régime stationnaire dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie 1

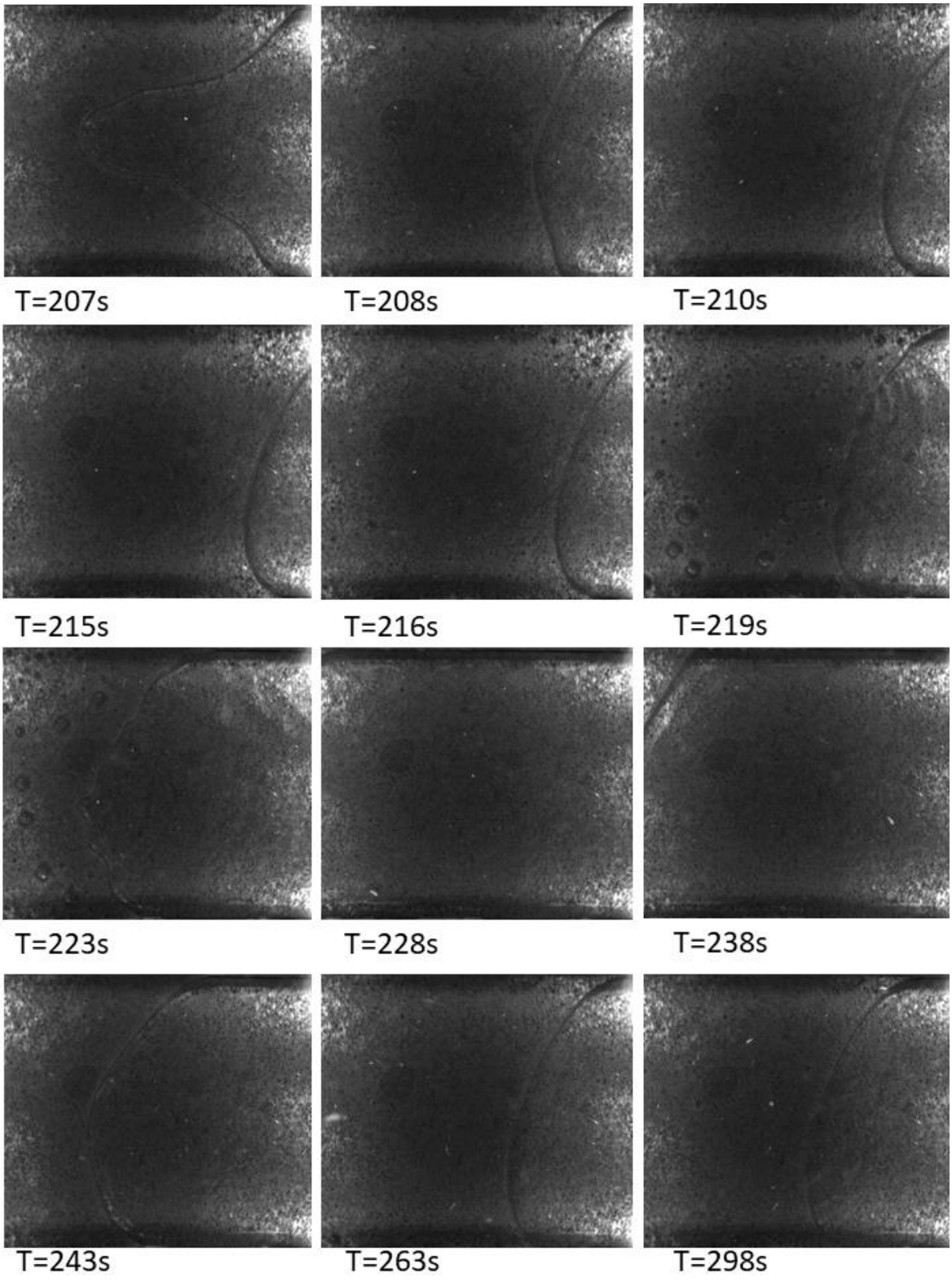


Figure III-15 Transition vers le régime stationnaire dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie2

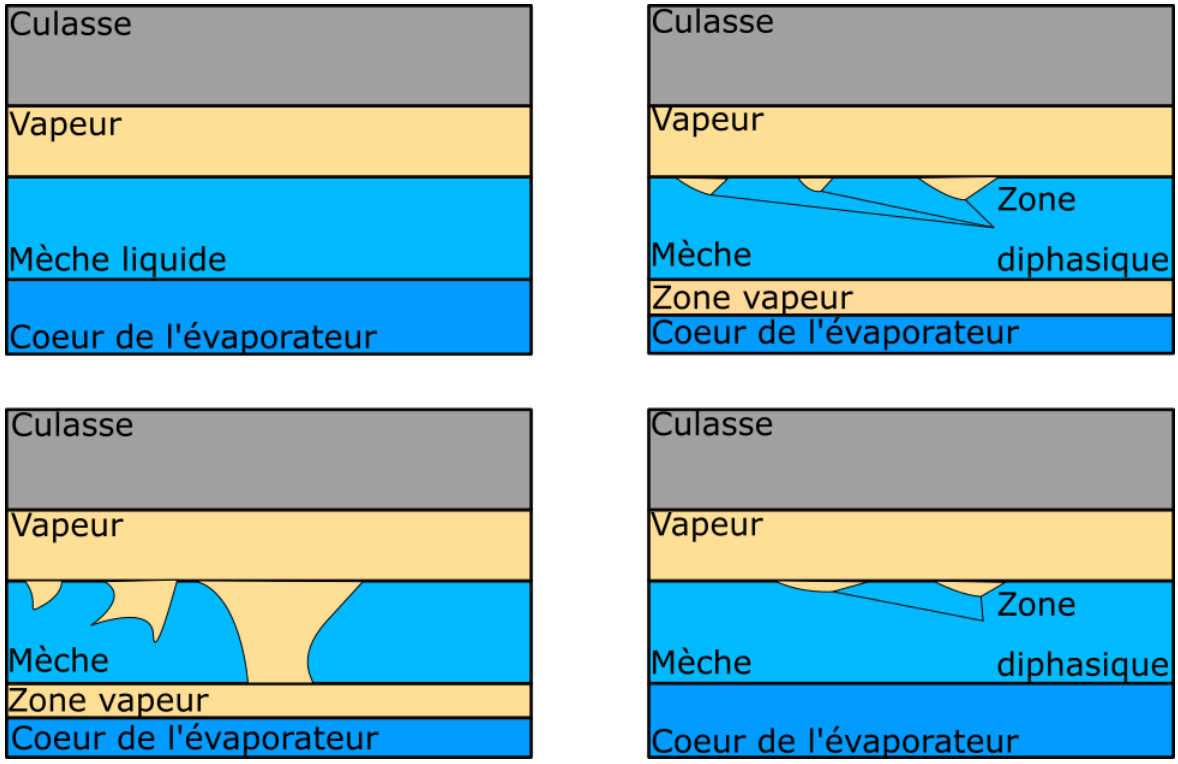


Figure III-16 Schéma de la phénoménologie dans le cas évaporateur à plat. En haut à gauche : canaux envahis de vapeur ; en haut à droite : apparition des zones diphasiques et expansions de la zone vapeur dans le cœur de l'évaporateur ; en bas à gauche : assèchement et percolation dans la mèche ; en bas à droite : ré-invasion de la mèche par le liquide avec évacuation de la vapeur par la mèche.

III.2.b) Évaporateur avec sortie vapeur vers le haut : angle $\alpha = -90°, \theta = 0°$

Dans cette configuration, et tout comme pour la configuration à plat, on observe (Figure III-17) à nouveau une augmentation plus importante de la température du thermocouple le plus à gauche. Toutefois, le thermocouple $T_{CC,end}$ qui est situé plus en hauteur que le thermocouple $T_{CC,inlet}$ voit également sa température augmenter plus rapidement. Cette stratification de la température est également ressentie via $T_{centregauhce}$ qui est également plus important que les autres thermocouples $T_{centredroit}$ et T_{droit} pourtant aussi situés dans la culasse. Enfin, après une période de transition où toutes les températures décroissent, on observe l'atteinte d'un régime stationnaire.

La chute des températures à ~215 s s'explique par l'apparition d'un régime de bulles d'abord violent avec une fréquence et une taille de bulles importantes (211 s et 212 s) puis plus modérées et ce de manière « stationnaire » (232 s et 247 s de la Figure III-18). Ce régime s'explique par le fait que la bulle de vapeur (Figure III-10) à l'origine de l'invasion lorsque l'évaporateur est à plat s'évacue directement dans la ligne vapeur. L'invasion des canaux ne pouvant se produire, la température de l'évaporateur augmente jusqu'à ce qui semble être la température d'ébullition. Les bulles créées étant facilement évacuées grâce à la gravité. Cette subite évacuation de la vapeur provoque l'aspiration de liquide du réservoir amont pour alimenter la mèche qui se traduit par la baisse de température observée par $T_{CC,inlet}$ à 220 s.

Du côté du cœur de l'évaporateur (Figure III-19) il semble que la majorité des phénomènes se déroulent hors-champ ou ne sont pas visibles sur un format papier. En effet, une génération de fines bulles s'observe de manière dynamique tout au long de la vidéo dans le cœur de l'évaporateur. Aussi au moment où la vapeur apparait du côté des canaux on observe un début d'ébullition ou d'expulsion de vapeur du milieu poreux ainsi que l'arrivée d'une interface liquide-vapeur entre 214 s et 215 s. Toutefois, cette zone de vapeur finit par ressortir du champ et se stabilise comme le montre la Figure III-20. Cette figure illustre également la différence de température observée en régime stationnaire dans le cœur de l'évaporateur, $T_{CC,end}$ étant positionné dans la phase vapeur.

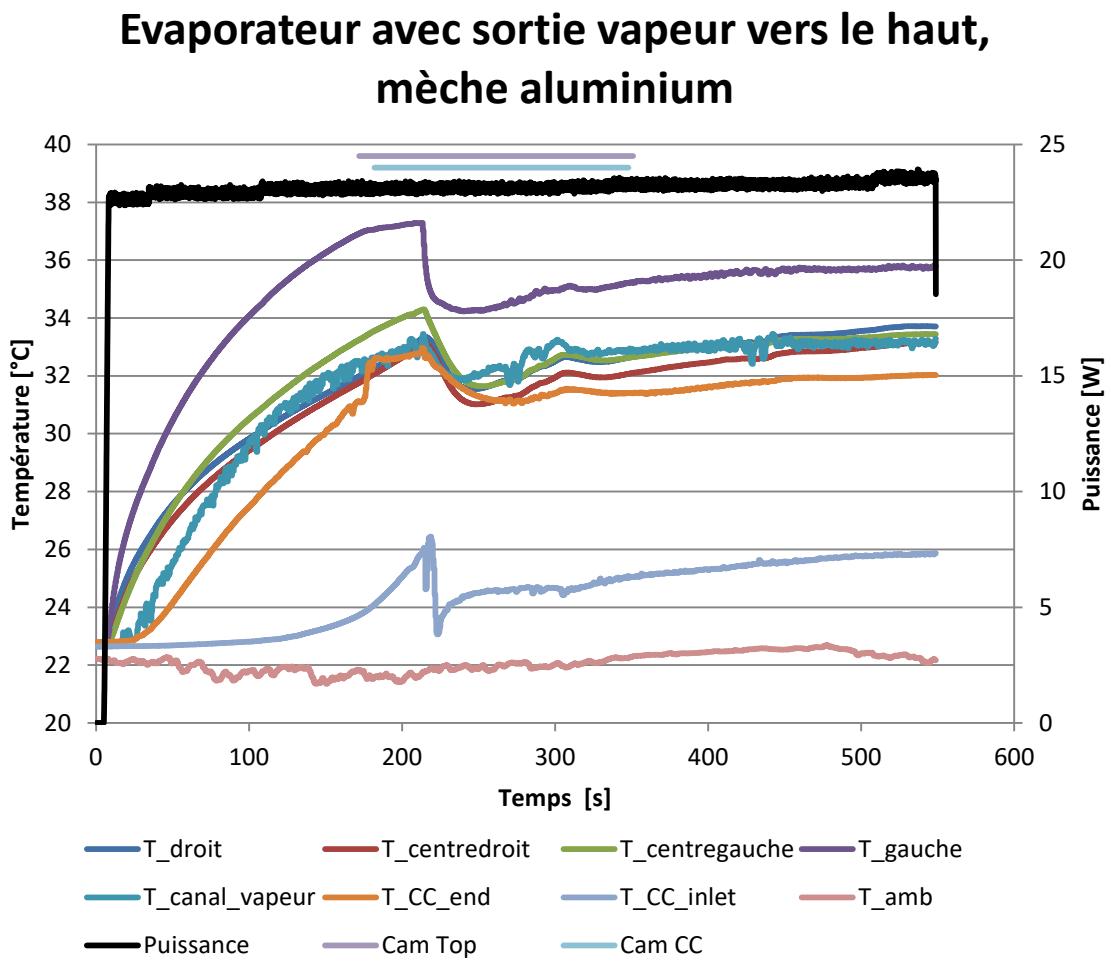


Figure III-17 Températures pour le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, mèche en aluminium

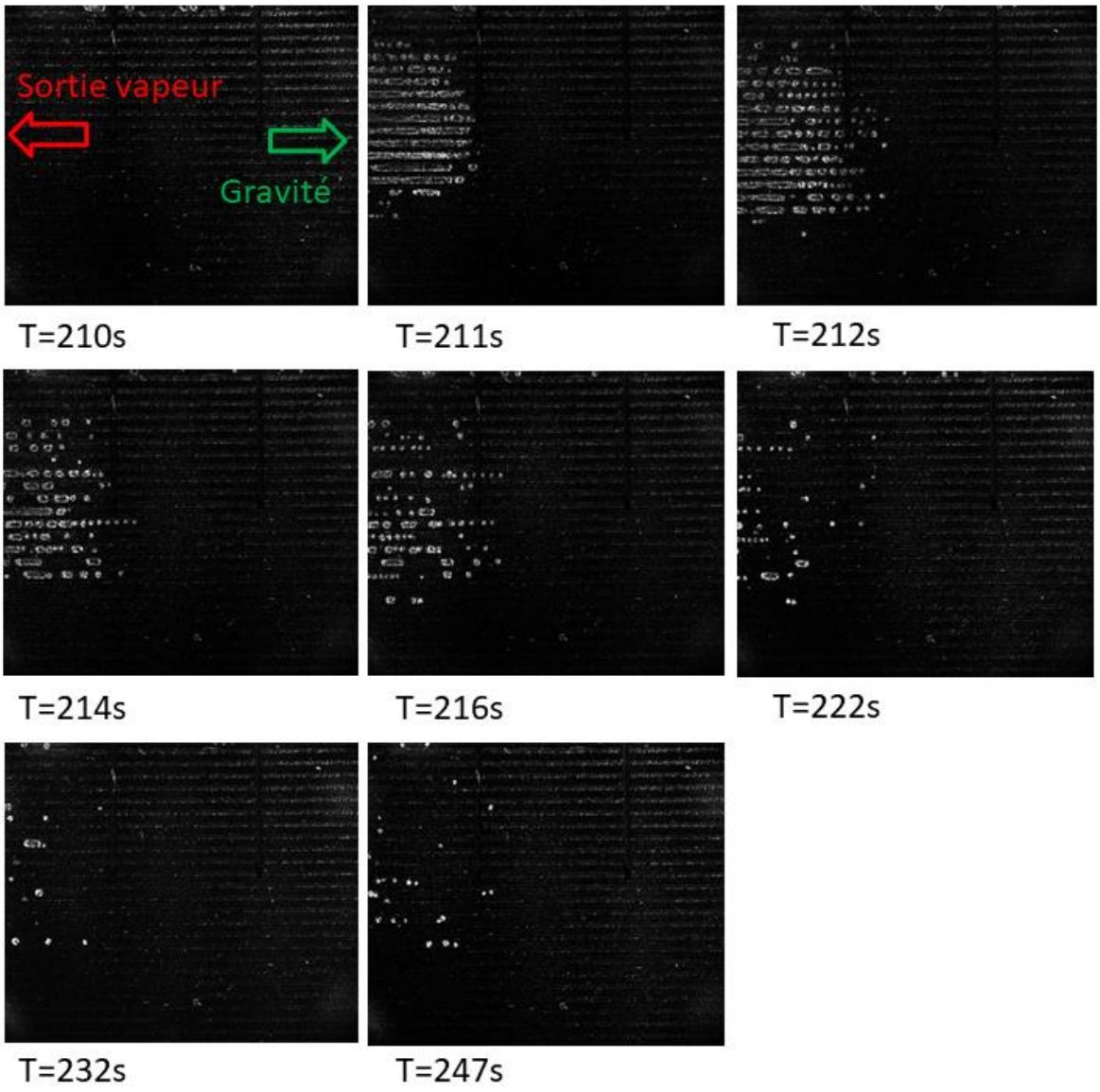


Figure III-18 Régime d'écoulement dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, coté canaux, mèche en aluminium

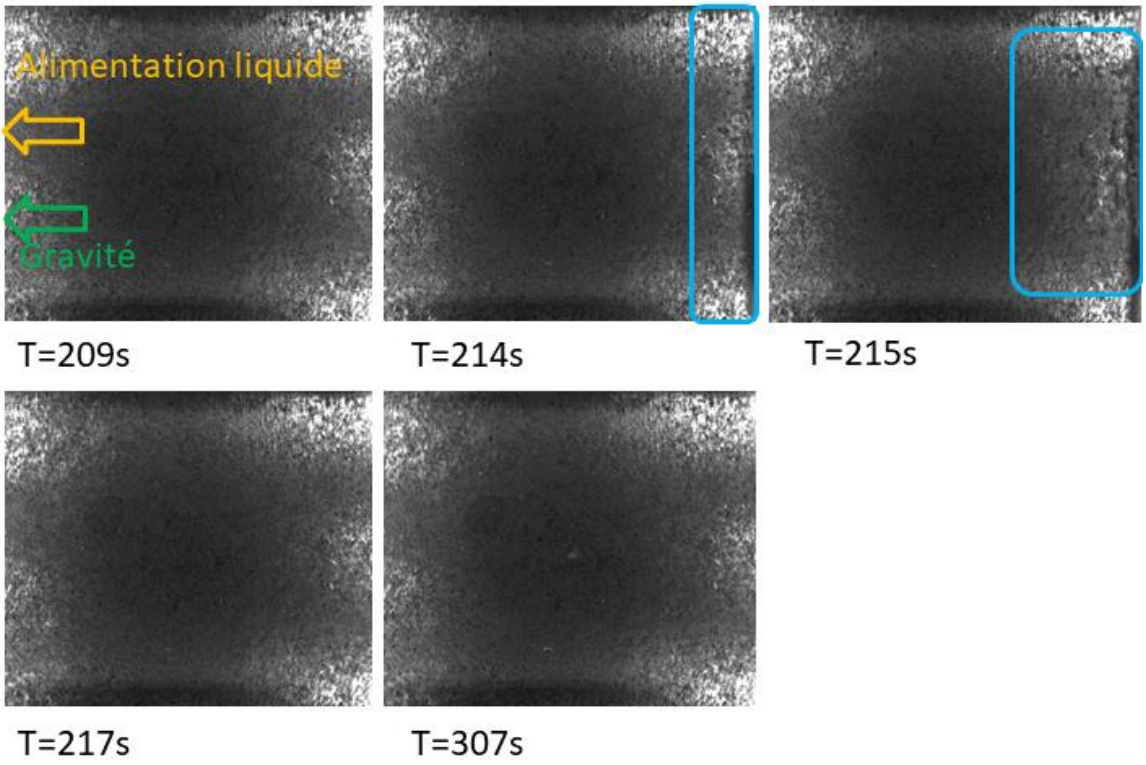


Figure III-19 Visualisation dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium

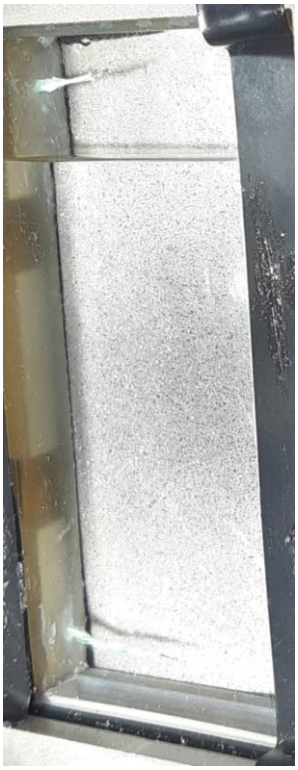


Figure III-20 État final dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium

III.2.c) Évaporateur avec sortie vapeur vers le bas : angle $\alpha = 180°$, $\theta = 45°$

Sur la Figure III-21 et contrairement aux cas présentés précédemment, on n'observe aucune chute de température sur les thermocouples de la culasse, seulement une augmentation puis une stabilisation de la température autour de la température de saturation. Le caractère oscillatoire du thermocouple situé dans le canal vapeur s'explique par la compétition entre la création de vapeur à cette extrémité, située proche de la mise en contact électrique avec l'ITO, et l'alimentation en liquide qui provient de la mèche mais aussi de la ligne vapeur qui est à l'état liquide au démarrage de l'expérience. De la même manière que pour le cas avec la sortie vapeur vers le haut, la différence entre les thermocouples dans le cœur de l'évaporateur s'explique par une stratification de la température puis par le passage d'un des thermocouples dans la phase vapeur. Toutefois dans cette orientation, c'est le thermocouple situé le plus proche de la zone d'alimentation en liquide qui passe en phase vapeur en premier du fait de la gravité. Sur la Figure III-22, dont les images sont extraites de photos prises indépendamment de la manipulation, on observe d'abord une percolation de vapeur venant de l'autre côté de la mèche et/ou une ébullition à la surface de la mèche qui viennent créer une poche de vapeur. Cette poche vapeur grossit ensuite, alors que la surface de la mèche par laquelle la vapeur est expulsée augmente, jusqu'à être assez grosse pour évacuer la vapeur dans la ligne liquide. L'alimentation en liquide qui pénètre dans l'évaporateur rentre ensuite en compétition avec l'évacuation des bulles de vapeur qui remontent vers le réservoir. Cette compétition finit par amoindrir l'alimentation en liquide ce qui profite à la phase vapeur qui commence à s'agrandir.

Cette génération de vapeur dans le cœur de l'évaporateur est à mettre en lien avec les phénomènes qui se déroulent du côté des canaux (Figure III-23). Après 83 s on observe des filets de bulles qui remontent de la partie basse de l'évaporateur. Toutefois, la sortie vapeur étant située à l'autre extrémité, les bulles sont bloquées et forment une poche vapeur qui s'étend jusqu'à pénétrer dans le champ de visualisation après 97 s. Le front de vapeur, constamment alimenté en vapeur, grandit et oscille autour d'une position finale comme on peut le voir entre les images à 119 s et 131 s. Ces oscillations et la constance de l'alimentation en vapeur viennent appuyer l'hypothèse de percolation de la vapeur jusqu'au cœur. En effet, lorsque la pression dans cette poche est suffisamment grande, il y a percolation et la vapeur peut s'échapper du côté du cœur de l'évaporateur. Lors de ce transfert de vapeur, la pression décroit du côté des canaux et on observe une décroissance de la poche. Ce phénomène entretenu se déroule dans la zone de T_{droit} et explique sa température supérieure à celle de $T_{centredroit}$ et $T_{centregauche}$. Cette orientation apparait ainsi comme étant moins performante en terme de température, T_{gauche} étant supérieure de ~2 °C en fin de manipulation par rapport aux cas précédents.

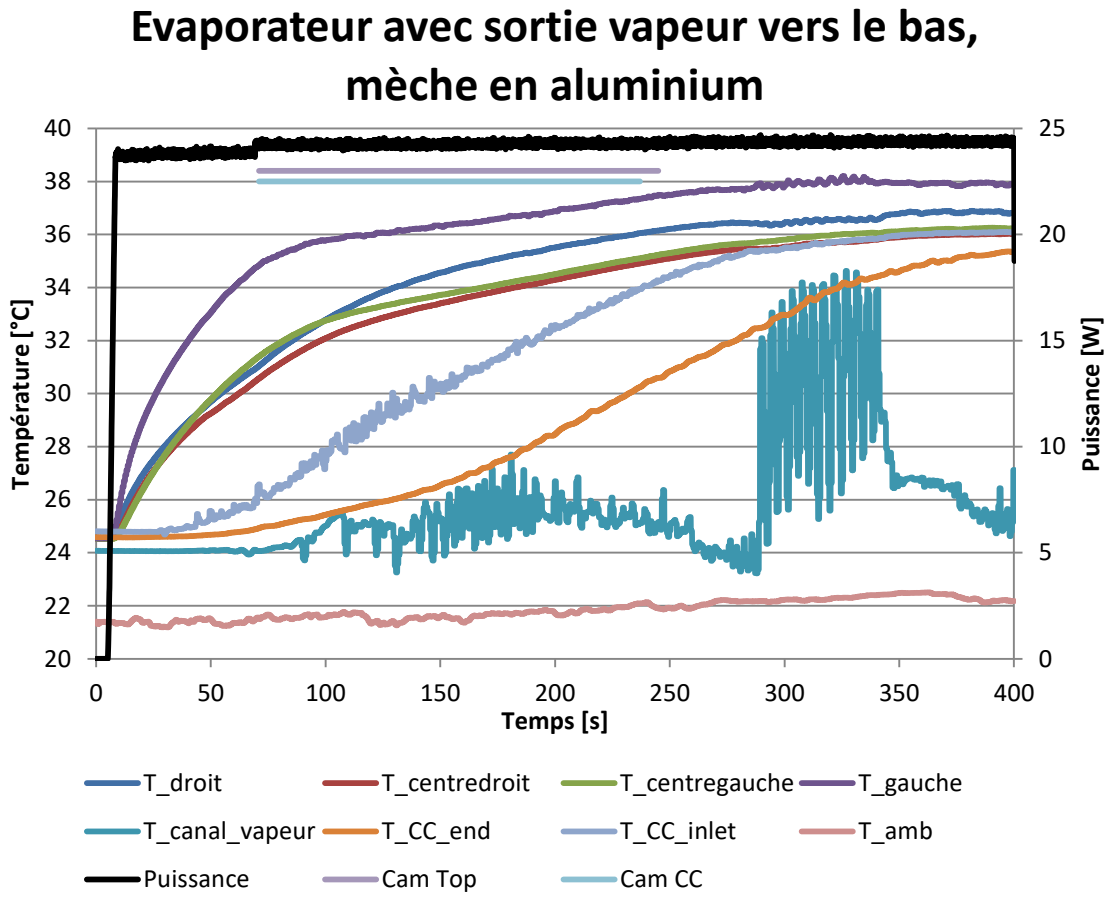


Figure III-21 Températures pour le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en aluminium

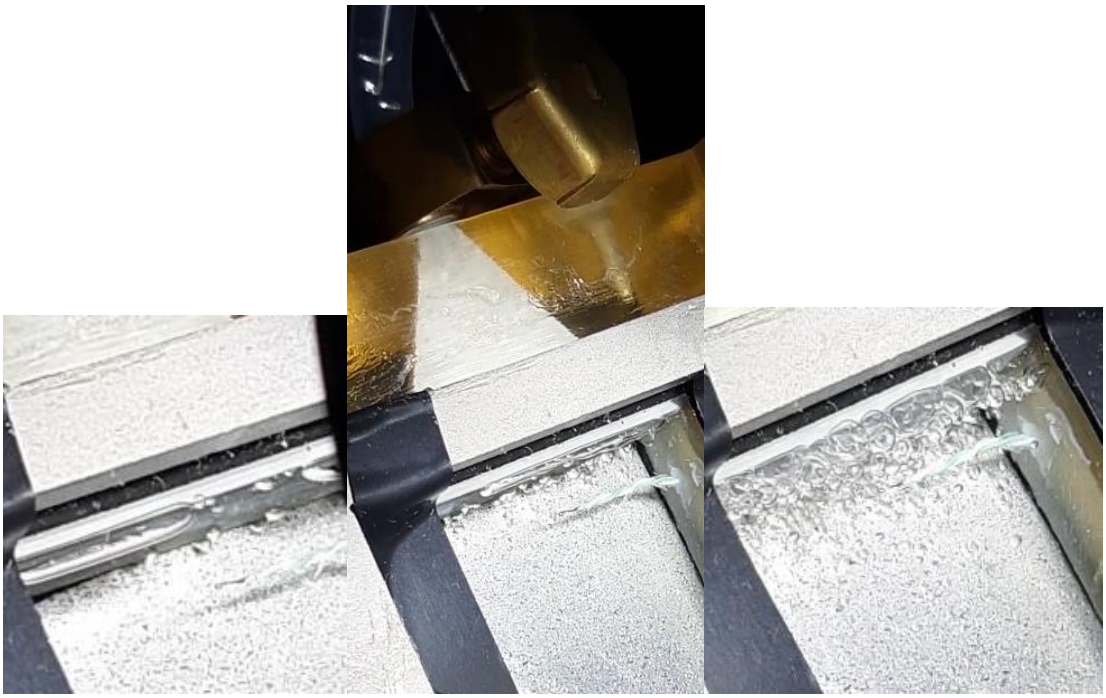


Figure III-22 Côté cœur de l'évaporateur, dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en aluminium. À gauche : génération de vapeur ; au centre : augmentation de la fréquence de génération des bulles et évacuation des bulles vers le réservoir amont ; à droite : début de l'apparition d'une zone vapeur à l'entrée de la zone d'alimentation en liquide.

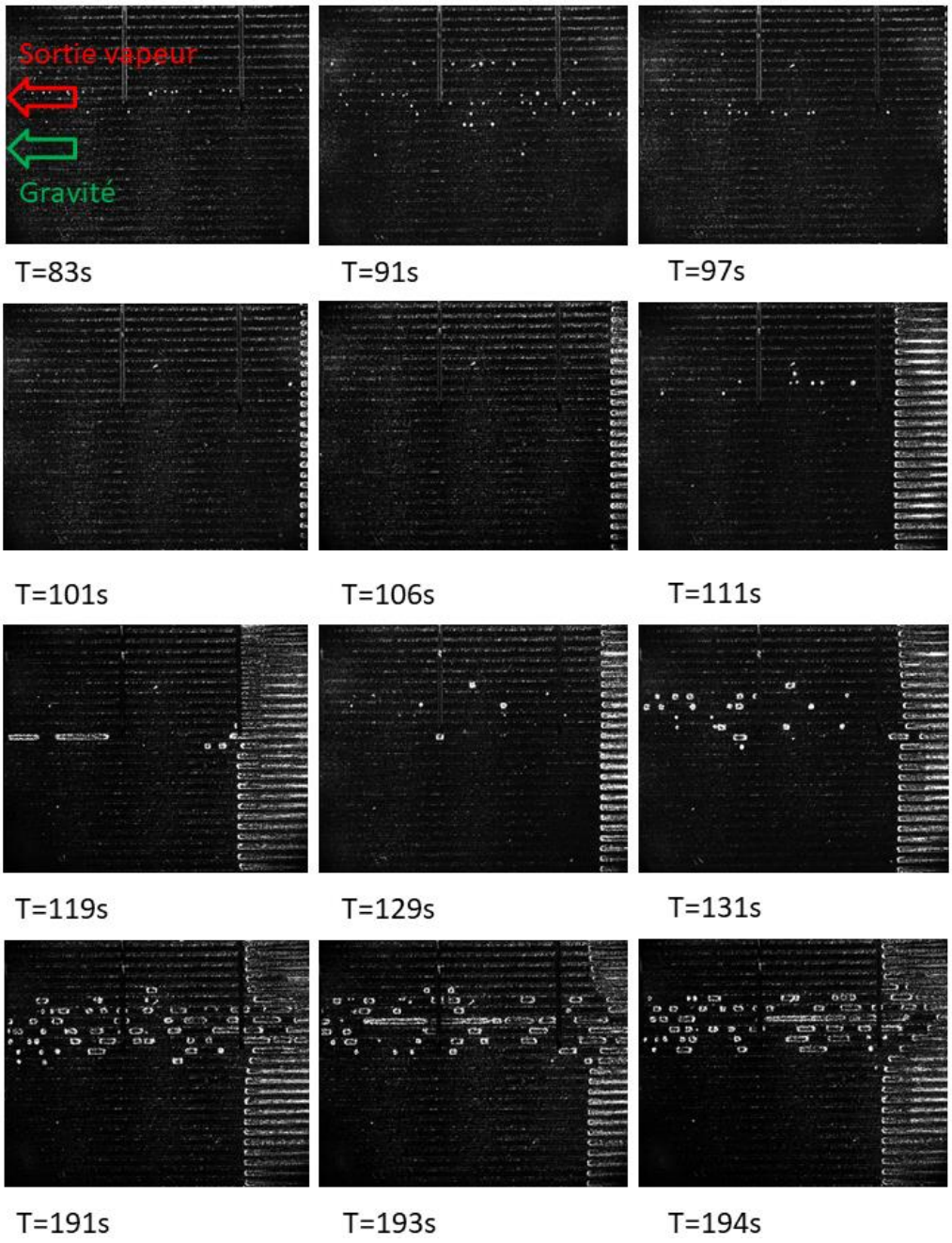


Figure III-23 Côté canaux, dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en aluminium.

III.2.d) Évaporateur sur la tranche : angle $\alpha = 90°, \theta = 0°$

La configuration où l'évaporateur est positionné sur sa tranche a été effectuée en deux manipulations. Ceci est dû à la lenteur du phénomène observé lors de l'invasion qui dépasse la capacité d'enregistrement des caméras. Ainsi, la seconde partie de l'expérience est effectuée quelques minutes après la fin de la première partie, le temps d'enregistrer les données.

La première partie (Figure III-24) correspond à une montée en température du système et à l'invasion de la vapeur jusqu'à, a minima, la moitié de l'évaporateur comme l'atteste l'atteinte d'un palier de température par $T_{canal,vapeur}$. La seconde partie (Figure III-25) rejoint les conditions finales de la partie 1 après ~40 s et permet d'observer des phénomènes transitoires vers le régime final.

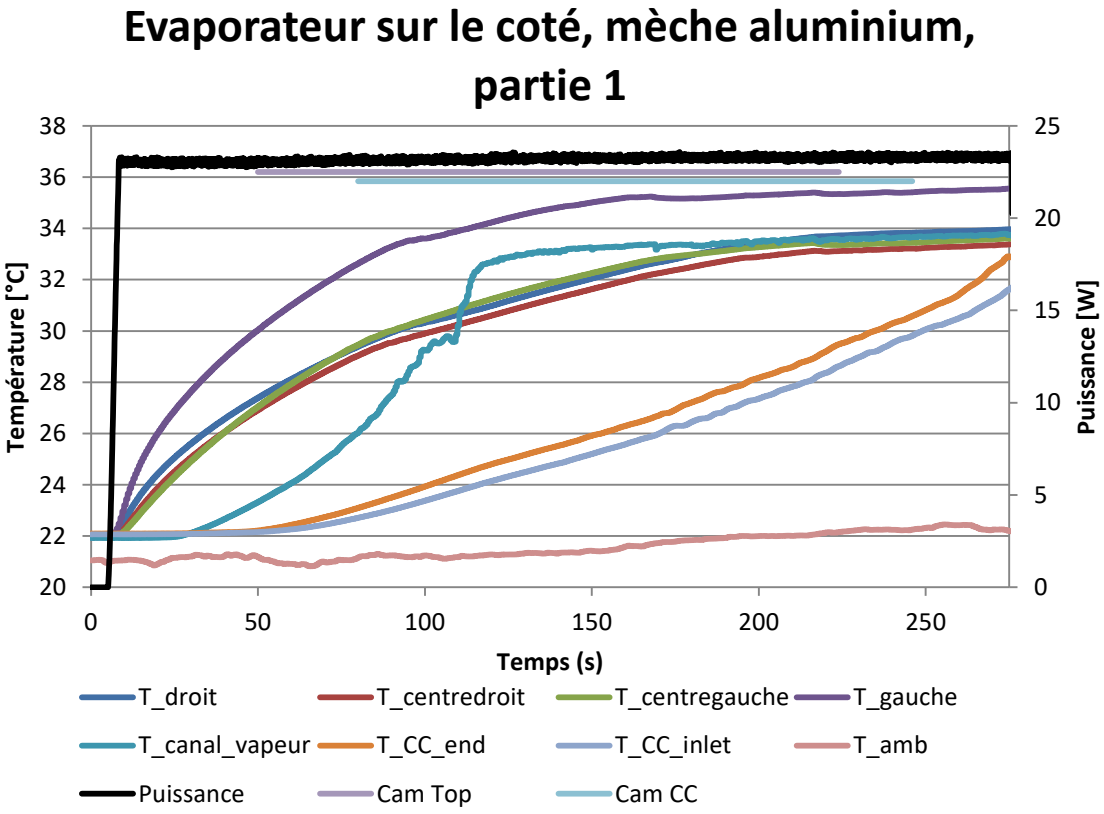


Figure III-24 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en aluminium, partie 1

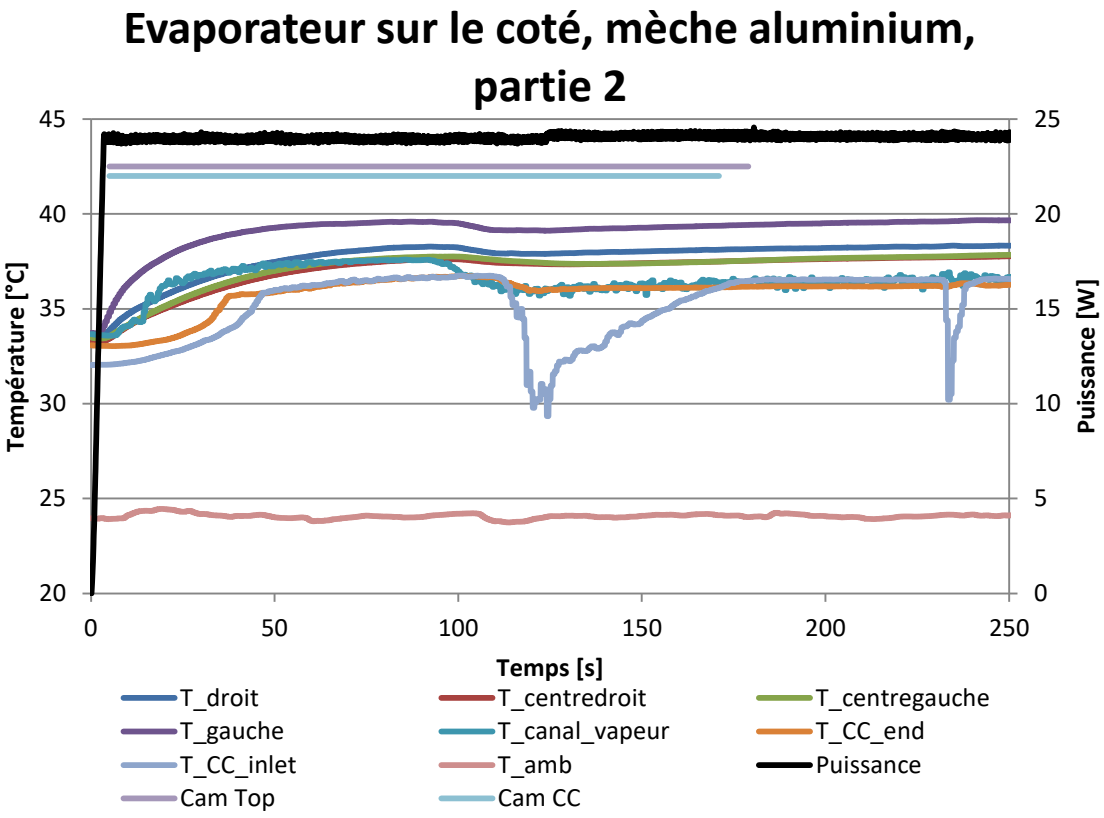


Figure III-25 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en aluminium, partie 2

III.2.d.(1) Type d'invasion

La première partie, qui se focalise sur la montée en température du système montre un type d'invasion similaire au cas à plat (de type front) mais fortement influencé par la gravité. Sur la Figure III-26, on observe une invasion ligne par ligne suivant la gravité à partir de 53 s. Les flèches bleues y pointent le front d'invasion qui progresse jusqu'à la moitié de l'évaporateur. Sur la dernière image, la ligne discontinue illustre la position de la moitié de l'évaporateur située en face de la sortie vapeur.

Ce n'est qu'une fois la moitié de l'évaporateur atteinte qu'une bulle apparait à 170 s sur la Figure III-27. Cette bulle en rejoint d'autres et s'étend jusqu'à former une zone de vapeur dans la partie supérieure du cœur (213 s). Toutefois, à 216 s, de la vapeur est expulsée par la mèche, d'abord via de grosses bulles puis avec des bulles de tailles moindres mais sur une zone plus large (cadre bleu à 217 s). Suite au relâchement continu de bulles, la zone vapeur créée ne cesse de croitre jusqu'à la fin de cette partie.

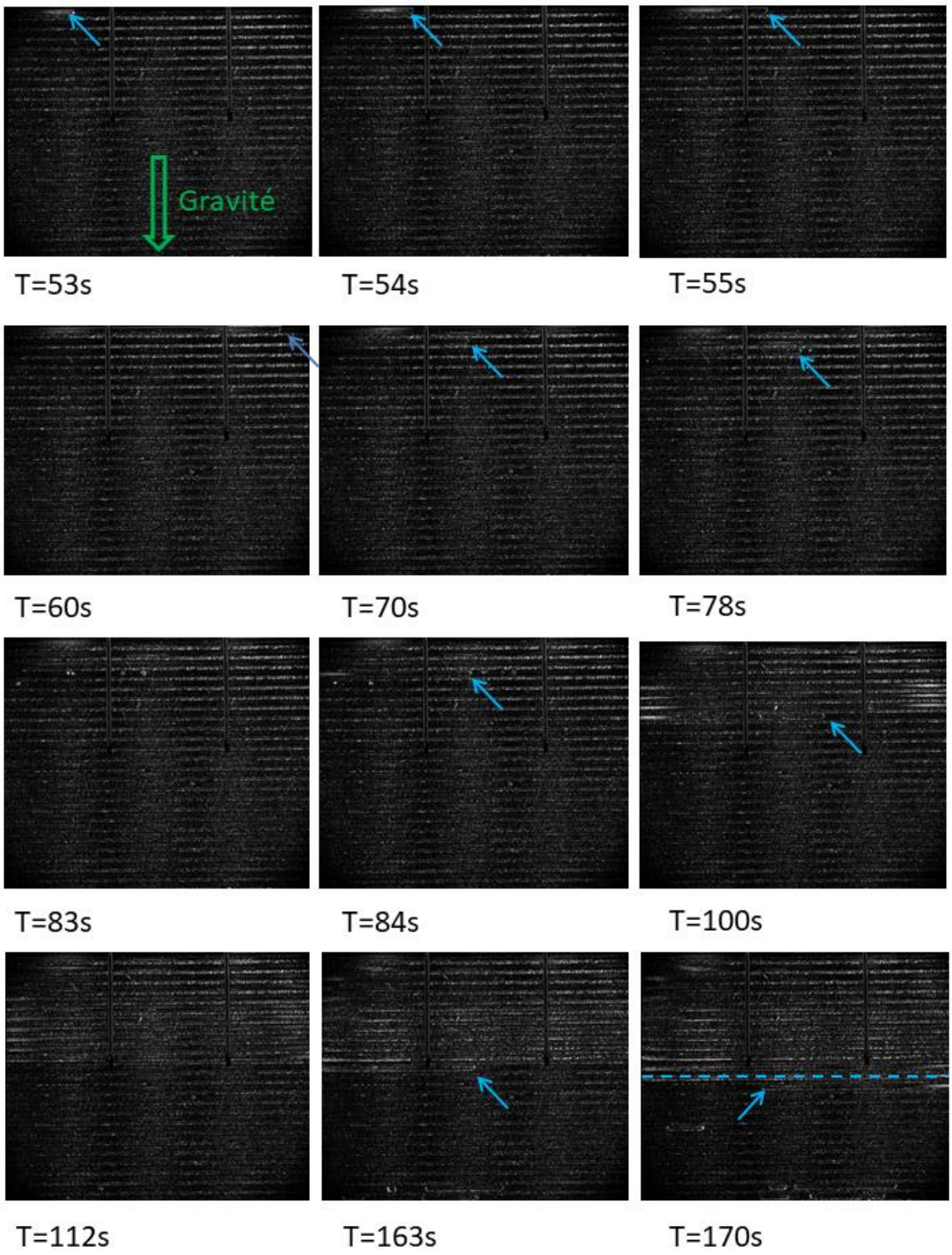


Figure III-26 Invasion dans le cas évaporateur sur la tranche, côté canaux vapeur, mèche en aluminium, partie 1

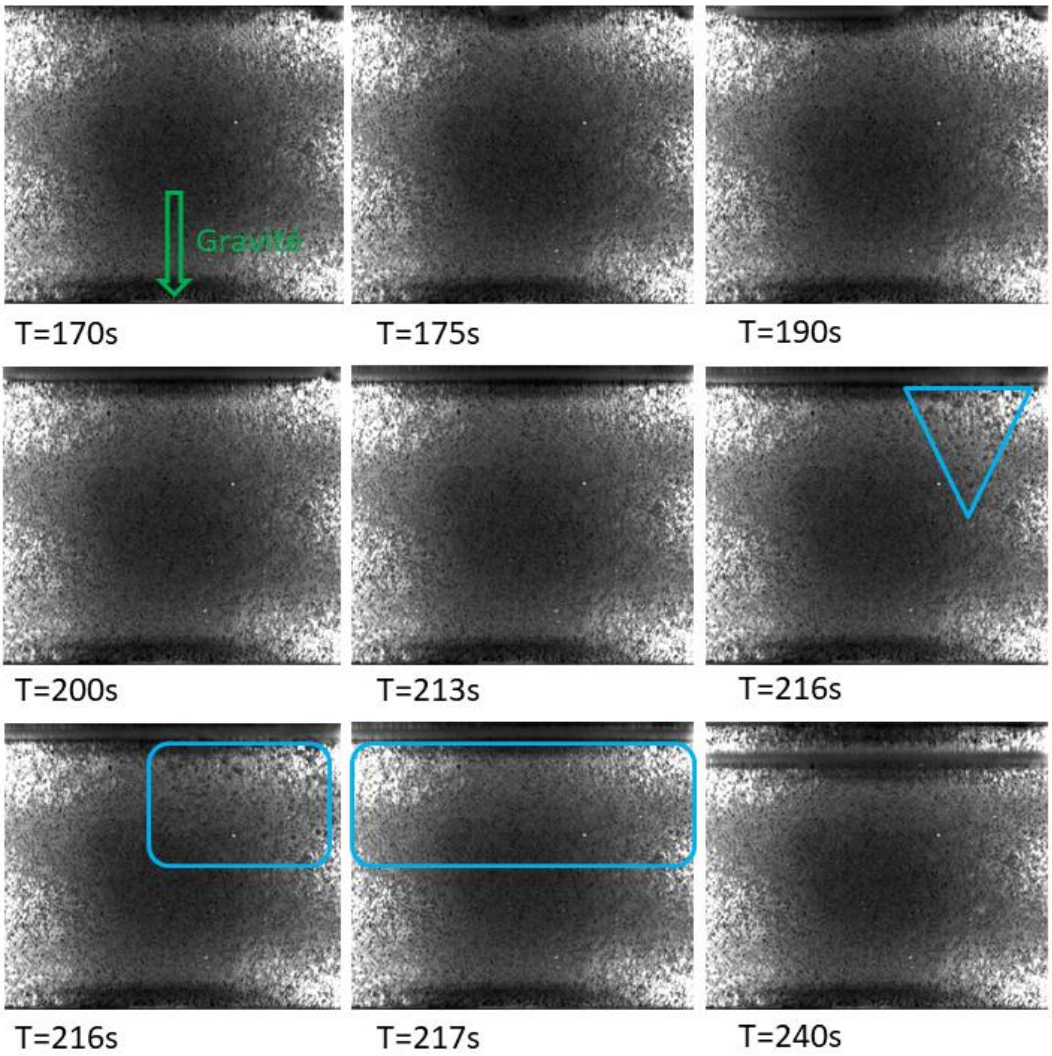


Figure III-27 Invasion dans le cas évaporateur sur la tranche, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie 1

III.2.d.(2) Transition vers le régime « stationnaire »

Sur la Figure III-28, on observe sur les trois premières images la suite de la partie1 de la manipulation. Des bulles apparaissent dans les canaux qui étaient encore à l'état liquide et circulent en direction de la sortie vapeur sans remplir définitivement ces canaux de vapeur. À 201 s, on observe dans la partie haute de la mèche, un écoulement liquide de rainure à rainure (cadre bleu), probablement poussé par la vapeur dans le cœur de l'évaporateur en raison de la configuration que l'on retrouve en Figure III-29. La suite de la figure illustre la seconde partie de la manipulation qui retrouve un état similaire à la fin de la partie 1 à 55 s. Les canaux poursuivent ensuite lentement leur invasion jusqu'à 73 s où on observe une évacuation de la vapeur dans les canaux les plus bas par du liquide. Cette évacuation provoque l'apparition d'un écoulement de type bulles dans la partie basse de la mèche alors que la partie supérieure reste à l'état vapeur. Cette séparation en 2 zones différentes est représentée par la ligne discontinue à 125 s au centre de la mèche et en face de la sortie vapeur. Aussi, bien que la culasse possède une conductivité thermique plus élevée on remarque que ses thermocouples sont sensibles aux conditions dans les canaux. En effet, les thermocouples, situés au-dessus de la mèche à l'état vapeur, mesurent des températures bien supérieures à celles enregistrées jusqu'à présent.

De l'autre côté, dans le cœur de l'évaporateur (Figure III-30), on redémarre avec de la vapeur dans le cœur de l'évaporateur (image à 5 s) et dès la 22ème seconde on retrouve de la génération de vapeur via le poreux. Suite à cela, le niveau de liquide décroit jusqu'à la moitié de l'évaporateur symbolisée par la ligne discontinue. Cette configuration se retrouve via la Figure III-63 dans le cas d'une mèche en acier. Après une stabilisation du niveau à 62 s, le niveau remonte à 111 s jusqu'à 126 s avant de décroitre à nouveau. De la même manière que pour le cas évaporateur à plat, cette variation du niveau de liquide dans le cœur de l'évaporateur peut s'expliquer par la percolation de la phase vapeur entre le côté canal et le côté cœur de l'évaporateur. La percolation permet d'évacuer une partie de la vapeur du côté des canaux ce qui fait baisser la pression côté cœur de l'évaporateur. Cette baisse de pression permet ainsi une meilleure alimentation en liquide ce qui fait remonter le niveau de liquide. La pression étant moindre le liquide ré-envahit la mèche par capillarité ce qui referme le chemin de percolation. Ces oscillations du niveau sont visibles via les thermocouples $T_{CC,end}$ et $T_{CC,inlet}$ (Figure III-25). $T_{CC,inlet}$, placé un peu plus profondément que $T_{CC,end}$, est, via la variation du niveau de liquide, immergé dans le liquide (chute de la température) et immergé dans la phase vapeur (température identique à $T_{CC,end}$).

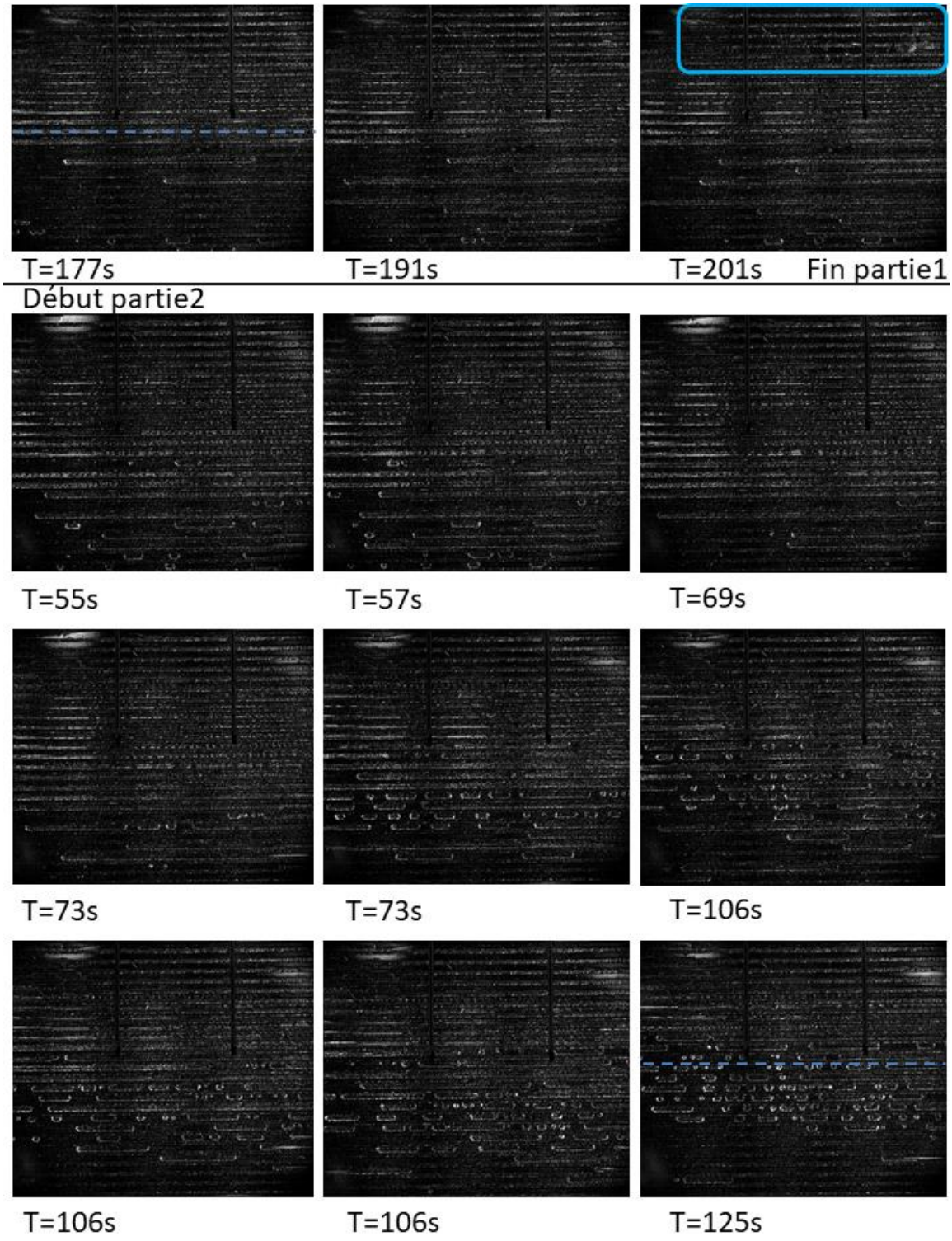


Figure III-28 Écoulements dans le cas évaporateur sur la tranche, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, fin de la partie 1 et partie 2

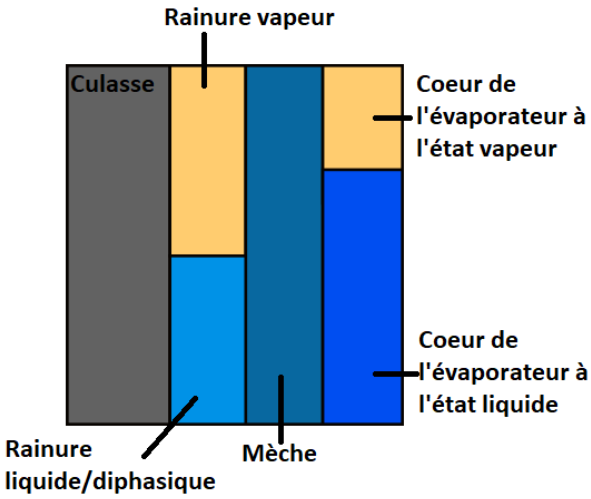


Figure III-29 Schéma de la configuration finale de l'écoulement pour le cas évaporateur sur la tranche

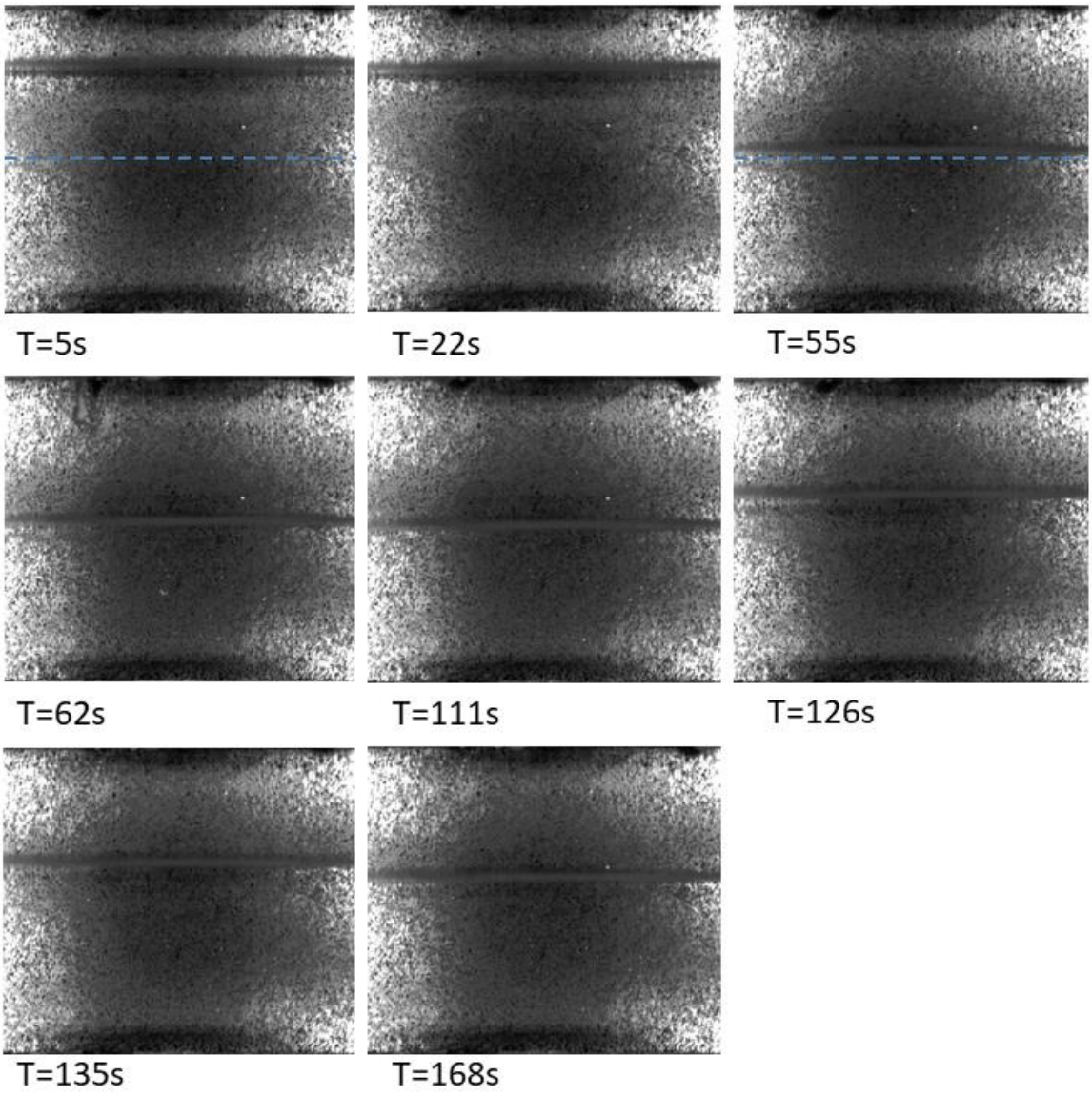


Figure III-30 Évolution de la quantité de liquide du côté du cœur de l'évaporateur, dans le cas évaporateur sur la tranche, mèche en aluminium, partie 2

III.2.e) Évaporateur retourné : angle $\alpha = 180°, \theta = 0°$

La configuration avec l'évaporateur retourné par rapport au cas à plat a été réalisée en trois parties. La présence de liquide sur le dessus de la mèche et la gravité empêchant la présence d'une poche vapeur entre la mèche et le cœur de l'évaporateur, la mèche est constamment alimentée en liquide et refroidie. Par conséquent, la vidange des canaux de vapeur est plus difficilement réalisée ce qui nécessite un nombre de prises plus importantes. De la même manière que pour le cas avec l'évaporateur sur la tranche, les trois parties sont consécutives. Toutefois, le système d'éclairage d'alors ayant été affecté par le changement d'orientation, le traitement des résultats s'en est trouvé affecté ce qui explique la différence dans le traitement d'image et l'absence d'indication quant au déclenchement des caméras sur les courbes de températures. Les courbes de températures (Figure III-31, Figure III-32 et Figure III-33) suivent le profil attendu lorsque l'on soumet un système à un échelon de puissance. Toutefois pour les parties 2 et 3, on remarque que les thermocouples situés dans le cœur de l'évaporateur voient leurs températures diminuer après que celles-ci aient atteintes un maximum. Ceci indique une modification du niveau de liquide dans le cœur de l'évaporateur par une immersion des thermocouples ou une alimentation en liquide du réservoir amont plus importante. On remarque néanmoins que la température dans le canal vapeur atteint la température de saturation ce qui indique bien une présence de vapeur dans la conduite de sortie.

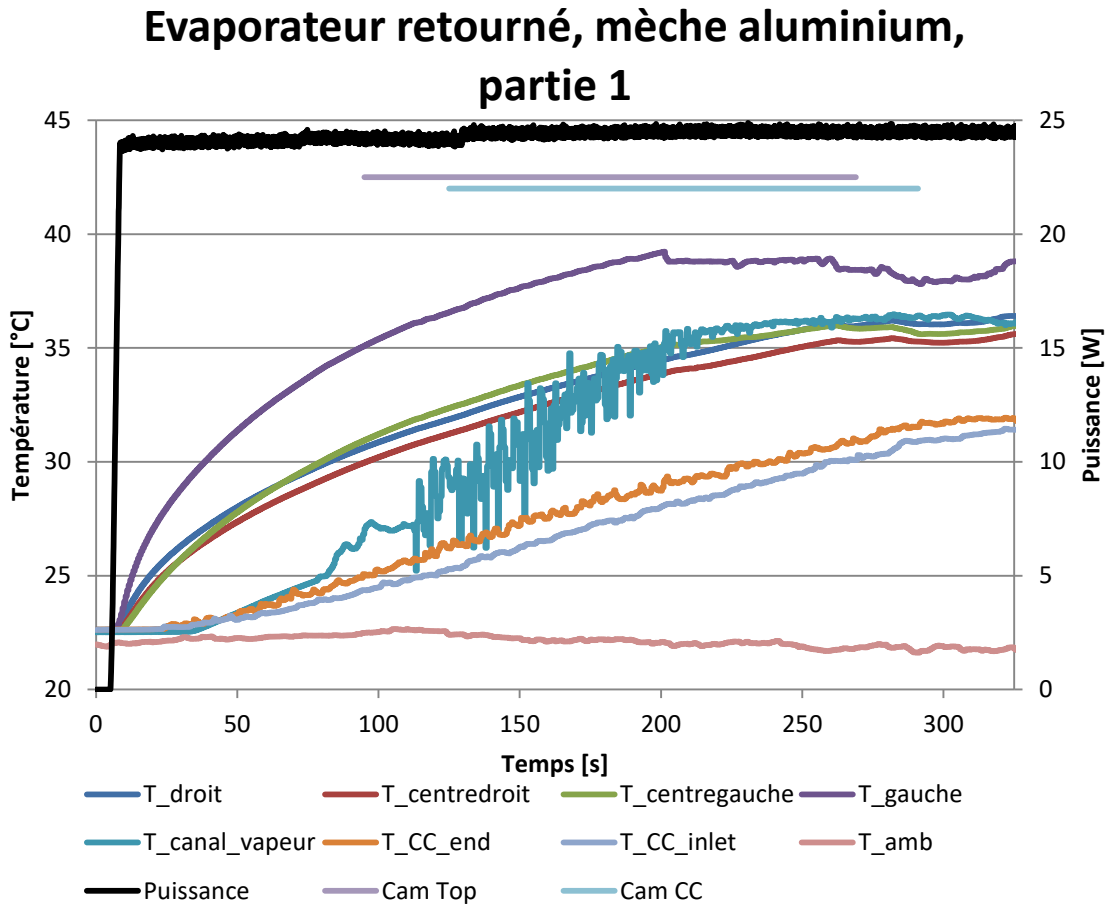


Figure III-31 Température pour le cas évaporateur retourné, mèche en aluminium, partie 1

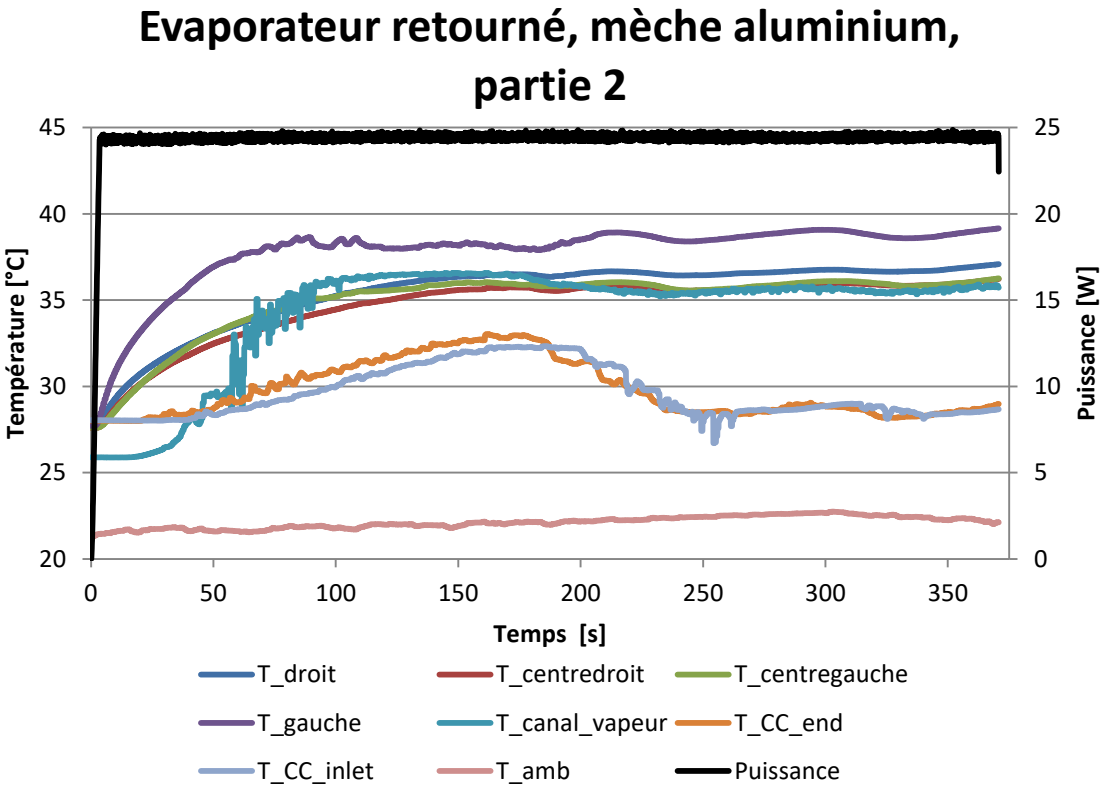


Figure III-32 Température pour le cas évaporateur retourné, mèche en aluminium, partie 2

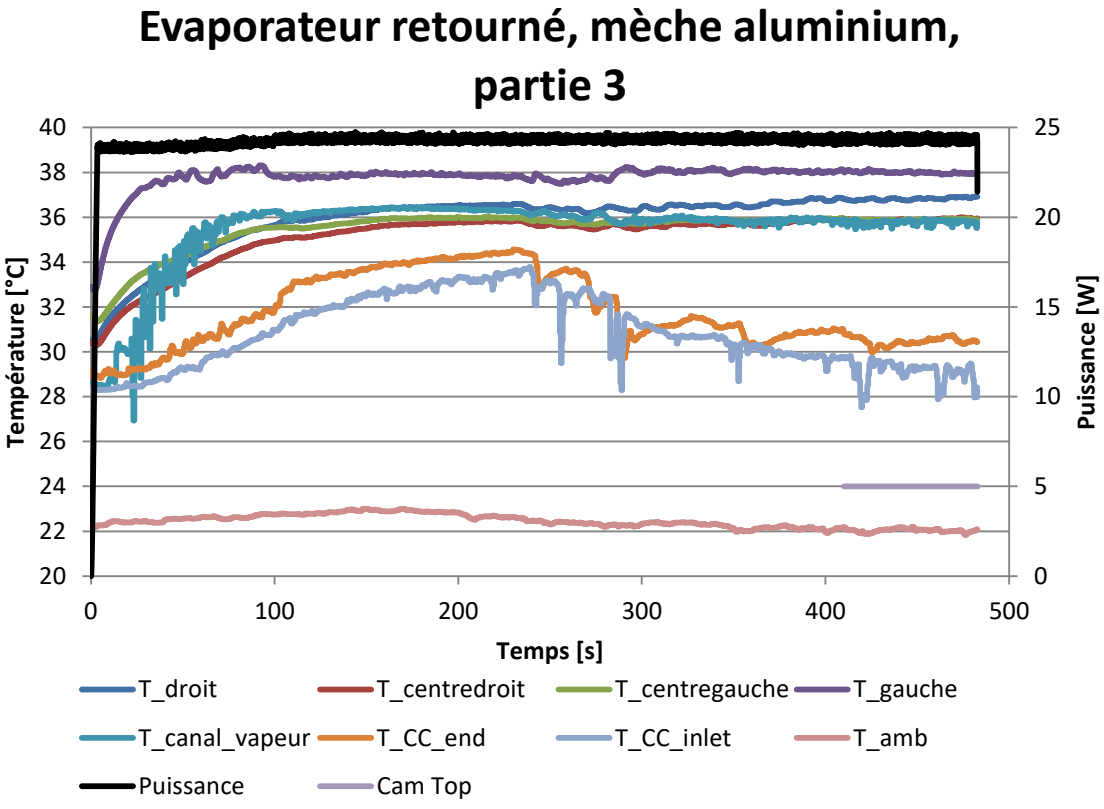


Figure III-33 Température pour le cas évaporateur retourné, mèche en aluminium, partie 3

La Figure III-34 montre que la vidange des canaux quand l'évaporateur est retourné diffère du cas à plat. Au lieu d'avoir un front d'invasion dû à la zone vapeur formée en aval de la mèche, on observe (tardivement, à 189 s) d'abord une bulle de vapeur (entourée en bleu) dans un des canaux centraux qui s'évacue ensuite à 191 s. Ce phénomène de va et vient perdure jusqu'à ce qu'une bulle de taille plus importante apparaisse et remplisse l'intégralité de la rainure alors que d'autres rainures commencent également à être envahies (204 s et 211 s). À la fin de la partie1 (261 s), on observe également le léger défaut de précision sur l'horizontalité du système car les bulles créées envahissent davantage la partie supérieure de la mèche. Dans le même temps, dans le cœur de l'évaporateur (Figure III-35), bien avant l'apparition de la vapeur du côté des canaux, des bulles s'échappent de la mèche : ombre à 133 s dans le cadre bleu, puis de manière plus visible à 148 s. Celles-ci s'agglomèrent jusqu'à former un front à 183 s (surligné en bleu en raison de la mise au point sur la mèche et non sur la fenêtre de visualisation) qui va envahir l'intégralité de la partie supérieure du cœur.

Les phénomènes qui se produisent alors de part et d'autre de la mèche peuvent s'expliquer par le schéma de la Figure III-36. En prenant une coupe transverse au système, on schématise la sortie vapeur ainsi que la culasse et le bâti. Au cours du chauffage, de la vapeur s'agglomère en aval de la mèche mais hors de la sortie vapeur. En raison de la taille des pores et de la gravité, cette poche vapeur, qui augmente en volume et en pression, finit par percoler sur le chemin le plus court jusqu'au cœur de l'évaporateur. Avec l'augmentation de son volume, la poche vapeur finit par atteindre la sortie vapeur (comme le montre les courbes de températures du canal vapeur de la Figure III-31) puis par apparaitre sous forme de bulle dans les canaux d'évacuation de la vapeur de la mèche.

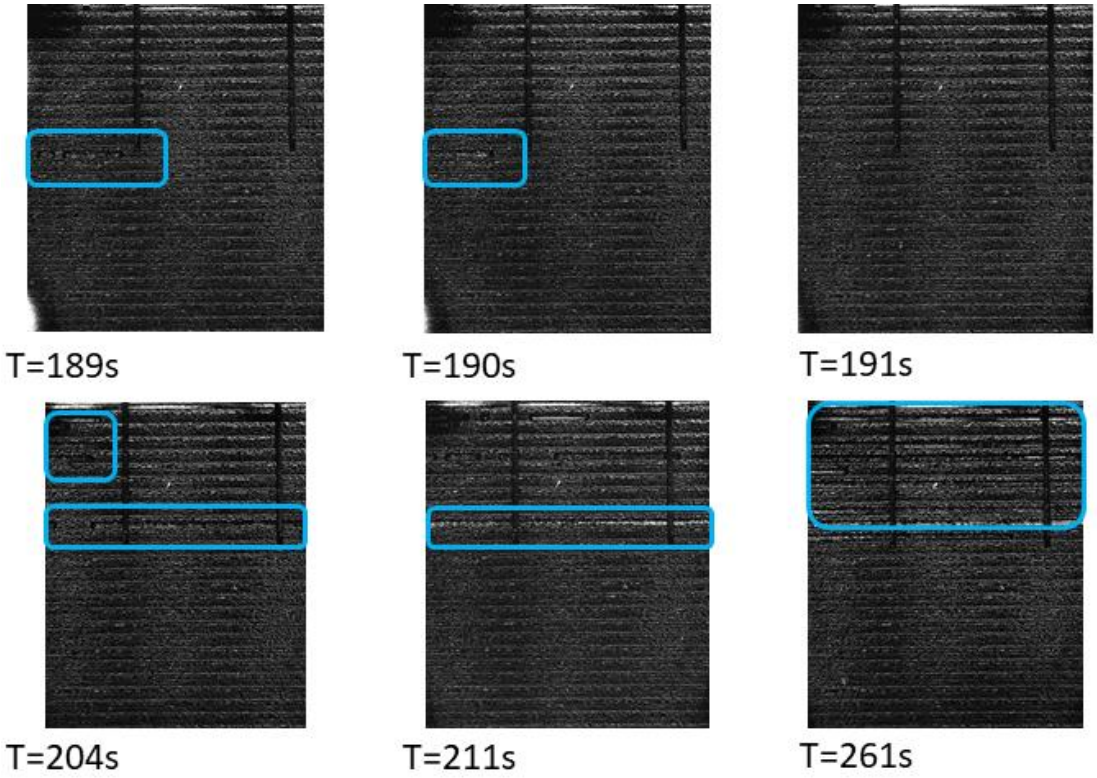


Figure III-34 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en aluminium, partie 1

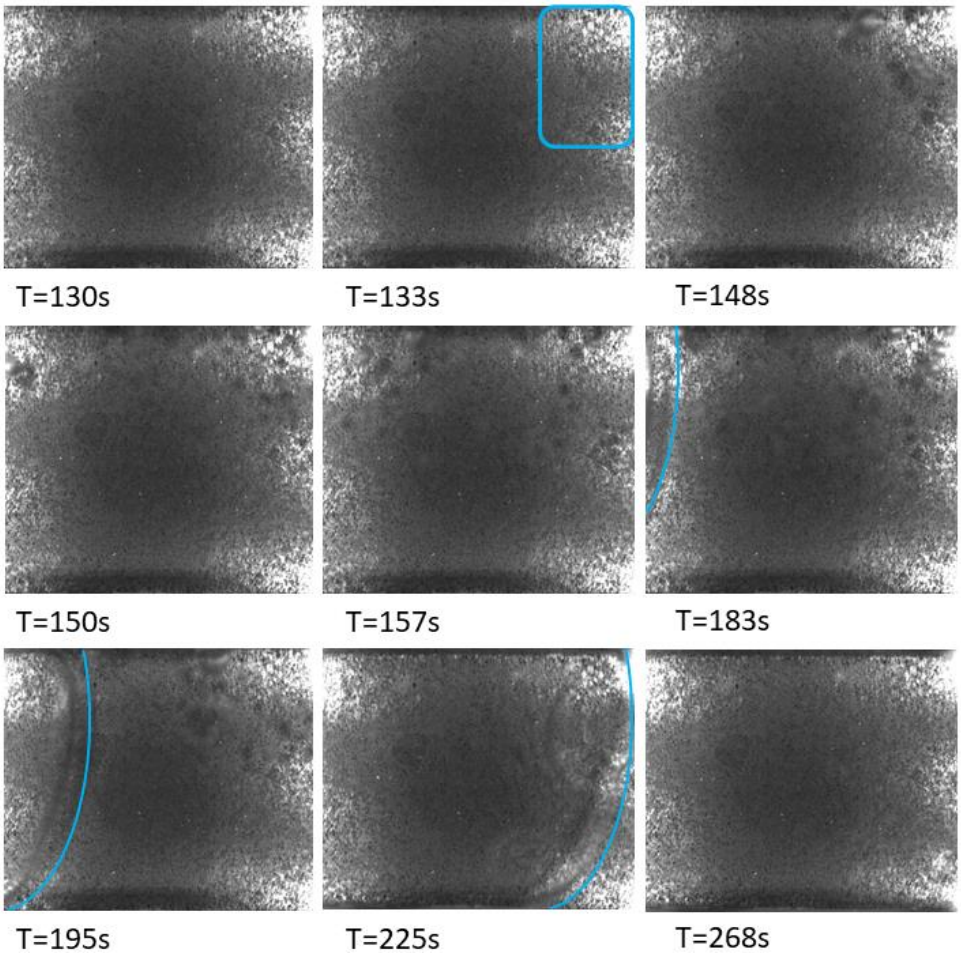


Figure III-35 Cas évaporateur retourné, côté cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie 1

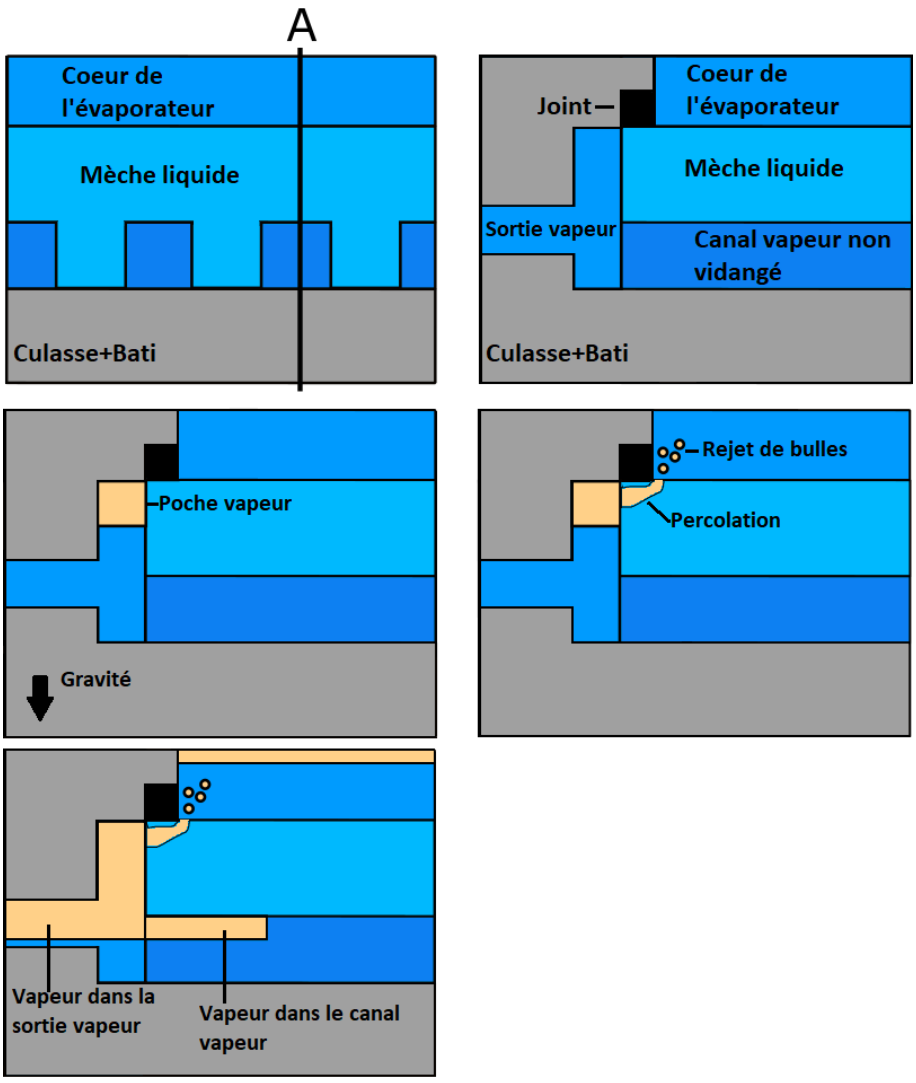


Figure III-36 Schéma de l'invasion de vapeur dans le cas évaporateur retourné, pour la mèche en aluminium selon la coupe A

En poursuivant le chauffage (Figure III-37), les bulles se concentrent au centre de la mèche sous la zone de chauffage (cadre rouge) mais les canaux ne restent pas à l'état vapeur. On observe (cadres bleus) que les ménisques vont et viennent entre la sortie vapeur et les canaux. Une observation externe montre que lorsque le ménisque d'un canal vapeur atteint la sortie vapeur, ce ménisque finit par remonter dans le canal vapeur et ceci de manière entretenue. Cette oscillation du front s'explique par la baisse de pression dans le canal vapeur lorsque la vapeur s'évacue qui favorise une ré-invasion du liquide par capillarité et gravité. Par la suite, alors que les oscillations sortent du champ de visualisation, l'évacuation de la vapeur provoque tout de même des variations de pression dans les canaux suffisamment importantes pour provoquer des ré-invasions partielles des canaux, par la mèche, créant ainsi des bulles (114 s).

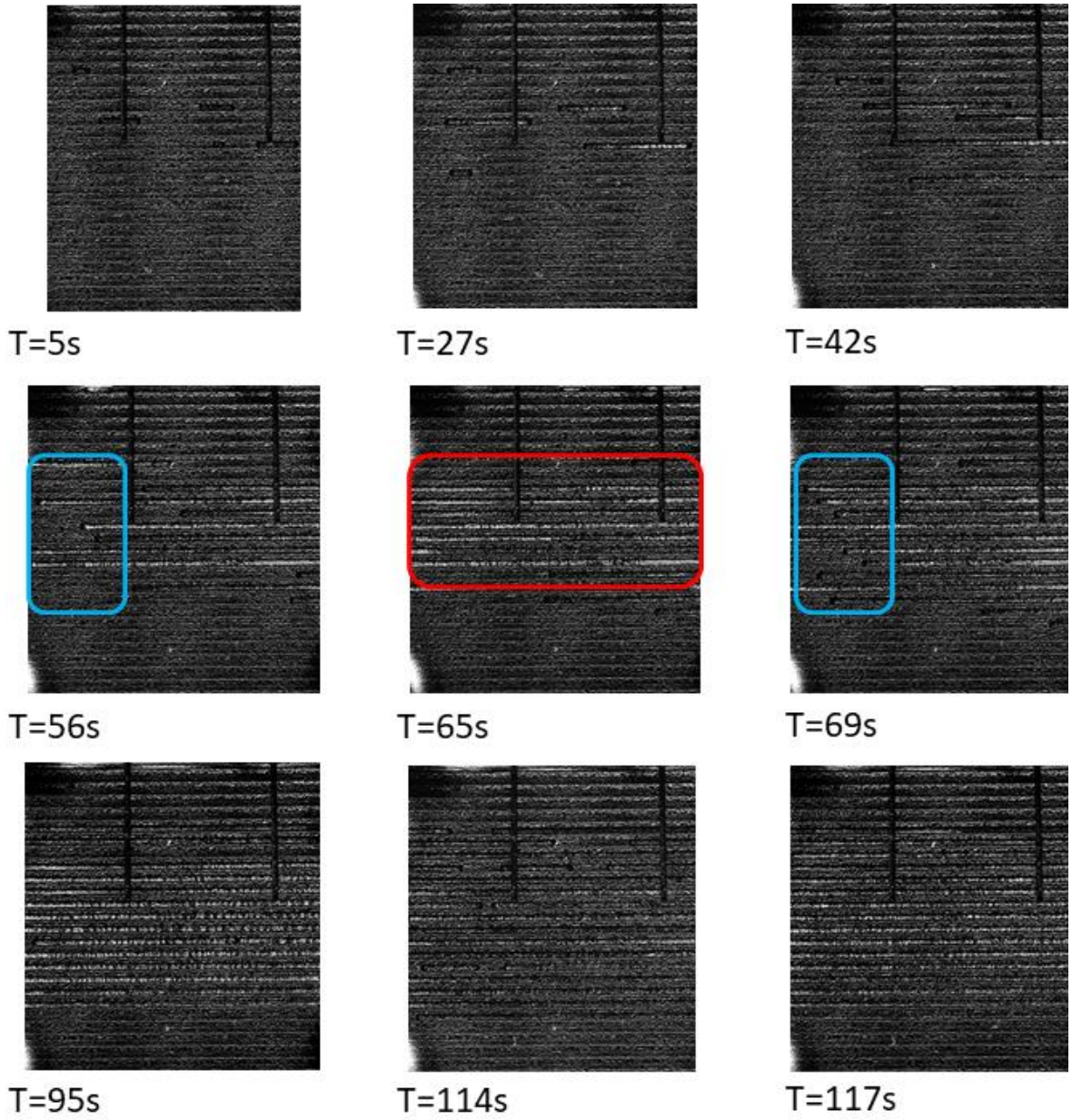


Figure III-37 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en aluminium, partie 2

L'absence d'images du côté du cœur de l'évaporateur pour cette seconde partie s'explique par l'impossibilité de montrer sur le papier les phénomènes s'y produisant. Pour la dernière partie (Figure III-38), du côté des canaux seules 3 images sont utilisées pour montrer la constance du phénomène de génération de bulles à la fin de la manipulation. Bien que l'origine de l'enregistrement du côté cœur de l'évaporateur par rapport aux courbes de températures (Figure III-33) n'ait pu être déterminée, on observe, aux temps longs, que l'échauffement de la mèche finit par provoquer une ébullition d'abord importante (101 s à 104 s) qui diminue en intensité mais reste présente jusqu'à la fin de l'expérience (266 s).

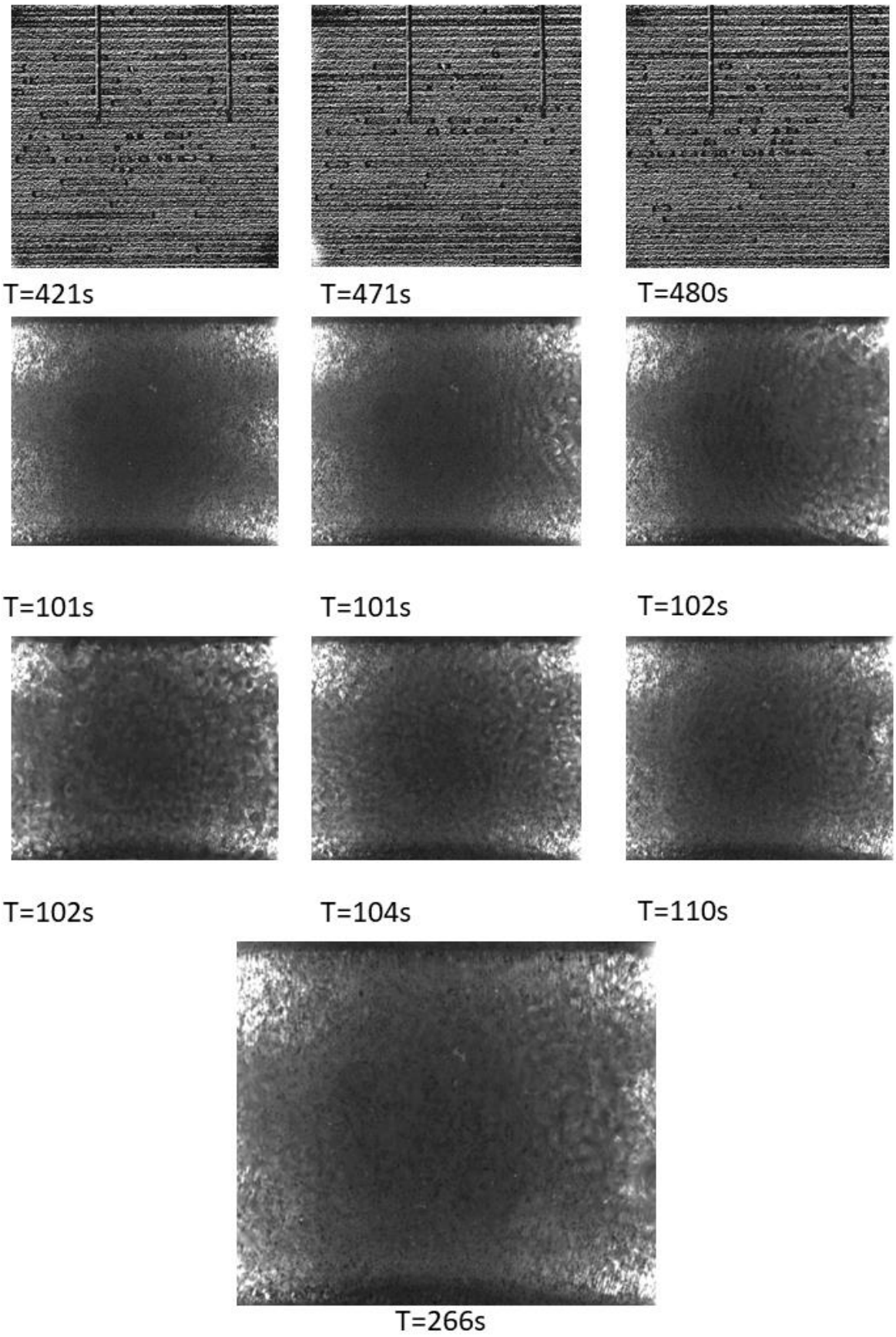


Figure III-38 Cas évaporateur retourné, côté canaux et cœur de l'évaporateur, mèche en aluminium, partie 3

III.3. Vidange d'un évaporateur avec mèche en acier

Suite à la première série de mesure, le système est démonté et on replace la mèche en aluminium par celle en acier tout en changeant le joint d'étanchéité de 3 mm entre le cœur de l'évaporateur et la partie vapeur par un joint de 5 mm d'épaisseur. Ce changement, qui intervient pour confirmer l'étanchéité entre les phases de part et d'autre de la mèche, surélève légèrement cette dernière sans affecter les cinq catégories d'orientations que l'on a pu observer précédemment.

III.3.a) Évaporateur horizontal : angle $\alpha = 0°, \theta = 0°$

Sur la Figure III-39, on observe que la surélévation de la mèche a eu pour conséquence un meilleur contact électrique avec l'ITO diminuant la résistance électrique globale et permettant d'atteindre ~30W de puissance de chauffage contre ~25 W auparavant. Contrairement au cas avec la mèche en aluminium, les différences entre les températures des thermocouples situés dans la culasse sont plus marquées avec une température maximale enregistrée par le thermocouple le plus à droite (contre celui le plus à gauche pour la mèche en aluminium). La montée en température se fait par à-coup avec une première rupture de pente à ~65 s et atteint des niveaux de température beaucoup plus élevés (>40 °C contre 38 °C avec l'aluminium). Enfin, la température dans le canal vapeur n'oscille pas contrairement au cas avec la mèche aluminium, ce qui indique une zone de sortie vapeur constamment à l'état vapeur.

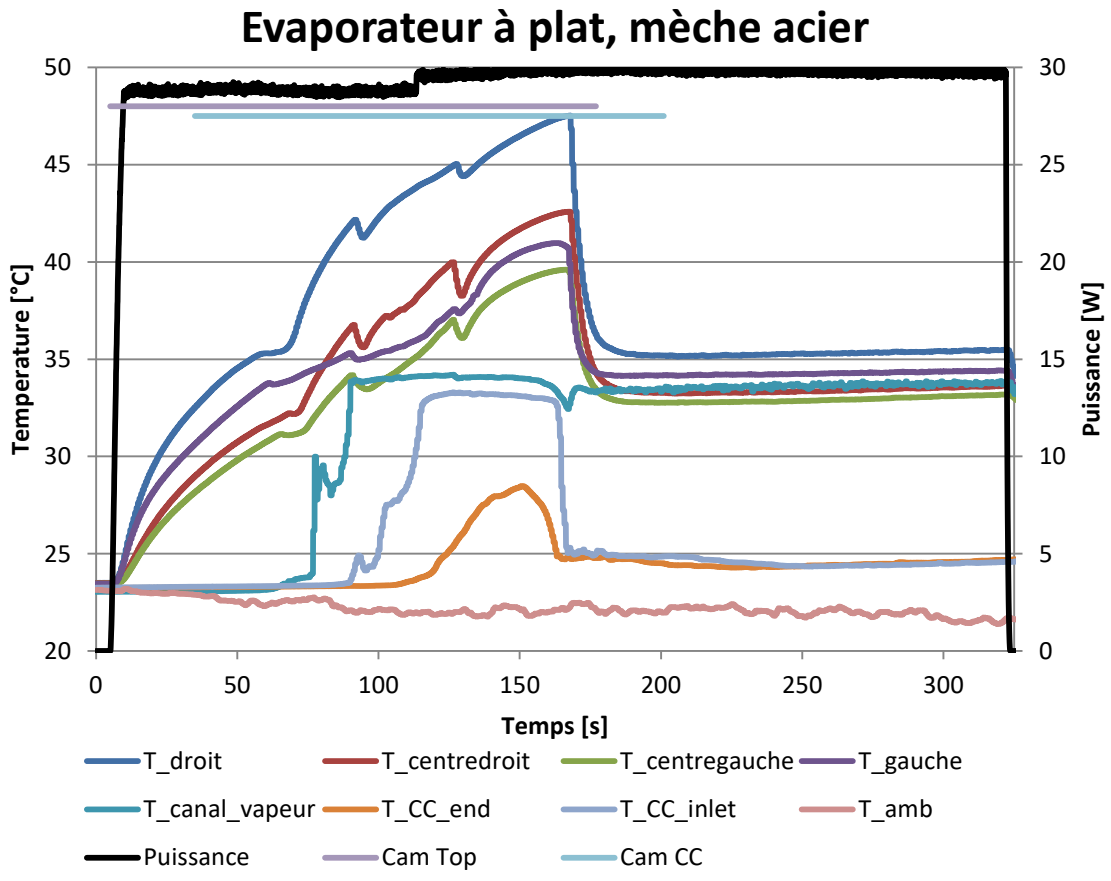


Figure III-39 Température pour le cas évaporateur à plat, mèche en acier

III.3.a.(1) Côté canaux

La mèche étant plus surélevée qu'auparavant, une légère poche vapeur se forme de part et d'autre de la mèche et non seulement à l'aval comme pour l'aluminium. Le volume disponible pour cette poche en amont de la mèche (à droite de l'image) étant plus faible qu'à l'aval (à gauche de l'image) du fait de la sortie vapeur, la poche amont se remplit plus rapidement et commence à envahir les canaux par la droite (36 s) sur la Figure III-40. Cette invasion se poursuit lentement avant que des fronts d'invasion n'arrivent à leur rencontre par la gauche à 59-60 s. On se retrouve ensuite avec 2 fronts qui se rejoignent (cadres bleus à 65 s). Il est intéressant de noter que la zone où les fronts se rejoignent en premier lieu est située sous la zone de chauffage (à 67 s, cadre rouge de la Figure III-41).

Du fait de l'utilisation d'un matériau possédant des tailles pores d'un ordre de grandeur inférieur, on constate que la qualité du traitement d'image est améliorée et que l'interface entre la mèche et la culasse apparait plus nettement. Cette amélioration permet d'observer l'assèchement de cette interface (noire à l'état liquide et grisée en présence de vapeur) d'abord sous la zone de chauffe puis de manière plus globale (évolution de la zone entourée en bleu entre 67 s de la Figure III-41et la Figure III-42 puis la Figure III-43). La progression de cette zone d'assèchement s'effectue en même temps la fin de l'invasion des canaux par la vapeur et est également visible par l'augmentation de la température de $T_{centredroit}$ qui augmente plus que $T_{centregauche}$. À 90 s on finit par observer que cette zone est fortement étalée sur la surface de la mèche de manière asymétrique. Cette dissymétrie peut provenir de la non-horizontalité provoquée par le système de fixation mais également par un contact saphir/mèche inégal qui privilégie le chauffage d'une zone en particulier.

Les Figure III-43 à Figure III-48 illustrent les changements de température enregistrées sur la culasse et menant au régime stationnaire. À 90 s (Figure III-43), on observe l'apparition d'une zone sombre (cercle bleu) dans une zone qui était précédemment asséchée. Ce phénomène précède la ré-invasion de liquide dans la mèche et contribue à refroidir le système d'où la baisse de la température à 90 s. Alors que la partie asséchée de l'interface mèche-culasse a reculé, il apparait sous la zone de chauffage (cadre rouge à 90 s) que cette interface mèche-culasse n'est pas uniformément à l'état liquide ou vapeur mais dans un état intermédiaire qui correspond au régime de fonctionnement diphasique décrit par Mottet [73]. Un zoom sur cette zone est proposé à 92 s (cercle rouge Figure III-44). Alors qu'entre 92 s et 94 s, dans la partie supérieure de la mèche, l'interface mèche-culasse à l'état vapeur repasse à l'état liquide, la partie de cette interface située sous la zone de chauffage recommence à s'assécher. Cet assèchement de l'interface mèche-culasse finit ensuite par atteindre l'intégralité de la mèche (hormis dans sa partie la plus éloignée du chauffage) à 166 s (Figure III-45).

C'est à cet instant qu'on observe une brusque chute de température sur la Figure III-39 (de >40 °C à ~34 °C) et qui correspond à un nouvel envahissement de liquide à la surface de la mèche (évolution à suivre via les cadres bleus Figure III-46). La transition qui en résulte (Figure III-46 à Figure III-47 puis Figure III-48) est chaotique et difficilement interprétable en raison de la multitude d'interfaces liquide-vapeur présentes à la fois à l'interface mèche-culasse mais aussi dans les canaux. Lorsque la température est suffisamment redescendue cette transition se termine (185 s) par un écoulement diphasique complexe. Au centre de la mèche, sous le chauffage, on obtient des canaux vapeur avec

une interface mèche-culasse diphasique alors qu'à proximité, sous les zones non chauffées, c'est un écoulement avec des bulles qui se déroule et se maintient jusqu'à l'arrêt du chauffage.

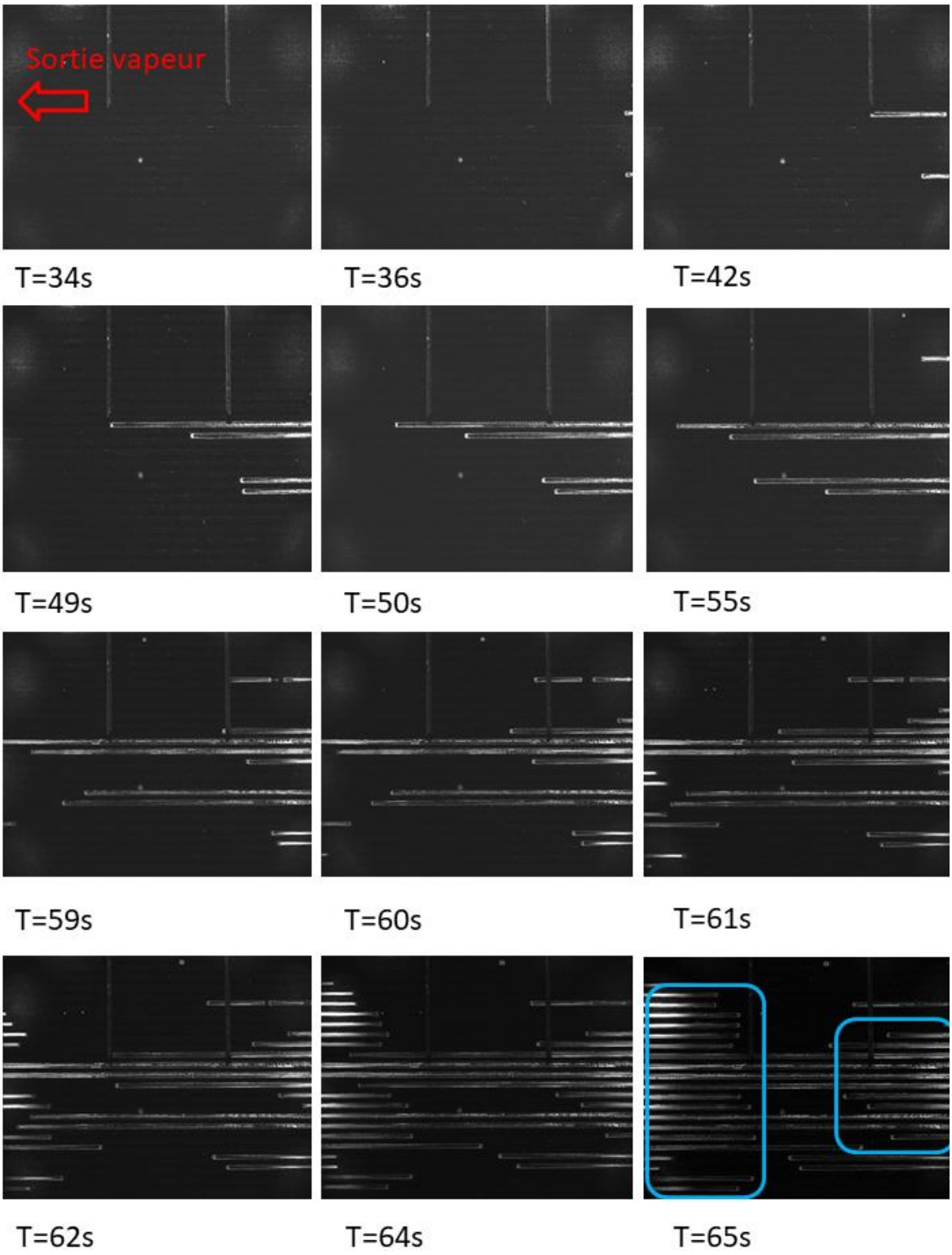


Figure III-40 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (1)

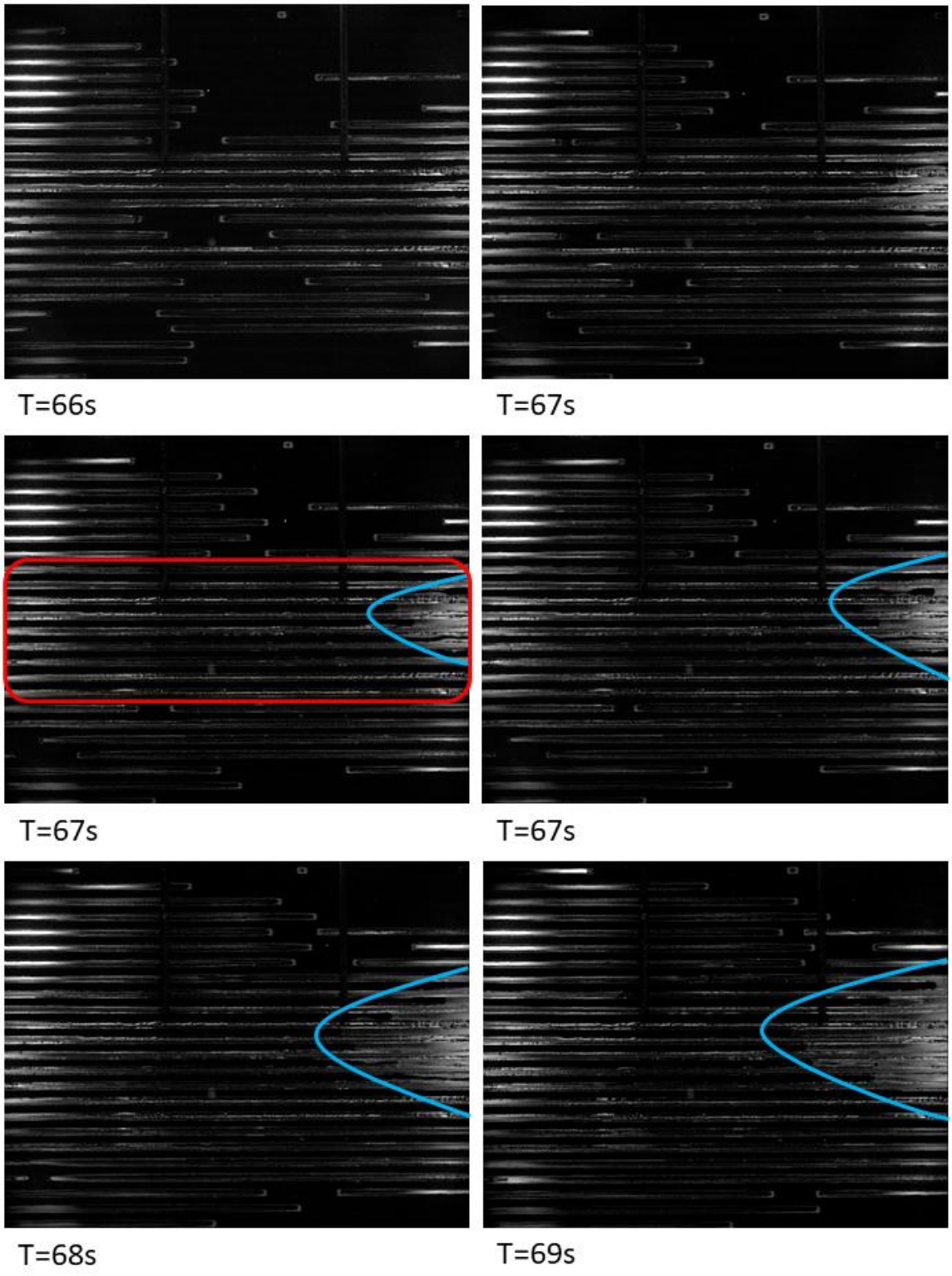


Figure III-41 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (2)

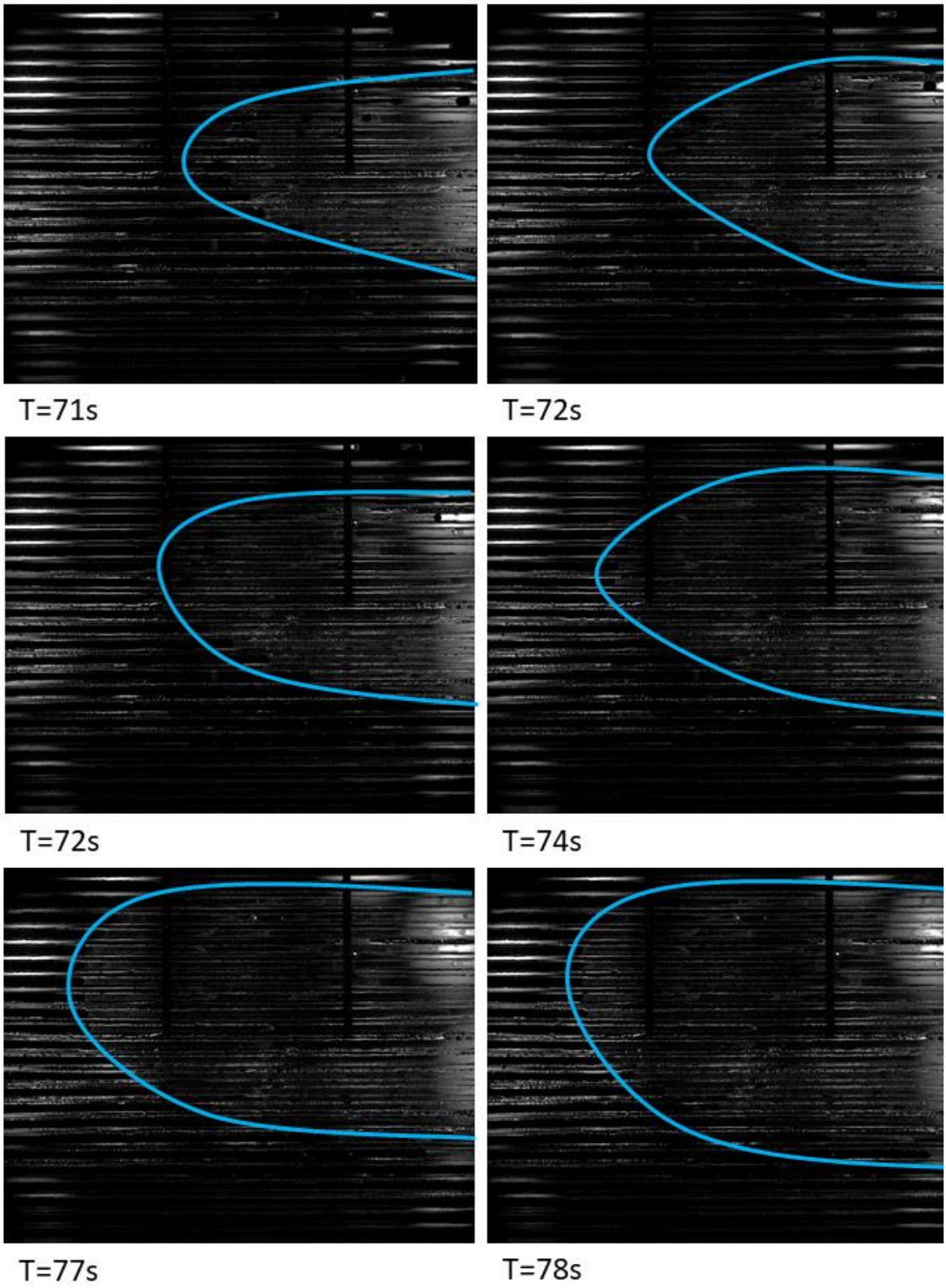


Figure III-42 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (3)

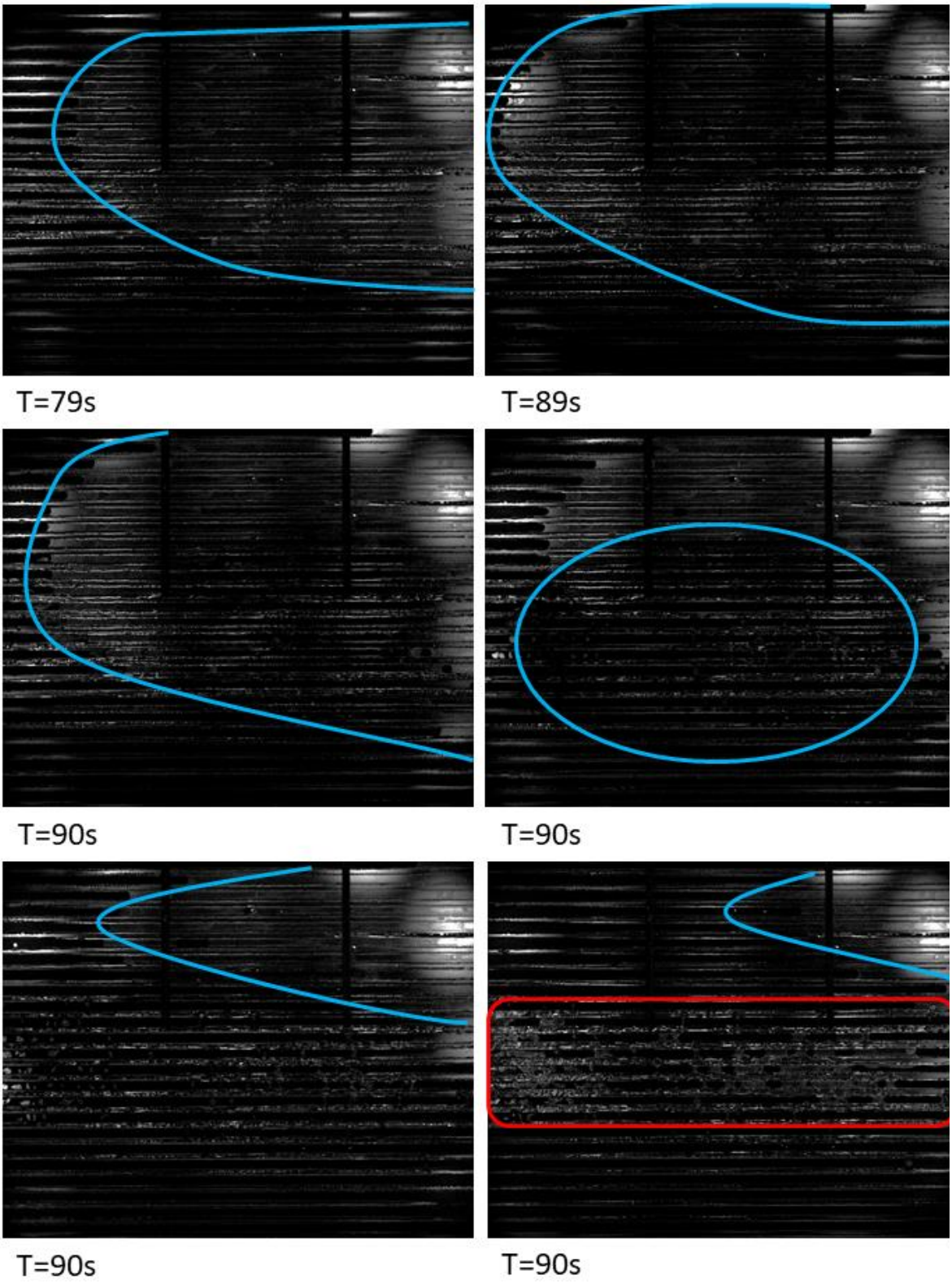
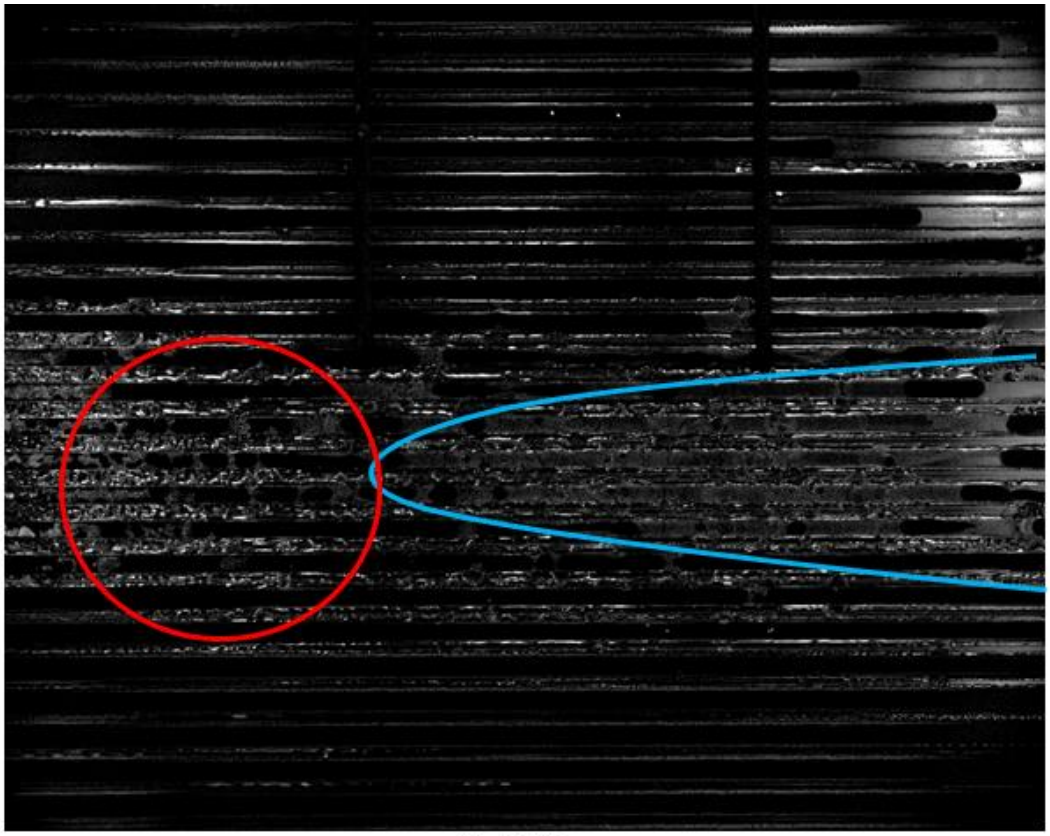
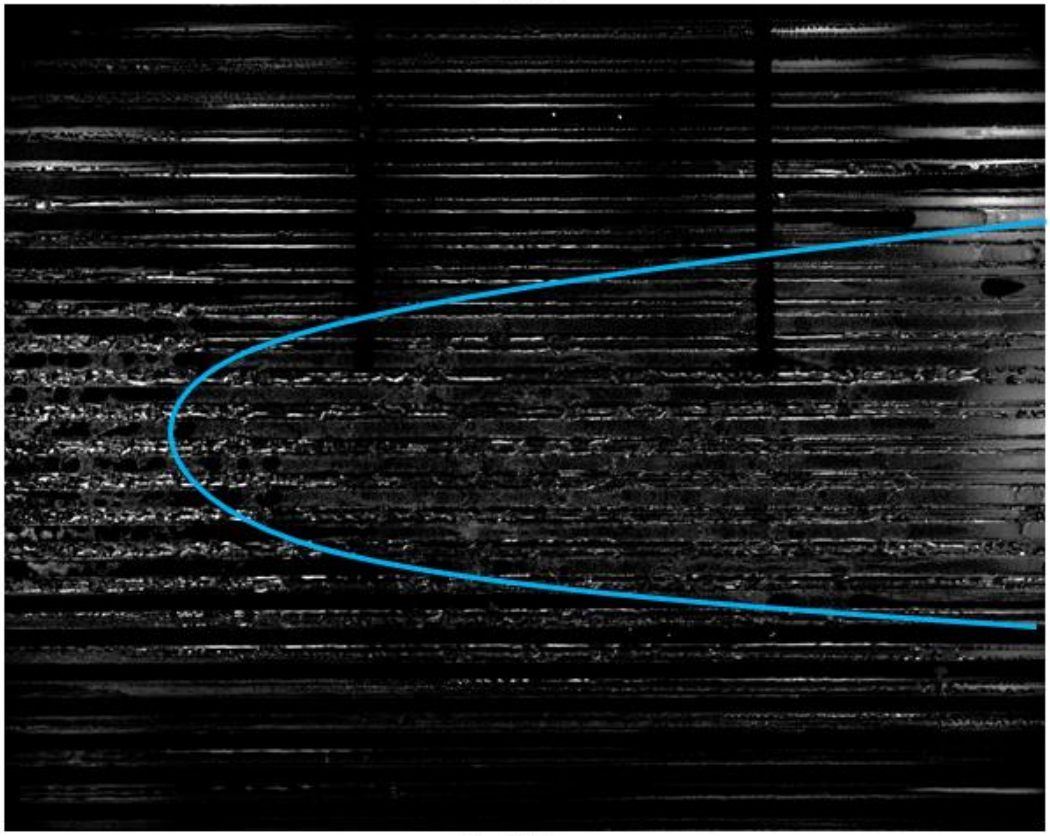


Figure III-43 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (4)



T=92s



T=94s

Figure III-44 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (5)

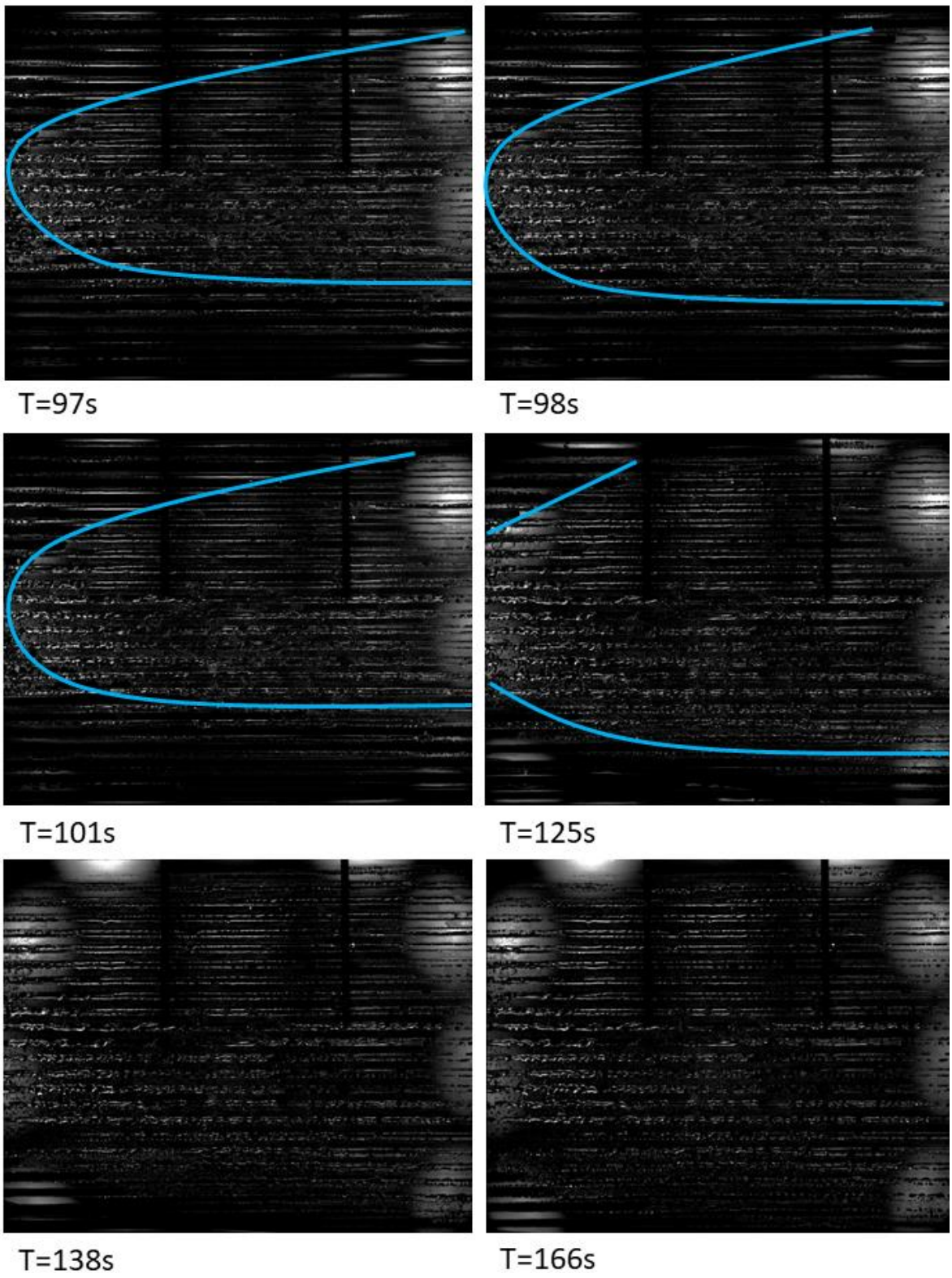


Figure III-45 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (6)

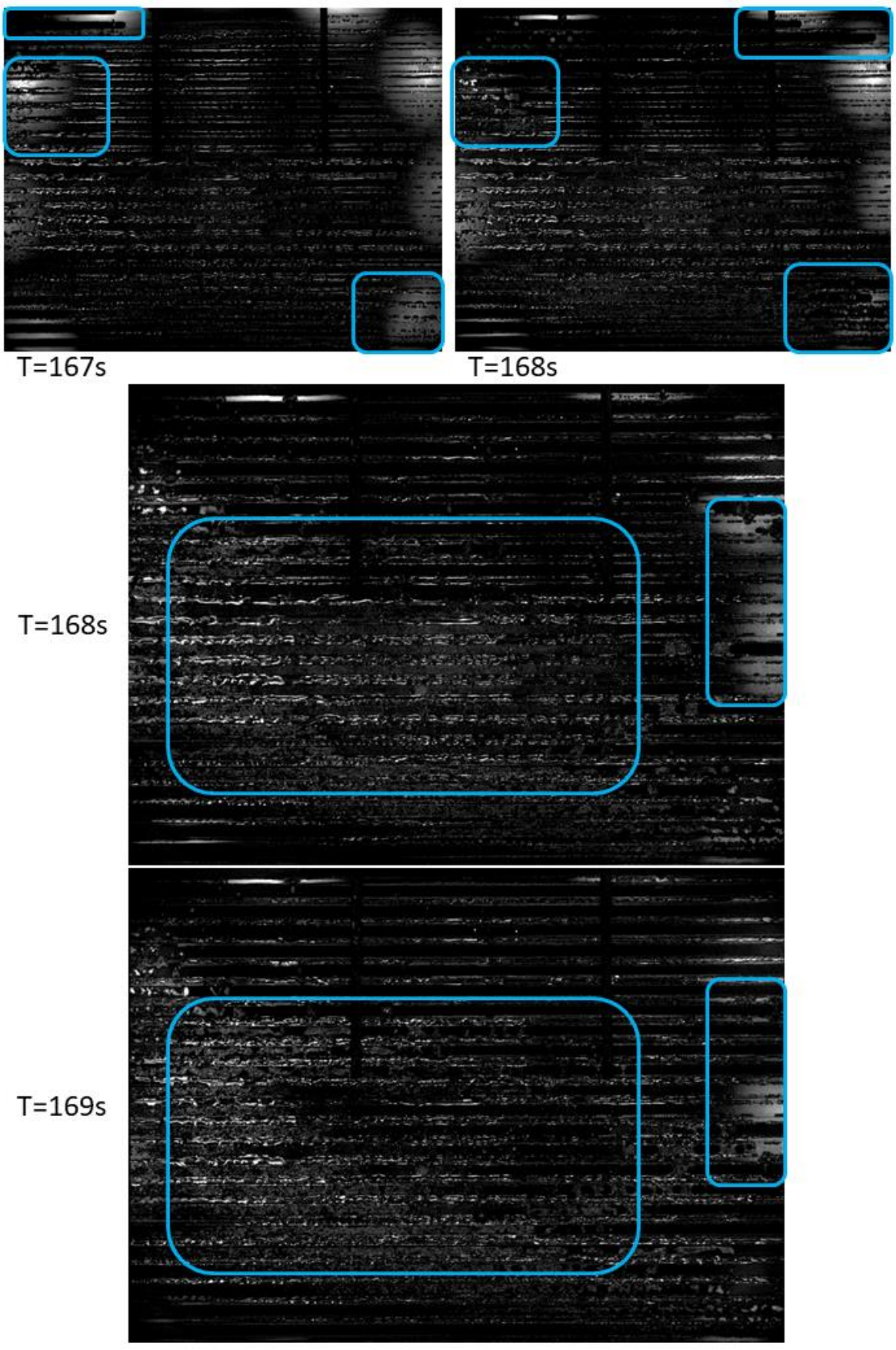


Figure III-46 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (7)

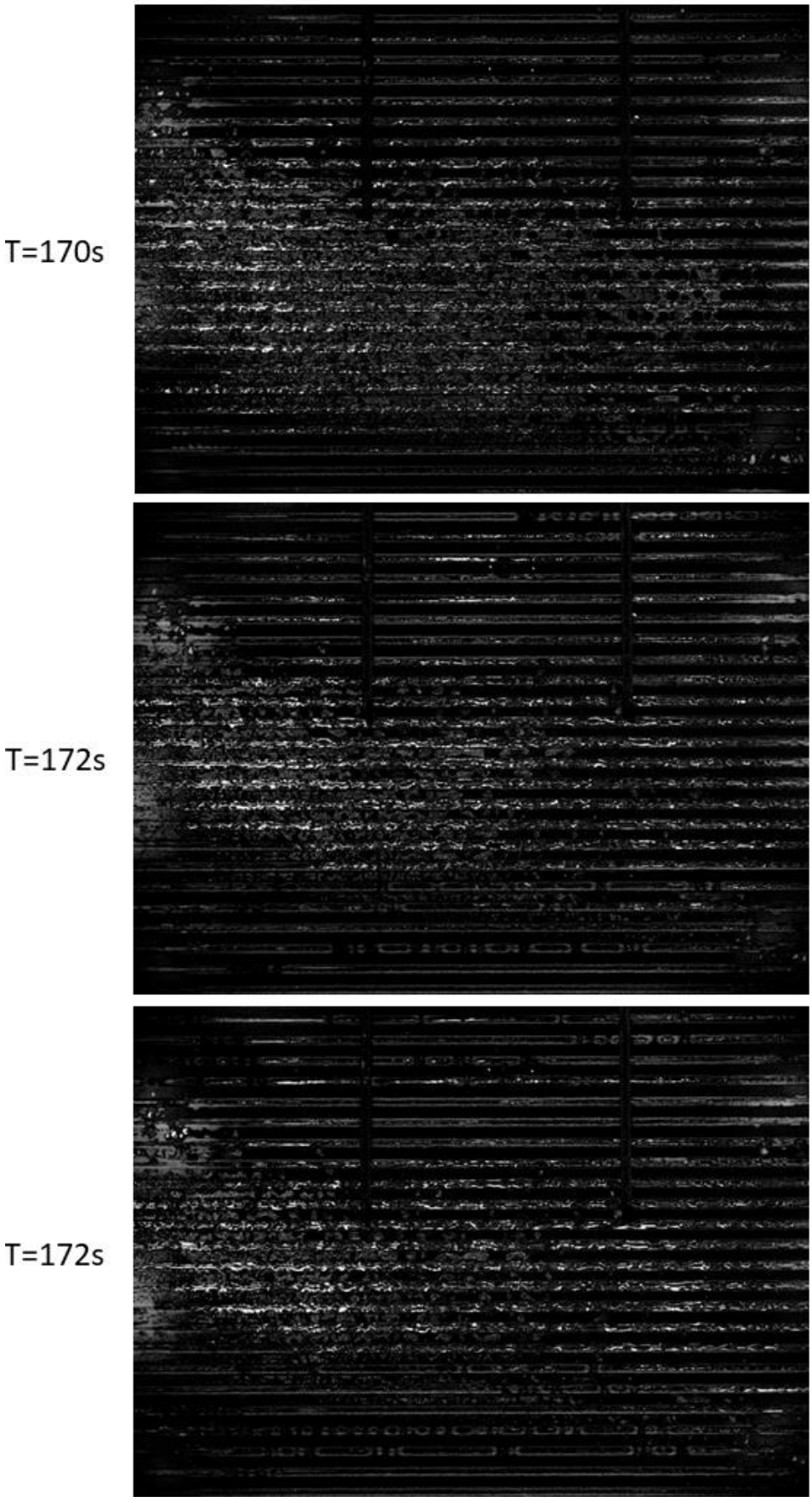


Figure III-47 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (8)

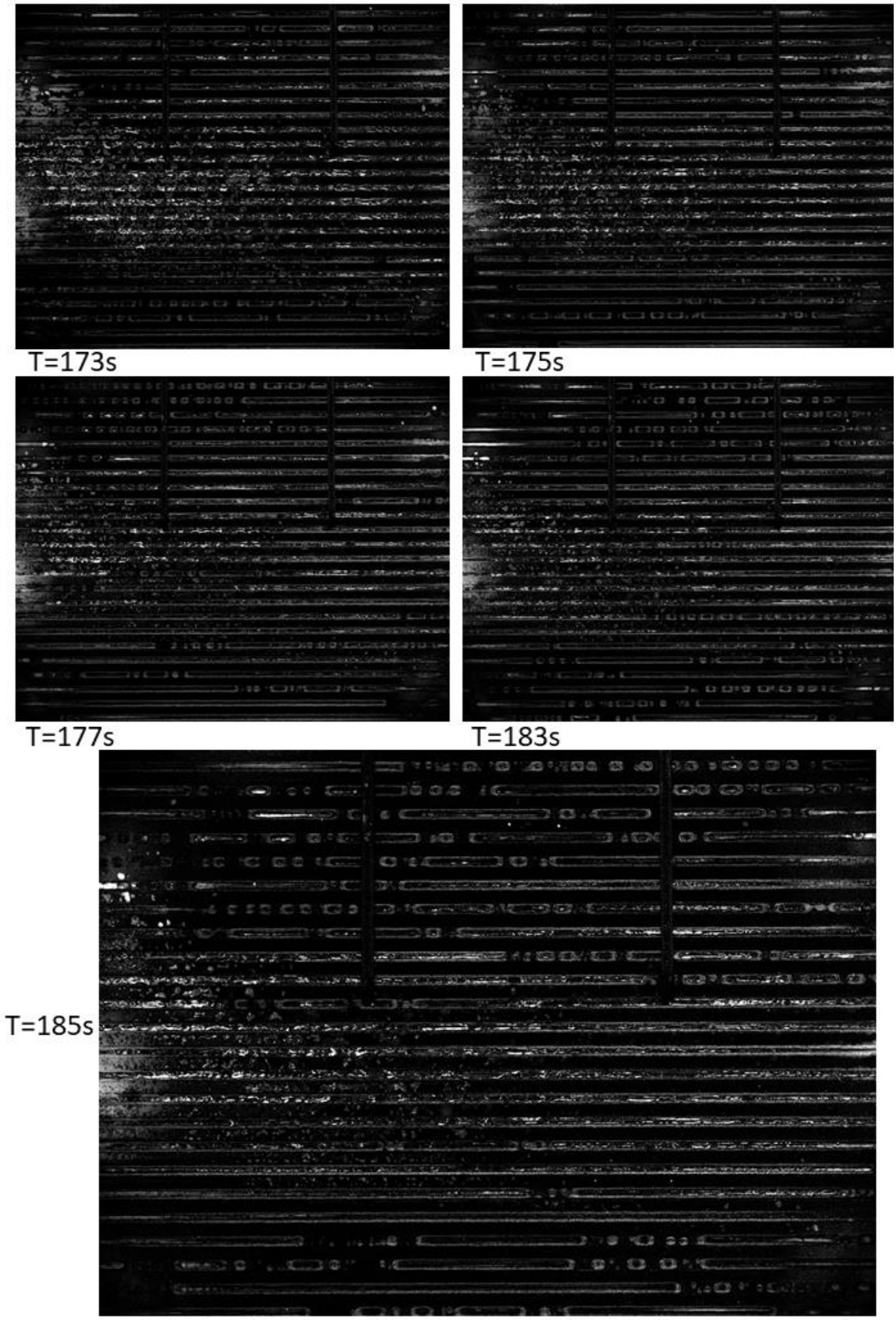


Figure III-48 Invasion dans le cas évaporateur à plat, coté canaux vapeur, mèche en acier (9)

III.3.a.(2) Côté cœur de l'évaporateur

Dans le cœur de l'évaporateur (Figure III-49 et Figure III-50), on assiste aux mêmes phénomènes qu'avec l'aluminium à savoir la naissance et la croissance d'une poche de vapeur sous la mèche. Toutefois, avant même que cette poche ne soit étendue sous toute la mèche, on assiste (au même moment que la première chute de température et à la première ré-invasion de liquide du côté des canaux) à 90 s à une expulsion de vapeur (percolation ou ébullition) brutale qui vient alimenter cette poche vapeur et l'étendre sous toute la surface de la mèche. Pendant ce temps et jusqu'à 165 s, aucun changement n'est visible dans le cœur de l'évaporateur. On comprend alors que la montée en température de la culasse et donc de la mèche pendant ce laps de temps résulte d'un manque d'alimentation en liquide. Cette montée en température du système associée à l'alimentation en liquide incomplète provoquent un assèchement de la mèche et la vapeur finit par percoler jusqu'au cœur de l'évaporateur. Cette percolation permet d'évacuer la vapeur présente dans le cœur de l'évaporateur et de réalimenter le cœur en liquide comme le montre l'interface qui se « brouille » à 165 s. Cette réalimentation en liquide du cœur finit par atteindre la mèche à 167 s avant de collapser et former une bulle de vapeur dans le coin du cœur. Cette bulle constamment alimentée par la vapeur qui sort de la mèche voit sa taille stagner, signifiant qu'elle percole jusqu'à la sortie vapeur (Figure III-51).

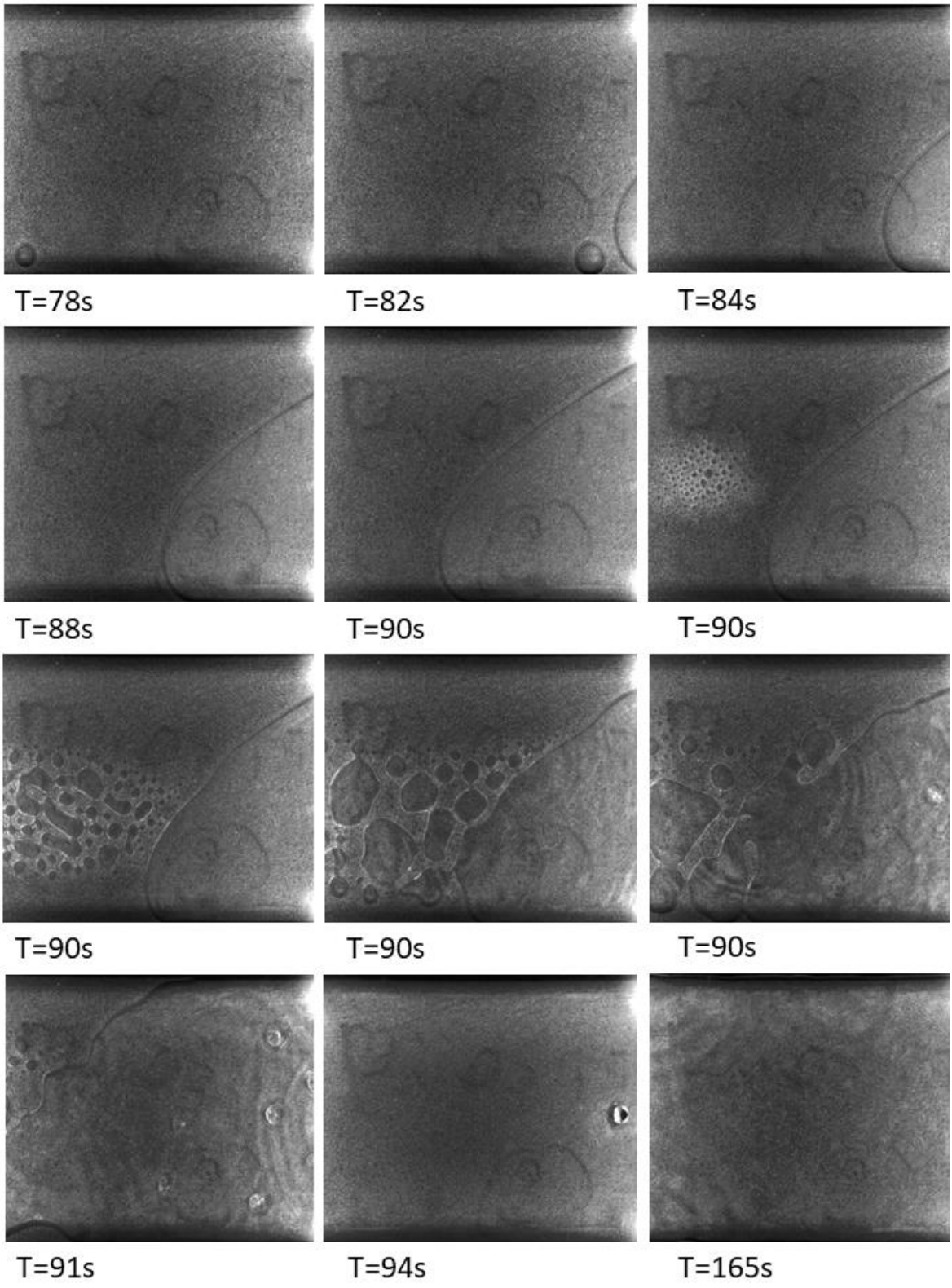


Figure III-49 Invasion dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier (1)

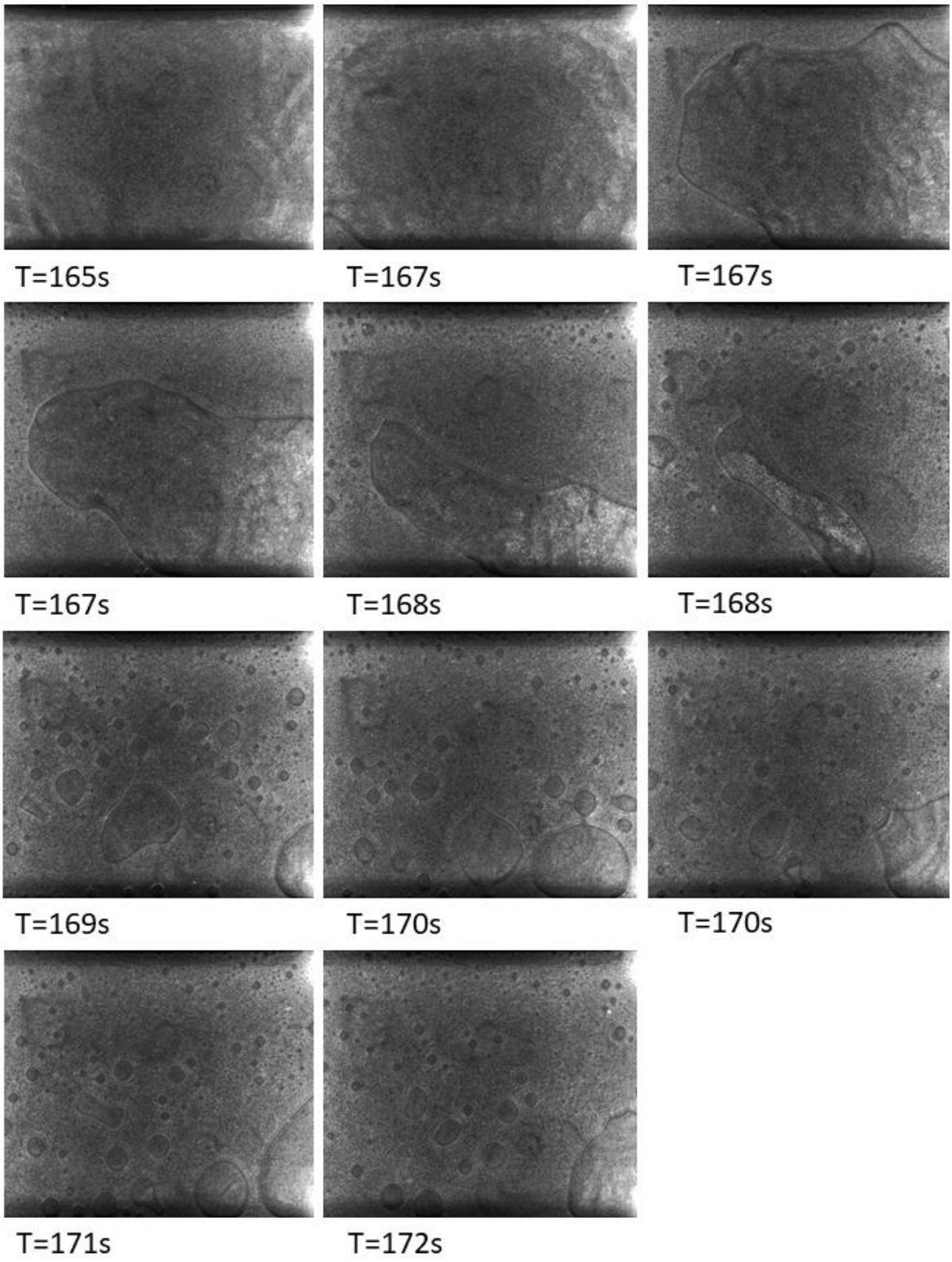


Figure III-50 Invasion dans le cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier (2)

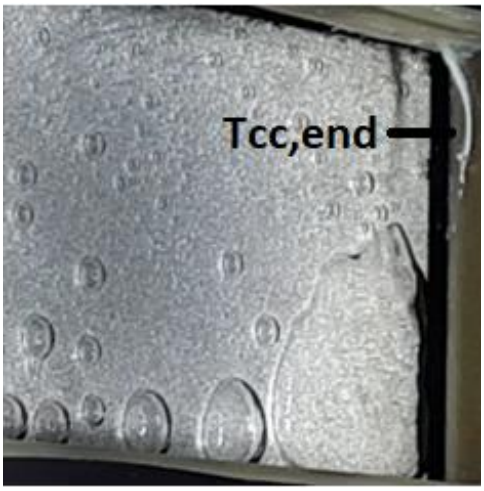


Figure III-51 Fin du cas évaporateur à plat, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier

III.3.b) Évaporateur avec sortie vapeur vers le haut : angle $\alpha = -90°, \theta = 0°$

Contrairement au cas avec l'aluminium, on n'observe pas de chute brutale de la température au sein de l'évaporateur (Figure III-52), ni aucun phénomène dans le cœur de l'évaporateur.

Sur la Figure III-53, on observe seulement, sous la zone de chauffe, une génération croissante de bulles dont la taille augmente tout au long de l'expérience et qui remontent et s'évacuent vers la sortie vapeur. La source de ces bulles ne provient ni de l'ébullition dans la mèche ni de la percolation d'une poche de vapeur mais du lieu d'application du chauffage. De manière similaire, au cas où la sortie vapeur est vers le bas, ces bulles proviennent du pourtour de la mèche sous la zone de chauffage (Figure III-56). Sous la zone de chauffage, la partie où la conductivité thermique entre la culasse et le cœur de l'évaporateur est la plus faible est située sous l'interface de contact avec l'ITO, au-dessus des joints. Par conséquent, c'est à cet emplacement que la température est la plus importante. C'est cette surchauffe qui explique un première génération de vapeur à proximité de cette zone et la génération des poches de vapeur en amont et en aval de la mèche pour les cas évaporateurs à plat et sur la tranche, avant l'apparition de l'ébullition dans la mèche comme expliqué dans [100].

Il est tout de même intéressant de noter que dans cette configuration, les canaux d'évacuation de la vapeur ne passent jamais à l'état totalement vapeur, que la température du système est stable et que l'évaporateur joue son rôle de pompe capillaire.

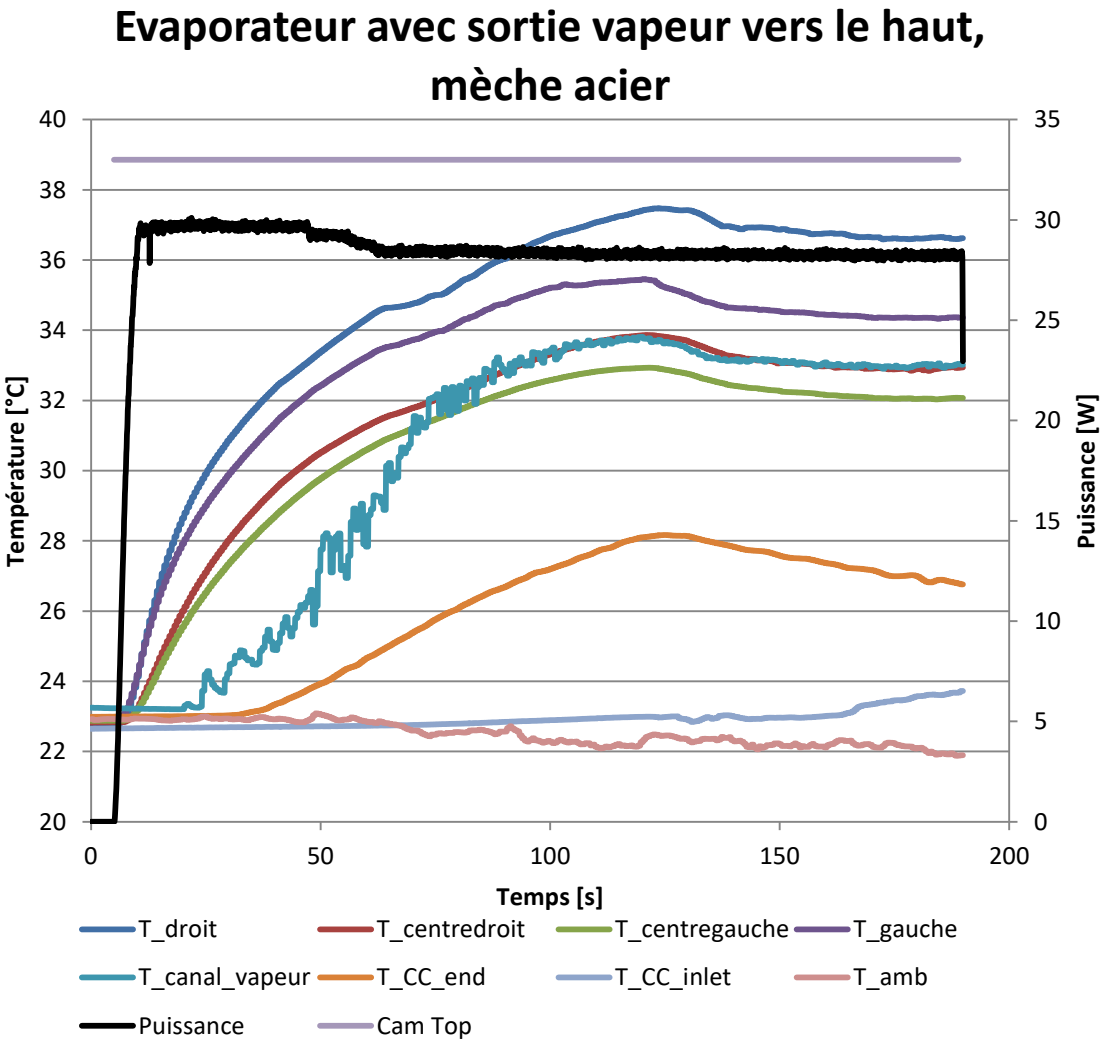


Figure III-52 Température pour le cas évaporateur avec la sortie vapeur vers le haut avec mèche en acier

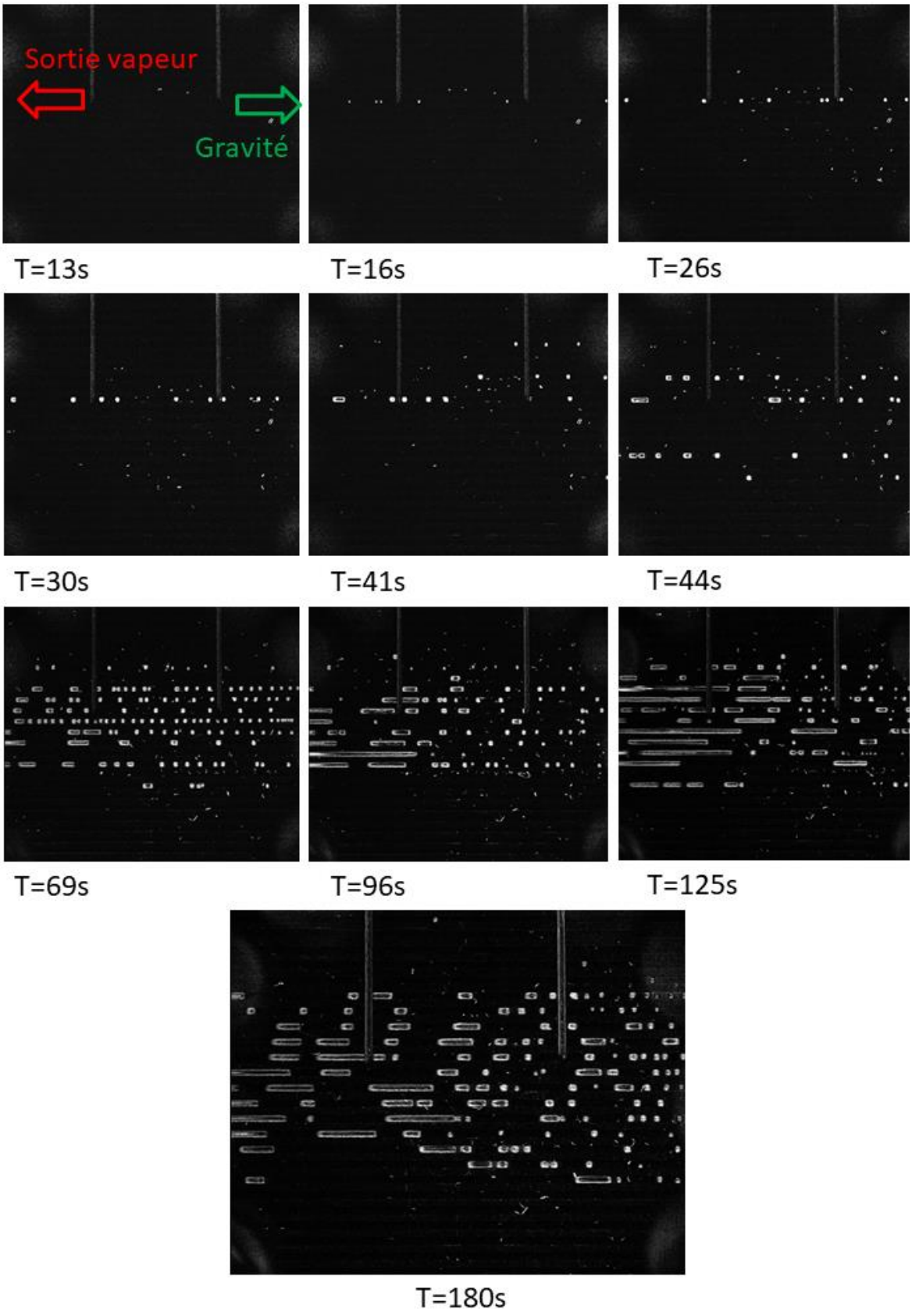


Figure III-53 Régime d'écoulement dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le haut, mèche en acier

III.3.c) Évaporateur avec sortie vapeur vers le bas : angle $\alpha = 90°$, $\theta = 0°$

C'est dans cette configuration d'évaporateur avec la sortie vapeur vers le bas que les plus hauts niveaux de températures ont été observés (Figure III-54), ces dernières atteignant jusqu'à 55 °C soit ~20 °C au-dessus de la température de saturation.

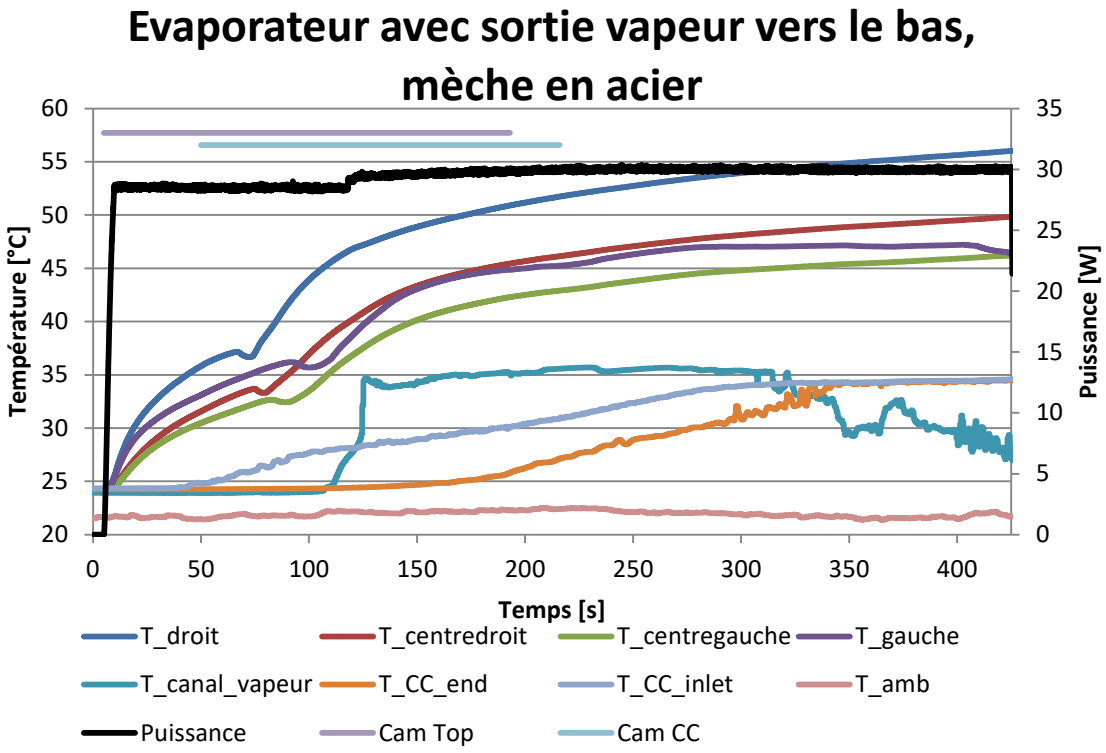


Figure III-54 Températures pour le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en acier

Ces niveaux de températures sont à mettre en lien avec l'invasion de la vapeur observée sur la Figure III-55. On y observe des bulles, d'abord petites et peu fréquentes puis plus grosses et plus fréquentes, remonter dans les canaux dans le sens inverse à celui de la gravité. Ces bulles générées de la même manière que pour le cas avec la sortie vapeur vers le haut sont visibles sur la Figure III-56. Tout comme pour l'aluminium, les bulles ne pouvant s'évacuer dans la partie amont de la mèche elles s'y agglomèrent et forment une poche de vapeur qui s'étend sous la forme d'un front uniforme (59-60 s). Mais contrairement au cas avec la mèche aluminium, les pores de la structure capillaire en acier sont d'une taille inférieure et possèdent donc une pression seuil d'invasion plus grande. Par conséquent, on n'observe pas la percolation de cette phase vapeur avec le cœur de l'évaporateur et le front continue de grandir. Avec l'augmentation de la température, l'interface mèche-culasse finit par s'assécher et un deuxième front apparait (zones entourées en bleu). L'avancée de ce front est également mesurée par les thermocouples comme en témoignent les ruptures de courbes de températures à ~70 s pour $T_{centredroit}$ et à 85 s pour $T_{centregauche}$. Du côté des canaux la mèche finit par s'assécher totalement (105 s) et la température continue d'augmenter.

Du côté du cœur de l'évaporateur on observe dès 30 s de l'éjection de vapeur par ébullition à la surface de la mèche de manière semblable à la Figure III-22.

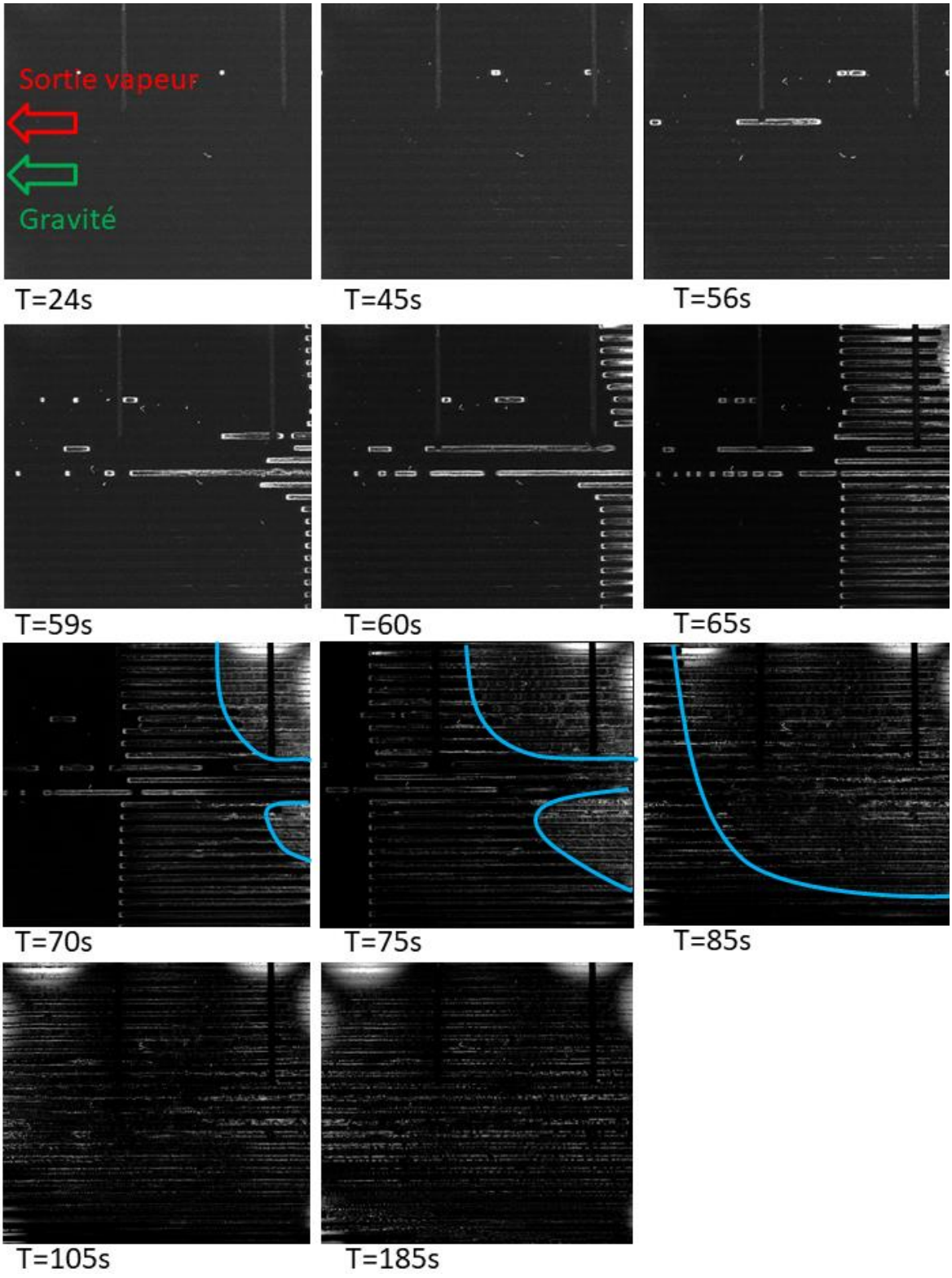


Figure III-55 Côté canaux, dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en acier



Figure III-56 Génération de vapeur à l'extérieur de la mèche dans le cas évaporateur avec sortie vapeur vers le bas, mèche en acier

III.3.d) Évaporateur sur la tranche : angle $\alpha = 45°, \theta = 0°$

Cette orientation a été réalisée en trois parties. La première partie permet d'observer le type d'invasion des canaux, la seconde partie confirme le type d'invasion observé dans la première partie et illustre la modification du niveau de liquide dans le cœur et la dernière partie montre la transition vers le régime stationnaire final. Les courbes de température et le déclenchement des caméras liées à ces parties sont présentés sur les Figure III-57, Figure III-58 et Figure III-59. On notera également que la rotation du système a modifié le contact électrique pour le chauffage et a diminué légèrement le chauffage appliqué.

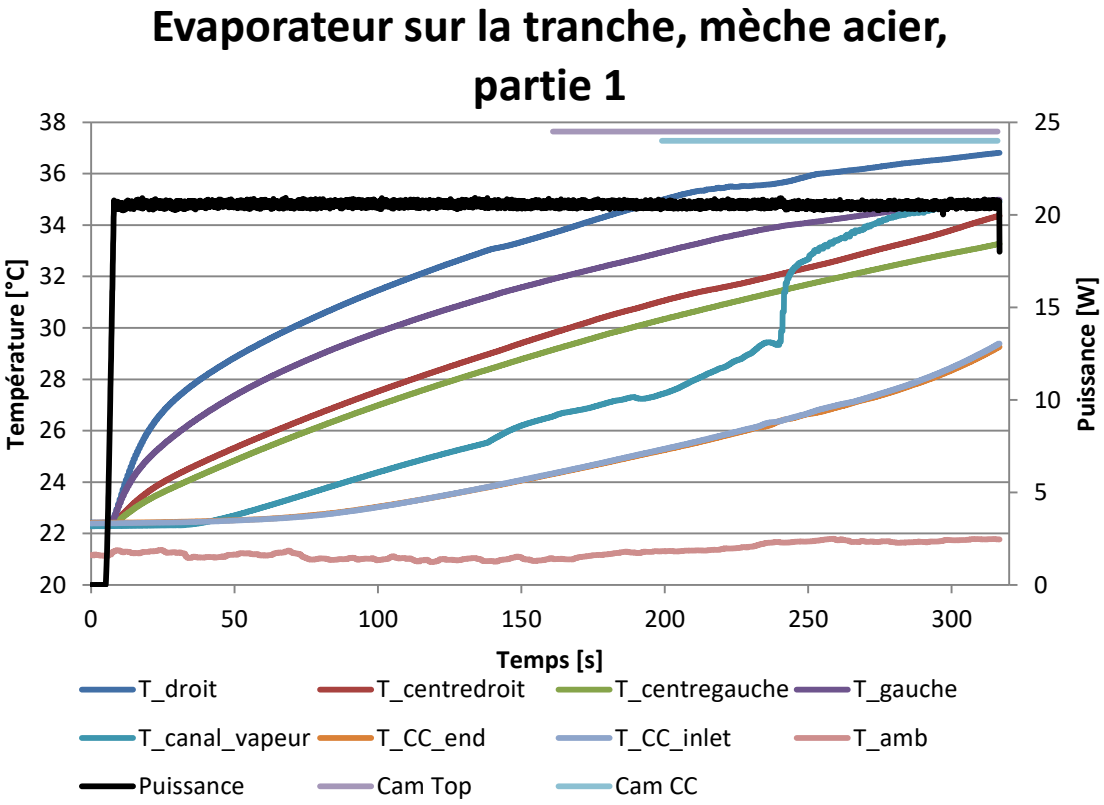


Figure III-57 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 1

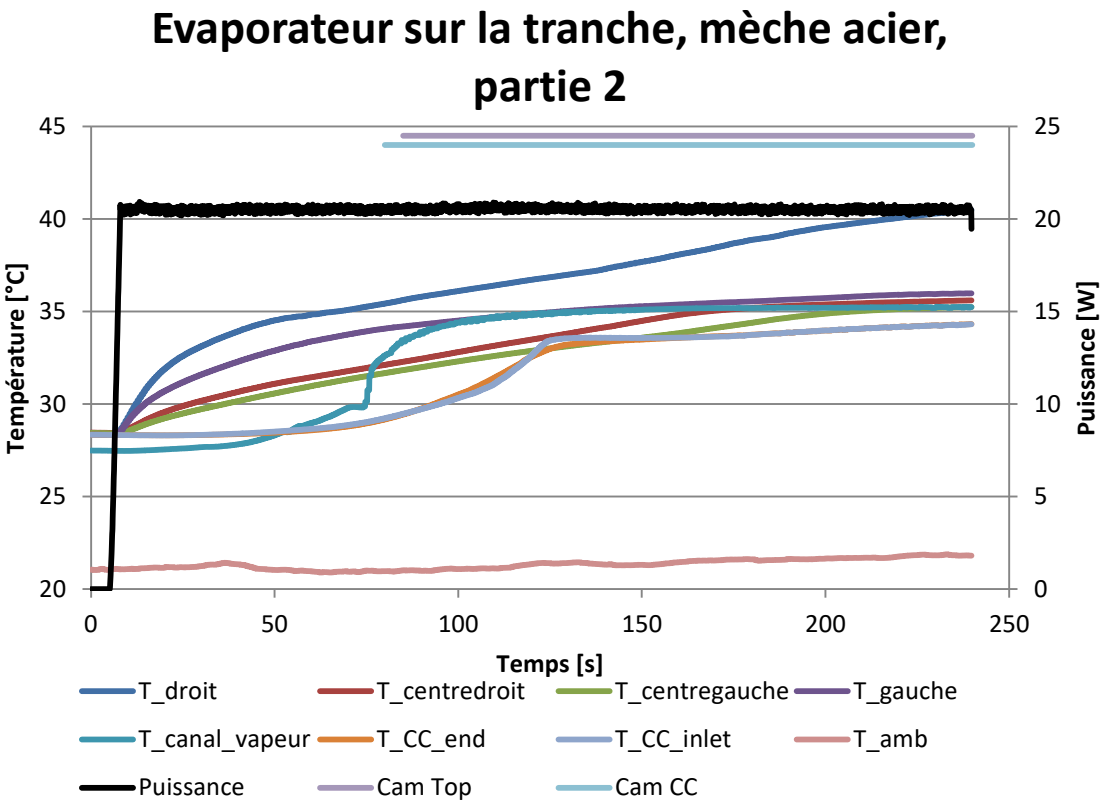


Figure III-58 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 2

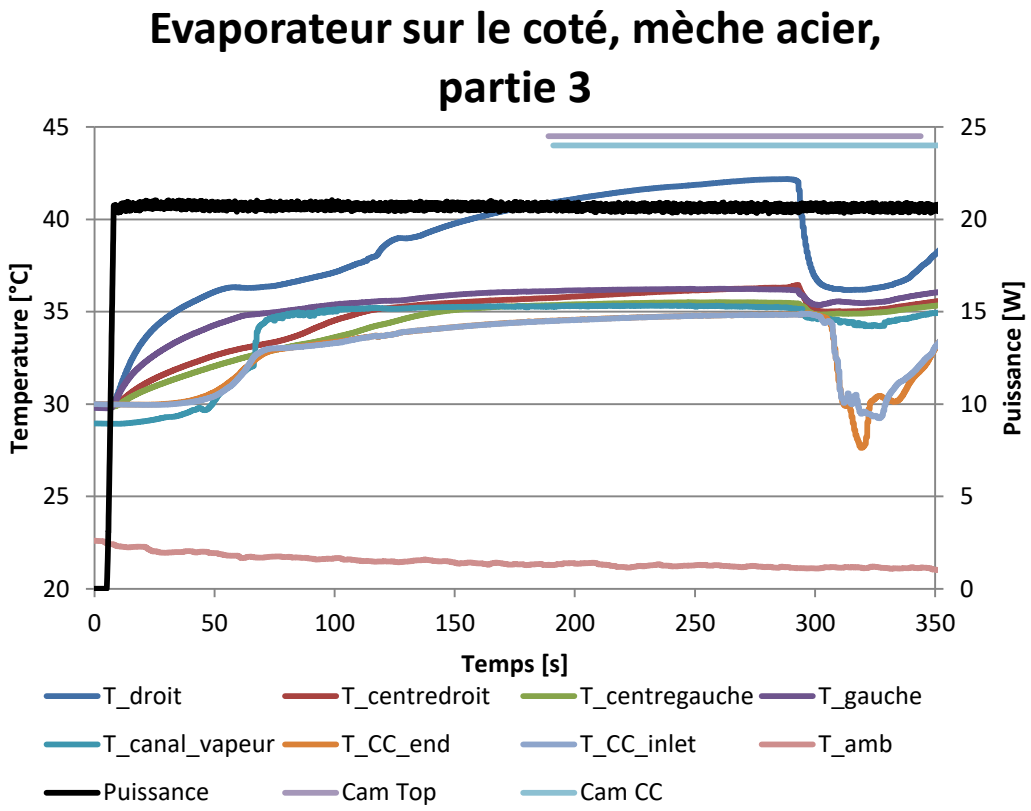


Figure III-59 Températures pour le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 3

III.3.d.(1) Type d'invasion

Sur la Figure III-60 tout comme pour l'aluminium on observe une invasion de type front guidé par la gravité. Toutefois, comme expliqué pour le cas évaporateur à plat, dû au changement de joints, une poche vapeur se développe également en amont de la mèche, ce qui a pour conséquence l'apparition de deux fronts d'invasion qui se rejoignent comme le montrent les images de 195 s à 257 s. L'invasion semble établie à 271 s mais on constate à 288 s que des canaux situés sous la ligne médiane de l'évaporateur (ligne discontinue bleue) sont envahis. Néanmoins, l'invasion de la zone amont vers la zone aval se poursuit alors que le front le plus à gauche a été évacué lors de l'éjection d'une bulle dans la ligne vapeur dont l'écoulement est toujours de type « slug flow ».

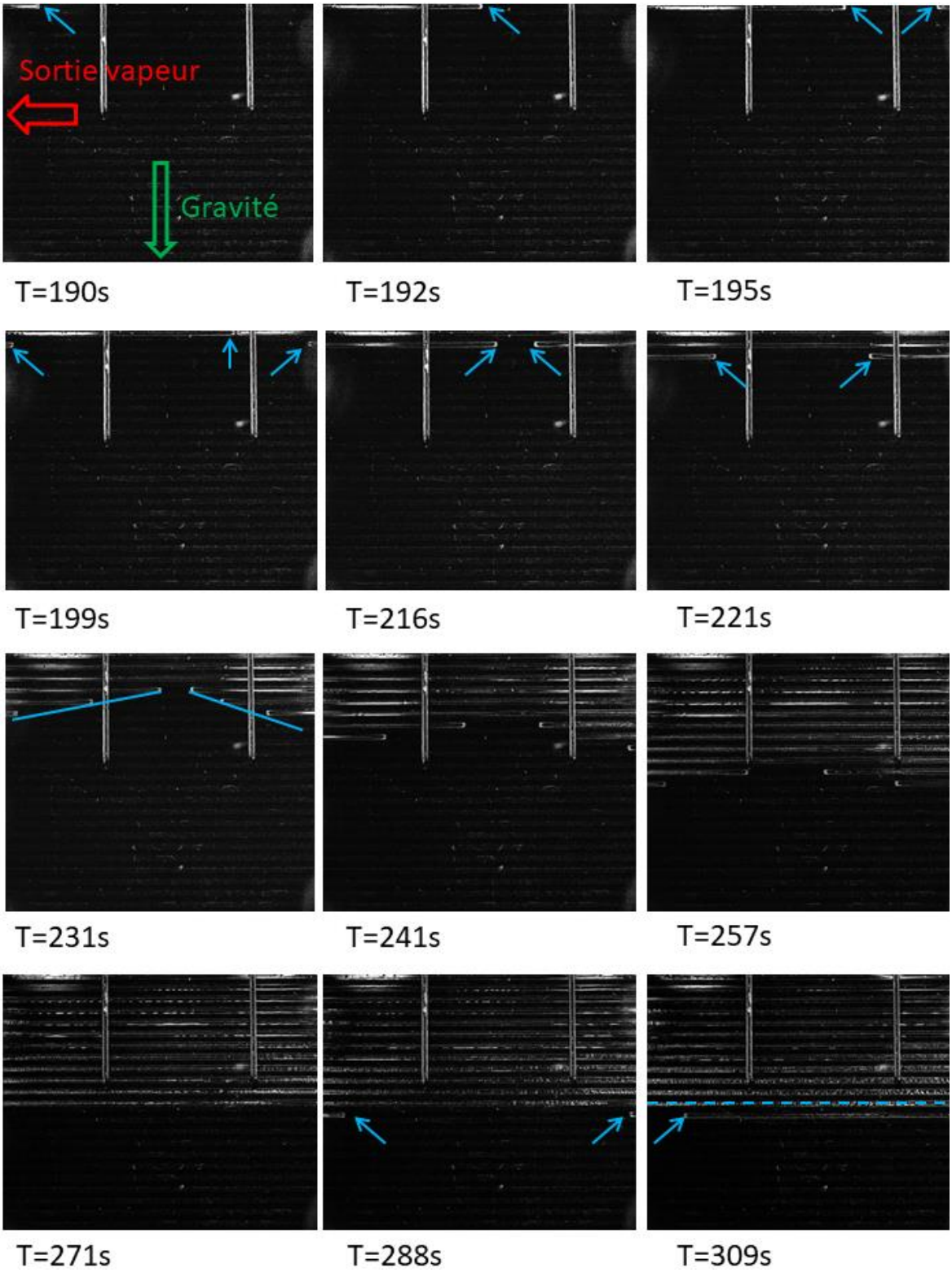


Figure III-60 Invasion dans le cas évaporateur sur la tranche, côté canaux vapeur, mèche en acier, partie 1

III.3.d.(2) Transition vers le régime « stationnaire »

Les trois premières images de la Figure III-61 appartiennent à la seconde partie de l'expérience. On y constate à nouveau une invasion de type front guidée par la gravité (85 s) qui a 145 s rejoint l'état de la fin de la partie1 à 390 s. Hormis la variation des épaisseurs de film liquide dans les canaux vapeur qui ne sont pas visible sur papier et une modification du film liquide au fond des rainures, on n'observe aucun changement d'invasion à 240 s. Dans la troisième partie, dont les images reprennent dans un état similaire à celui de la fin de la partie 2, on commence dès 190 s à assécher l'interface mèche-culasse (cadre bleu de droite) et à observer du liquide circuler des rainures les plus en hauteur vers les plus basses (cadre bleu de gauche). Ces phénomènes perdurent jusqu'à 290 s où on observe un repli de la zone asséchée (291 s), une rupture de la continuité de la phase vapeur par l'apparition de ménisques (cadres bleus à 291 s) puis une brusque invasion des canaux encore à l'état liquide par de la vapeur à 292 s. Cette brusque transition, qui correspond à la chute de température observée sur la Figure III-59, finit par se calmer et mène à la coexistence de deux écoulements différents en fonction de la gravité. En effet à 344 s, au-dessus de la ligne médiane située en face la sortie vapeur, les canaux restent à l'état vapeur alors que les canaux situés sous cette ligne ont un écoulement de type bulles.

De l'autre côté de la mèche, dans le cœur de l'évaporateur, on constate (Figure III-62 et Figure III-64), tout comme pour la mèche en aluminium, que le niveau de liquide décroit lentement (pour la partie 1 de 204 s à 314 s puis dans la partie 2 de 239 s à 235 s) jusqu'à atteindre la moitié du cœur de l'évaporateur en face de l'alimentation en liquide symbolisé par la ligne discontinue. Cet état est illustré par la Figure III-63 mais sans l'effet d'inclinaison créé par l'angle de rotation de 45°.

Enfin, tout comme pour le côté canaux, la troisième partie (Figure III-64) est calme du début jusqu'à 289 s. À cet instant, on observe un blanchiment de la surface de la mèche (à l'intérieur du cercle bleu) qui précède une expulsion de vapeur. Cette expulsion de vapeur s'effectue ensuite de manière constante comme en témoigne l'interface liquide-vapeur qui est « brouillée » alors que le niveau de liquide fluctue de la même manière qu'avec la mèche en aluminium.

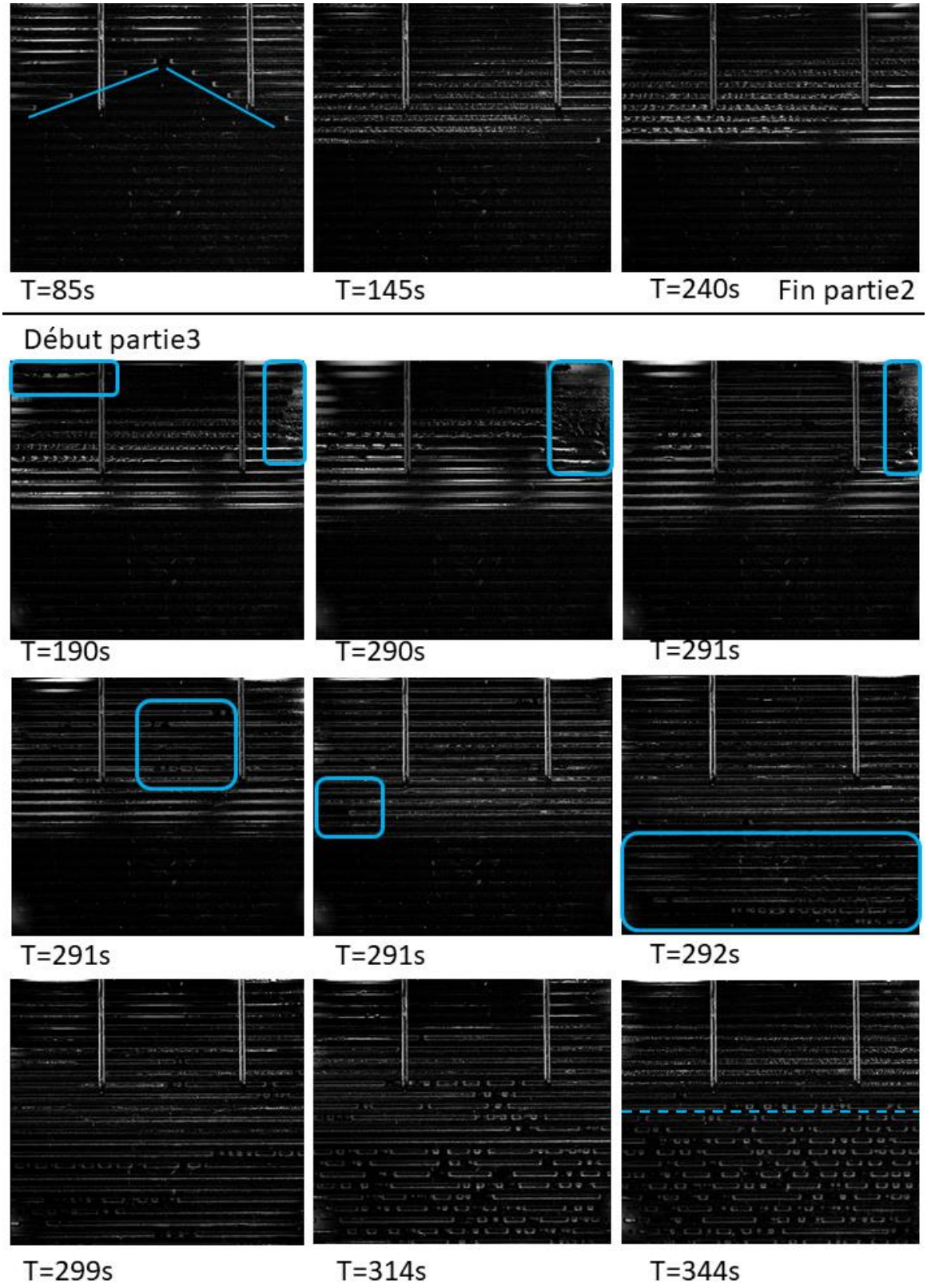


Figure III-61 Invasion dans le cas évaporateur sur la tranche, côté canaux vapeur, mèche en aluminium, partie 2 et partie 3

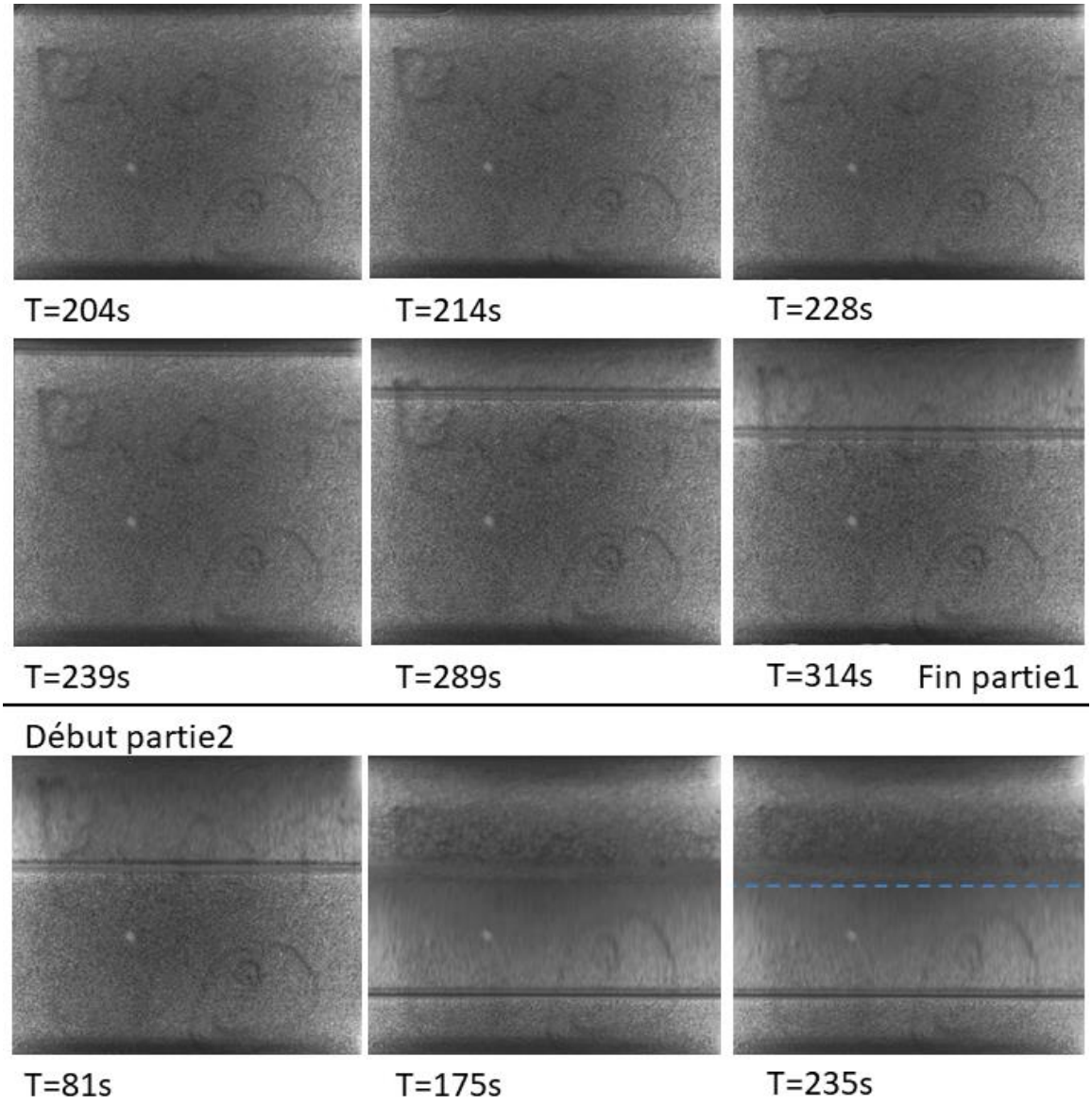


Figure III-62 Évolution de la quantité de liquide du côté du cœur de l'évaporateur, dans le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 1 puis partie 2



Figure III-63 Niveau de liquide à la moitié du cœur de l'évaporateur, dans le cas d'un évaporateur sur la tranche, angle $\alpha = 90°$, $\theta = 0°$, mèche en acier

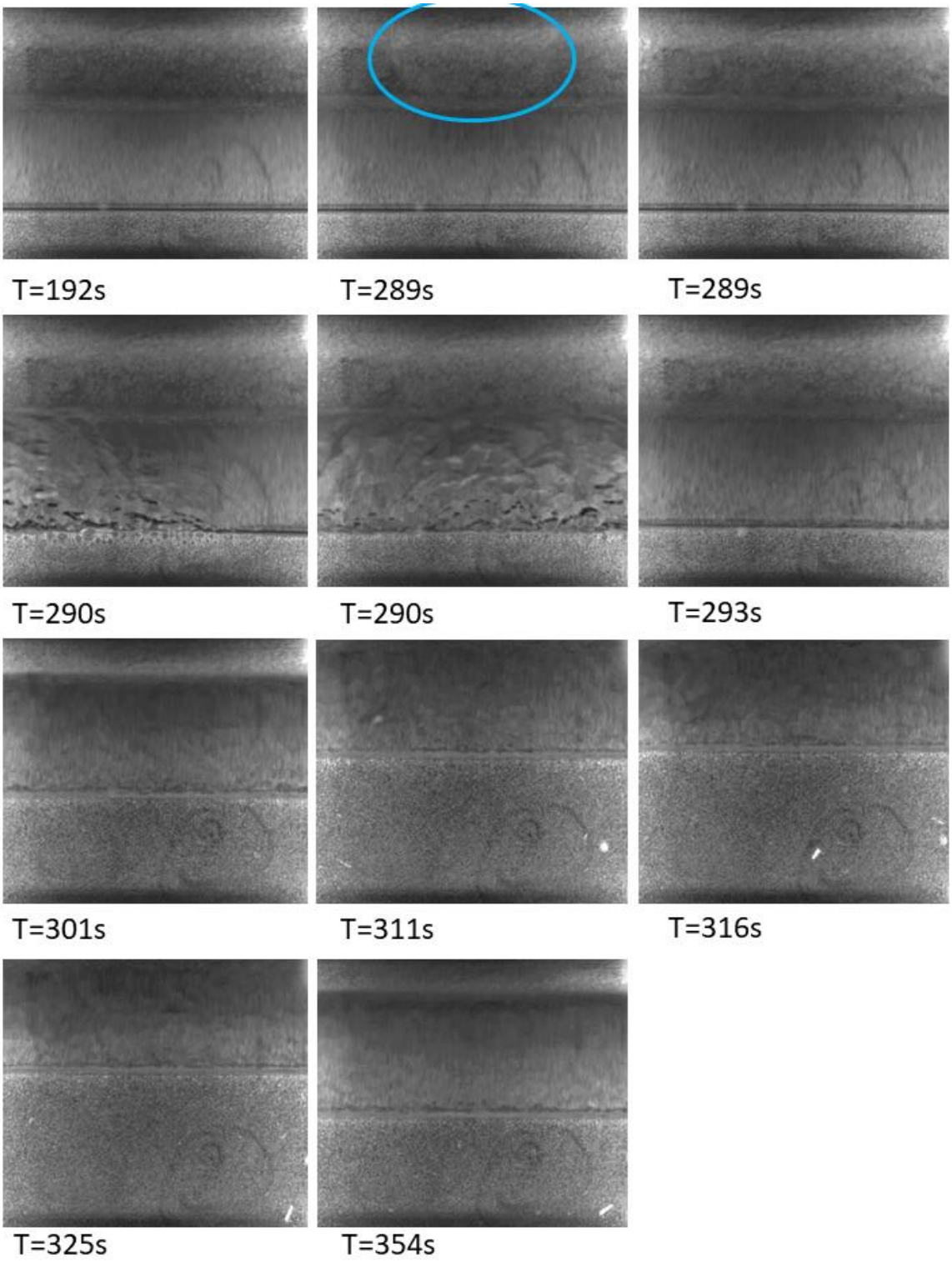


Figure III-64 Évolution de la quantité de liquide du côté du cœur de l'évaporateur, dans le cas évaporateur sur la tranche, mèche en acier, partie 3

III.3.e) Évaporateur retourné : angle $\alpha = 180°, \theta = 0°$

En raison de la crise sanitaire de la COVID19 cette expérience a été réalisée dans des conditions non-optimales. Par conséquent, le cœur de l'évaporateur n'a pu être totalement vidé des incondensables et son statut de départ correspond à un état où une poche vapeur est déjà présente dans la partie supérieure du cœur de l'évaporateur (de manière similaire à l'état final de la Figure III-35). Les corrections apportées à la synchronisation temporelle permettent de connaitre le déclenchement des caméras avec une précision de 0.1 s.

Ce cas est également divisé en trois parties avec la partie 1 (Figure III-65) qui correspond à la toute première mise en service de l'évaporateur dans cette configuration. Toutefois en raison d'un temps d'enregistrement des données plus long, la seconde partie (Figure III-66) redémarre a priori dans le même état initial que la partie 1 mais avec de la vapeur résiduelle de la manipulation précédente au sein de la mèche. La troisième partie (Figure III-67) a été réalisée assez rapidement à la suite de la seconde partie et permet l'observation du régime final.

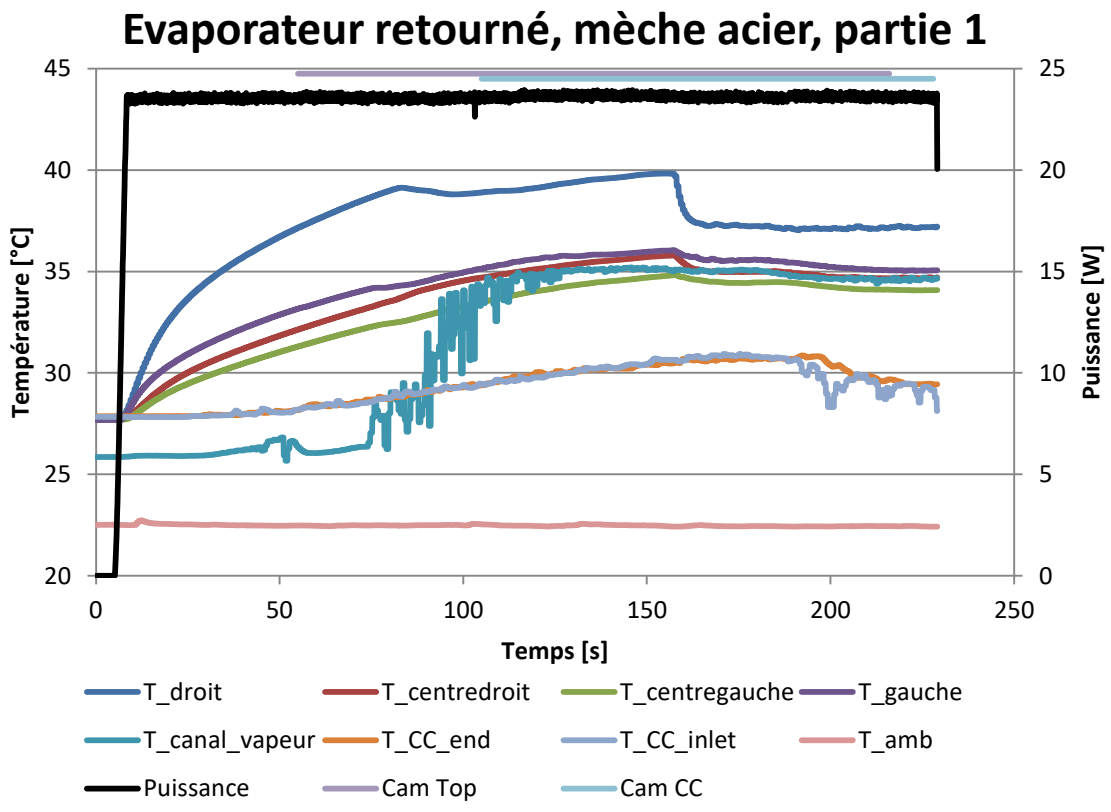


Figure III-65 Température pour le cas évaporateur retourné et mèche en acier partie 1

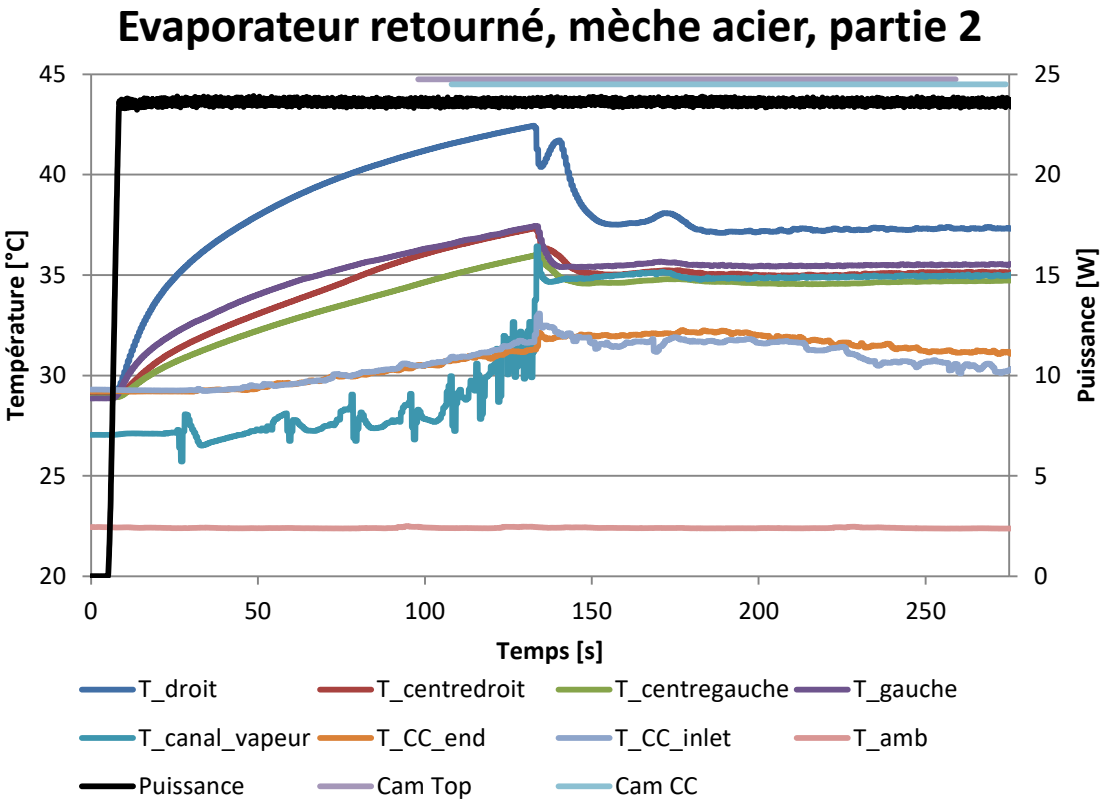


Figure III-66 Température pour le cas évaporateur retourné et mèche en acier partie 2

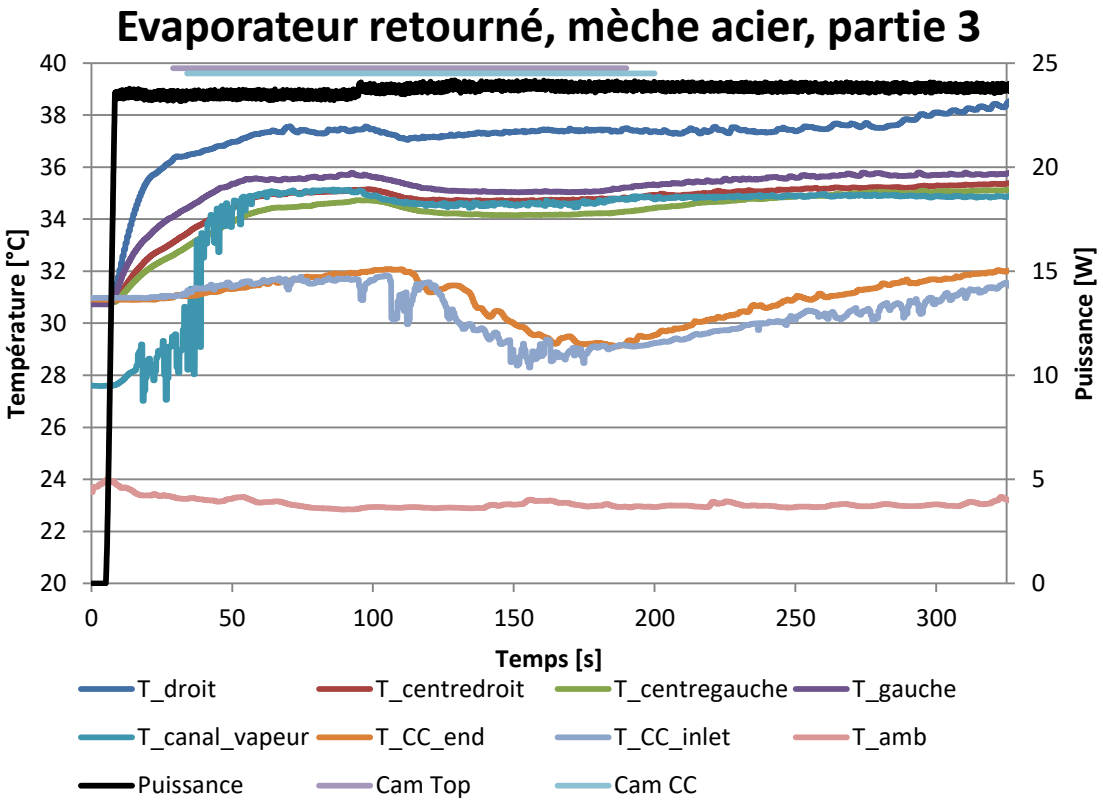


Figure III-67 Température pour le cas évaporateur retourné et mèche en acier partie 3

III.3.e.(1) Côté canaux

La Figure III-68 et les six dernières images de la Figure III-69 représentent l'invasion du côté des canaux pour la partie 1. Dès 69 s on observe la naissance de zones de vapeur dans les canaux qui s'étend ensuite de manière quasi symétrique jusqu'à atteindre la sortie vapeur. Une fois cette dernière atteinte, leur expansion reprend plus lentement jusqu'à remplir les canaux situés sous la surface de chauffe (cadre rouge). C'est ensuite à 152 s que l'on observe une brusque évacuation du liquide par des bulles. C'est ce phénomène, lié à la baisse de température observée sur la Figure III-65, qui mène au régime final que l'on observe à 210 s de la Figure III-69 avec une zone centrale avec des canaux vapeur oscillant entre l'état totalement vapeur et l'état avec bulles et qui est entourée de canaux contenant uniquement des bulles.

Dans la partie 2 (fin de la Figure III-69 à la Figure III-76), l'expansion très rapide en 1 seconde d'une zone de vapeur conduit à une invasion totale des canaux situés au centre de la mèche avant ceux situés sur les côtés (cadres bleus Figure III-70). L'interface mèche-culasse située dans la zone de chauffe devient d'abord diphasique avant de s'assécher (cadre rouge Figure III-71 puis Figure III-72). C'est cet assèchement qui est à l'origine du rebond de la température de T_{droit} sur la Figure III-66. La chute de température observée par la suite est liée au retour de la zone diphasique à l'interface mèche-culasse qui s'étend (intérieur de la zone rouge Figure III-73, Figure III-74 et Figure III-75) alors que les canaux vapeur situés sur les côtés repassent en diphasique de type bulles.

C'est quelques secondes plus tard, quand le système a pu évacuer une partie du surplus d'énergie thermique, que ce fonctionnement chaotique se calme (Figure III-76) et permet de récupérer l'état que l'on avait obtenu à la fin de la partie 1 (Figure III-69). Ces deux invasions différentes pour la même expérience indiquent une sensibilité importante du système aux conditions initiales dans la mèche. Enfin à la fin de l'expérience (Figure III-76) on observe trois zones sur la mèche :

- la zone rouge où les canaux sont à l'état vapeur et l'interface mèche-culasse est diphasique ;
- la zone jaune où l'interface mèche-culasse est liquide et où les canaux sont vapeur ou où l'écoulement s'effectue avec de longues bulles ;
- la zone bleue avec l'interface mèche-culasse liquide et où l'écoulement dans les canaux a lieu de manière plus aléatoire avec de longues et petites bulles.

Ce mode de fonctionnement est ensuite retrouvé dans la troisième partie de l'expérience (Figure III-77). On note également que, pour ce matériau avec des pores de tailles inférieurs, le phénomène décrit par la Figure III-36 ne semble pas se produire.

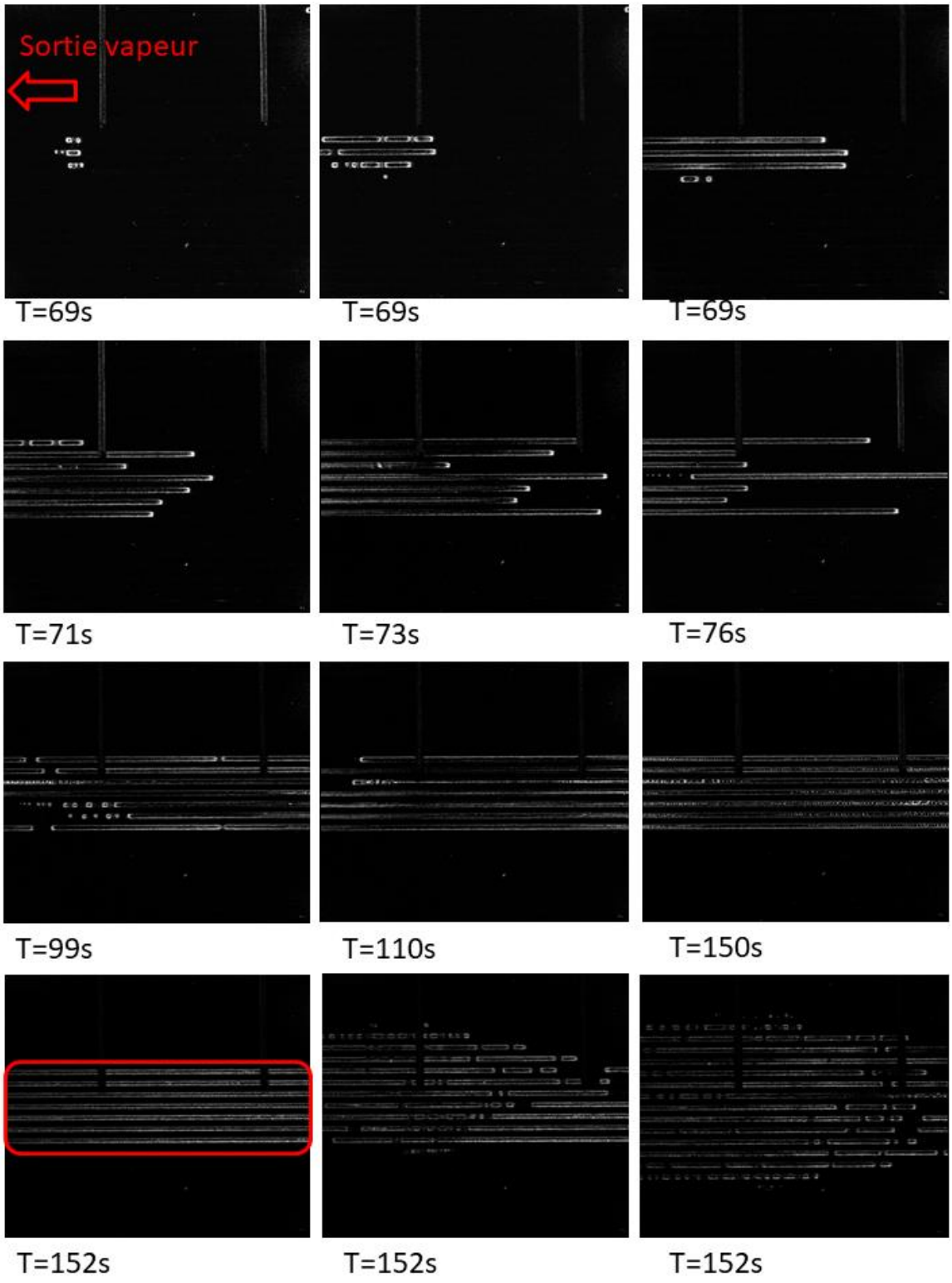


Figure III-68 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 1

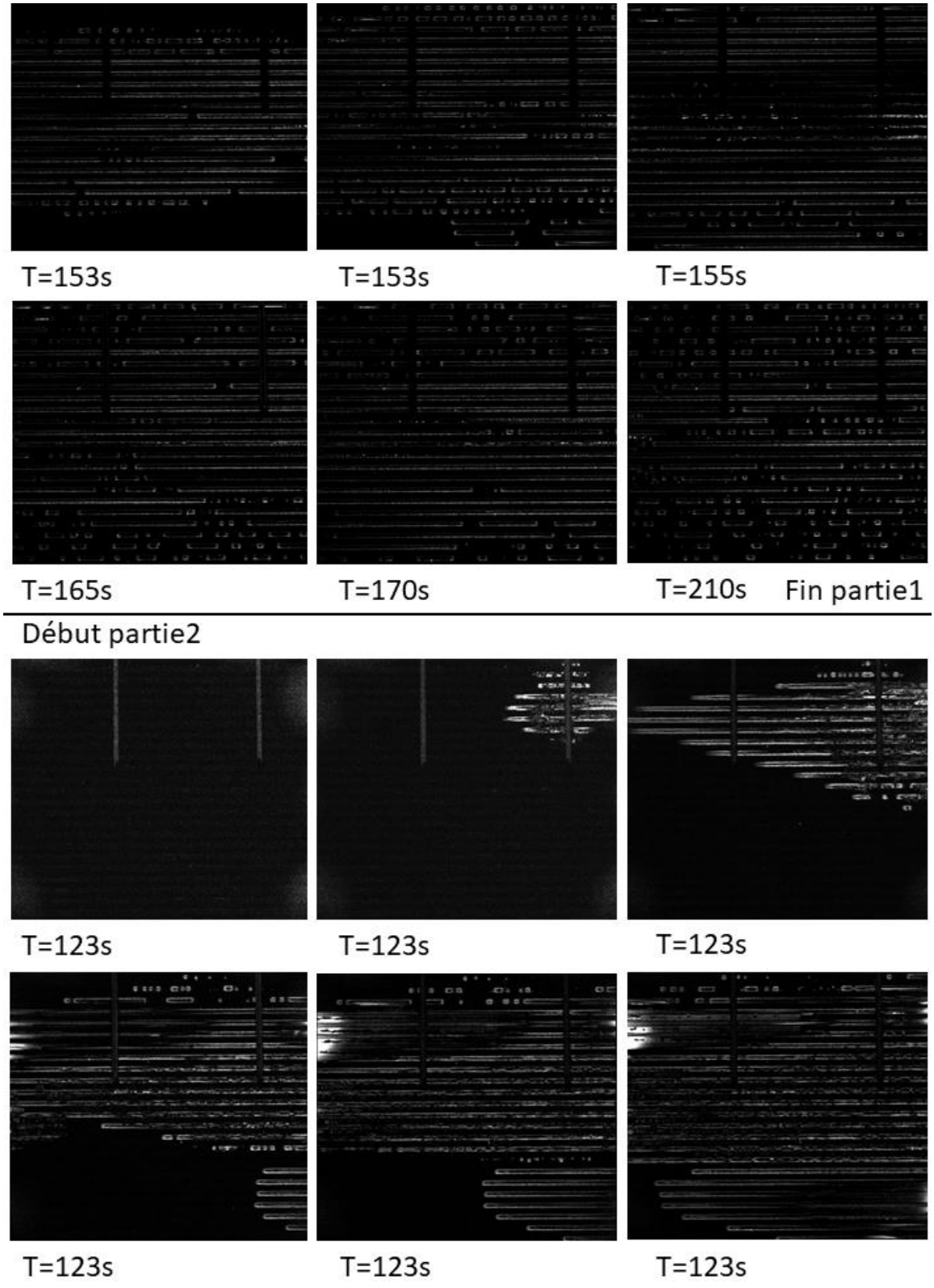


Figure III-69 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, fin de la partie 1 et partie 2.1

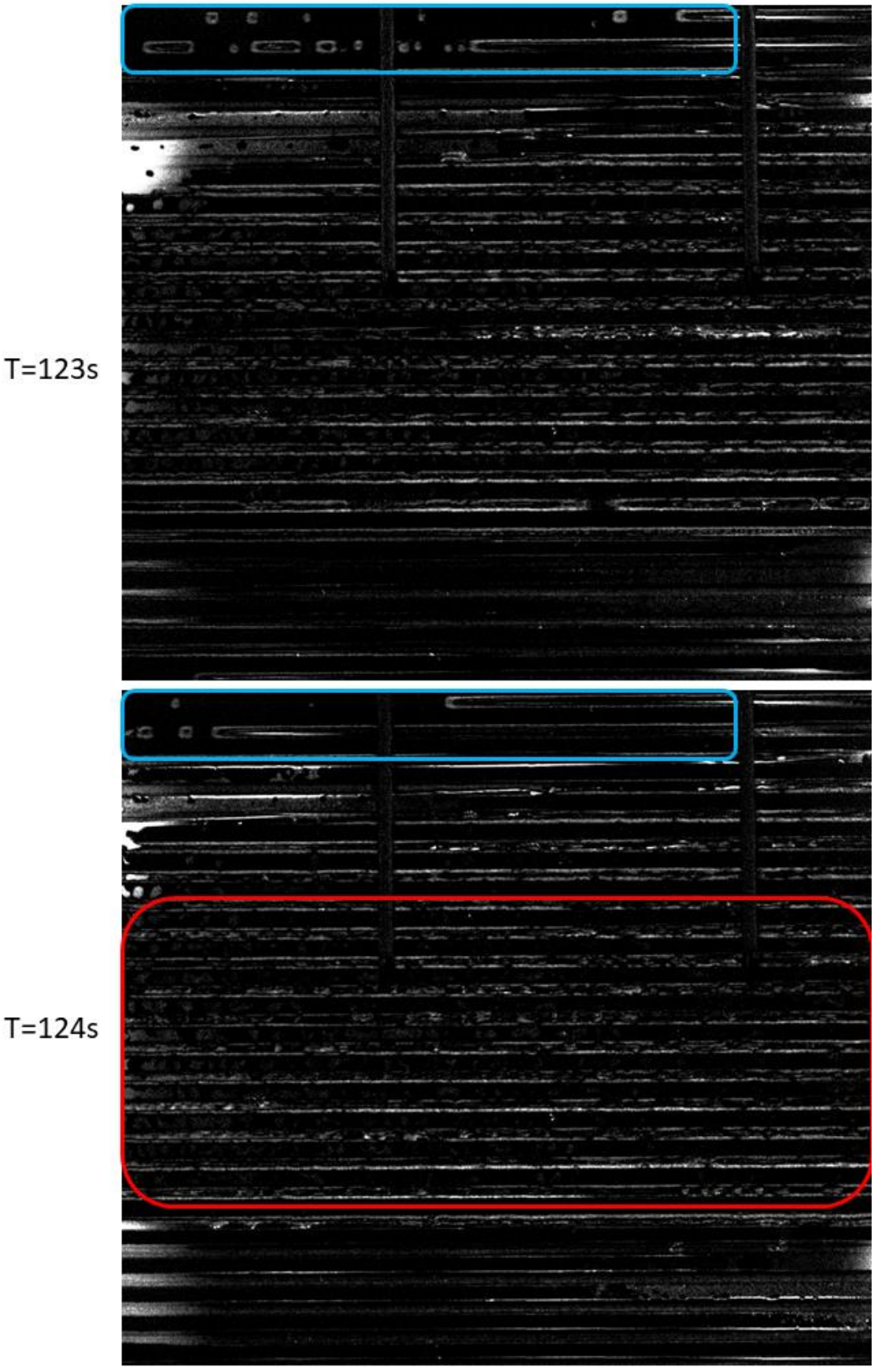


Figure III-70 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.2

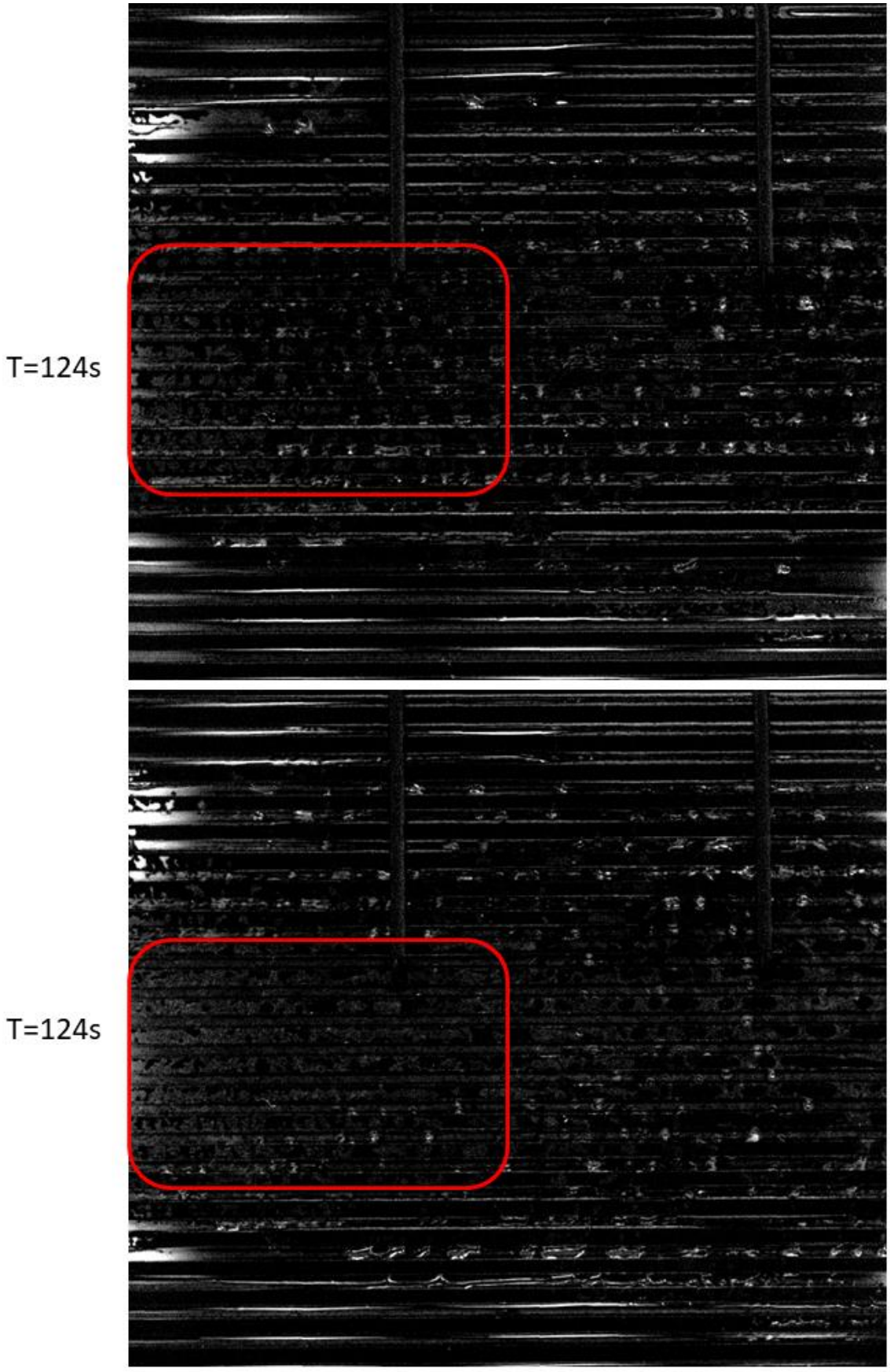


Figure III-71 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.3

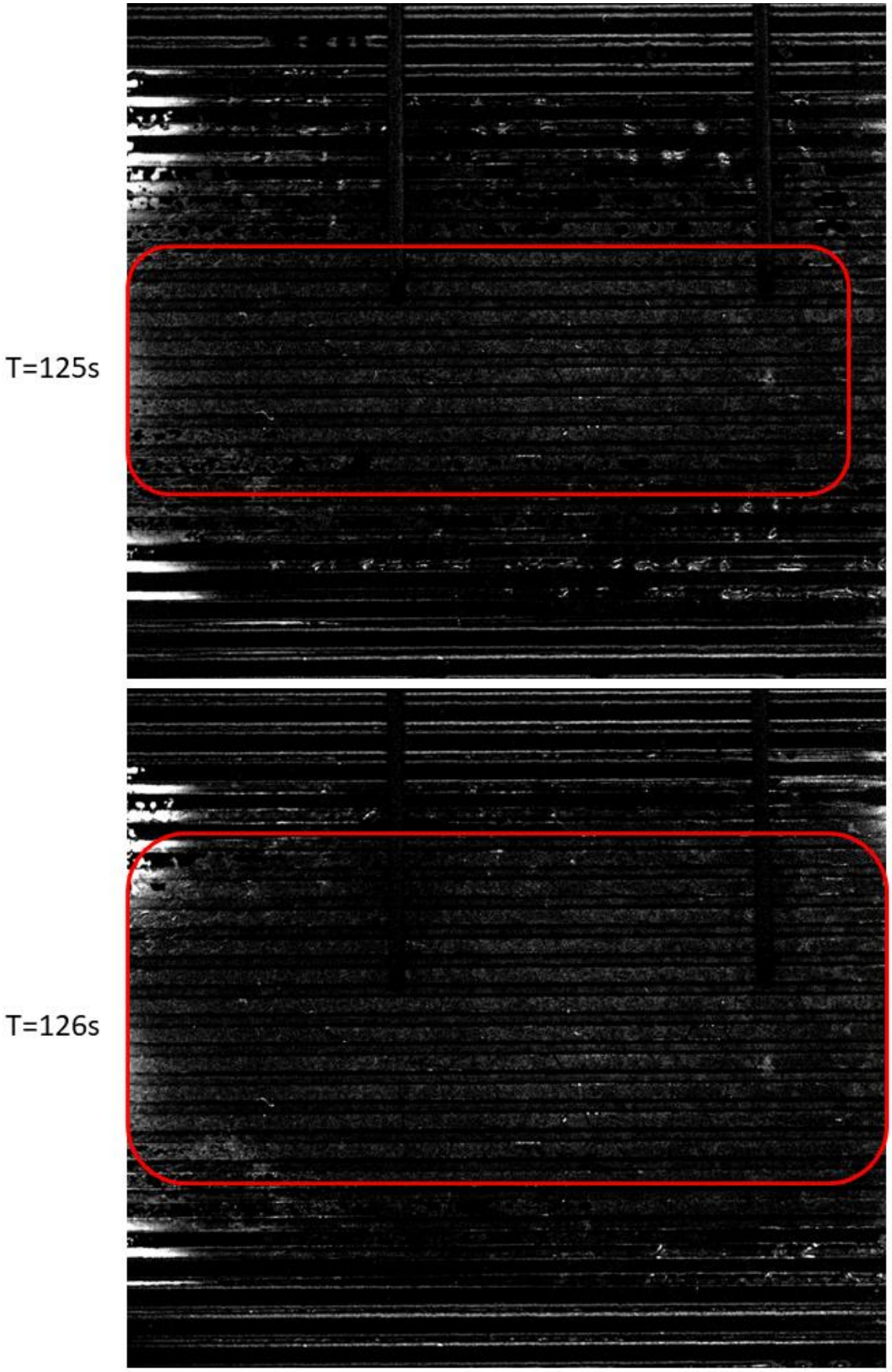


Figure III-72 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.4

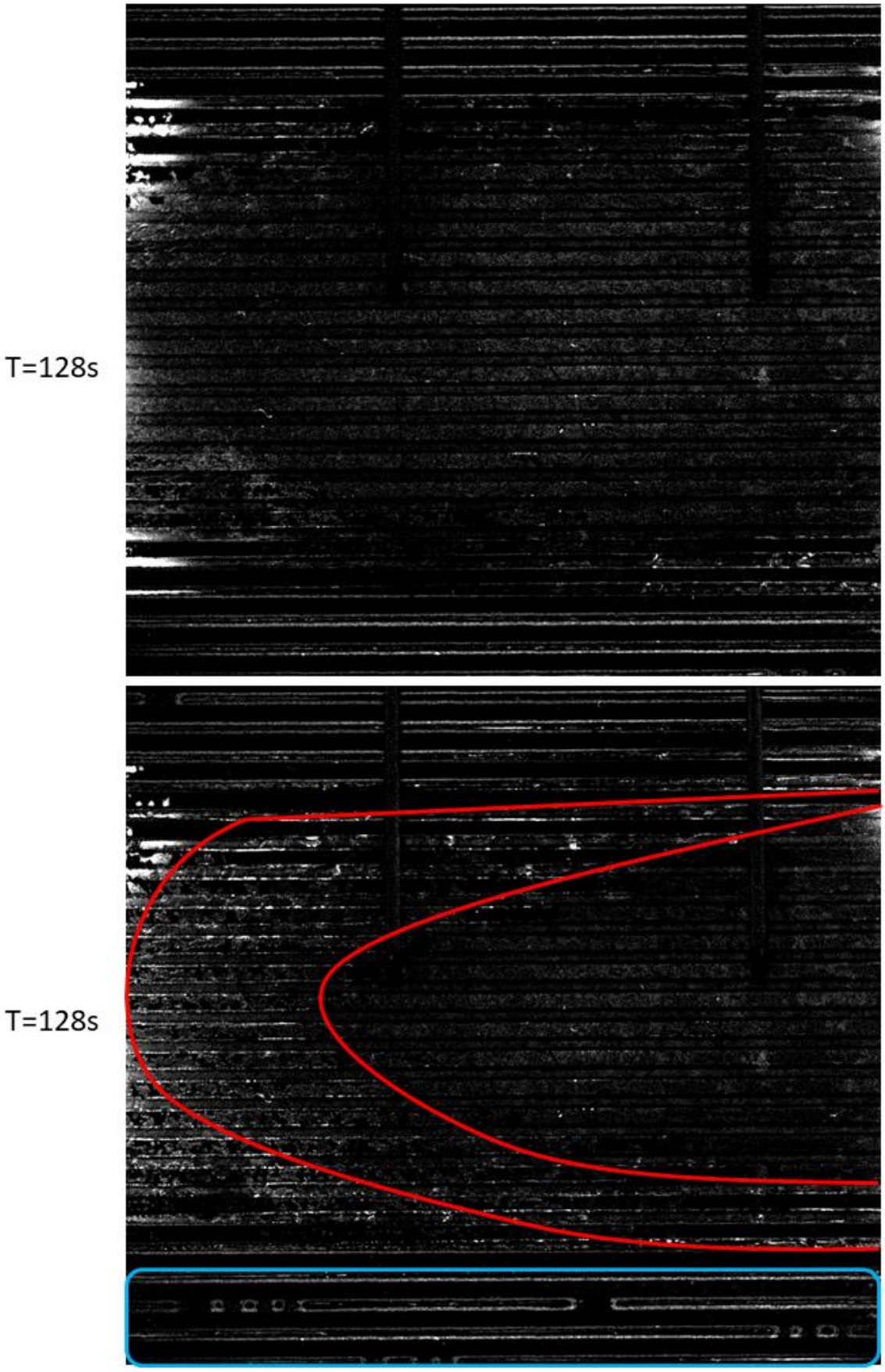


Figure III-73 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.5

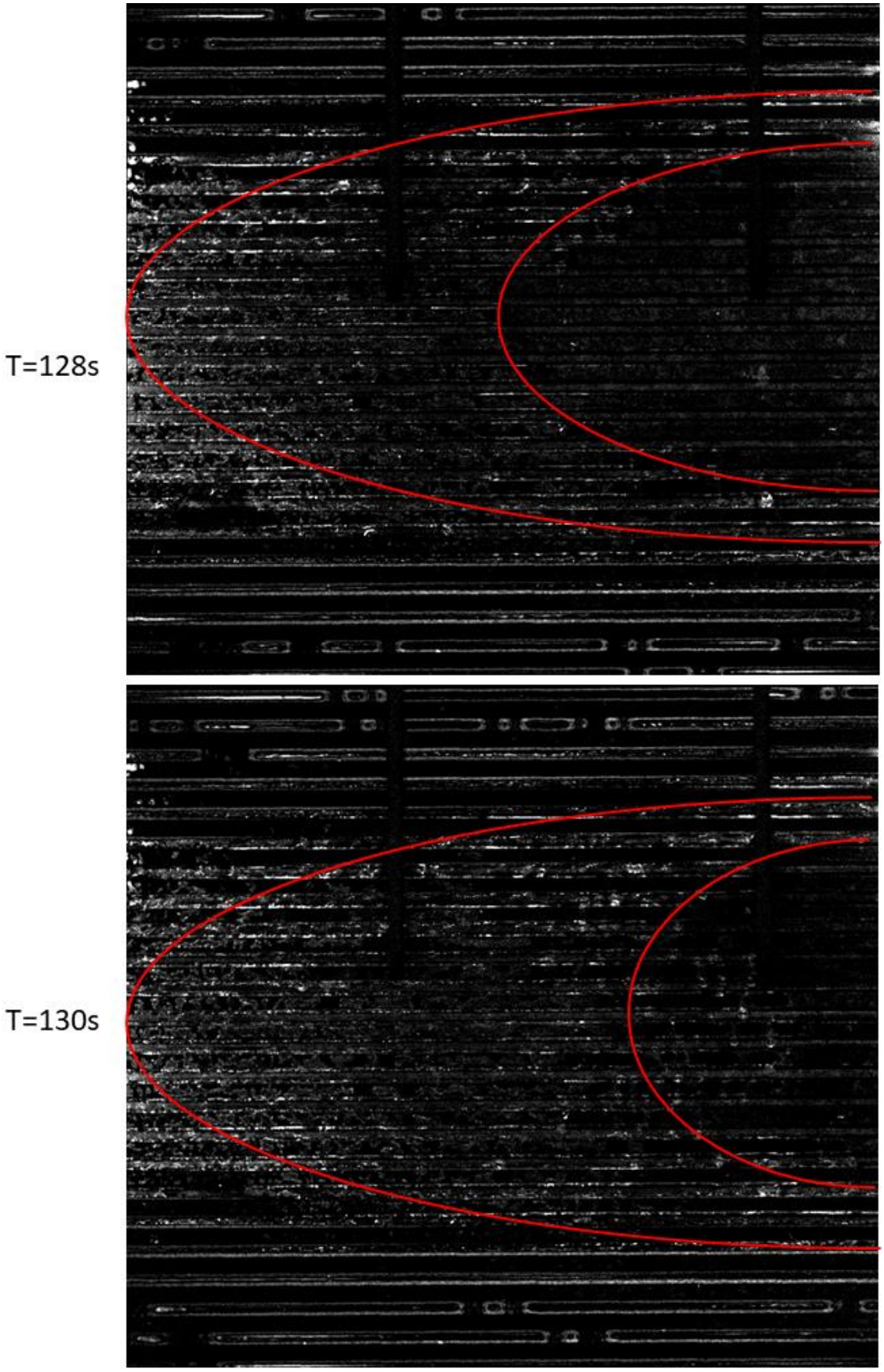


Figure III-74 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.6

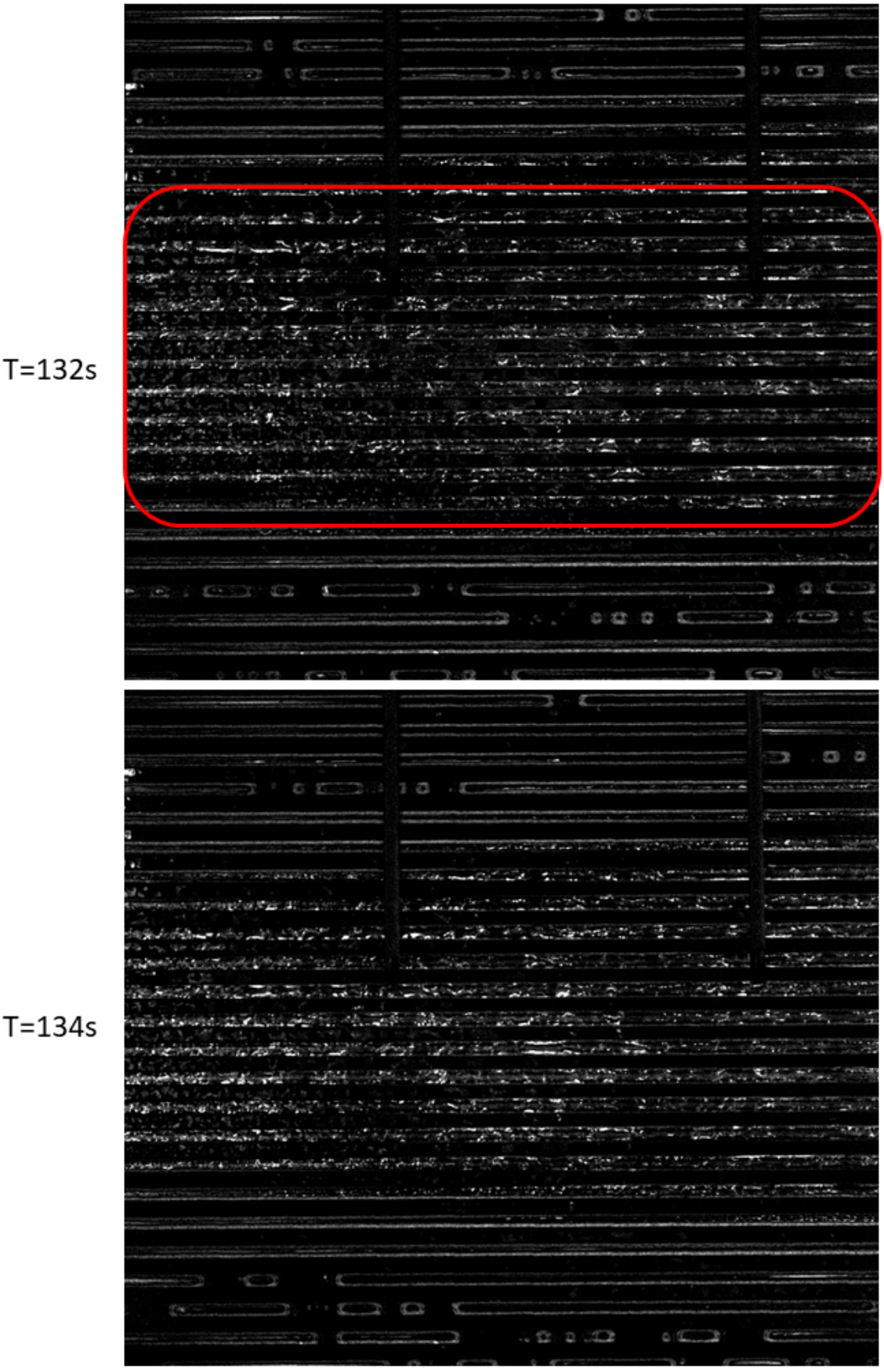


Figure III-75 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.7

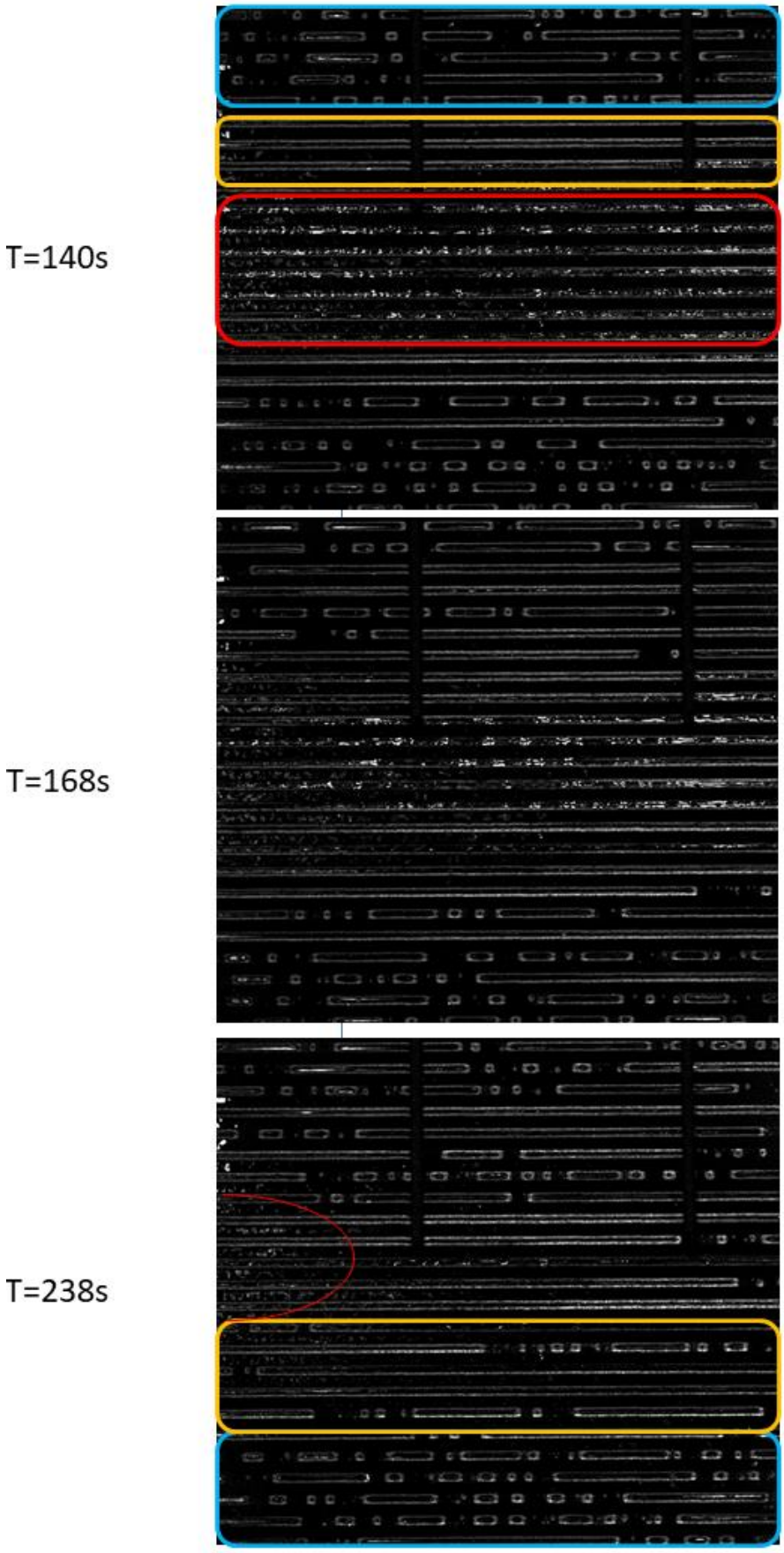


Figure III-76 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 2.8

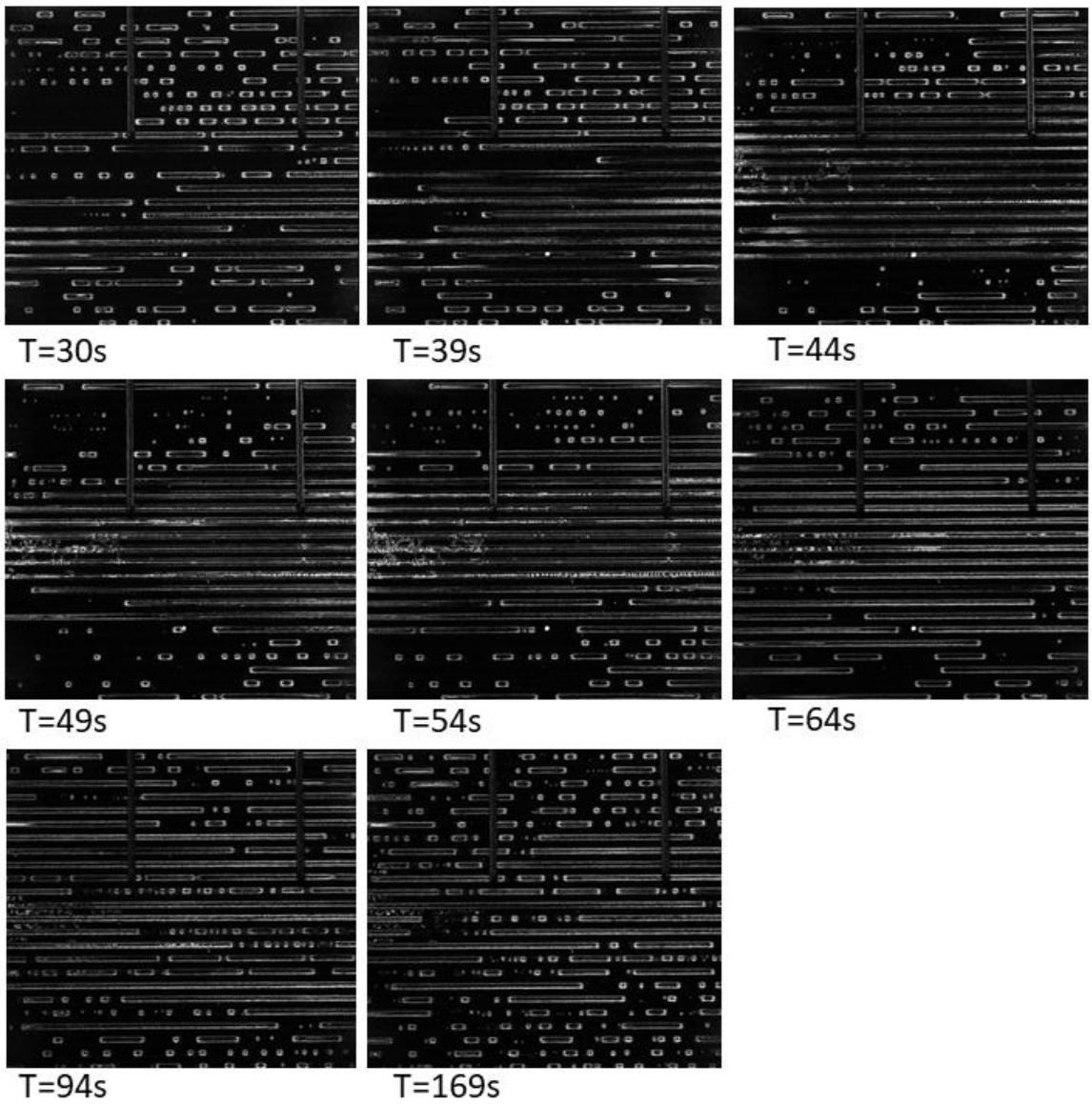


Figure III-77 Cas évaporateur retourné, côté canaux, mèche en acier, partie 3

III.3.e.(2) Côté cœur de l'évaporateur

Du côté du cœur de l'évaporateur, on observe deux fois le même phénomène (Figure III-78 et Figure III-80) pour les parties 1 et 2, à savoir une expulsion de vapeur à la surface de la mèche qui diminue ensuite en intensité, sans toutefois cesser. Ce mode de fonctionnement est de ce point de vue identique à celui observé avec la mèche en aluminium (Figure III-35). Tout comme l'invasion du côté des canaux, on constate, pour la seconde partie, que l'expulsion de vapeur (début dans le cadre bleu) est plus importante. On observe tout de même, tout comme pour l'aluminium, des gouttes de condensation sur la fenêtre de visualisation (cadre bleu à 263 s et Figure III-79). Enfin, la troisième partie n'est pas illustrée car elle est identique tout au long de la manipulation au résultat final de la partie 2.

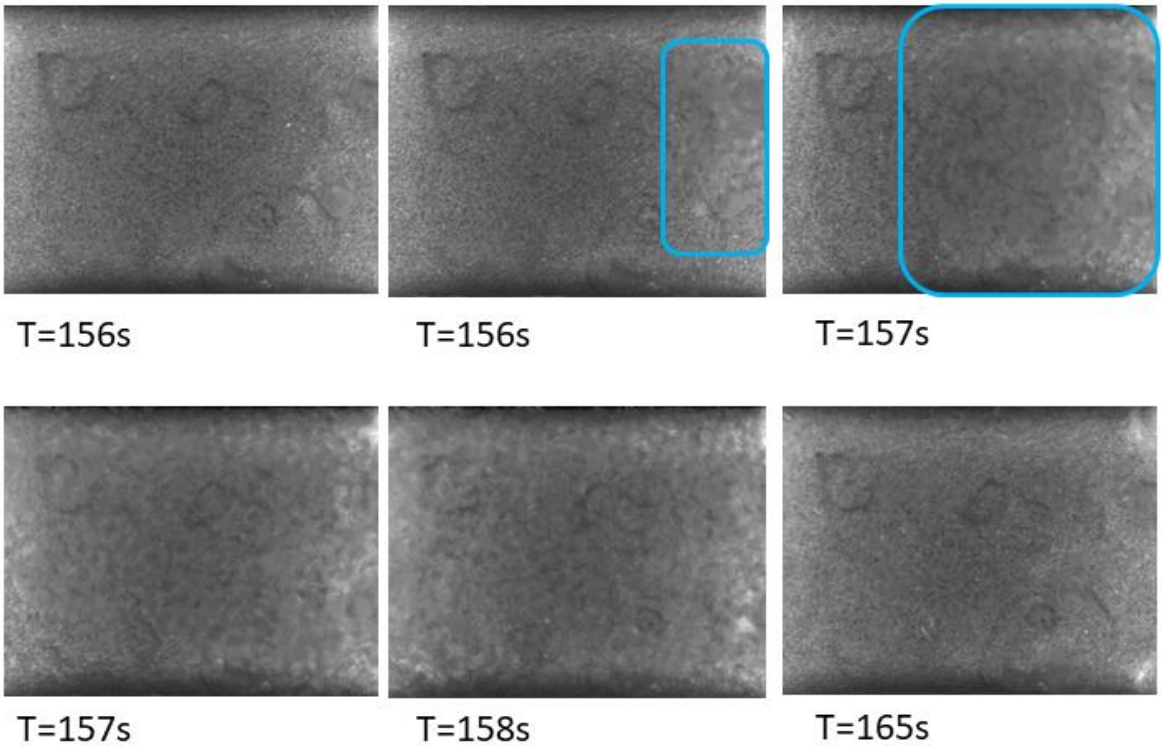


Figure III-78 Cas évaporateur retourné, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier, partie 1

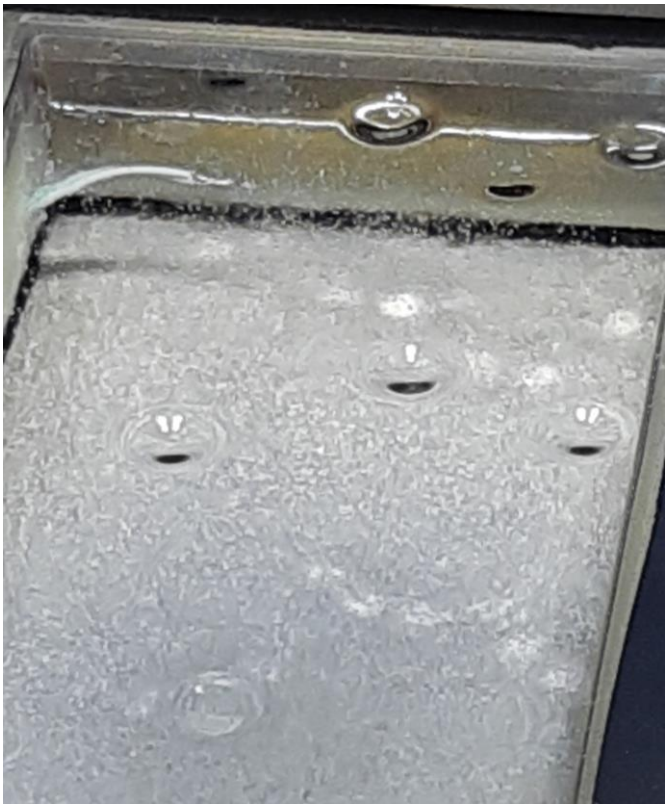


Figure III-79 Condensation sur la fenêtre de visualisation, cas évaporateur retourné, mèche en acier

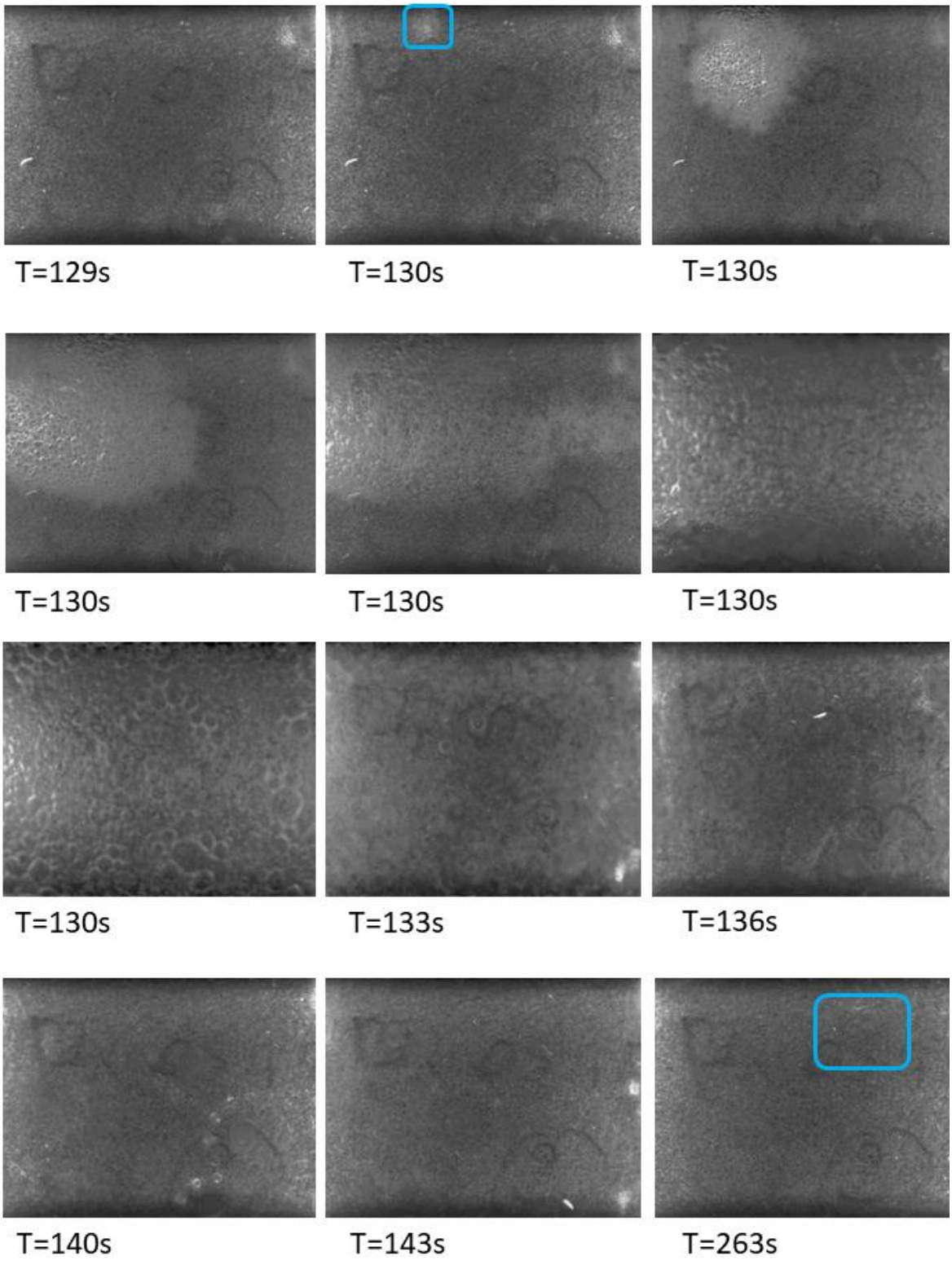


Figure III-80 Cas évaporateur retourné, côté cœur de l'évaporateur, mèche en acier, partie 2

III.4. Conclusion du chapitre « Étude de l'écoulement lors de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire »

Dans ce chapitre, deux types de matériaux ont pu être testés pour visualiser la vidange des canaux vapeur d'une mèche d'évaporateur et ce pour les principales orientations possibles dans le champ gravitationnel. Pour ces deux matériaux, l'influence de la gravité est indéniable et malgré des dynamiques d'invasion différentes, cinq grands types d'écoulement ont pu être observés pour la puissance de chauffage testée.

- Le premier type concerne les évaporateurs à plats pour lesquels on observe d'abord un envahissement des canaux par des ménisques suivant un front. Alors que l'invasion se déroule dans les canaux, une poche vapeur se forme sous la mèche, dans le cœur de l'évaporateur, et vient contraindre l'alimentation en liquide de la mèche. Après une phase de transition dont l'origine (ébullition ou percolation de la vapeur) reste à déterminer, la quantité de liquide dans le cœur de l'évaporateur fluctue : on y observe une génération de bulles alors que du côté des canaux, l'écoulement final est diphasique et non totalement vapeur comme postulé dans la plupart des modèles.

- La seconde catégorie d'écoulement apparait lorsque la sortie vapeur est dirigée dans le sens contraire à celui de la gravité. Cette configuration a montré une dynamique différente en fonction des deux matériaux testés mais finit dans les deux cas par un écoulement diphasique assisté par la gravité. Ce cas demande une seconde campagne de mesure avec un chauffage décalé comme expliqué dans la section III.5.

- A l'opposé de la seconde catégorie, on trouve la configuration où la sortie de l'évaporateur est dirigée dans le sens de la gravité. Pour les deux matériaux, on y observe une génération de vapeur dans le cœur de l'évaporateur qui remonte dans la ligne liquide vers le réservoir amont. Dans le même temps, la vapeur générée du côté des canaux s'élève également mais, faute d'évacuation, s'accumule dans la partie supérieure de l'évaporateur. On observe alors une différence de comportement en fonction de la taille des pores. Lorsque celle-ci est importante, il y a percolation de cette poche vapeur vers le cœur de l'évaporateur alors que pour la plus petite taille de pores, c'est l'entièreté de la mèche côté canaux qui passe à l'état vapeur. Dans les deux cas, on se retrouve à la fin de l'expérience avec un évaporateur fonctionnant comme un caloduc avec la ligne liquide servant à la fois d'alimentation en liquide et d'évacuation de la vapeur.

- L'avant-dernière configuration concerne le cas où l'évaporateur est positionné sur sa tranche et où l'inclinaison de la sortie vapeur est proche de zéro. Pour les deux mèches étudiées on observe à nouveau une invasion de type front mais canal par canal, en commençant par celui situé le plus en hauteur. Encore une fois, on observe pour les deux mèches une phase de transition liée aux phénomènes se déroulant dans le cœur de l'évaporateur et qui mène à une stratification de l'écoulement dans les canaux. Dans la partie supérieure, les canaux sont à l'état vapeur alors que l'on observe un écoulement diphasique dans la partie inférieure. De l'autre côté de la mèche, dans le cœur de l'évaporateur, on assiste à la naissance puis à la croissance d'une poche de vapeur. Cette dernière cesse de croitre une fois que la vapeur peut s'échapper dans la ligne liquide : elle voit par ailleurs son niveau fluctuer dans le temps. Ces oscillations longues dans le temps doivent être étudiées sur des temps plus longs pour pouvoir être mises en relation avec les oscillations de températures citées par Soler [46].

- La cinquième catégorie concerne le cas où l'évaporateur est retourné par rapport au cas à plat. Cette configuration, pour laquelle le cœur de l'évaporateur est positionné au-dessus de la mèche et l'alimente en permanence en liquide, est aussi celle qui est la plus difficile à interpréter. Dans un premier temps, il apparait que seuls les canaux situés sous la zone de chauffage sont envahis de vapeur. Puis au-delà d'une certaine température ou pression dans les canaux, on assiste à une transition vers un régime où les canaux situés sous la zone de chauffage sont à l'état vapeur ou dans un état diphasique avec de longues bulles, alors que les canaux situés aux extrémités sont dans un état dans lequel les bulles sont plus petites et plus nombreuses. Dans le même temps on finit par observer dans le cœur de l'évaporateur la génération d'une poche vapeur qui est alimentée par une expulsion de vapeur constante de la mèche.

Il est intéressant de noter que les trois configurations avec l'inclinaison de la sortie vapeur à l'horizontale passent par une phase d'invasion puis de transition vers un régime d'écoulement diphasique sans vidange totale et permanente des canaux. Pour ces trois orientations, du fait de la zone d'application du chauffage, une poche vapeur se forme d'abord sur le pourtour de la mèche avant de procéder à l'invasion. Ce mode d'invasion correspond ainsi à celui décrit par Nishikawara et al. [100] dans le cas d'une présence de vapeur dans la ligne vapeur à l'état initial et rappelle la description faite du démarrage par Ku [104] .

La sensibilité du type d'invasion aux conditions initiales a été mise en avant lors de la dernière expérience, la présence de vapeur au sein de la mèche accélérant l'invasion des canaux.

On notera aussi la différence de comportement du fluide dans le cœur de l'évaporateur en fonction de l'inclinaison et l'apparition quasi-systématique de vapeur dans cette zone souvent considérée comme un fluide monophasique.

Pour conclure sur la campagne expérimentale, le Tableau II-N représente les températures maximales et finales pour chaque orientation. En premier lieu, on constate que les niveaux de températures

atteints peuvent fortement varier en fonction de l'inclinaison du système. Bien que l'évaporateur fonctionne anormalement, on obtient jusqu'à 20 °C de différence entre le cas avec sortie vapeur vers le haut et vers le bas pour une mèche en acier alors que dans le cas de la mèche en aluminium où la phase vapeur a percolé dans le cœur de l'évaporateur cette différence n'est que d'un degré. Ce sont donc les orientations qui facilitent l'évacuation de la vapeur plutôt que son accumulation et l'assèchement de la mèche qui conduisent aux meilleures performances.

Cas	*Aluminium*		*Acier*	
	T Maximale (°C)	*T finale (°C*	*T Maximale (°C)*	*T finale (°C)*
À plat	*36.5*	*35*	*47.5*	*35*
Sortie vapeur vers le haut	*37.3*	*36*	*37.4*	*36.5*
Sortie vapeur vers le bas	*38.2*		*56*	
Sur la tranche	*39.7*		*42.2*	
Retourné	*39.2*		*42.4*	*37*

Tableau II-N Tableau comparatif des températures maximales et finales de la campagne expérimentale

III.5. Perspectives et Évolutions de l'expérience « Visualisation de la vidange d'une LHP pour différentes inclinaisons dans le champ gravitaire »

Suite à la campagne expérimentale, une multitude d'évolutions de l'expérience sont possibles pour améliorer son fonctionnement et contribuer à la compréhension des LHPs. Les résultats ont pu mettre en avant des modes de fonctionnement peu ou pas envisagés des évaporateurs de LHP, qui peuvent amener à revoir la conception de ces boucles pour faciliter l'évacuation de la vapeur, pour améliorer leur performance et pour prendre en compte les spécificités d'orientation dans le champ gravitaire lors des tests. Toutefois, les résultats expérimentaux doivent être consolidés. Pour cela, l'instrumentation du banc doit être complétée par l'ajout de capteurs de pression (prévus initialement) dans le cœur de l'évaporateur et à proximité de la sortie vapeur. Ces capteurs apparaissent comme impératifs à la compréhension des phénomènes dans l'évaporateur en permettant une analyse plus fine des phases transitoire que l'on a observées. Ces capteurs permettraient en outre de distinguer les cas où l'expulsion de la vapeur serait due à de l'ébullition de ceux où elle serait due à la percolation d'une des phases vapeur. Les capteurs de pression permettraient également de vérifier le pouvoir de succion capillaire de la mèche. L'instrumentation pourrait finalement être complétée par l'ajout d'un débitmètre en amont et en aval de la mèche. Une mesure de la conductivité thermique effective des deux matériaux peut également être une donnée permettant d'analyser plus finement les résultats.

D'un point de vue expérimental de nombreuses configurations restent à étudier. En raison de la crise sanitaire de la COVID19 toutes les mèches prévues pour la campagne expérimentale (Figure II-23 p.65 et Annexe F p.314) n'ont pu être testées et la vidange des canaux d'une largeur sous la longueur capillaire ou des canaux avec des rainures communicantes devraient montrer d'autres modes de fonctionnement. Le système actuel est composé de deux réservoirs afin de n'étudier que le comportement de l'évaporateur, indépendamment d'un condenseur. Néanmoins, des mesures en configuration « boucle fermée » avec un seul réservoir peuvent être effectuées. Une fois les raccords initialement prévus mis en place pour assurer une étanchéité parfaite des réservoirs, il sera également possible de faire varier leurs températures et donc leurs pressions de saturation. La différence de hauteur entre les réservoirs et l'évaporateur pourra également être modifiée et devrait mener à des résultats différents. Les sections des conduites de la ligne liquide et vapeur peuvent également être modifiées pour y faire varier la vitesse du fluide et modifier les échanges thermiques avec l'ambiance dans le but de diminuer le phénomène de condensation actuellement observé via la diminution de la taille des bulles en écoulement « slug flow ». Enfin, différentes puissances de chauffage doivent être étudiées pour les matériaux et les cas déjà effectués. Un chauffage moins important pourrait mener à une invasion plus lente et supprimer les phénomènes de transitions alors qu'une puissance plus importante pourrait les renforcer. Cette nouvelle plage de puissance passe par l'installation d'une nouvelle alimentation, déjà dimensionnée. Le chauffage pourra également être réalisé via la seconde configuration proposée sur la Figure II-26 p.69 ou sur toute la surface de l'évaporateur.

Finalement, l'évaporateur en lui-même peut être modifié sur plusieurs aspects. La fixation au support gyroscopique doit être modifiée pour faciliter la manipulation des tuyaux lors de la rotation du système. La position de la mise en contact électrique peut être décalée pour se situer au-dessus de la mèche. En produisant la chaleur au-dessus de la mèche et non plus au-dessus et à côté de la mèche, ce changement de position se fait au détriment de la taille du champ de visualisation mais doit permettre de confirmer ou compléter le mode de fonctionnement observé lorsque la sortie vapeur est dirigée vers le haut. Le champ de visualisation des écoulements pourra également être agrandi en changeant le système d'éclairage annulaire (Figure II-39 p.83) par un éclairage d'ambiance, non disponible lors de la campagne de mesures, qui permet une meilleure qualité d'image comme le montre la Figure III-81. En considérant la fréquence d'acquisition des images, qui semble suffisante pour étudier la vidange des canaux, il sera également possible d'utiliser des caméras qui enregistrent directement, pendant l'acquisition, les images sur des disques SSD. Cet enregistrement en simultané devrait permettre d'allonger la durée d'acquisition des caméras et de visualiser les phénomènes en une seule prise plutôt qu'en plusieurs parties.

Outre des considérations géométriques (augmentation ou diminution de la taille) sur l'ensemble de l'évaporateur, le cœur de l'évaporateur peut être modifié pour contenir moins de fluide et mimer ainsi les évaporateurs plus exigus mais également pour inclure une baïonnette. Le concept d'évaporateur avec baïonnette est représenté dans l'Annexe I p.323 pour plusieurs configurations : visualisation de l'écoulement dans la baïonnette, cœur de l'évaporateur avec et sans réservoir. Cet ajout d'une baïonnette permettra à terme de se rapprocher davantage des conditions opérationnelles d'une LHP.

Du point de vue acquisition des températures, la solution retenue utilise des thermocouples de type K insérés sur la tranche de la culasse. Cette solution permet d'observer d'éventuelles hétérogénéités de température mais requiert un usinage et un positionnement des thermocouples précis. Il pourrait être intéressant d'étudier la faisabilité de la mesure de la température via le film d'ITO. On peut imaginer, sur le modèle des thermistances, mesurer l'évolution de la résistance électrique du film en fonction de la température, ce qui permettrait d'obtenir une température moyenne sur le dessus de la culasse. Lors de l'application du chauffage il serait alors possible d'interrompre ce dernier, un instant, le temps d'effectuer cette mesure de résistance pour en déduire la température moyenne du film. Cette solution nécessiterait toutefois un dispositif de mesure de résistance (ex : pont de Wheatstone), que la sensibilité de la résistance électrique à la température du film soit suffisamment grande mais surtout que les effets de résistance de contact entre l'alimentation électrique et le film puissent être pris en compte par rapport à l'étalonnage.

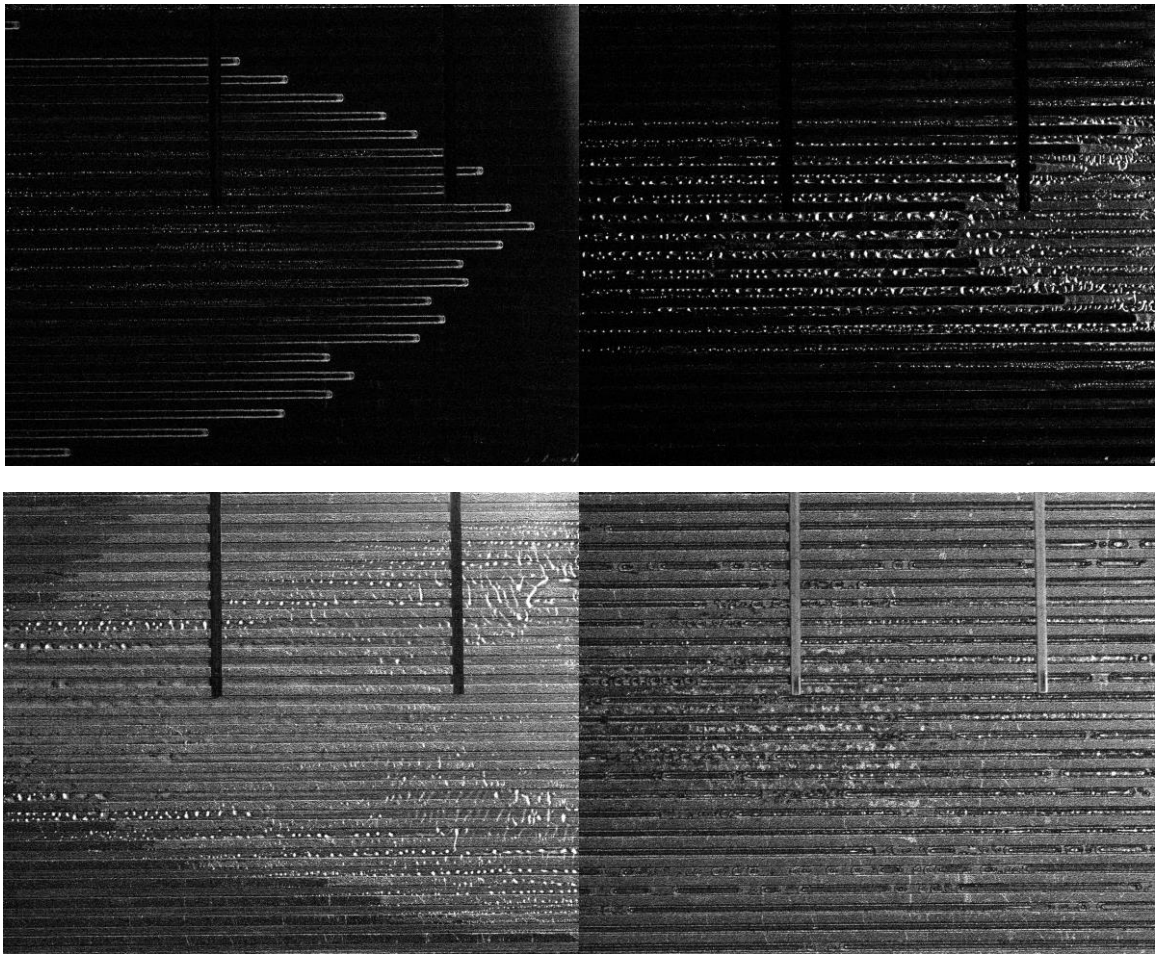


Figure III-81 Invasion côté canaux pour un évaporateur à plat avec l'éclairage d'ambiance pour une mèche en acier et deux traitements d'images différents.

Synthèse de la partie Étude Expérimentale

Cette partie expérimentale a permis de présenter les étapes de conception d'un banc d'essai innovant pour étudier la vidange du liquide contenu dans les canaux d'évacuation de la vapeur d'un évaporateur de LHP lors de son démarrage et ce pour différentes inclinaisons. Ce banc est ensuite utilisé pour deux matériaux différents (aluminium et acier) dont les tailles de pores ont un ordre de grandeur de différence.

Les résultats expérimentaux ont montré une influence non négligeable de la gravité sur la naissance de la vapeur dans les canaux de la mèche, l'évacuation de cette vapeur en régime établi ainsi que sur le comportement du fluide dans le cœur de l'évaporateur. Cinq grands types de comportement ressortent en fonction de l'inclinaison : évaporateur à plat, évaporateur sur la tranche, évaporateur retourné, évaporateur incliné de manière à favoriser l'évacuation de la vapeur et l'inclinaison contraire. Les trois premiers types de comportement observés étant limités à des angles bien spécifiques, ce sont les deux derniers cas qui apparaissent comme étant les plus impactants sur le comportement de l'évaporateur mais également comme étant probablement les plus fréquents.

Bien que ces résultats doivent être confortés, l'influence constatée de la gravité sur l'évaporateur peut expliquer une partie des différences de comportement observés sur les boucles diphasiques industrielles lors de test en environnement gravitaire et qui sont difficilement prédictible par les modèles actuels.

Finalement, des pistes d'améliorations et d'expériences supplémentaires avec ce dispositif sont proposées pour affiner la compréhension des phénomènes enregistrés et compléter les cas réalisés.

Partie III. Étude Numérique

Cette partie numérique s'inscrit dans la problématique de l'amélioration de la modélisation des évaporateurs de boucle diphasique à pompage capillaire. Dans ce but, plusieurs hypothèses de modélisation (modélisation du fond de rainure, hypothèses dans les canaux vapeur…) sont étudiées afin de déterminer leur importance ou leur bien-fondé. L'intérêt de cette approche est d'aider à la sélection des paramètres de modélisation, ceci devant permettre à terme de statuer sur les approches les plus pertinentes concernant la modélisation d'évaporateurs à taille réelle dans le but de fournir des résultats plus proches des campagnes d'essais.

Le premier chapitre est dédié à la présentation du modèle réseau de pores, issu d'une thèse précédente, servant de base pour la suite de ce travail. Cette présentation, partielle mais nécessaire à la bonne compréhension de la suite de cet ouvrage, est complétée par la description des modifications faites pour y intégrer un nouvel élément : le fond de la rainure. Enfin, les effets de ce nouvel élément sur la modélisation de l'évaporateur sont étudiés.

Dans le second chapitre de cette partie, l'article «Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator » discutant des caractéristiques de l'écoulement de vapeur dans les rainures de LHP est adapté et complété par une étude de sensibilité sur le profil de la vitesse d'injection de vapeur. Par la suite, les résultats de cette étude sont incorporés dans le modèle réseau de pores afin de déterminer la validité des hypothèses usuellement faites dans ce type de modélisation.

Chapitre IV Couplage de la modélisation réseau de pore avec le fond de rainure

Ce chapitre traduit, adapte et complète une partie du Chapitre3 de la thèse de Mottet [4] présentant le modèle réseau de pore d'un évaporateur de LHP et y adjoint la modélisation de la zone de fond de rainure en contact avec la chambre de compensation. Le modèle est ensuite utilisé pour discuter de l'impact de cette zone de fond rainure sur le comportement de l'évaporateur.

IV.1. Modèle réseau de pores - Pore network model

IV.1.a) Description générale des modèles réseau de pores

De par leur propriété poreuse les mèches d'évaporateur de boucles diphasiques à pompage capillaire sont des milieux très hétérogènes. Deux types de méthodes ressortent pour modéliser et étudier les transferts dans les mèches poreuses des évaporateurs : Les modèles dits continus et les modèles de type réseau de pores. Les modèles continus approximent le matériau poreux en utilisant les propriétés moyennes du matériau de manière homogène dans ce dernier. On y distingue deux grandes approches : l'approche dite poche de vapeur aussi appelée modèle de type front et l'approche de saturation. Les modèles de types front [47] considèrent deux zones distinctes : l'une où le liquide sature le poreux et la seconde où le poreux est rempli de vapeur. Cette zone vapeur forme une poche qui s'étend au cours de la chauffe (Figure IV-1). La seconde approche [4] considère la mèche comme une zone continue dans laquelle la saturation en liquide est calculée et évolue entre 0 (mèche vapeur) et 1 (mèche liquide) (Figure IV-2).

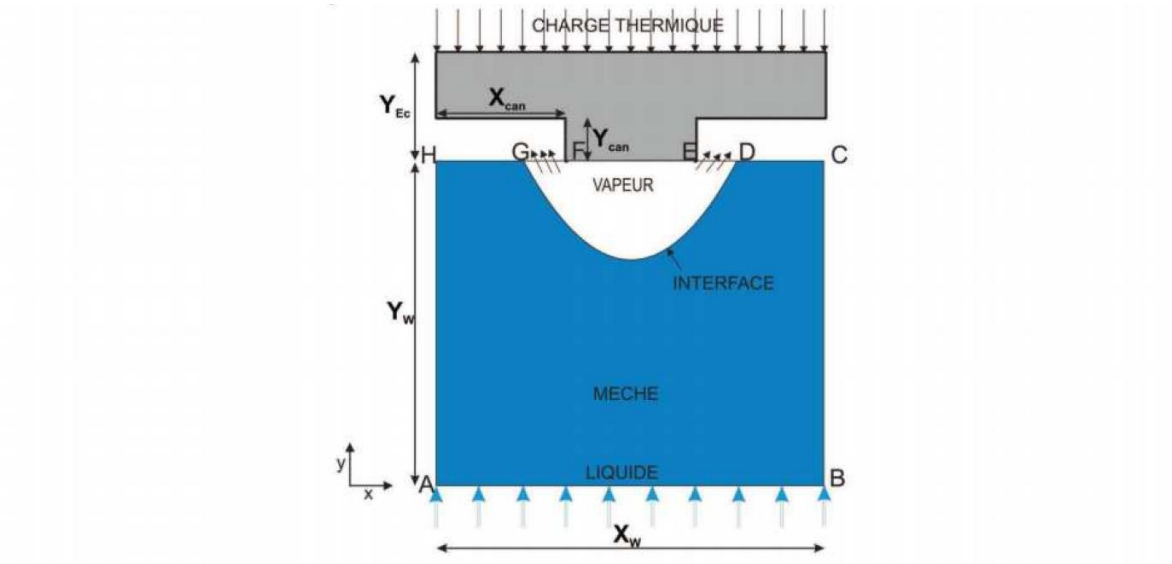


FIGURE 3.2: partie élémentaire générique d'une boucle diphasique à pompage capillaire.

Figure IV-1 Schéma représentatif de la partie élémentaire d'un évaporateur avec rainures dans la culasse dans le cas modèle de type front [47]

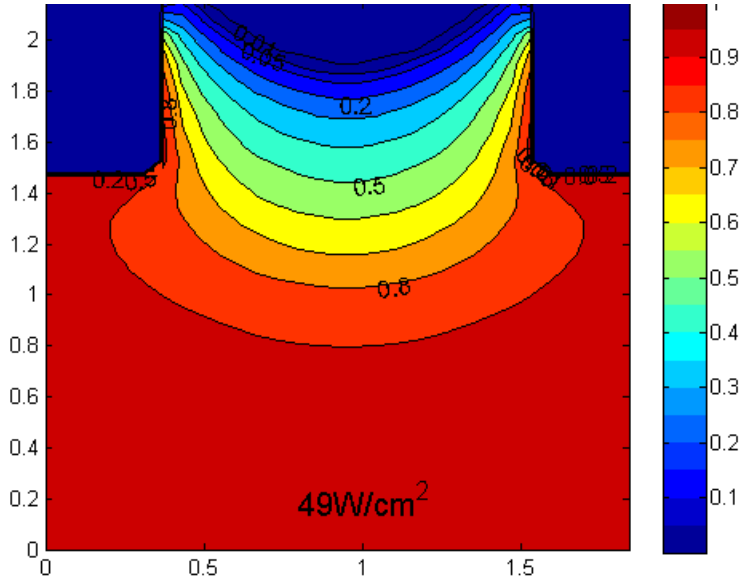


Figure IV-2 Champ de saturation pour un évaporateur avec rainures dans la mèche pour un modèle continu résolvant la saturation [4]

Les approches réseau de pores étudient l'invasion de la phase vapeur dans la mèche pore à pore. Pour appréhender cette méthode, il est nécessaire de s'intéresser aux matériaux poreux à l'échelle microscopique. À ce niveau, le milieu est composé de zones solides et de zones de vides connectées entre eux. Comme on le voit sur la Figure IV-3, il est alors possible de définir un réseau de sites où les zones de vides les plus importantes (les pores) sont reliées entre elles par des zones moins importantes (les gorges). La structure représentée sur la figure est dite « non-structurée » et suit le squelette du réseau pore ce qui la rend, a priori, représentative du matériau. Toutefois, l'obtention d'un tel réseau à la dimension de notre élément d'évaporateur est complexe, en particulier en 3D, et sa modélisation lourde en ressources.

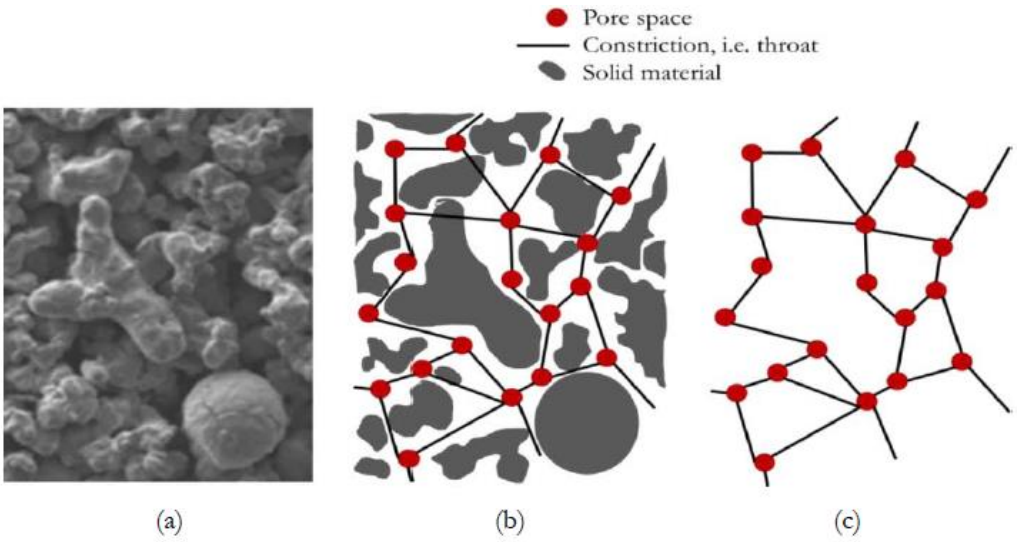


Figure III.1 – (a) Part of an SEM picture of a copper wick from Li and Peterson (2011) [44]. (b) and (c) Schematic of a pore network. The pore space is represented as a network of sites (red circles) connected by throats (black lines) (corresponding to the constrictions of the pore space).

Figure IV-3 Schéma de représentation d'un réseau de pores non structuré à partir d'une image de microscope électronique [4]

Une simplification consiste alors à modéliser la microstructure sous la forme d'un réseau « structuré » (Figure IV-4) dans lequel les pores sont représentés sous forme sphérique ou cuboïde et les gorges par des liens de section carrée ou circulaire.

Pour cette approche, qui est celle adoptée dans cette thèse, la distance entre chaque pore est considérée comme constante dans chaque direction. Chaque pore se voit alors attribuer un volume et chaque gorge une section suivant une distribution aléatoire. Il est ensuite possible d'évaluer la qualité de la distribution en calculant les propriétés moyennes du poreux et en les comparants à celles du matériau de base. La modélisation réseau de pores (pore-network modelling - PNM), comparée aux approches de type front et appliquée aux LHPs, permet ainsi d'étudier plus finement l'invasion de la vapeur dans la mèche lors de la chauffe et d'anticiper le désamorçage de l'évaporateur comme ont pu le montrer les travaux consécutifs de Coquart [2] puis de Louriou [3]. Enfin dans cette catégorie de modèle, on trouve également deux variantes : l'approche classique et l'approche mixte.

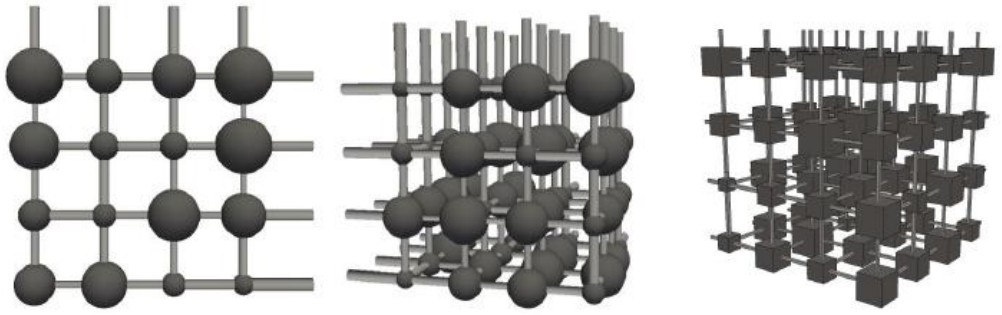


Figure III.2 – Pore network representation of a porous microstructure by a 2D square network with cylindrical throats and spherical pores (a), a 3D cube network with cylindrical throats and spherical pores (b), and a 3D cube network with cuboid throats and cubic pores (c).

Figure IV-4 Différentes représentation d'un réseau de pores structuré de type carré [4]

IV.1.a.(1) Approche réseau de pore classique

Dans cette approche, le débit massique entre 2 pores i et j est exprimé tel que :

$$\dot{m}_{ij} = \rho_{ij} \frac{g_{ij}}{\mu_{ij}} \left(P_i - P_j\right) \qquad \text{(III-1)}$$

avec ρ_{ij} la masse volumique du fluide entre les pores $[kg.m^{-3}]$, μ_{ij} la viscosité dynamique $[Pa.s]$, P_i et P_j les pressions au sein des pores $[Pa]$ et g_{ij} la conductance hydraulique entre les pores $[m^3]$.

En admettant que l'écoulement est suffisamment lent entre les pores, on peut faire l'hypothèse d'un écoulement de type Poiseuille dans les gorges. La conductance hydraulique peut alors s'exprimer sous la forme :

$$g_{ij} = \frac{\pi\, d_{ij}^4}{128\, l_{ij}} \qquad \text{(III-2)}$$

où l_{ij} est la longueur de la gorge $[m]$ entre les deux pores et d_{ij} son diamètre $[m]$.

Bien qu'il existe d'autres formulations, cette expression peut également être utilisée pour des liens de section carrée à travers l'utilisation de la notion de diamètre hydraulique (cf. p.182). Le champ de pression est ensuite résolu de manière à satisfaire la conservation de la masse pour chaque pore i (III-3).

$$\sum_{j=0}^{N} \dot{m}_{ij} = 0 \qquad \text{(III-3)}$$

où N est le nombre voisin du pore (4 en 2D et 6 en 3D).

C'est cette approche qui est d'abord appliquée par Figus [1] puis par Louriou [3] aux évaporateurs de LHP.

IV.1.a.(2) Approche réseau de pore mixte

À contrario du modèle classique qui fait intervenir des caractéristiques locales, le modèle mixte fait lui appel à des paramètres macroscopiques plus communément utilisées dans l'étude des milieux poreux (perméabilité, conductivité effective…).

Là où le modèle classique fait appel à un maillage détaillé avec des nœuds ou solides ou fluides (Figure IV-5), le maillage du modèle mixte utilise des nœuds centrés sur les pores et dont la maille contient aussi bien des grains solides que le pore et une partie des gorges (Figure IV-6).

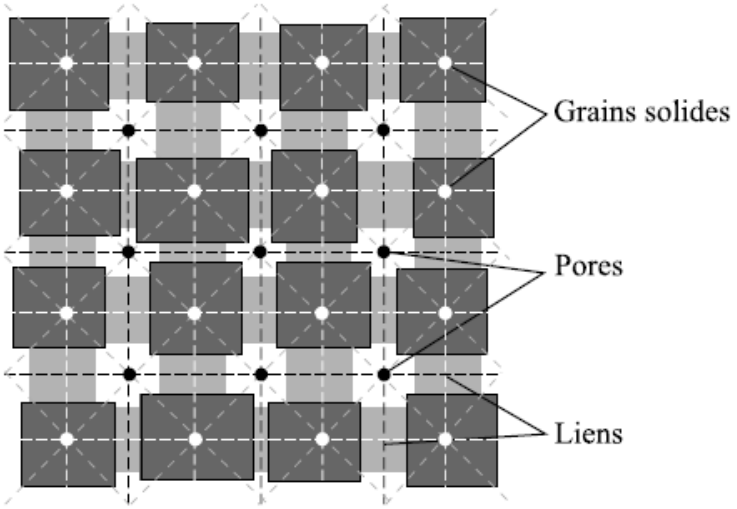


Figure VI.1 : Exemple de réseau de pores utilisé. La partie solide est présentée en gris foncé, les liens en gris clair et les pores en blanc. Les points noirs représentent les nœuds thermiques « fluides » et les points blancs les nœuds thermiques « solides ». Les lignes en pointillées représentent les échanges thermiques possibles entre les nœuds, en noir entre deux nœuds « fluides », en blanc entre deux nœuds « solides » et en gris entre un nœud « fluide » et un nœud « solide ».

Figure IV-5 Exemple d'un réseau de pores et du maillage associé dans l'approche classique [3]

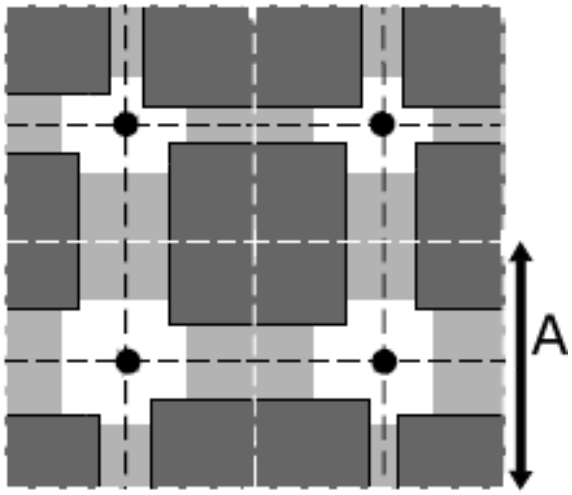


Figure IV-6 Exemple d'un réseau de pores et du maillage associé dans l'approche mixte. Le point noir représente le centre de la maille carré de cotés A. Une maille d'aire A^2 prend en compte le pore (zone blanche), les gorges (zones grises claires) et une partie des graines solides (gris foncés). Les nœuds sont séparés d'une distance constante A.

Ainsi on peut différencier deux échelles dans cette approche.

- L'échelle du réseau de pore qui contient les pores et les gorges et qui permet de calculer les pressions limites d'invasions (c'est-à-dire la pression acceptable pour chaque gorge avant qu'elle ne dépasse la pression capillaire). Ainsi dans notre cas d'évaporateur, une fois que la pression de vapeur au sein d'un pore dépasse la pression capillaire seuil d'une gorge adjacente (III-4), la vapeur envahit le pore adjacent.

$$\Delta P_{cap,max} = \frac{2\sigma}{r_p}\cos(\theta_f) \qquad \text{(III-4)}$$

avec σ la tension superficielle $[N.m^{-1}]$, r_p le rayon du pore $[m]$ et θ_f l'angle de contact.

- La seconde échelle est celle du maillage utilisé pour résoudre les équations de transferts. Dans notre cas, le champ de température est obtenu en résolvant l'équation de la chaleur et le champ de pression en se basant sur l'équation de Darcy. Ces deux équations utilisent la conductivité thermique équivalente et la perméabilité du milieu en les considérants comme constantes. Alors que la conductivité thermique équivalente peut être issue d'une corrélation entre les conductivités fluides, solides et la porosité, la perméabilité est calculée via une procédure basée sur le réseau de pore créé. Cette procédure, s'appuyant sur l'approche classique, détermine le débit circulant dans le réseau de pores soumis à un écart de pression dans le but de remonter à sa perméabilité [105].

L'approche mixte fait donc appel à des équations homogénéisées et calcule le débit entre deux pores i et j tel que :

$$mi_{ij} = \rho_{ij}\, u_{ij}\, S_{ij} \qquad \text{(III-5)}$$

où S_{ij} est la section de passage du fluide entre les mailles i et j $[m^2]$.

En se basant sur l'équation de Darcy (III-6) et en appliquant un schéma de discrétisation de type volume fini [106], on obtient la vitesse entre deux mailles aussi appelé vitesse de filtration (III-7) :

$$U = -\frac{K}{\mu}\nabla P \tag{III-6}$$

$$u_{ij} = -\frac{K}{\mu_{ij}}\frac{(P_j - P_i)}{d_{ij}} \tag{III-7}$$

avec K la perméabilité $[m^2]$, d_{ij} la distance entre les deux mailles.

En combinant (III-5) et (III-7), on obtient le débit massique entre deux mailles en fonction de leur différence de pression (III-8).

$$\dot{m}_{ij} = \rho_{ij}\, S_{ij}\, \frac{K}{\mu_{ij}}\frac{(P_i - P_j)}{d_{ij}} \tag{III-8}$$

Pour l'approche mixte d'un réseau structuré, on se rend compte en comparant cette équation avec celle de l'approche classique (III-1), que la conductance hydraulique entre deux pores est proportionnelle à la perméabilité (III-9).

$$g_{ij} = S_{ij}\, \frac{K}{d_{ij}} \tag{III-9}$$

Cette valeur macroscopique étant constante, cela signifie que la valeur moyenne de cette conductance est également proportionnelle à la perméabilité. En d'autres termes, l'approche mixte peut être considérée comme une approximation de champ moyen de l'écoulement dans le réseau de pores. Ne nécessitant pas le stockage d'une matrice de conductance hydraulique des liens entre les mailles, cette approche plus légère que l'approche classique, est équivalente à la discrétisation volume fini de l'équation de Darcy. C'est ce modèle de réseau de pores mixte qui est utilisé ensuite.

IV.1.b) Modèle mathématique

IV.1.b.(1) Élément de volume représentatif

Le domaine de calcul retenu pour l'étude des boucles diphasiques à pompage capillaire est représenté en Figure IV-7 (de manière similaire à la Figure I-1 et à la Figure I-2 présenté dans la Chapitre I). Cet élément représentatif correspond à une portion de section d'évaporateur (plan ou circulaire) situé loin du réservoir et de la sortie de l'évaporateur. La baïonnette présente dans certaines LHP n'est pas modélisée. Dans ce domaine, tout comme la zone d'alimentation en liquide sous la mèche, l'écoulement dans les rainures n'est pas résolu et la température et la pression y sont considérées comme constantes. Deux géométries sont disponibles : celle où les canaux d'évacuation vapeur sont usinés dans la culasse ou celle où les canaux sont dans la mèche.

Ces deux domaines de calculs sont centrés sur l'ailette faisant le lien entre la partie supérieure de la culasse et la partie basse de la mèche. En effet, en raison de la dissymétrie de la distribution du réseau de pore dans la mèche il n'existe pas d'axe de symétrie dans le système. C'est pourquoi il est plus pertinent d'être centré sur la zone de l'interface culasse-mèche pour l'étude de l'évolution de la zone diphasique.

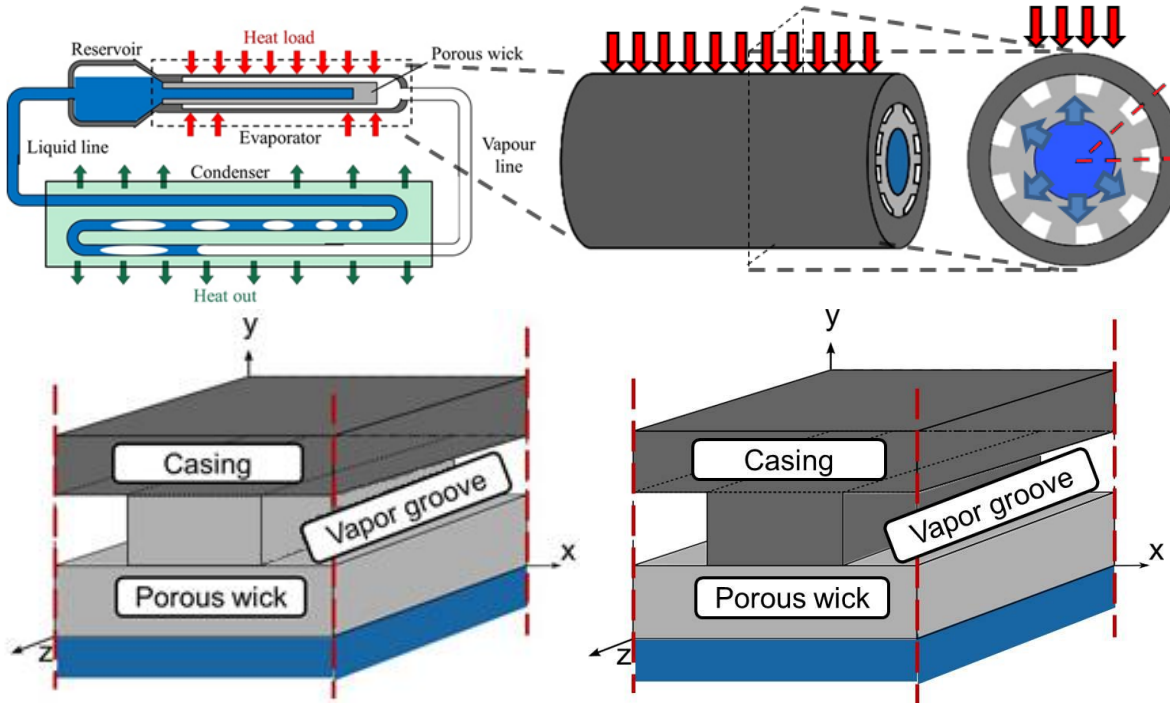


Figure IV-7 En haut à gauche : schéma d'une boucle diphasique à pompage capillaire ; en haut au milieu : évaporateur d'une LHP sans l'interface avec le réservoir et sans baïonnette ; en haut à droite : coupe de l'évaporateur ; en bas à gauche : domaine de calcul 3D pour des canaux d'évacuation vapeur dans la mèche ; en bas à droite : domaine de calcul 3D pour des canaux d'évacuation vapeur dans la culasse [4].

IV.1.b.(2) Hypothèses et équations principales

Le modèle a été construit en se basant sur les hypothèses suivantes :

b.(2).(a) Conditions générales :

- Condition stationnaire.
- Gravité négligée.
- Compte tenu des « faibles » niveaux de températures, les effets radiatifs sont négligés.
- Dissipation visqueuse négligeable dans l'équation de la chaleur.
- Condition uniforme et constante dans le réservoir.
- Température et pression constantes dans la zone d'alimentation liquide. Ces conditions sont prises égales aux conditions de saturation dans le réservoir. L'application d'un sous-refroidissement reste toutefois possible.
- Température et pression constantes dans les canaux vapeur.
- La charge thermique est appliquée de façon uniforme.
- Condenseur fonctionnant de manière « idéale ». Le liquide sort à la température de saturation, la zone liquide représente 1/5 de la longueur du condenseur et la zone vapeur 4/5 (Mottet [4] basée sur Peterson [107]).

b.(2).(b) Fluide de travail :

- Fluide newtonien et incompressible.
- Parfaitement mouillant (angle de contact =0°).
- Propriétés constantes sauf pour la masse volumique de la vapeur qui est compressible et qui est déterminée suivant la loi des gaz parfaits (III-10) aux conditions locales de chaque pore vapeur :

$$\rho_v = \frac{P_v M_m}{R_{gp} T_v} \tag{III-10}$$

où ρ_v est la masse volumique de la vapeur $[kg.m^{-3}]$, P_v la pression $[Pa]$, M_m la masse molaire du fluide $[kg.mol^{-1}]$, R_{gp} la constante des gaz parfaits $[J.mol^{-1}.K^{-1}]$ et T_v la température $[K]$.

b.(2).(c) Mèche :

La structure de la mèche est considérée comme rigide, isotrope et homogène à l'échelle de résolution des équations de transferts. Au sein du maillage, on considère l'équilibre thermique local entre le fluide et le milieu poreux. Les pores peuvent être sphériques ou bien cuboïdes et les gorges cylindriques ou parallélépipédique.

(2).(c).i Écoulement dans la mèche

Comme expliqué dans la partie IV.1.a.(2), dans l'approche mixte on résout, au sein de la mèche, le transfert de masse en combinant la loi de Darcy (III-11) avec l'équation de continuité (III-12).

$$U_i = -\frac{K}{\mu_i} \nabla P_i \tag{III-11}$$

$$\nabla.(\rho_i U_i) = 0 \tag{III-12}$$

avec i prenant la valeur l lorsque l'on utilise la loi dans la phase liquide et la valeur v pour la phase vapeur.

Par ailleurs, l'utilisation de la loi de Darcy plutôt que celle de Darcy-Brinkman pour décrire l'écoulement dans le réseau de pores a été discutée par Kaya et Goldak [108]. Du fait des faibles nombres de Reynolds ($\sim 10^{-2}$) obtenus pour des pores de diamètres 2.4 μm, les auteurs en ont conclu que tous les termes introduits par Brinkman sont négligeables (transport visqueux, transport convectif, inertiel…) et que la loi de Darcy simple est suffisante.

(2).(c).ii Transfert de chaleur dans la mèche

Pour ce qui est des transferts de chaleur, ceux-ci sont réduits à l'équation de transport de convection-conduction (III-13).

$$\left(\rho_i C_{p,i}\right) U_i . \nabla T = \nabla.\left(\lambda_i^{eff} \nabla T\right) \tag{III-13}$$

où i prend la valeur l dans la phase liquide et la valeur v pour la phase vapeur au nœud considéré, λ_i^{eff} est la conductivité effective de la mèche remplie du fluide à l'état i $[W.m^{-1}.K^{-1}]$ et $C_{p,i}$ la capacité calorifique à pression constante du fluide à l'état i $[J.K^{-1}.kg^{-1}]$.

Comme discuté dans [109], bien que les transferts conductifs soient les plus importants au sein de la mèche, le terme convectif est tout de même pris en compte dans le modèle afin de traiter de manière plus complète les problèmes aux charges thermiques les plus importantes ainsi que ceux où la mèche poreuse est faiblement conductrice.

b.(2).(d) Culasse

La culasse est considérée comme indéformable et l'équation de la chaleur se réduit à l'équation de la conduction (III-14) :

$$\nabla.(\lambda_c \nabla T) = 0 \tag{III-14}$$

avec λ_c la conductivté thermique de la culasse $[W.m^{-1}.K^{-1}]$.

b.(2).(e) Canaux d'évacuation de la vapeur

Le champ de température et l'écoulement ne sont pas résolus dans les canaux d'évacuation de la vapeur. Par conséquent, la température et la pression y sont considérées comme constantes. Ces canaux sont d'abord fixés comme étant aux conditions de saturation et la température de la vapeur y est déterminée via l'équation de Clausius-Clapeyron (III-16) basée sur la pression dans le canal par rapport aux conditions dans le réservoir.

On a ainsi :

$$T_{grooves} = T_{sat_{grooves}} \tag{III-15}$$

où :

$$T_{sat_{grooves}} = \left(\left(-\frac{R_{gp}}{L_v\, M_m} \left(\ln\left(P_{grooves}\right) - \ln\left(P_{sat_{CC}}\right) \right) \right) + \frac{1}{T_{sat_{CC}}} \right)^{-1} \tag{III-16}$$

Avec $P_{sat_{CC}}$ la pression de saturation dans le réservoir $[Pa]$, $T_{sat_{CC}}$ la température de saturation à la pression $P_{sat_{CC}}$ dans le réservoir, L_v la chaleur latente de vaporisation du fluide $[J.kg^{-1}]$ et $P_{grooves}$ la pression dans le canal vapeur.

La pression utilisée dans le canal est celle de sa valeur maximale calculée via (III-17) :

$$Pgrooves = P_{sat_{CC}} + dP_{Loop} + dP_{grooves} \tag{III-17}$$

avec $dP_{grooves}$ la perte de pression dans le canal exprimée par (III-18) et extraite de [107] :

$$dP_{grooves} = \frac{2\, \rho_v \nu_v \gamma\, \overline{u_v}\, L_{evaporator}}{D_H^2} \tag{III-18}$$

où D_h est le diamètre hydraulique calculé par $D_h = \frac{4S}{Perimètre} = \frac{8\, L_{xg}\, L_{yg}}{4L_{xg}+2L_{yg}}$ $[m]$ avec L_{xg} et L_{yg} des longueurs caractéristiques du canal présentés en Figure IV-8, $L_{evaporator}$ la longueur de l'évaporateur et donc du canal $[m]$, $\overline{u_v}$ la vitesse moyenne de vapeur par canal (III-19), ν_v la viscosité cinématique de la vapeur $[m^2.s^{-1}]$, $\gamma = 4.7 + 19.64 \left(\frac{AR^2+1}{(AR+1)^2}\right)$ et AR le facteur de forme (Aspect Ratio) $AR = \frac{L_{yg}}{2L_{xg}}$.

$$\overline{u_v} = \frac{\dot{m_{tot}}}{\rho_v \, 2L_{xg} \, L_{yg}} \frac{L_{evaporator}}{L_Z} \quad \text{(III-19)}$$

Dans cette équation, L_Z correspond à la longueur du domaine de calcul (Figure IV-8) et $\dot{m_{tot}}$ correspond au débit total vaporisé dans ce domaine (III-47).

b.(2).(f) Modèle de boucle

Dans l'équation (III-17), le composant dP_{Loop} représente les pertes de pression tout au long de la boucle entre le réservoir et la sortie de l'évaporateur. Cette chute de pression peut s'exprimer suivant le modèle de boucle de Li and Peterson [107] tel que :

$$dP_{Loop} = dP_{vl} + dP_{cond,v} + dP_{cond,l} + dP_{ll} \quad \text{(III-20)}$$

Ces termes explicités ci-après sont tous dépendants du débit massique total vaporisé par l'évaporateur $\dot{m_{tot,evap}}$:

$$\dot{m_{tot,evap}} = \dot{m_{tot}} \frac{L_{evaporator}}{L_Z} \, N_{grooves} \quad \text{(III-21)}$$

où $N_{grooves}$ est le nombre de canaux présents dans l'évaporateur.

Cette valeur de débit circulant dans la boucle est, en fonction des hypothèses, constante au sein de la boucle. Il en suit que les phénomènes de condensation se déroulant au sein du condenseur et qui peuvent entrainer des problèmes lors d'études dynamiques ne sont pas pris en compte. De plus, les effets dynamiques de compressibilité de la vapeur dans les tuyaux ne sont pas pris en compte. On a donc :

$$\dot{m_{tot,evap}} = \dot{m_{vl}} = \dot{m_{cond,v}} = \dot{m_{cond,l}} = \dot{m_{ll}} \; [kg.s^{-1}]$$

À noter que cette expression des pertes de charges dans la boucle ne prend pas en compte les pertes de charge dans le poreux qui doivent également être contre balancées par le saut de pression capillaire. Il ne s'agit donc pas au sens strict du terme à la somme de toutes les pertes de charge de la boucle.

(2).(f).i Ligne vapeur

En faisant l'hypothèse d'une ligne vapeur circulaire de diamètre d_{vl} $[m]$ et d'une vitesse de circulation du fluide suffisamment basse, la perte de pression dans la ligne vapeur dP_{vl} $[Pa]$ de longueur L_{vl} $[m]$ peut s'écrire via la loi de Poiseuille :

$$dP_{vl} = \frac{128 \, L_{vl} \, \nu_v \, \dot{m_{vl}}}{\pi \, d_{vl}^4} \quad \text{(III-22)}$$

(2).(f).ii Condenseur

Dans le condenseur que l'on considère de section constante avec pour diamètre interne d_{cond} $[m]$, on choisit de distinguer deux zones. La première est une zone vapeur dont les pertes de charges $dP_{cond,v}$ peuvent être calculées par (III-23) en utilisant les mêmes hypothèses que pour la ligne vapeur et la zone liquide ou les pertes de charges sont issues de (III-24) :

$$dP_{cond,v} = \frac{128\, L_{cond,v}\, \nu_v\, \dot{m_{cond,v}}}{\pi\, d_{cond}^4} \quad \text{(III-23)}$$

$$dP_{cond,l} = \frac{128\, L_{cond,l}\, \nu_l\, \dot{m_{cond,l}}}{\pi\, d_{cond}^4} \quad \text{(III-24)}$$

où $L_{cond,v}$ et $L_{cond,l}$ sont les longueurs de la zone vapeur et liquide dans le condenseur $[m]$ et ν_l la viscosité cinématique de la phase liquide $[m^2.s^{-1}]$.

(2).(f).iii Ligne liquide

Enfin, de façon similaire à ce qui a été vu précédemment la ligne liquide de longueur L_{ll} $[m]$ et de diamètre d_{ll} $[m]$ possède des pertes de charges calculées selon (III-25).

$$dP_{ll} = \frac{128\, L_{ll}\, \nu_l\, \dot{m}_{ll}}{\pi\, d_{ll}^4} \quad \text{(III-25)}$$

IV.1.b.(3) Conditions de frontières

En se basant sur la Figure IV-8, on peut définir 17 +1 frontières aux bornes du domaine de calcul. Les conditions y sont décrites tels que ci-après :

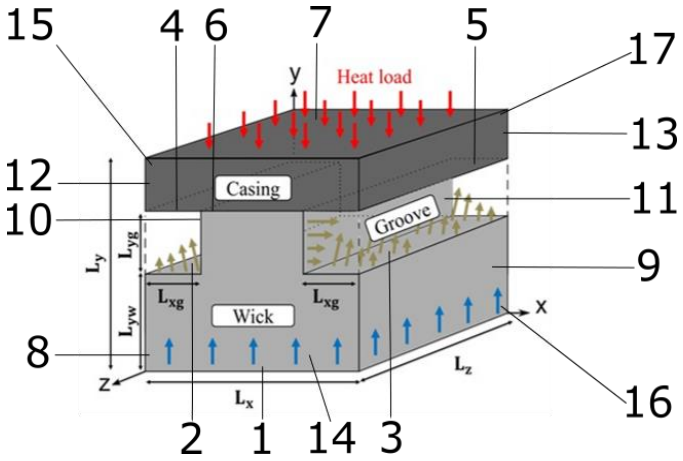


Figure IV-8 Schéma de l'élément de calcul avec les numéros des frontières utilisées

b.(3).(a) Entrée de la mèche

Cette zone correspond à la surface n°1, de coordonnées : $0 < x < L_x$, $y = 0$, $0 < z < L_z$. Comme indiqué dans la partie b.(2).(a) p.180, la température et la pression y sont constantes et égales aux conditions de saturation dans le réservoir. Il reste toutefois la possibilité d'appliquer un refroidissement déterminé $dT_{sousref}$ par rapport à la température de saturation dans le réservoir :

$$T = T_{sat_{CC}} - dT_{sousref} \quad \text{(III-26)}$$

$$P = P_{sat_{CC}} \quad \text{(III-27)}$$

b.(3).(b) Interfaces mèche-canal

Les conditions appliquées à la frontière entre le milieu poreux et le canal dépendent de l'état du pore à l'interface. Cette zone concerne les surfaces 2 et 3 ($0 < x < L_{xg}$ et $L_x - L_{xg} < x < L_x$, pour $y = L_{yw}$ et $0 < z < L_z$) ainsi que les surfaces 10 et 11 ($x = L_{xg}$ et $x = L_x - L_{xg}$, pour $L_{yw} < y < L_{yw} + L_{yg}$ et $0 < z < L_z$) lorsque les canaux appartiennent à la mèche.

(3).(b).i Pore liquide

Lorsque le pore contient du liquide, les conditions qui sont imposées à l'interface sont du type « Interface liquide-vapeur » que l'on retrouve en partie b.(3).(g) Interfaces liquide-vapeur. Toutefois, la partie vapeur étant située dans le canal on obtient à l'interface :

$$T = T_{grooves} \tag{III-28}$$

Concernant l'écoulement, la condition à la frontière est une condition de type « flux » car le débit massique y est imposé. Ce débit est calculé de manière à satisfaire la conservation de l'énergie et correspond au débit de vaporisation à l'interface mèche-canal. Par conservation de la masse, la quantité de fluide vaporisée correspond à la quantité de liquide fourni par le pore et arrivant à la vitesse $U_l.n\ [m.s^{-1}]$ à l'interface ce qui se traduit par l'équation (III-29) :

$$q_{evap,gw} = \left(-\lambda_l^{eff}\nabla T\right).n = L_v\rho_l\, U_l\,.n = L_v\frac{\dot{m}_{groove-wick}}{S} \tag{III-29}$$

où $q_{evap,gw}$ est la densité du flux d'évaporation à l'interface canal-mèche (groove-wick) $[W.m^{-2}]$, $\dot{m}_{groove-wick}$ est le débit de fluide vaporisé à l'interface $[kg.s^{-1}]$ et S la surface d'échange entre la maille contenant le pore et le canal $[m^2]$.

Contrairement à l'équation (III-44), le terme conductif provenant de la vapeur pour le flux d'évaporation n'est pas représenté car la température de la vapeur et celle de l'interface sont toutes deux considérées égales et à saturation (III-28). Cette condition est davantage discutée dans l'Annexe N.

(3).(b).ii Pore vapeur

Pour le pore vapeur, la pression à l'interface mèche vapeur est égale à la pression dans le canal (III-30) tandis qu'une condition convective est utilisée pour les transferts de chaleur (III-31) :

$$P = P_{grooves} \tag{III-30}$$

$$\left(\lambda_v^{eff}\ \nabla T\right) = h_c\left(T - T_{grooves}\right) \tag{III-31}$$

Où h_c est le coefficient d'échange convectif $[W.K^{-1}.m^{-2}]$ déterminé dans la partie ci-après.

b.(3).(c) Interface culasse-canal

Cette interface concerne les zone 4 et 5 ($0 < x < L_{xg}$ et $L_x - L_{xg} < x < L_x$, pour $y = L_{yw} + L_{yg}$ et $0 < z < L_z$) ainsi que les surfaces 10 et 11 ($x = L_{xg}$ et $x = L_x - L_{xg}$, pour $L_{yw} < y < L_{yw} + L_{yg}$ et $0 < z < L_z$) lorsque les canaux sont fabriqués dans la culasse.

Une condition convective est utilisée pour lier la culasse à la température imposée de la vapeur dans le canal (III-32) :

$$\left(\lambda_c\ \nabla T\right) = h_c\left(T - T_{grooves}\right) \tag{III-32}$$

Le coefficient de transfert de chaleur est calculé sur la base d'une corrélation d'abord utilisée par Kaya et Goldak [108], elle-même extraite de l'article de Sleicher et Rouse [110]. Cette corrélation, valide pour des écoulements turbulents pleinement développés, est comparée au résultat numérique de la modélisation de ces rainures dans la section V.1.c.(3) p.244 et exprime le coefficient de transfert via le nombre de Nusselt (III-33) :

$$Nu = \frac{h_c D_H}{\lambda_v} = 5 + 0.015\, Re^a Pr^b \quad \text{(III-33)}$$

où Re est le nombre de Reynolds, le ratio entre les forces dynamiques liées à la quantité de mouvement et les forces visqueuses $Re = \frac{\rho_v \overline{u_v} D_h}{\mu_v}$, Pr est le nombre de Prandtl le ratio entre la viscosité cinématique et la diffusivité thermique $Pr = \frac{\nu_v}{\alpha_{th_v}} = \frac{\rho_v C_{p,v}}{\lambda_v}$ et a et b des coefficients constants calculés par les équations (III-34) et (III-35) et λ_v la conductivité thermique de la vapeur $[W.K^{-1}.m^{-1}]$.

$$a = 0.88 - \frac{0.24}{4 + Pr} \quad \text{(III-34)}$$

$$b = \frac{1}{3} + 0.5 \exp(-0.6Pr) \quad \text{(III-35)}$$

b.(3).(d) Partie externe de la culasse

La partie externe de la culasse correspond à la surface n°7 ($0 < x < L_x$, $y = L_y$,$0 < z < L_z$) où est appliquée de manière uniforme la charge thermique q_{in} $[W.m^{-2}]$:

$$q_{in} = (\lambda_c \nabla T\,).n \quad \text{(III-36)}$$

où n est le vecteur normal à la surface.

b.(3).(e) Faces latérales

Pour les faces latérales, on peut distinguer celles sur les cotées de l'évaporateur (n°8-9-12-13) et celles situées en amont et aval de l'évaporateur (n°14-15-16-17).

Les surfaces 8 ($x = 0$, $0 < y < L_{yw}$, $0 < z < L_z$) et 9 ($x = L_x$, $0 < y < L_{yw}$, $0 < z < L_z$) sont reliées entre elles par des conditions de périodicités, tout comme les surfaces 12 ($x = 0$, $L_{yw} + L_{yg} < y < L_y$, $0 < z < L_z$) et 13 ($x = 0$, $L_{yw} + L_{yg} < y < L_y$, $0 < z < L_z$)

En ce qui concerne les surfaces amonts et avales, on considère que les distances avec le réservoir et l'évacuation de la vapeur sont suffisamment importantes pour que les effets de bords soient négligeables, ce qui mène à des conditions d'isolation et de mur imposées.

Pour les surfaces 14 et 16 en ($z = 0$ et $z = L_z$) dans la mèche, on a pour le transfert de chaleur (III-37) et pour l'écoulement (III-38) :

$$\left(\lambda_i^{eff} \nabla T\,\right).n = 0 \quad \text{(III-37)}$$

avec i prenant les valeurs l ou v suivant l'état du pore.

$$U.n = 0 \quad \text{(III-38)}$$

Ce qui combiné à (III-11) revient à :

$$\nabla P\,.n = 0 \quad \text{(III-39)}$$

De même, pour les surfaces 15 ($0 < x < L_x, L_{yw} + L_{yg} < y < L_y, z = 0$) et 17 ($0 < x < L_x, L_{yw} + L_{yg} < y < L_y, z = L_z$) on a :

$$-(\lambda_c \nabla T).n = 0 \tag{III-40}$$

b.(3).(f) Interfaces culasse-mèche

Le contact entre la mèche et la culasse est considéré comme parfait, ce qui signifie que la résistance d'interface est nulle. Par conséquent, la continuité du flux à l'interface est exprimée via (III-41). D'autre part, l'interface est vue comme un mur ; on retrouve donc les mêmes conditions que les équations (III-38) et (III-39). Cette interface est située à la surface n°6, $L_{xg} < x < L_x - L_{xg}$, $0 < z < L_z$, et $y = L_{yw}$ pour les canaux dans mèche et $y = L_{yw} + L_{yg}$ pour la seconde géométrie.

$$\left(-\lambda_i^{eff} \nabla T\right).n = (-\lambda_c \nabla T).n \tag{III-41}$$

où i prend la valeur de l ou v en fonction de la saturation du pore situé sous l'interface.

À noter que lors de la discrétisation du problème, le changement brusque des conductivités thermiques à cette interface est pris en compte par l'utilisation d'une moyenne harmonique comme discuté par Patankar [106], tel que :

$$\lambda_{harmonic} = \frac{\lambda_c \, \lambda_i^{eff} (d_c + d_i)}{\lambda_c \, d_i + \lambda_i^{eff} d_c} \tag{III-42}$$

où $d_c$est la distance entre le centre de la maille située dans la culasse et l'interface, d_i la distance entre le centre du pore i et l'interface et $d_c + d_i$ la distance (constante dans notre discrétisation) entre le centre des deux mailles.

b.(3).(g) Interfaces liquide-vapeur

L'interface liquide-vapeur est la 18ème frontière du domaine ; elle est non représentée sur la Figure IV-8 et peut être située dans la mèche ainsi qu'à l'interface entre la mèche et les canaux d'évacuation de la vapeur. Lorsque cette interface est située à la frontière avec les canaux, les conditions sont celles du paragraphe IV.1.b.(3)(3).(b).i.

À l'intérieur de la mèche, la température de l'interface est calculée en fonction des conditions de saturation du pore contenant de la vapeur relié à l'interface via l'équation de Clausius-Clapeyron utilisant comme référence les conditions dans la chambre de compensation (III-43) :

$$T_{sat_{IF}} = \left(\left(-\frac{R_{gp}}{L_v \, M_m} \left(\ln(P_v) - \ln\left(P_{sat_{CC}}\right) \right) \right) + \frac{1}{T_{sat_{CC}}} \right)^{-1} \tag{III-43}$$

où $T_{sat_{IF}}$ est la température à l'interface $[K]$ et P_v la pression dans le pore vapeur $[Pa]$.

Cette condition assurant la continuité de la température entre les deux phases, la conservation de l'énergie est réalisée par l'équation (III-44) :

$$q_{evap,IF} = \left(-\lambda_l^{eff} \nabla T\right).n - \left(-\lambda_v^{eff} \nabla T\right).n = L_v \rho_l U_l \, .n = L_v \rho_v \, U_v .n = L_v \frac{\dot{m}_{IF}}{S} \tag{III-44}$$

avec $q_{evap,IF}$ la densité de chaleur servant à vaporiser le fluide à l'interface liquide-vapeur dans la mèche $[W.m^{-2}]$, U_v la vitesse de la vapeur résultant de l'évaporation $[m.s^{-1}]$ et $\dot{m_{IF}}$ le débit massique à l'interface $[kg.s^{-1}]$.

Enfin la dernière condition que l'on devine à travers l'équation (III-44) est celle de conservation de la masse (III-45) :

$$\rho_l U_l \,.n = \rho_v \, U_v.n = \frac{\dot{m_{IF}}}{S} \qquad \text{(III-45)}$$

Cette interface liquide-vapeur est également la frontière sur laquelle va être comparée la différence de pression entre le pore contenant la vapeur et le pore rempli de liquide avec celle de la pression capillaire (III-4 page178) de la gorge où l'interface est située. C'est cette comparaison qui est utilisée pour déterminer l'invasion ou non de la vapeur dans le milieu poreux, comme expliqué dans le paragraphe IV.1.a)IV.1.a.(2).

IV.1.b.(4) Résolution numérique

Les équations et conditions aux frontières présentées précédemment sont discrétisées suivant la méthode des volumes finis décrite par Patankar [106].

Pour rappel, le maillage est structuré et les nœuds sont centrés sur les pores ce qui signifie que la distance entre les pores est constante. Ce sont donc le pas du maillage et la géométrie du système qui déterminent les volumes de contrôle associés.

Un schéma amont est utilisé pour la modélisation du terme convectif lors de la résolution du champ de température. Ceci implique un système linéaire non symétrique à résoudre.

Ce système est résolu par un algorithme non détaillé ici mais présent dans Mottet [4] et qui est basé sur le solveur PETSC [111]. Le solveur linéaire choisi est le « BiConjugate Gradient stabilized » (Bi-CGStab) et le pré-conditionneur est le « Block-Jacobi ».

Tout comme la méthode de résolution, la méthode de gestion des éventuels amas via l'algorithme de Hoshen-Kopelman [112] n'est pas explicité dans ce document. En revanche, il est nécessaire de préciser les différents moyens d'invasion de la vapeur dans la mèche. Outre l'invasion de la vapeur à partir du canal ou l'extension de la zone vapeur par surpression comme expliqué précédemment, il est aussi possible de faire naitre une zone vapeur dans la mèche par nucléation. Pour cela, on compare la température du pore avec la surchauffe nécessaire à la nucléation : si la température du pore est supérieure à cette température de nucléation T_{nucl} (III-46), alors il y a nucléation et naissance d'un pore vapeur. La surchauffe dT_{nucl} peut être déterminée via des modèles théoriques et est choisi comme étant égale à 3 K dans l'utilisation courante du modèle. Ce pore vapeur est ensuite « connecté » au canal d'évacuation de la vapeur en procédant à l'invasion des pores adjacents en suivant le chemin où la pression limite d'invasion est la plus faible.

$$T_{nucl} = T_{sat} + dT_{nucl} \qquad \text{(III-46)}$$

IV.1.c) Principaux résultats

À partir de ce modèle, L.Mottet a pu effectuer plusieurs études sur les poreux utilisés dans les LHP. Au-delà de son étude sur les performances en fonction des différentes géométries, qui a montré que l'utilisation d'un évaporateur avec les canaux dans le poreux améliore les performances et réduit le risque de désamorçage de la boucle, ou de son étude avec différents matériaux dans laquelle elle a fait varier les tailles de pores, conductivité thermique et structure en étudiant le cas d'un poreux avec deux tailles de pores différentes, le principal résultat concerne un autre point.

En effet, un des principaux enseignements de son travail a été la mise en avant d'une zone diphasique dans la mèche (Figure IV-9) coïncidant avec la hausse de la conductance de l'évaporateur et précédant l'effondrement des performances avec l'augmentation du flux de chaleur imposé. Par la suite, la hausse des performances (hausse de la conductance liée à une baisse ou à la stabilisation de la température maximale du système) due à cette zone diphasique est appelée « Régime II ». Ce régime suit celui où la mèche est saturée de liquide « Régime I » et précède celui où les performances décroissent lors de l'apparition d'une poche vapeur à l'interface culasse-mèche « Régime III ».

La compréhension de l'amélioration de la conductance dans ce second régime reste toutefois à affiner. Une première piste est celle de l'augmentation de la surface d'échange liquide-vapeur, conséquence de la naissance d'une zone vapeur dans la mèche et qui est aux conditions de saturation. Toutefois, sous cette hypothèse, on devrait également observer une augmentation des performances lorsque la poche de vapeur, et donc la surface d'échange, est établie et grandit en régime III. Face à cette contradiction, la seconde piste est de regarder la manière dont sont couplées les différentes zones dans notre élément représentatif.

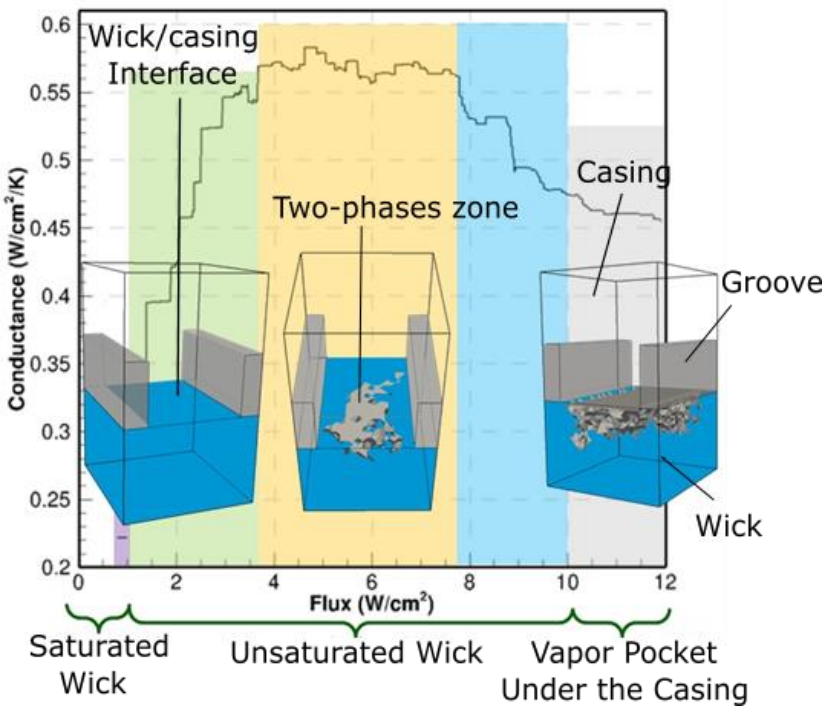


Figure IV-9 Comportement de la conductance d'un évaporateur avec canaux dans la culasse pour une plage de flux de chaleur imposée.

En effet, avec les conditions aux limites et la discrétisation choisies, les parties vapeur et liquide « n'échangent » pas directement entre elles. Il convient de noter que les conditions aux limites de la phase vapeur sont : températures et vitesses imposées à l'interface liquide-vapeur, pression et température imposée dans le canal et continuité du flux à l'interface culasse-mèche. En ce qui concerne la phase liquide, la température et la vitesse sont imposées à l'interface liquide-vapeur, la pression et la température sont imposées en entrée de mèche et il y a continuité du flux à l'interface culasse-mèche.

Par conséquent, à l'interface des deux phases, ces dernières sont couplées fluidiquement via la thermique (c'est la thermique qui détermine le débit) et thermiquement via l'écoulement (le débit et la pression influencent les conditions du problème thermique). Toutefois, en terme de diffusion de la chaleur, ce n'est que via la culasse que les deux phases sont directement couplées entre elles.

On comprend alors que la brusque augmentation de température que l'on observe en régime III, lorsque la poche de vapeur est créée, est due au « découplage » de la phase liquide avec la culasse. Alors que la phase liquide a, à ses frontières, des températures imposées aux conditions de saturation, la phase vapeur doit évacuer toute la charge thermique reçue via la culasse par ses échanges avec les canaux et avec l'interface liquide-vapeur à saturation. La conductivité thermique « effective » de la mèche avec la phase vapeur étant moindre que celle de la mèche avec du liquide, le niveau de température doit être plus élevé pour évacuer toute la charge thermique, ce qui induit la baisse de conductance observée.

IV.1.c.(1) Remarques sur l'interface liquide-vapeur

Comme vu précédemment, la zone liquide peut être découplée thermiquement de la zone vapeur. Alors comment expliquer qu'il reste un flux parasite, même en présence de la poche vapeur ?

Premièrement, le découplage n'est peut-être pas total : il peut rester des zones liquides en contact avec la culasse. Deuxièmement et contrairement à l'idée générale, l'interface liquide-vapeur n'est pas seulement cantonnée à l'évaporation. La Figure IV-10 montre que les sites peuvent être dédiés à l'évaporation comme à la condensation. Le débit total produit étant positif, la réunion des zones d'évaporation et de condensation reste toutefois en faveur de l'évaporation.

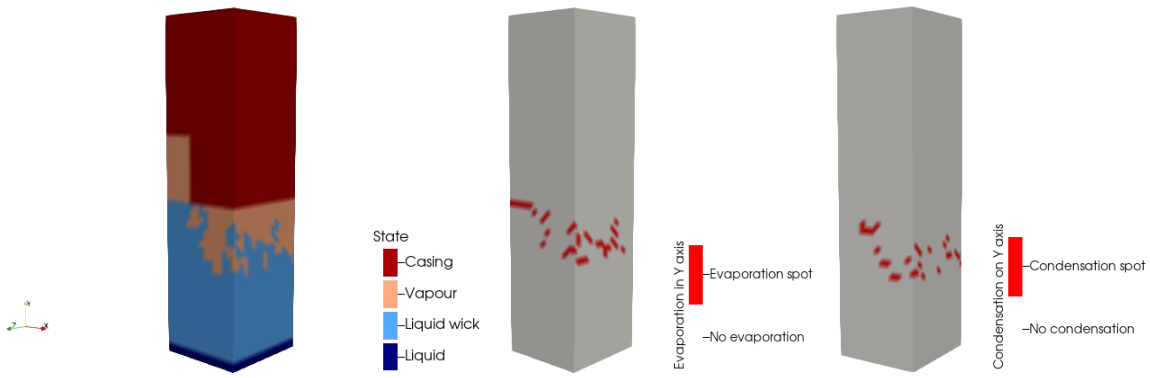


Figure IV-10 Zones d'évaporation et de condensation au sein de la mèche en régime II pour la configuration canaux dans la culasse. À gauche : on observe la zone de vapeur dans la mèche ;au centre : les interfaces liquide-vapeur où est produit l'évaporation ; à droite : les zones où on observe de la condensation.

Néanmoins, comme l'indique l'équation (III-44) la présence d'un phénomène de condensation résulte d'un flux total négatif, ceci implique que la température de la vapeur est inférieure à la température de saturation (ce qui est peu probable en raison de la proximité avec la source chaleur...) ou d'une température de saturation supérieure à la température du pore liquide adjacent. Le point le plus froid du système étant dans la zone d'alimentation en liquide de la mèche, fixée à la température de saturation $T_{sat_{CC}}$, la température à l'interface liquide-vapeur au sein de la mèche est fatalement supérieure à $T_{sat_{CC}}$ en raison de (III-43) et d'une pression de vapeur supérieure à celle qui règne dans le réservoir en raison de (III-17) et (III-11). La température de l'interface liquide-vapeur augmente donc avec sa profondeur de pénétration dans la mèche et implique que la température des pores liquides soit comprise entre $T_{sat_{CC}}$ et $T_{sat_{IF}}$. Au plus profond de la mèche, une partie du flux issu de la différence entre $T_{sat_{IF}}$ et la température du pore liquide adjacent est alors réparti entre un flux renforçant l'évaporation dans les pores adjacents et le flux parasite.

Ainsi, dans notre modèle et avec les conditions aux limites définies ci-avant, il peut y avoir un flux parasite entre la mèche et sa zone d'alimentation en liquide, bien que la zone liquide soit « découplée » de manière directe à la culasse dans le régime III. Enfin, l'interface liquide-vapeur au sein de la mèche peut être le lieu de phénomènes de vaporisation comme de condensation. Les zones de condensation renforcent l'évaporation des zones adjacentes en « réchauffant » les pores à proximités. Le débit condensé reste toutefois inférieur à la quantité de fluide vaporisé au sein de l'évaporateur.

IV.1.c.(2) Remarques sur le calcul des débits

Via les équations (III-29) et (III-44), les débits massiques locaux à l'interface liquide-vapeur à la surface canal-mèche $\dot{m}_{groove-wick}$ et à l'interface liquide-vapeur dans la mèche $\dot{m}_{IF}$ peuvent être calculés. Le débit total $\dot{m_{tot}}$ produit par notre élément représentatif s'exprime comme la somme de tous les débits qui traversent l'interface liquide-vapeur :

$$\dot{m_{tot}} = \sum_0^{L_z} \left(\sum_0^{L_{yw}+L_{yg}} \left(\sum_0^{L_x} (\dot{m}_{groove-wick} + \dot{m}_{IF}) \right) \right) \quad \text{(III-47)}$$

Toutefois, en raison de la discrétisation en volumes finis avec schéma amont, les écritures des équations (III-29) et (III-44) doivent être légèrement corrigées. En effet, ces dernières considèrent le liquide qui circule dans le pore vers l'interface pour être vaporisé comme étant à saturation. La discrétisation implique par ailleurs une température homogène au sein de la maille, y compris pour la partie fluide. Cette température de maille étant supérieure à la température de saturation, il est en toute rigueur nécessaire d'introduire un terme correctif pour le calcul du débit.

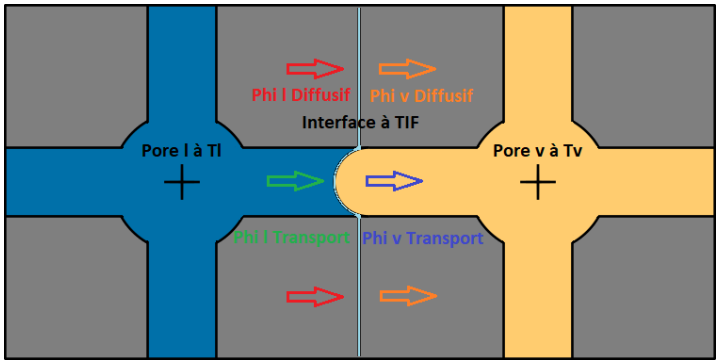


Figure IV-11 Schéma du bilan de flux à l'interface

Considérons un nœud liquide (l) séparé d'un nœud vapeur (v) par l'interface liquide-vapeur (Figure IV-11). Pour une surface d'échange unitaire, la conservation de l'énergie entre ces deux nœuds implique :

$$\overrightarrow{\varphi_{l\,tot}} - \overrightarrow{\varphi_{v\,tot}} = 0 \qquad \text{(III-48)}$$

avec $\overrightarrow{\varphi_{l\,tot}}$: flux total entre le nœud liquide et l'interface liquide-vapeur et $\overrightarrow{\varphi_{v\,tot}}$: flux total entre le nœud vapeur et l'interface liquide-vapeur tel que :

$$\overrightarrow{\varphi_{i\,tot}} = \overrightarrow{\varphi_{i\,diffusif}} + \overrightarrow{\varphi_{i\,transport}} \qquad \text{(III-49)}$$

où i prend la valeur l ou v en fonction du nœud considéré.

Le flux diffusif s'écrit $\overrightarrow{\varphi_{i\,diffusif}} = -\lambda_i^{eff}\nabla T$ qui, discrétisé, peut s'écrire :

$$\varphi_{l\,diffusif} = -\lambda_l^{eff}\frac{T_{IF}-T_l}{d_{l-IF}} \text{ et } \varphi_{v\,diffusif} = -\lambda_v^{eff}\frac{T_v-T_{IF}}{d_{v-IF}}$$

avec T_v la température du pore vapeur, T_l la température du pore liquide, T_{IF} la température à l'interface liquide-vapeur, d_{l-IF} la distance entre le centre du pore liquide et l'interface liquide-vapeur et d_{v-IF} la distance entre le centre du pore vapeur et l'interface liquide-vapeur.

Le terme de transport $\overrightarrow{\varphi_{l\,transport}}$, fonction de l'enthalpie $h_l(T_l)$ perdue par le pore l, et le terme $\overrightarrow{\varphi_{v\,transport}}$ fonction de l'enthalpie $h_v(T_{IF})$ gagnée par le pore v valent :

$$\overrightarrow{\varphi_{l\,transport}} = \rho_l\overrightarrow{u_l}h_l(T_l) \text{ et } \overrightarrow{\varphi_{v\,transport}} = \rho_v\overrightarrow{u_v}h_v(T_{IF})$$

Par conservation de la masse on a $\rho_l\overrightarrow{u_l} = \rho_v\overrightarrow{u_v} = \overrightarrow{\dot{m}_{IF}}$.

L'équation (III-48) devient :

$$-\lambda_l^{eff}\nabla T - \left(-\lambda_v^{eff}\nabla T\right) + \overrightarrow{\dot{m}_{IF}}\left(h_l(T_l) - h_v(T_{IF})\right) = 0 \qquad \text{(III-50)}$$

puis :

$$\overrightarrow{\dot{m}_{IF}}\left(-h_l(T_l) + h_v(T_{IF}) - h_l(T_{IF}) + h_l(T_{IF})\right) = -\lambda_l^{eff}\nabla T - \left(-\lambda_v^{eff}\nabla T\right) \qquad \text{(III-51)}$$

ce qui permet de faire apparaitre l'enthalpie massique de changement de phase (III-52) :

$$L_v = h_v(T_{IF}) - h_l(T_{IF}) \qquad \text{(III-52)}$$

On a ensuite :

$$\overrightarrow{\dot{m}_{IF}}\left(L_v + h_l(T_{IF}) - h_l(T_l)\right) = -\lambda_l^{eff}\nabla T - \left(-\lambda_v^{eff}\nabla T\right) \quad \text{(III-53)}$$

En considérant la pression constante l'enthalpie massique peut s'écrire $h_l(T_{IF}) = C_{p,l}T_{IF}$, ce qui permet d'obtenir :

$$\overrightarrow{\dot{m}_{IF}} = \frac{-\lambda_l^{eff}\nabla T - \left(-\lambda_v^{eff}\nabla T\right)}{\left(L_v - C_{p,l}(T_l - T_{IF})\right)} \quad \text{(III-54)}$$

Comparé à l'équation (III-44), le terme $-C_{p,l}(T_l - T_{IF})$ introduit dans l'équation (III-54), permet ainsi de prendre en compte l'apport d'énergie du fluide « surchauffé » lors du calcul du débit vaporisé à l'interface. Bien que l'ordre de grandeur de ce terme soit quasi-négligeable au regard de la valeur du terme de changement de phase il permet de calculer plus précisément le débit total qui est ensuite utilisé pour modéliser le comportement des autres organes de la boucle.

IV.2. Modélisation de la zone de fond de rainure

Bien que le modèle fournisse des résultats proches de la littérature [4], ce dernier reste perfectible pour mieux correspondre aux résultats des essais en vol et au sol. Pour cela, une des pistes est d'effectuer une simulation sur l'ensemble de l'évaporateur afin d'observer, ou non, une différence dans son comportement.

Quelques auteurs ont déjà tenté d'effectuer une modélisation sur l'ensemble de l'évaporateur. Wan et al. [113] ont par exemple effectué une simulation d'un évaporateur miniature de CPL en prenant en compte les effets de bord de l'évaporateur (Figure IV-12).

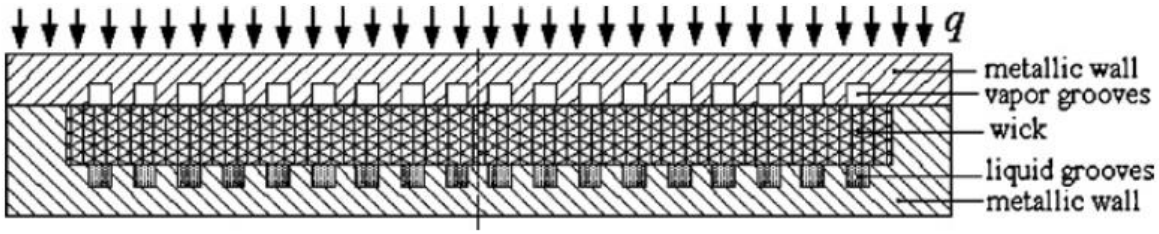


Figure IV-12 Domaine de calcul utilisé par Wan et al. [113]

Les champs de températures présentés dans leur étude (Figure IV-13) tendent à montrer une surchauffe plus importante sur les côtés de l'évaporateur qui peut être atténuée par l'utilisation de paroi avec différents matériaux. Toutefois si cette surchauffe devient trop importante, il est possible que l'évaporateur se désamorce via ces cotés surchauffés avant même l'apparition du phénomène présenté par Coquart [2]. L'influence de ces effets de bord semble limitée à une zone restreinte de l'évaporateur et cette approche 2D reste limitée aux évaporateurs plans de faibles tailles (le domaine étudié fait $2\,cm \times 1\,cm$) et ne prend pas en compte les effets de bord dans la direction normale au plan.

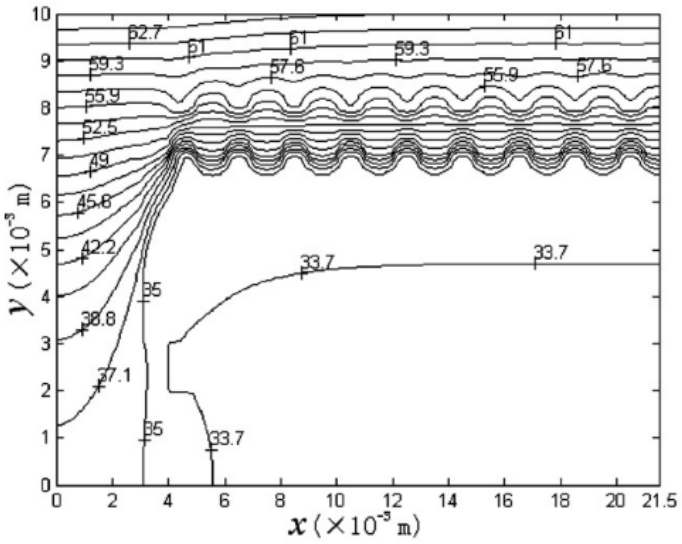


Figure IV-13 Champ de température pour des parois en acier, un sous refroidissement de 3 °C et un flux de 80000 W/m^2 [113]

Zhang et al. [114] ont également effectué des simulations sur des éléments d'évaporateur, placés au centre de l'évaporateur en faisant varier la taille des canaux afin de déterminer le design optimal. Une des particularités de leur étude est l'utilisation de conditions aux limites axiales différentes, l'alimentation en liquide se faisant sur le côté de la mèche en x=0 et non par le dessous de la mèche.

Leur étude 3D effectuée sur un élément de 3 cm de long (Figure IV-14) a déterminé un rapport idéal de 1 entre la hauteur et la largeur des canaux et un rapport optimal variant 0.5 et 1 entre la largeur de la partie de la mèche en contact avec la culasse et la largeur des canaux. Enfin, tout comme Mottet [4], ils ont montré que la géométrie avec les canaux dans la mèche permet d'obtenir de meilleurs résultats que celle avec les canaux dans la culasse. Cependant leur étude, bien qu'intéressante sur les champs de température en fonction de la longueur, est effectuée avec une mèche entièrement saturée en liquide, et l'influence de la zone d'alimentation en liquide sur la saturation de la mèche ne peut être étudiée.

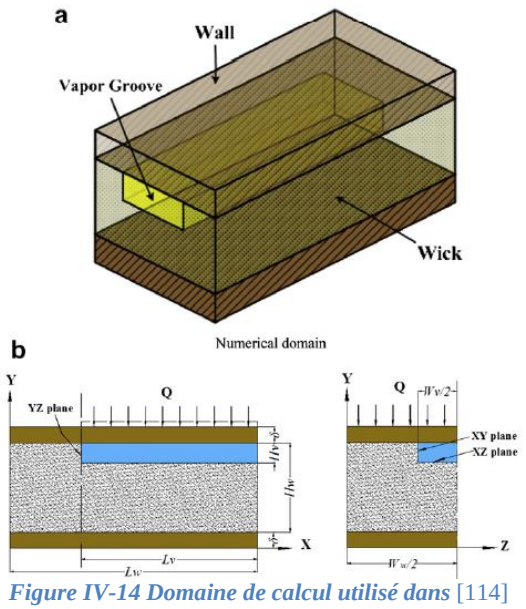


Figure IV-14 Domaine de calcul utilisé dans [114]

Dans le modèle actuel, les conditions aux limites (cf. Partie III. IV.1.b.(3) Conditions de frontières) n'impliquent aucune variation des conditions suivant la longueur de l'évaporateur, hormis celles dues à l'hétérogénéité de la distribution des pores, et une étude sur une longueur plus importante ne présente pas d'intérêt.

Afin d'introduire une dissymétrie dans les conditions aux limites suivant la longueur, on choisit dans un premier temps d'introduire la zone de « fond » de rainure accolée à la chambre de compensation. Cet ajout permet également d'estimer les pertes thermiques vers la chambre de compensation dans le but de déterminer leur importance pour un futur modèle liant l'évaporateur à son réservoir. Ce couplage entre l'évaporateur et le réservoir est encore mal compris et une des rares études s'intéressant à ce sujet (Soler [46]) a montré l'importance de ces couplages sur la dynamique des boucles, bien que réalisée pour une mèche saturée en liquide.

IV.2.a) Domaine de calcul avec fond de rainure

La configuration choisie est celle avec un fond de rainure métallique (Figure IV-15). L'option avec un fond de rainure entièrement en poreux et correspondant au cas de Zhang et al. [114] (avec et sans alimentation en liquide par le dessous) pourrait également être implémentée de façon similaire.

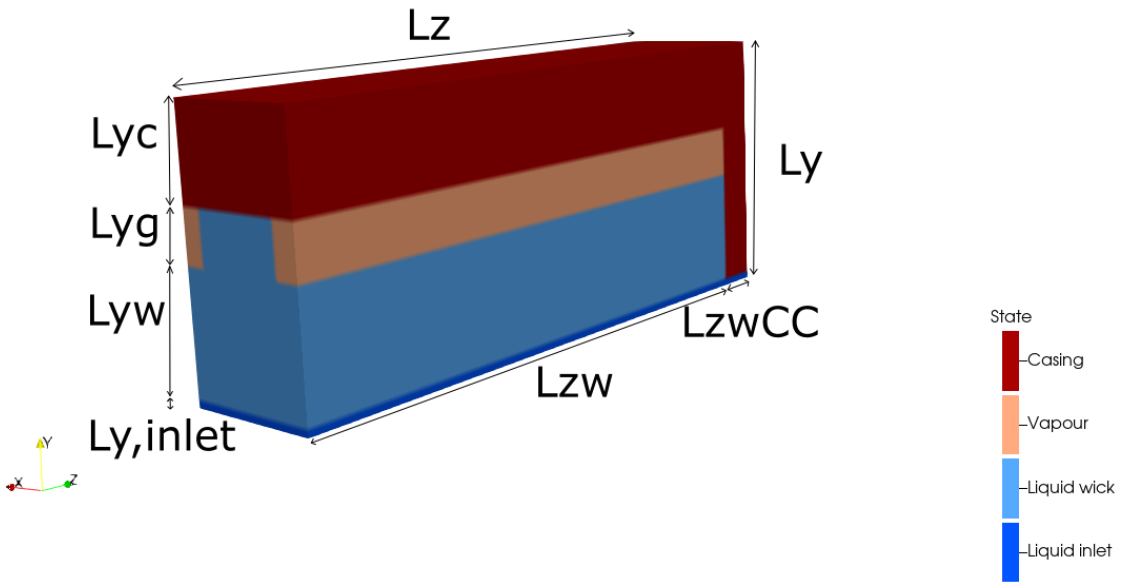


Figure IV-15 Domaine de calcul avec fond de rainure

Par rapport à la Figure IV-8 du paragraphe de la Partie III.IV.1.b) p.179, on rajoute une zone liquide d'épaisseur $L_{y,inlet}$ sous la mèche pour améliorer la visualisation et, par la suite, incorporer une variation des conditions d'entrée dans la mèche, ainsi que la zone de fond de rainure connecté à la chambre de compensation et d'épaisseur L_{zwCC}. Les autres paramètres géométriques sont identiques au modèle précédent.

IV.2.b) Conditions aux limites

Dans cette nouvelle géométrie, la paroi est considérée comme une extension de la culasse et y on résout également l'équation (III-14). Les conditions aux limites sont identiques à celles indiquées au paragraphe IV.1.b.(3), décalées de $L_{y,inlet}$ pour les coordonnées y, hormis pour les faces 16 et 17.

IV.2.b.(1) Interface culasse-paroi

Pour la surface 17 ($0 < x < L_x$, $L_{y,inlet} + L_{yw} + L_{yg} < y < L_y$, $z = L_{zw}$), il y a désormais une condition de continuité entre la culasse supérieure et la nouvelle paroi.

IV.2.b.(2) Interface mèche-paroi

Pour la surface 16 qui représente l'interface mèche-paroi en $z = L_{zw}$, on applique les mêmes conditions que pour la surface 6, représentés par l'équation (III-41).

IV.2.b.(3) Interface paroi-zone d'alimentation en liquide

L'interface entre la zone liquide d'alimentation et la paroi ($0 < x < L_x$, $y = L_{y,inlet}$, $L_{zw} < z < L_z$), est considérée comme un mur qui vérifie les équations (III-38) et (III-39) et la température y est imposée comme celle de la zone d'alimentation (III-26).

IV.2.b.(4) Partie supérieure de la paroi

On considère le chauffage uniquement sur la partie de l'évaporateur où la mèche est présente, c'est-à-dire sur la partie supérieure ($0 < x < L_x$, $y = L_y$, $L_{zw} < z < L_z$) avec une condition de flux nul correspondant à l'équation (III-40).

IV.2.b.(5) Interfaces canaux-paroi

Avec cette nouvelle géométrie, deux nouvelles surfaces d'échange apparaissent à l'interface entre la paroi et les canaux d'évacuation de la vapeur ($0 < x < L_{xg}$ et $L_x - L_{xg} < x < L_x$, $L_{y,inlet} + L_{yw} < y < L_{y,inlet} + L_{yw} + L_{yg}$, $z = L_{zw}$).

La vitesse de la vapeur étant nulle au fond de la rainure proche de la chambre de compensation on considère uniquement un échange conductif entre la paroi et la vapeur à l'origine du canal (III-55) :

$$-(\lambda_c \nabla T).n = -(\lambda_v \nabla T).n \qquad \text{(III-55)}$$

Le champ de température dans les canaux d'évacuation de la vapeur n'étant pas résolu et la température étant imposée, on se retrouve en réalité avec une condition aux limites de troisième type. Le changement brusque des conductivités thermiques est pris en compte de manière similaire à celle exposée au paragraphe IV.1.b.(3).(f), λ_i^{eff} étant remplacé par λ_v dans l'équation (III-42).

IV.2.b.(6) Interface paroi-chambre de compensation

Pour la dernière surface qui fait le lien avec la chambre de compensation ($0 < x < L_x$, $L_{y,inlet} < y < L_y$, $z < L_z$), la condition de frontière choisie est de troisième type, c'est-à-dire que la valeur du flux de chaleur dépend de la valeur de la température de cette frontière. Cela se traduit par :

$$-(\lambda_c \nabla T).n = \frac{\lambda_c}{\frac{Th_{CC}}{2}}(T - T_{CC}) \quad \text{(III-56)}$$

Avec : T_{CC} la température dans la chambre de compensation $[K]$ et Th_{CC} l'épaisseur de la paroi entre la chambre de compensation et la mèche $[m]$.

Dans l'équation (III-56), Th_{CC} est divisée par deux car seule une moitié de la paroi est modélisée dans notre domaine de calcul, la seconde moitié étant soumise à comme une condition convective artificielle basée sur la loi de Fourier. Cette approche permet de prendre en compte la diffusivité thermique de la paroi, de réduire les gradients thermiques non-désirables aux frontières des différentes surfaces dues aux conditions disparates et de s'affranchir d'une modélisation plus poussée du réservoir ou de l'utilisation d'une condition de frontière forte de type Dirichlet.

Par conséquent, la valeur de L_{zwCC} est prise égale à la moitié de la valeur de l'épaisseur de la paroi entre la mèche et la chambre de compensation Th_{CC} (III-57) :

$$L_{zwCC} = \frac{Th_{CC}}{2} \quad \text{(III-57)}$$

IV.3. Comportement de l'évaporateur à proximité de la zone de fond de rainure

IV.3.a) Paramètres de l'étude numérique sur le fond de rainure

Une campagne numérique est réalisée suivant les paramètres présentés dans le Tableau III-A pour les canaux dans la mèche et dans la culasse et dont les propriétés, proche de mèches industrielles, sont issues de [4]. Cela se traduit par l'utilisation de deux longueurs de mèche différentes. Les précédentes études (Mottet [4]) ayant été réalisées par un élément de 2 mm, cette longueur sera prise comme la référence et les résultats obtenus seront comparés au cas 2 mm avec la zone de fond de rainure. Une deuxième longueur de 8 mm est également testée pour observer l'effet du fond de la rainure sur les parties de la mèche plus éloignées de la paroi.

Différents aspects sont étudiés :

- ϕ_{desat} , flux à partir duquel les premiers pores vapeur apparaissent dans la mèche. Dans ce but la saturation moyenne de la mèche $\overline{Sat}$ (III-58) en fonction de la charge thermique appliquée sera observée ; ϕ_{desat} correspond au moment où cette saturation devient supérieure à 0 :

$$\overline{Sat} = \int_0^{L_{zw}} Sat(z)\ dz \quad \text{(III-58)}$$

où $Sat(z)$ est la saturation de la mèche en vapeur pour chaque section de la mèche. Elle est calculée par l'équation (III-59) :

Dans le cas des canaux dans la culasse

$$Sat(z) = \frac{\left(\int_{L_{y,inlet}}^{L_{y,inlet}+L_{yw}} \int_0^{L_x} Sat(x,y,z)dxdy\right)}{\left(\int_{L_{y,inlet}}^{L_{y,inlet}+L_{yw}} \int_0^{L_x} dxdy\right)} \quad \text{(III-59)}$$

Dans le cas des canaux dans la mèche

$$Sat(z) = \frac{\left(\int_{L_{y,inlet}}^{L_{y,inlet}+L_{yw}} \int_0^{L_x} Sat(x,y,z)dxdy\right) + \left(\int_{L_{y,inlet}+L_{yw}}^{L_{y,inlet}+L_{yw}+L_{yg}} \int_{L_{xg}}^{L_x-L_{xg}} Sat(x,y,z)dxdy\right)}{\left(\int_{L_{y,inlet}}^{L_{y,inlet}+L_{yw}} \int_0^{L_x} dxdy\right) + \left(\int_{L_{y,inlet}+L_{yw}}^{L_{y,inlet}+L_{yw}+L_{yg}} \int_{L_{xg}}^{L_x-L_{xg}} dxdy\right)}$$

où $Sat(x,y,z)$ est la saturation égale à 0 lorsque le pore est saturé en liquide et égale à 1 lorsqu'il est à l'état vapeur. De manière discrète, cela revient à sommer tous les pores vapeur et à les diviser par le nombre de pores de la section considérée.

- L'évolution en fonction de la longueur de la saturation (III-59).
- L'augmentation du débit produit par unité de longueur $\dot{m_{tot/L}}$ $[kg.m^{-1}.s^{-1}]$ avec la charge thermique :

$$\dot{m_{tot/L}} = \frac{\dot{m_{tot}}}{L_{zw}} \quad \text{(III-60)}$$

où $\dot{m_{tot}}$ est exprimé via l'équation (III-47).

- La valeur du flux thermique de fuite vers la chambre de compensation Q_{CC} qui en $z = L_z$ vaut :

$$Q_{CC} = \int_{L_{y,inlet}}^{L_y} \int_0^{L_x} \frac{\lambda_c}{\frac{Th_{CC}}{2}} (T(x,y,L_z) - T_{CC})dxdy \quad \text{(III-61)}$$

- La conductance « locale » de l'évaporateur en fonction de la longueur, qui permet de déterminer le niveau de surchauffe en fonction du flux de chaleur par rapport à la conductance globale de l'évaporateur pour laquelle $\overline{T(z)} = T_{maxculasse}$:

$$G(z) = \frac{q_{in}}{\overline{T(z)} - T_{sat_{CC}}} \quad \text{(III-62)}$$

avec $\overline{T(z)} = \int_0^{L_x} T(x,Ly,z)dx$ en $y = L_y$ sur le dessus de la culasse.

Densité du flux de chaleur : q_{in} $[W/m^2]$	*10 000 à 100 000 par pas de 5000*	
Dimensions géométriques		
L_x $[mm]$	1.9	
L_{xg} $[mm]$	0.35	
L_y $[mm]$	3.5	
$L_{y,inlet}$ $[mm]$	0.1	
L_{yw} $[mm]$	1.5	
L_{yg} $[mm]$	0.7	
L_{zw} $[mm]$	$2 - 8$	
Th_{CC} $[mm]$	1.2	
Dimensions de la boucle		
Nombre de canaux / longueur des canaux [mm]	$1 - 100$	
Longueur [mm]/diamètre interne [mm] de la ligne vapeur	$200 - 2$	
Longueur [mm]/diamètre interne [mm] du condenseur	$200 - 2$	
Longueur [mm]/diamètre interne [mm] de la ligne liquide	$200 - 2$	
Température et Pression dans la chambre de compensation		
$P_{sat_{CC}}[Pa]$	615050	
$T_{sat_{CC}}(P_{sat_{CC}})[K]$	283.15	
Propriétés de l'Ammoniac	*État liquide*	*État vapeur*
Conductivité thermique $[W.m^{-1}.K^{-1}]$	0.52912	0.024365
Viscosité dynamique $[Pa.s]$	156.10^{-6}	$9.63.10^{-6}$
Chaleur spécifique $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	4678.7	2841.3
Chaleur latente de vaporisation $[kJ.kg^{-1}]$	1225.580	
Masse volumique $[kg.m^{-3}]$	624.46	4.8679
Masse molaire $[g.mol^{-1}]$	17.03	
Tension de surface $[N.m^{-1}]$	$2.96.10^{-2}$	
Propriétés de la culasse (Acier)		
Conductivité thermique $[W.m^{-1}.K^{-1}]$	20	
Propriétés de la mèche (Nickel)		
Diamètre des pores [µm]	$2.3.10^{-6} \pm 2.10^{-6}$	
Conductivité thermique $[W.m^{-1}.K^{-1}]$	91	
Porosité	0.77258	
Perméabilité [m²]	$2.142686.10^{-14}$	

Tableau III-A Paramètres pour l'étude du fond de rainure

IV.3.b) Résultats et interprétations

IV.3.b.(1) Saturation de la mèche

Que ça soit pour les canaux dans la mèche ou dans la culasse, on constate (Figure IV-16), que pour un élément de 2 mm,ϕ_{desat} survient pour une densité de flux plus importante (66000 W/m^2 au lieu de 35000 W/m^2) lorsque le fond est modélisé, ce qui n'est pas le cas lors de la modélisation d'un élément de 8 mm de longueur. La saturation moyenne de la mèche augmente ensuite dans des proportions similaires pour les longueurs de 2 mm et de 8 mm, avec et sans fond de rainure modélisé. Cela signifie que la charge thermique nécessaire à l'apparition du premier pore vapeur dans la mèche est, au-delà d'une longueur limite, indépendante de la longueur modélisée.

En d'autres termes, le fond de rainure a un impact restreint sur la saturation de la mèche pour la longueur limite et retarde l'apparition du régime II dans cette zone.

Ceci implique la coexistence d'une zone avec la mèche entièrement saturée de liquide en régime 1 dans la partie de l'évaporateur accolé à la source de refroidissement qu'est la chambre de compensation alors que la partie centrale de l'évaporateur est en régime 2.

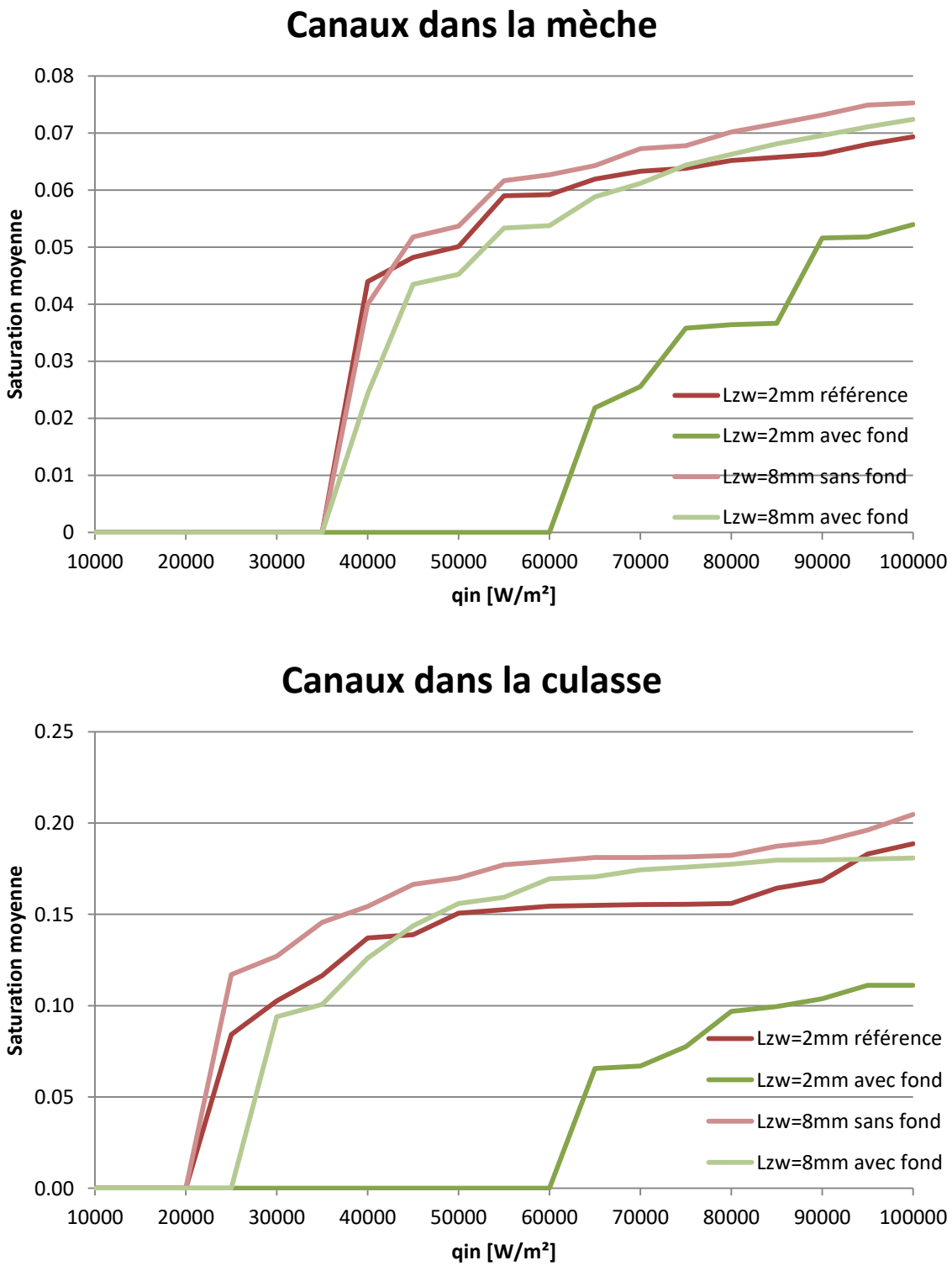
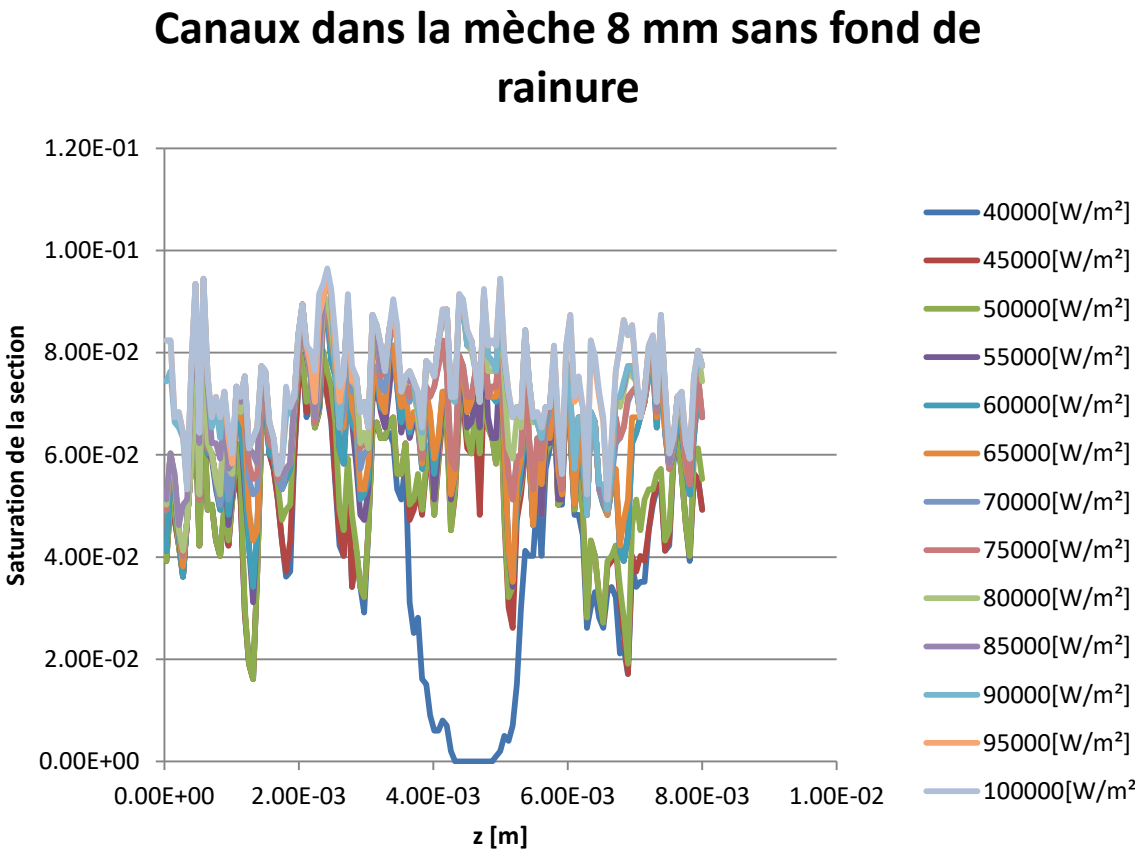


Figure IV-16 Évolution de la saturation moyenne dans la mèche

On observe cela particulièrement sur la Figure IV-17 et la Figure IV-18, qui indiquent la valeur de la saturation par section en fonction de la longueur et cela pour les différents flux testés. L'origine 0 correspond au fond de la rainure ($z = L_{zw}$) à partir duquel la longueur croit jusqu'à atteindre l'extrémité la plus éloignée de ce fond de rainure. Alors que le signal bruité de la saturation est issu de la distribution des tailles de pores, on observe, que les canaux soient dans la mèche ou dans la culasse, que les premières sections où les pores deviennent vapeur sont les plus éloignées du fond de rainure et que le « front » de désaturation progresse et se rapproche du fond de rainure avec l'augmentation du flux de chaleur.

Pour les canaux dans la mèche, dans le cas d'une longueur de 8 mm, on observe une désaturation de la zone située entre le fond de rainure et les 2 premiers millimètres pour une densité de flux de 45000 W/m^2 ; alors que lorsqu'on modélise cette zone via l'élément de 2 mm avec le fond de rainure le ϕ_{desat}est de 66000 W/m^2. Pour un élément de 8 mm, la précocité de désaturation de la zone (0 mm à 2 mm) comparée à la modélisation sur un élément de 2 mm s'explique par la dynamique d'invasion des pores vapeur de la zone amont (entre 2 mm et 8 mm). Ces derniers étant désaturés, pour une densité de flux moindre, ils influencent les pores à proximité, ce qui ne peut être pris en compte avec un élément de 2 mm et montre l'influence des éléments plus « lointains » lors de la modélisation de ces évaporateurs.



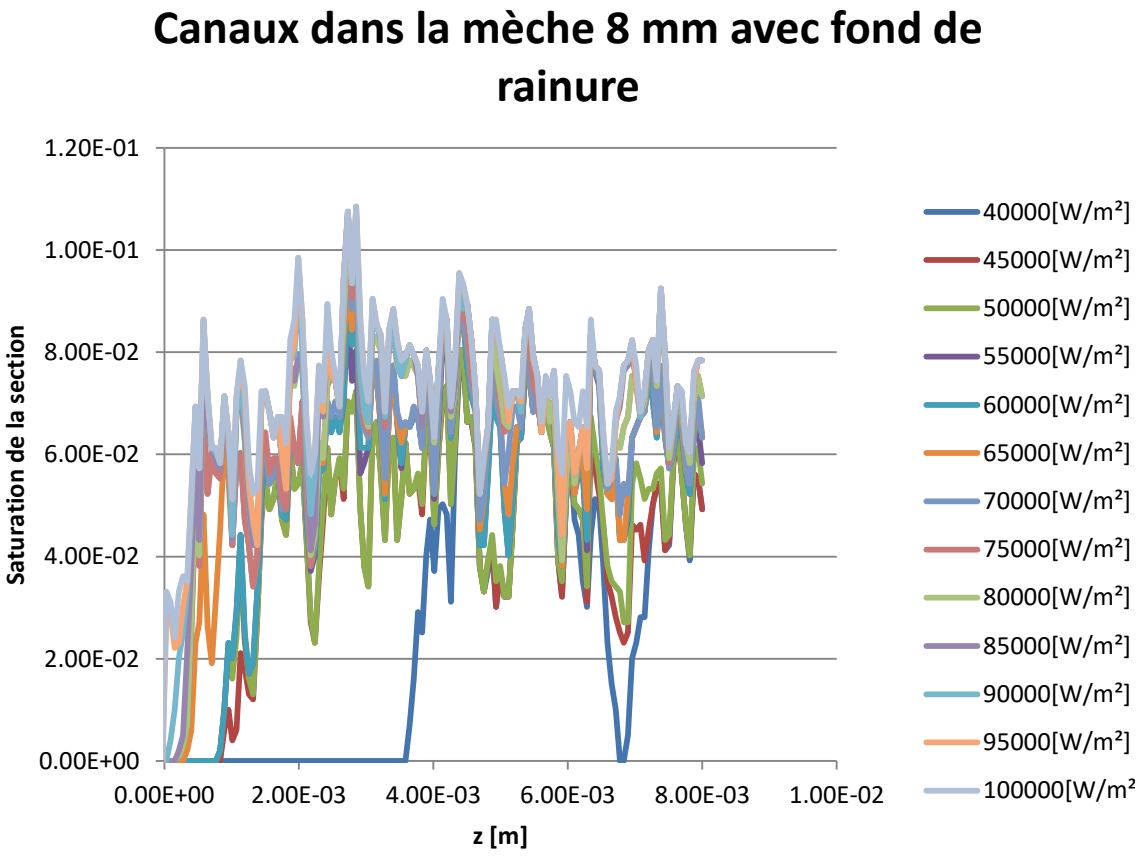


Figure IV-17 Évolution de la saturation dans la mèche en fonction de la longueur, canaux dans la mèche

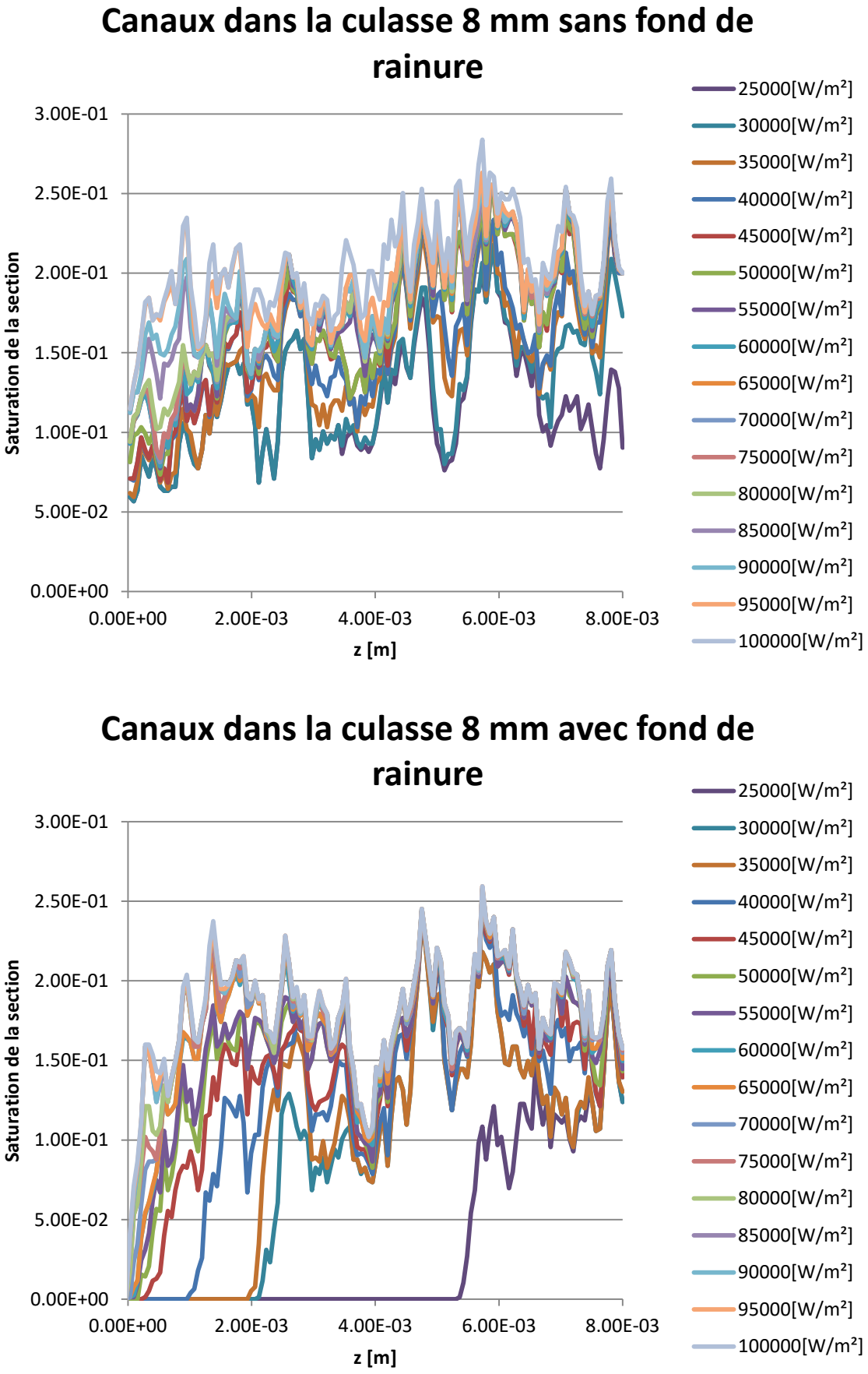


Figure IV-18 Évolution de la saturation dans la mèche en fonction de la longueur, canaux dans la culasse

Cette dynamique d'invasion se voit plus clairement sur la Figure IV-19 correspondant à une coupe à $x = \frac{L_x}{2}$ de la mèche pour un élément de 8 mm avec le fond de la rainure modélisé. On y observe clairement l'invasion de la vapeur, d'abord dans la zone la plus éloignée du fond de rainure puis sa progression dans la mèche. Cette progression peut être observée de manière plus précise en utilisant un pas d'évolution du flux de chaleur plus petit.

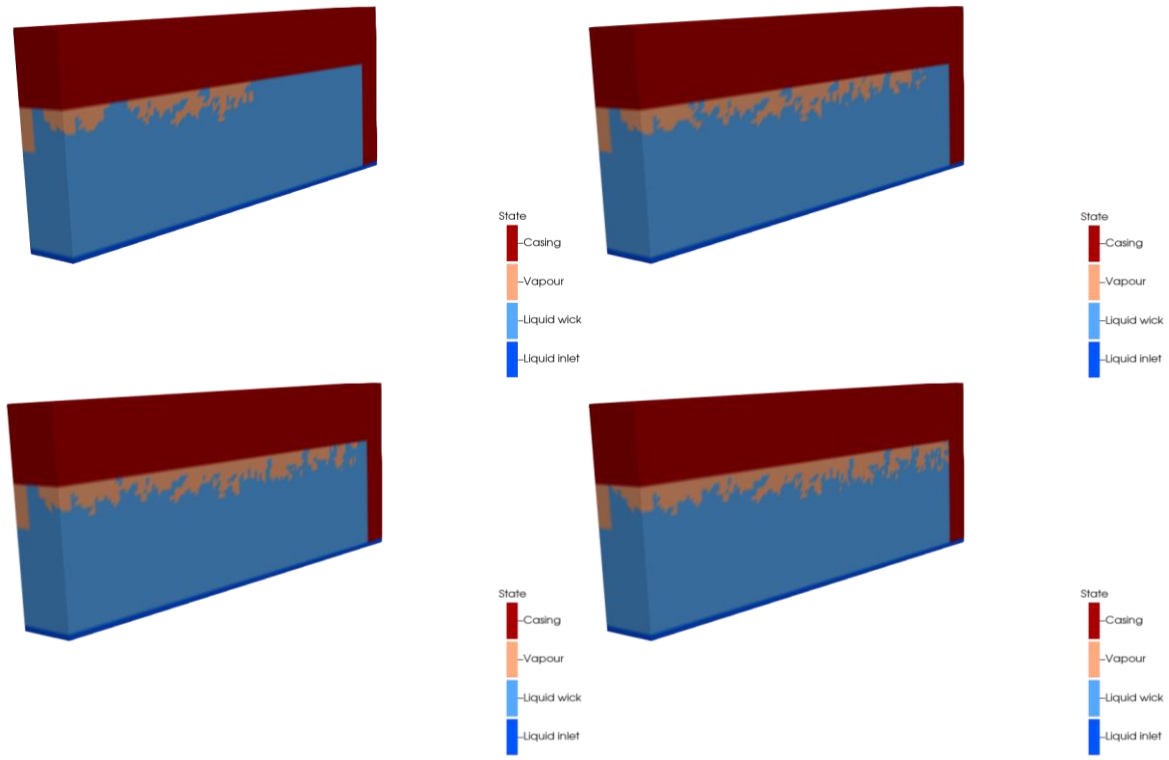


Figure IV-19 Saturation des pores dans la mèche pour le cas canaux dans la culasse pour une mèche de 8 mm avec une coupe en $x=L_x/2$. En haut à gauche pour un flux de 40000 W/m^2 pour les premiers pores envahi ; en haut à droite à 45000 W/m^2 ; en bas à gauche à 65000 W/m^2 ; en bas à droite au dernier pas testé 100000 W/m^2

IV.3.b.(2) Champ de température et conductances

La progression plus lente de la zone de vapeur vers la paroi en contact avec la chambre de compensation résulte du « refroidissement » supplémentaire apporté par cette paroi. Sur la Figure IV-20, le champ de température montre bien, en particulier sur la partie supérieure de la culasse, que la zone où la température est la plus élevée est située loin de la paroi et décroit lorsqu'on se rapproche de la chambre de compensation.

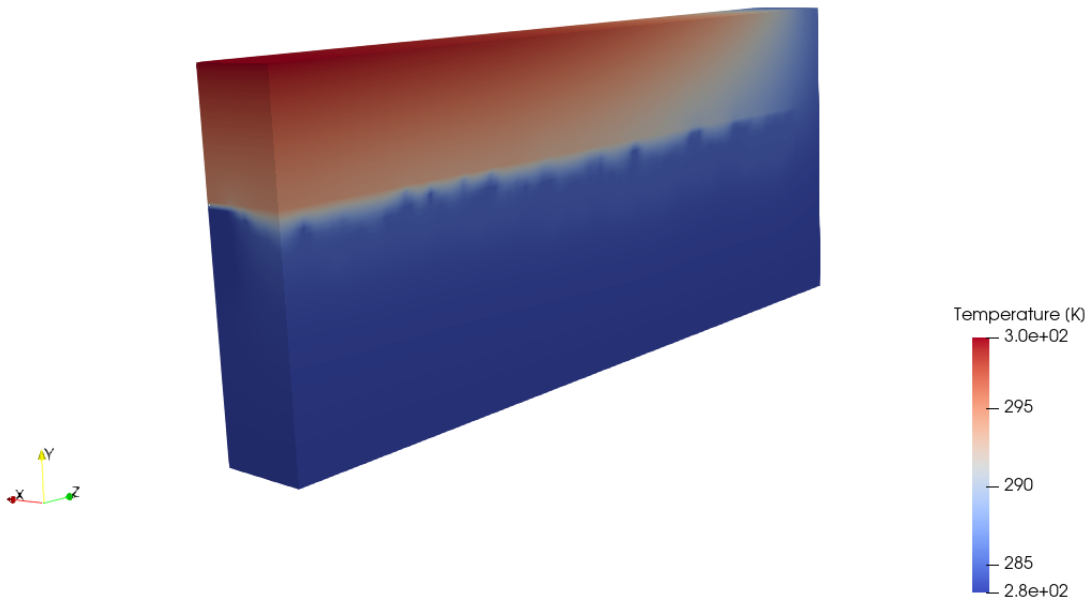
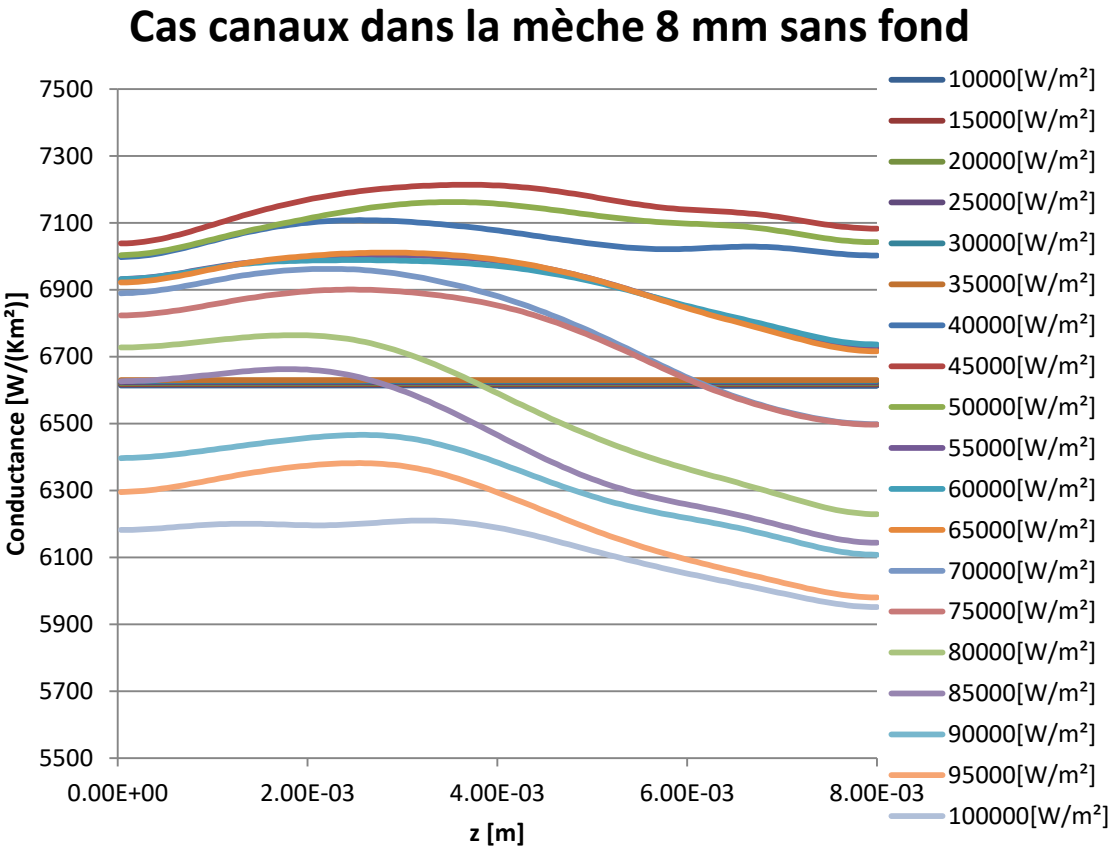


Figure IV-20 Coupe en x=L_x/2 du champ de température dans le cas canaux dans la mèche au dernier pas testé 100000 W/m^2

Cette diminution de la température peut s'apprécier via la conductance thermique (Figure IV-21). Dans un premier temps, sans fond de rainure, la conductance est d'abord stable (pour les densités de flux de 10000 W/m^2 à 35000 W/m^2) avant d'évoluer suivant la longueur en fonction de la présence de vapeur sous la culasse, cela malgré la diffusivité thermique de cette dernière. On remarque tout de même, pour une même charge thermique, qu'avec le matériau choisi pour la culasse que la valeur de la conductance peut varier de $\pm$ 200 $W.K^{-1}.m^{-2}$ en fonction de la localisation de la référence.

Ces variations ne sont pas observées dans le cas avec le fond de la rainure en raison de l'échelle du graphique. En effet, en raison de la température plus faible à proximité de la chambre de compensation, la température sur la partie supérieure de la culasse y est plus proche de la température de référence utilisée dans le calcul de la conductance (III-62), ce qui se traduit par une augmentation de la valeur de la conductance. Cette valeur est évidemment non représentative lorsqu'elle est calculée sur la paroi (z<0 sur le graphique) mais il est intéressant d'observer qu'elle reste importante et décroit rapidement dans les premiers millimètres, signature d'une augmentation de la température.

On peut noter que les profils de la conductance dans le cas où les canaux sont creusés dans la culasse (non représentés ici) sont similaires au cas précédent à l'exception des variations dues à la présence de vapeur sous la culasse qui sont atténuées par la masse de culasse plus importante.



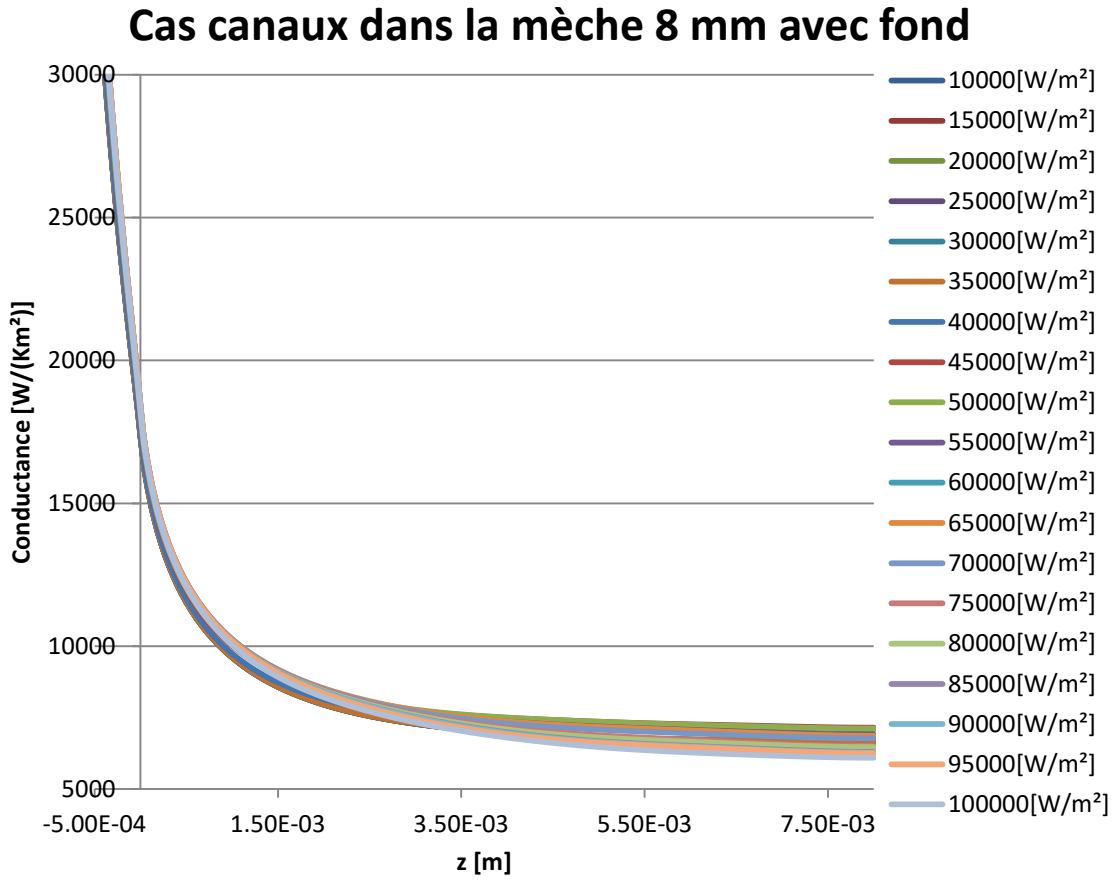


Figure IV-21 Évolution de la conductance par section en fonction de la longueur

Enfin, l'évolution de la conductance minimale (correspondant à la température maximale de la culasse) en fonction de la charge thermique est représentée sur la Figure IV-22 et l'évolution de leur différence relative $\frac{G_{référence}-G_{globale}}{G_{référence}} \times 100$ par rapport au cas de référence sur la Figure IV-23.

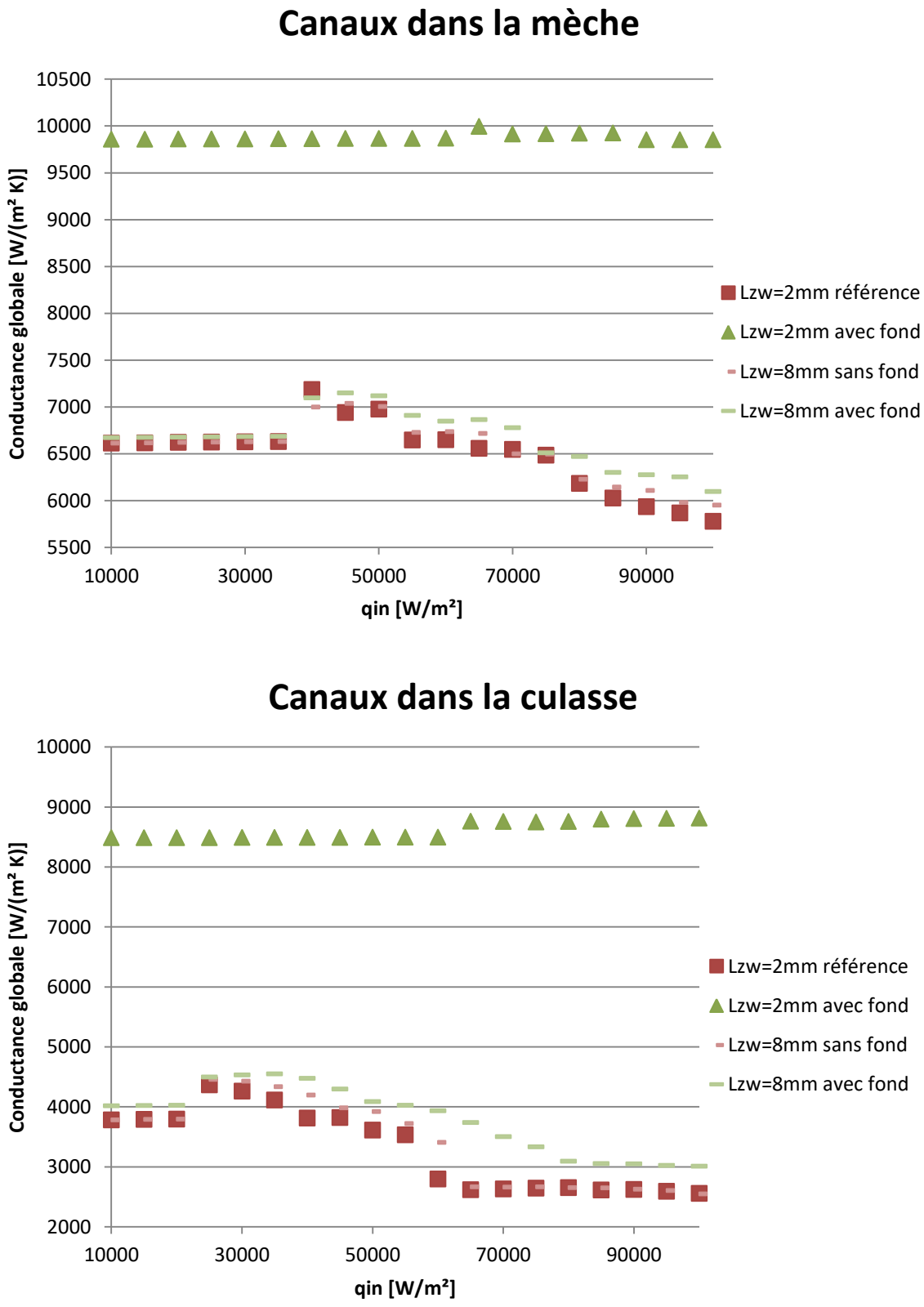


Figure IV-22 Évolution de la conductance globale de l'évaporateur

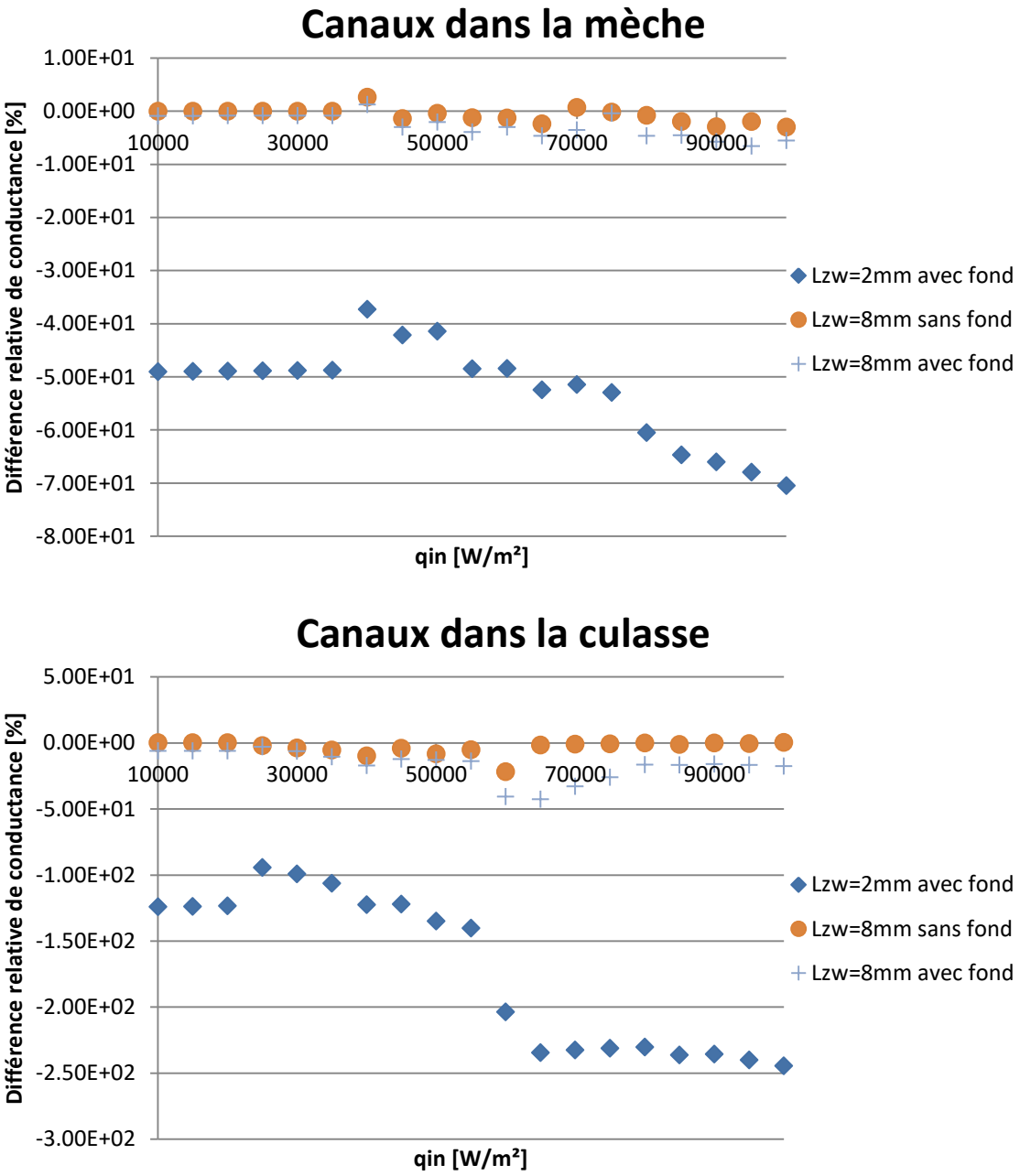


Figure IV-23 Différence relative entre la conductance globale de l'évaporateur et celle de la référence

On observe ainsi l'établissement du régime I jusqu' à 35000 W/m^2 lorsque les canaux sont dans la mèche et jusqu'à 20000 W/m^2 lorsqu'ils sont dans la culasse. Le régime II s'installe jusqu'au puissance de 75000 W/m^2 et 55000 W/m^2 pour les deux cas précédents avant transition et installation du au régime III.

La conductance thermique pour un élément de 2 mm avec prise en compte du fond de rainure est bien supérieure aux autres cas testés et correspond aux ordres de grandeurs observés dans la partie accolée à la chambre de compensation ($0 < z < 2\ mm$) lorsque l'élément est de 8 mm. Pour un élément de dimension supérieure à 2 mm, une simulation sur 2 mm incluant le fond de rainure fausse le résultat de la conductance d'un facteur allant de 50% pour les canaux usinés dans la mèche à 200% pour les canaux usinés dans la culasse.

Pour une longueur de 8 mm sans prise en compte du fond de rainure, la variation de la conductance a le même profil que pour un élément de 2 mm, avec seulement 3% de différence lorsque les canaux sont dans la mèche et 5% de différence lorsqu'ils sont dans la culasse, hormis en un point où elle monte à 20%, probablement à cause d'une invasion de pores différente. On peut conclure qu'évaluer la conductance minimale d'un évaporateur sur 2 mm sans prise en compte du fond de la rainure est une approche satisfaisante si l'évaporateur présente une longueur plus importante (ici 8 mm).

Enfin, dans le cas d'un élément de 8 mm, la prise en compte du fond de rainure augmente la conductance de 4% à 6% lorsque les canaux sont dans la mèche et une provoque une différence moyenne de 20% jusqu'à 40% lorsque les canaux sont dans la culasse. Modéré lorsque les canaux sont dans la mèche, l'impact sur la conductance est non négligeable lorsqu'ils sont dans la culasse. Cette différence pourrait même se renforcer pour ces deux géométries si la culasse avait une conductivité thermique plus importante. Dans la seconde géométrie, on observe également que la prise en compte du fond de rainure provoque une transition plus douce du régime II vers le régime III : la diffusivité thermique de la culasse, couplée au volume plus important de la culasse pour cette géométrie, augmente le flux de fuite vers la chambre de compensation, ce qui provoque une diminution de la température de culasse et une augmentation de la conductance thermique.

IV.3.b.(3) Flux en direction de la chambre de compensation

Pour étudier la valeur du flux thermique en direction de la chambre de compensation, il convient de considérer la valeur absolue de ce flux et non sa proportion par rapport au flux entrant $\frac{Q_{CC}}{Q_{inlet}}$, Q_{inlet} étant exprimé par l'équation (III-146) p.271. En effet le terme Q_{inlet} évolue suivant la longueur de l'évaporateur, ce qui rend toute comparaison du rapport $\frac{Q_{CC}}{Q_{inlet}}$ en fonction de la longueur de l'évaporateur non pertinente.

La Figure IV-24 montre l'évolution du flux de fuite vers la chambre de compensation pour les deux géométries et pour les longueurs des deux éléments considérés. Lorsque les canaux sont creusés dans la mèche, ce flux semble indépendant de la longueur de l'élément et laisse penser que la modélisation d'une petite longueur de la zone de fond est suffisante. Les caractéristiques sont différentes lorsque les canaux sont creusés dans la culasse.

Similaire en régime I et II, le flux de fuite, du cas d'un élément de 8 mm avec prise en compte du fond, évolue d'abord linéairement avant de subir une augmentation forte lors du passage en régime III du cas sans le fond de rainure. Cette augmentation, qui débute vers 60000 W/m^2, coïncide avec la transition « douce » de la conductance observée sur la Figure IV-22.

La limitation de la hausse de la température sur la partie supérieure de la culasse est donc bien due à l'évacuation supplémentaire de la chaleur vers la chambre de compensation. En effet, lors du passage en régime III, en faisant une analogie 1D, la poche de vapeur augmente la résistance thermique entre la zone d'application du flux de chaleur et l'interface liquide-vapeur. Par conséquent, la résistance thermique entre la source de chaleur et la chambre de compensation diminue au regard de celle de la zone vapeur, ce qui modifie la répartition du flux en augmentant la part qui se dirige vers la chambre de compensation.

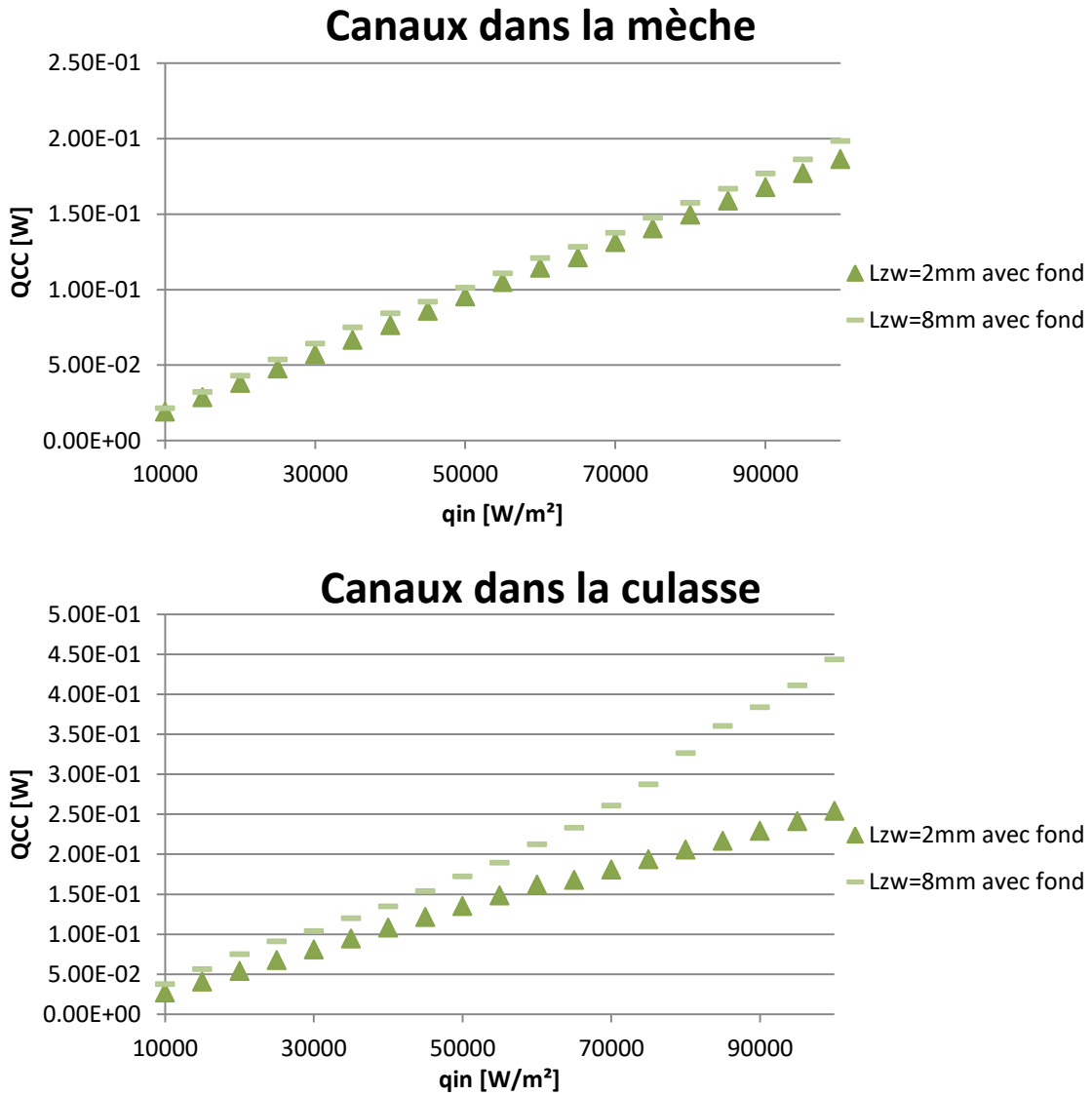


Figure IV-24 Flux de chaleur entre l'évaporateur et la chambre de compensation

IV.3.b.(4) Débit vaporisé par unité de longueur

Le dernier point observé est la variation du débit produit par unité de longueur $\dot{m_{tot/L}}$ (cf. équation (III-60)) en fonction de la puissance (Figure IV-25) et la différence relative $\frac{\dot{m_{tot/L ref}} - \dot{m_{tot/L}}}{\dot{m_{tot/L ref}}} \times 100$ entre les différents cas et la référence sur la Figure IV-26.

Le débit produit étant l'image du flux mobilisé pour vaporiser le fluide, l'obtention, par rapport au cas de référence, d'un débit inférieur de 50% à 80% (Figure IV-26), pour un élément de 2 mm avec la prise en compte du fond de rainure, est à mettre en lien avec la part importante de la charge thermique évacuée par la paroi reliée à la chambre de compensation, qui ne sert donc pas à l'évaporation.

La différence entre les éléments de 2 mm et de 8 mm de long sans fond de rainure est au maximum de 3% lorsque les canaux sont dans la culasse, ce qui conforte l'hypothèse de représentativité d'un élément de 2 mm pour modéliser un évaporateur de grande longueur.

Cette conclusion est appuyée par l'analyse d'un élément de 8 mm avec fond de rainure dont le comportement se rapproche de celui de la référence (15% de différence pour une géométrie et 25% pour la seconde (Figure IV-26)). Cette tendance est due à l'impact plus faible de la zone de fond de rainure sur le débit total produit par l'évaporateur. On observe sur la Figure IV-27, l'évolution de la vitesse moyenne d'éjection de la vapeur par section à l'interface mèche-canal. Cette vitesse est obtenue en sommant le débit de vapeur de chaque pore de la section considérée, divisé par la surface d'échange de cette section. Les deux courbes sont tracées pour le régime I pour plus de lisibilité : en effet, dans les régimes II et III, la percolation des zones diphasiques à l'interface mèche-canal provoque de brusques sursauts de vitesse comme on peut le voir sur la Figure V-2 p.221.

Pour les deux géométries, on observe une augmentation de la vitesse qui vient rejoindre de manière asymptotique la valeur issue de la simulation sans fond de rainure. Il en découle que plus l'évaporateur est grand, moins l'influence de cette zone, qui produit moins de vapeur, est importante et plus l'utilisation d'un modèle « court » et sans prise en compte du fond de rainure est justifié pour estimer le débit de l'évaporateur. Cette estimation est importante car c'est le débit produit par l'évaporateur qui pilote le comportement du condenseur, élément qui peut sous-refroidir le liquide et donc influencer le comportement du réservoir. Les faibles vitesses d'injection en début de canal sont également dues à une moindre évaporation due à une mèche plus froide en raison du flux de fuite Q_{CC}.

Enfin, on observe une vitesse d'injection qui commence par décroitre rapidement suivant la direction de propagation de la vapeur avant d'atteindre un minimum et ré-augmenter. Pour comprendre ce phénomène il faut se rapporter à l'équation (III-29) p.185 qui associe le débit au gradient thermique à l'interface mèche-canal. La température du canal étant imposée aux conditions de saturation de la pression du canal, le débit produit (et par extension la vitesse d'éjection du fluide) dépend de la température de la mèche. En raison de la diffusivité thermique de la paroi, une partie de la charge thermique traverse la paroi et « réchauffe » les pores les moins proches de la zone d'alimentation en liquide mais qui sont proches de la chambre de compensation. Ces derniers sont légèrement plus chauds que leurs homologues qui sont davantage refroidis par le déplacement du fluide et la diffusion thermique dans la mèche. La vitesse de la vapeur y est par conséquent plus importante que dans celle des pores non accolés à la paroi. Toutefois, l'effet de refroidissement de la paroi s'estompe lorsque l'on s'éloigne de la chambre de compensation : la température des pores augmente et, par extension, le débit vaporisé. Le schéma ci-dessous (Figure IV-28) illustre les échanges de chaleur dans la zone proche de la paroi. Une partie du flux de chaleur entrant qin est évacuée vers la chambre de compensation Q_{CC} , une autre est évacuée par convection dans les canaux vapeur Q_{conv}, une autre pénètre dans la mèche par l'interface mèche-culasse (non représentée ici) et la dernière partie pénètre également dans la mèche mais via la paroi Q_{wCC1}. C'est cette partie Q_{wCC1} qui réchauffe la zone entourée en vert et provoque la vitesse de vapeur plus importante en début de rainure (Figure IV-27). Enfin, une seconde partie Q_{wCC2} représente le flux de chaleur entre la partie de la mèche plus chaude que la paroi et cette dernière. À noter que le rapport entre Q_{wCC1} et Q_{wCC2} évolue avec la géométrie et en fonction de la charge thermique. Une valeur de $Q_{wCC} = Q_{wCC1} + Q_{wCC2}$ négative indique globalement un refroidissement de la mèche par la paroi (Figure IV-29).

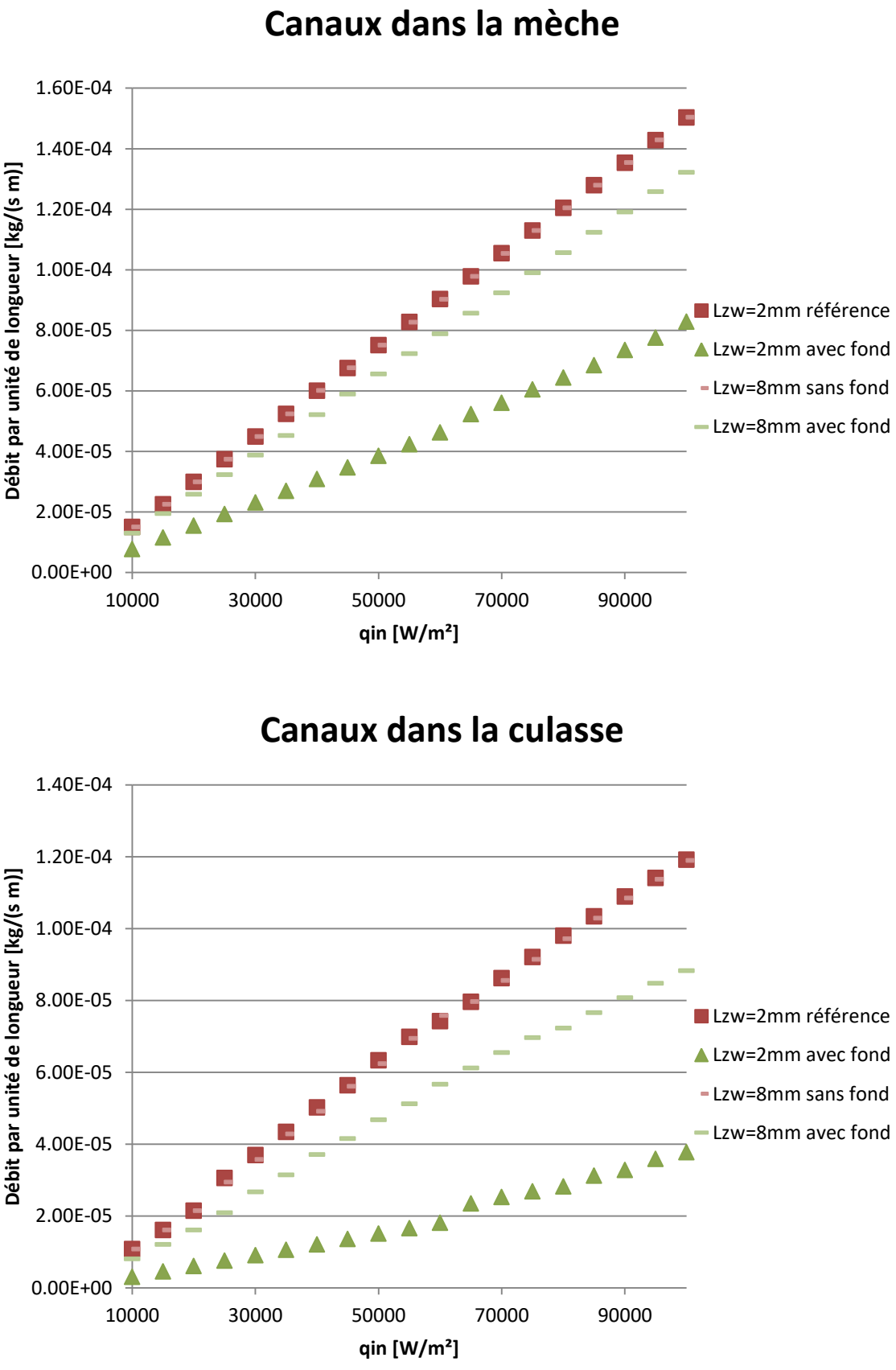


Figure IV-25 Débit vaporisé par unité de longueur

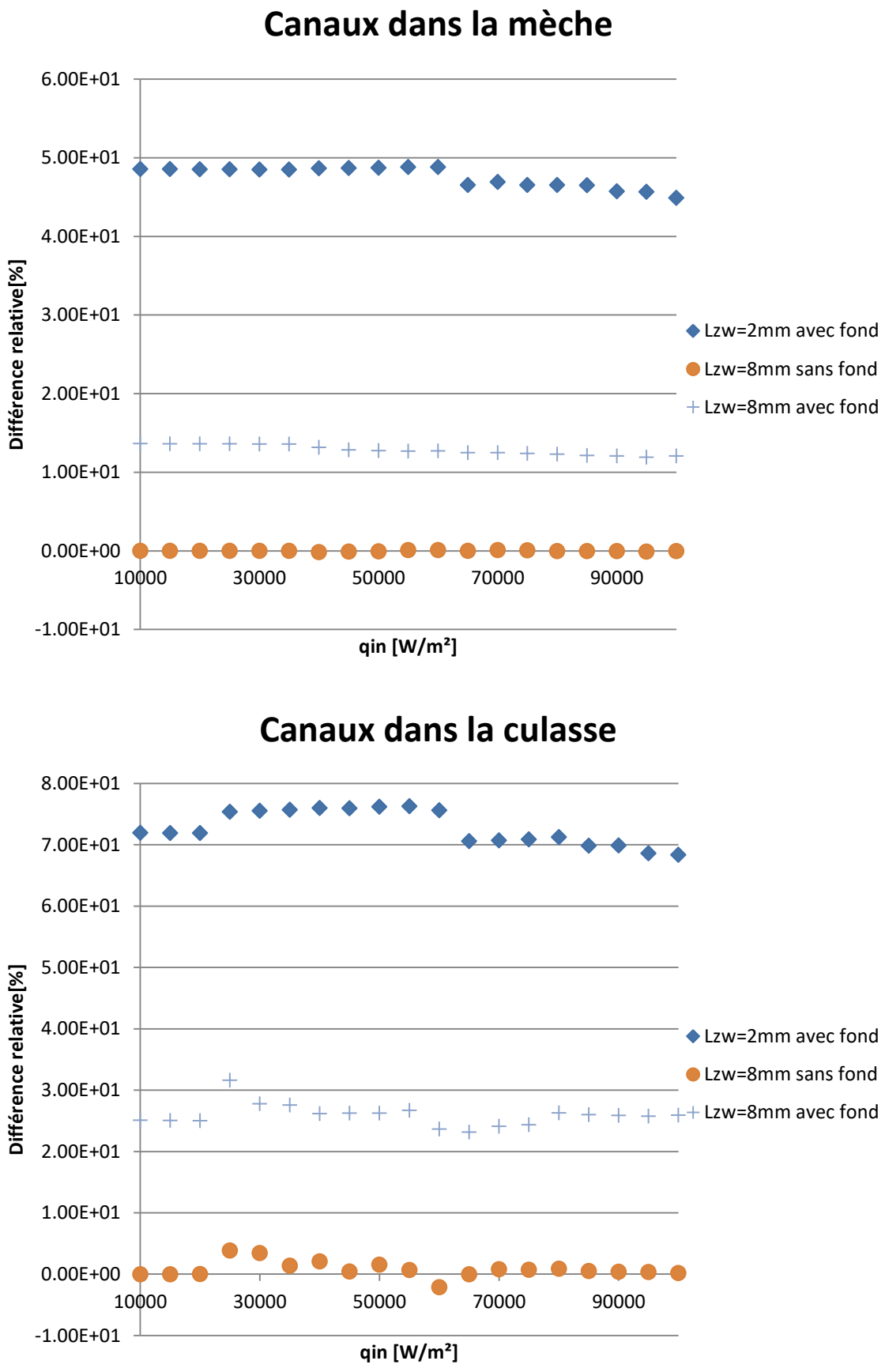
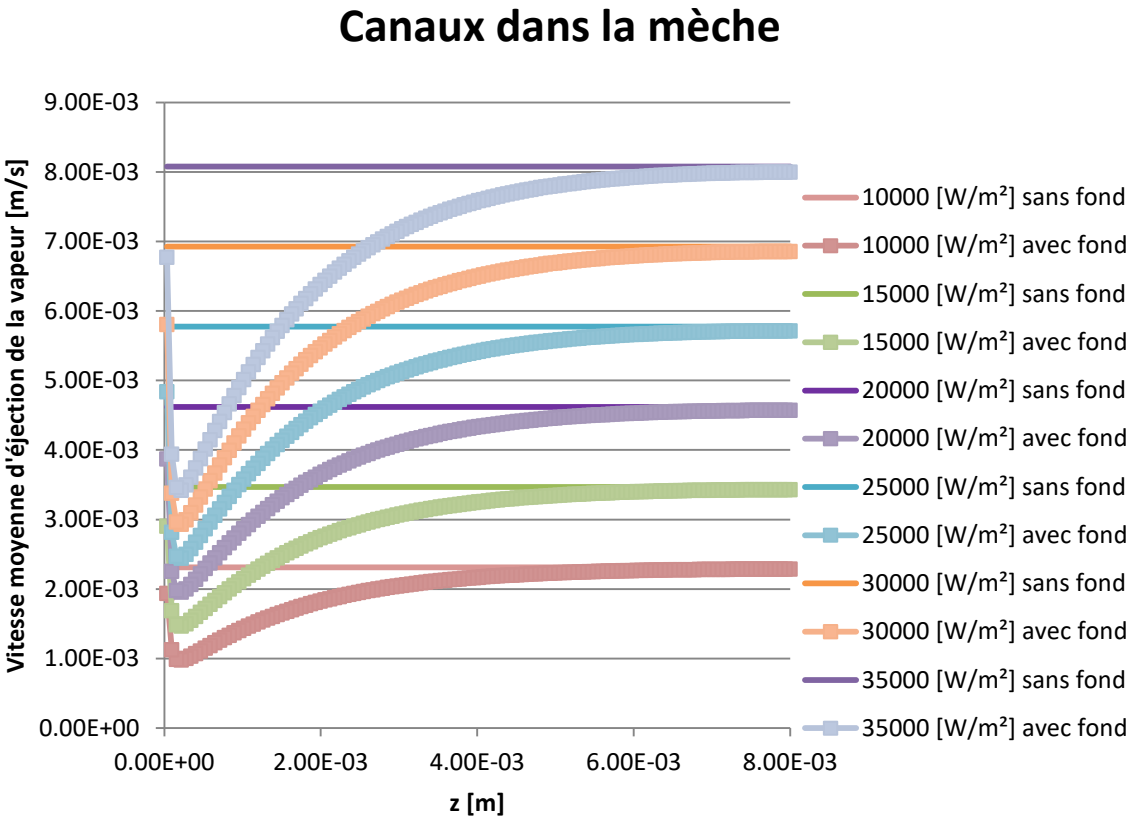


Figure IV-26 Différence relative des débits vaporisés par unité de longueur par rapport à la référence



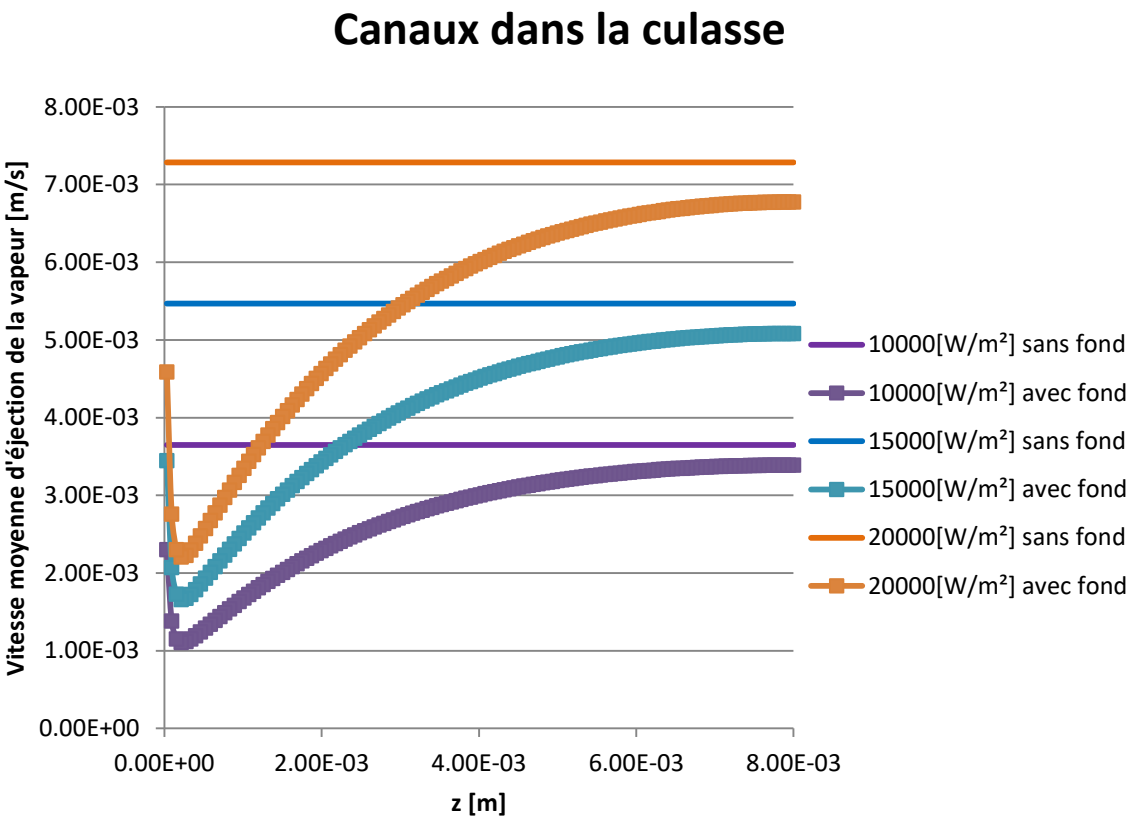


Figure IV-27 Vitesse moyenne d'éjection dans le canal droit en fonction de la longueur pour un élément de 8 mm pour la mèche saturée en liquide

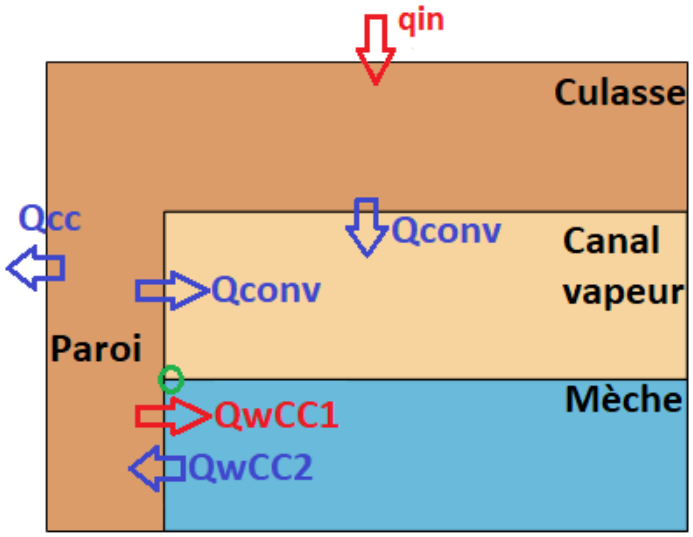


Figure IV-28 Schéma des échanges de chaleur dans la zone de fond de rainure

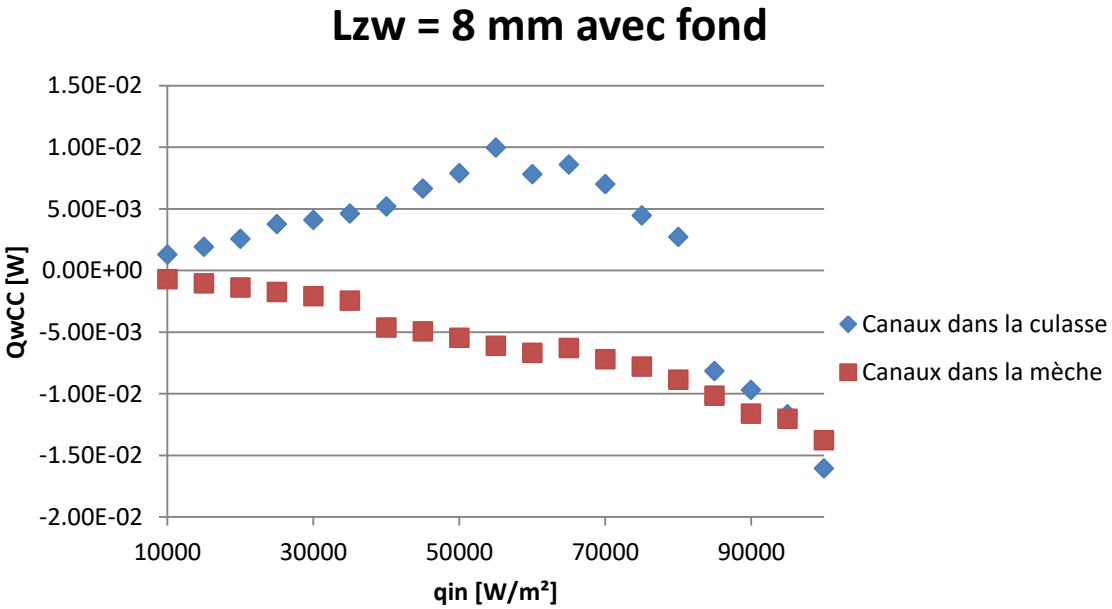


Figure IV-29 Flux échangé entre la paroi et le mèche

IV.3.c) Conclusion

Une étude portant sur deux longueurs de mèche d'évaporateur (2 mm et 8 mm) et prenant en compte une paroi non-poreuse entre la mèche et la chambre de compensation a été effectuée.

Contrairement à l'étude 2D sur un évaporateur plan de Wan et al. [113] qui a montré que la paroi latérale influe sur la saturation et augmente la température de la mèche dans la zone proche de la paroi (ce qui augmente le risque d'invasion par les faces latérales), notre étude a montré que la prise en compte de la frontière entre la chambre de compensation et la mèche diminue la température de cette dernière, améliore la conductance calculée et ralentit l'invasion de la vapeur dans la zone à proximité de cette frontière.

Le flux de chaleur de fuite vers le réservoir, source d'une amélioration de la conductance, suit une évolution similaire pour les deux longueurs dans le cas où les canaux sont construits dans la mèche. À contrario, le cas avec les canaux creusés dans la culasse voit ce flux augmenter fortement lorsque l'évaporateur rentre en régime III. La valeur absolue de ce flux de fuite étant similaire pour les deux longueurs testées, on en déduit que sa proportion par rapport au flux de chaleur injecté dans le système décroit avec l'augmentation de la longueur de l'évaporateur (de 70% à 25% pour les éléments de 2 mm et de 8 mm lorsque les canaux sont dans la culasse, et de 50% à 15% lorsque les canaux sont dans la mèche). Bien que son importance décroisse avec la longueur, l'évolution de la valeur absolue de ce flux de fuite est suffisante pour justifier sa prise en compte dans un modèle, plus complet d'évaporateur, modélisant les échanges avec le réservoir.

Enfin, on observe par rapport au cas de référence une diminution du débit vaporisé au sein de l'évaporateur lorsque la zone de fond de rainure est prise en compte. De manière similaire à ce qui a été vu concernant le flux de fuite, l'influence de cette zone décroit avec l'augmentation de la longueur de l'évaporateur, le débit produit se rapprochant du cas de référence. Cette modification du débit produit par l'évaporateur est un point important à considérer en fonction de la taille de l'évaporateur car c'est le débit qui guide le comportement du condenseur, qui impacte à son tour le réservoir.

Ces observations peuvent être transposées, dans une moindre mesure, à la modélisation de la zone de fin de rainure, où les gaz sont évacués. On comprend l'importance de la modélisation des effets de bord pour les évaporateurs de LHP miniature ou de taille intermédiaire, pour estimer de manière plus précise les débits et flux de fuite de ces derniers. En dernier lieu, les larges différences observées sur la conductance de l'évaporateur entre la zone proche de la chambre de compensation et une zone plus lointaine indiquent que le positionnement de thermocouples pour mesurer cette conductance lors de campagne d'essai doit être effectué avec précaution, et ce même pour des culasses avec des conductivités thermique modérées comme dans notre étude.

IV.4. Synthèse du chapitre « Couplage de la modélisation réseau de pore avec le fond de rainure »

Au cours de ce chapitre, les principales caractéristiques du modèle réseau de pores ont été rappelées et détaillées. Après avoir présenté les principaux résultats obtenus avec ce modèle par Mottet [4], des remarques, non décrites jusqu'à présent, sur la modélisation et la physique ont été formulées notamment sur la coexistence d'évaporation et de condensation dans la zone diphasique présente au sein de la mèche.

Dans une seconde partie, après avoir observé quelques résultats d'études sur des évaporateurs de taille supérieure à l'élément représentatif du modèle réseau de pores et prenant en compte des effets de bord, il a été décidé d'étudier l'influence de la zone reliant l'évaporateur au réservoir. La description puis la modélisation de cette zone est ensuite effectuée en la considérant, dans un premier temps, comme une paroi imperméable du même matériau que la culasse.

Une campagne numérique a ensuite été effectué dans la troisième partie du chapitre pour deux géométries (les canaux d'évacuation de la vapeur construit dans la mèche et la culasse) et ceci pour 2 longueurs de mèche différentes (2 mm et 8 mm). Cette campagne a montré l'importance des effets de bord pour des évaporateurs de LHP miniature et de taille intermédiaire. En effet, la paroi de fond de rainure retarde l'apparition de la zone diphasique et aide au refroidissement de la mèche. Ce refroidissement et son impact sur la conductance en fonction de la longueur a été mis en évidence et pointe l'importance du bon positionnement des thermocouples sur les évaporateurs lors de tests. La valeur du flux de fuite vers le réservoir est quant à elle non négligeable pour la production d'un modèle liant l'évaporateur au réservoir. Enfin, la zone au début de la mèche proche de la chambre de compensation vaporise moins de fluide que les zones centrales de l'évaporateur, ce qui influe sur le débit total de l'évaporateur. Cette variation doit également être prise en compte car elle peut modifier de manière significative le comportement du condenseur et, par extension, celui du réservoir et des conditions d'entrée de l'évaporateur.

Chapitre V Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator

Toujours dans l'optique d'améliorer la modélisation des évaporateurs à l'échelle supérieure (c'est-à-dire à l'échelle évaporateur), ce chapitre s'intéresse aux hypothèses utilisées dans différents modèles pour modéliser les transferts dans les canaux d'évacuation de la vapeur.

Pour cela, la première partie du chapitre est une adaptation de l'article « Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator » dans lequel une modélisation de l'écoulement dans ces canaux d'évacuation est effectuée et dont les résultats sont comparés aux différentes hypothèses. La seconde partie du chapitre est une étude de la sensibilité des résultats de l'article en fonction du profil de la vitesse d'injection de vapeur dans le canal. La dernière partie du chapitre étudie l'impact de ces résultats sur la modélisation réseau de pores et par conséquent sur la validité des hypothèses qui y étaient admises. Par souci de cohérence avec l'article, ce chapitre est rédigé en langue anglaise.

V.1. Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator

This part adapts and completes the article "Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator" which will be published soon and which can be applied both for CPL and LHP. This article is focused on the vapour removal channel (Figure IV-1) and its interaction with the wick and the casing.

V.1.a) Modelling scale of LHP and modelling of their vapour removal channel

As discussed in [73], one can distinguish two main investigation scales. The first one is the whole loop. At this scale, modelling of transfers in each LHP component is typically performed via a simplified 0D or 1D approach, e.g. [104], [115], [116]. The second category of models aims at developing a detailed modelling of the transfers at the scale of a component or a sub-region of the component. The 3D simulations in an evaporator element presented in [4], [73], [107], [117], [118] are representative of this type of approach. At this scale, the heat and mass transfer problem in the evaporator can be seen as a conjugate heat and mass transfer problem between the various components of the evaporator, namely the casing, the porous wick, the grooves, the liquid line connecting the evaporator to the reservoir (also referred to as the compensation chamber (CC)).

A detailed modelling approach then requires to compute the flow in the grooves and the liquid line in the evaporator by solving the Navier-Stokes equations and the heat transfer equation coupled with a model describing the heat and mass transfer in the porous wick and the heat transfer in the casing.

To the best of our knowledge, such a complete 3D numerical approach has not yet been developed. In [117], the 3D flow in the groove was computed but only the regime where the wick is fully saturated was considered. A somewhat similar approach was considered in [107] again considering the wick as fully saturated and for an 1D flow in the grooves. A difference between these two studies lies in the position of the groove: in the casing in [117] and in the wick in [107]. As discussed in [73], the regime where the wick is fully saturated corresponds to low heat loads and therefore is not representative of the LHP nominal operating conditions. According to [73], the wick is partially invaded by the vapour under the nominal conditions. This corresponds to a situation where the wick at the wick-groove interface is partially saturated with coexistence of pores filled by the liquid and of pores filled by the vapour.

The detailed simulations of the liquid-vapour distribution in the wick reported in [73] were based on a pore network approach. As explained in the Chapitre IV in this approach the pore space is represented as a network of pore bodies connected by narrower conduits referred to as throats. However, the modelling of the conjugate transfers between the pore network model (PNM) and the grooves and between the casing and the grooves was simplified assuming that the temperature in the grooves was the saturation temperature and using the correlation proposed in [110] for the computation of the convective heat transfer in the grooves and which is applicable for turbulent conditions (cf. IV.1.b.(3).(c) p.185). This correlation was notably also used in [108] in a numerical study of heat and mass transfer in a LHP evaporator. Thus, the heat transfer and momentum equations were not explicitly solved in the vapour grooves. Also, the temperature and pressure in the grooves were assumed to be constant along the grooves.

In this context, the objective of the present study is to explore whether these simplifications are acceptable. In other words, the objective is to make a step forward toward more comprehensive and accurate simulations through detailed computations of the heat and mass transfer in the grooves for both the case where the groove is in the wick and the case where the groove is machined in the casing.

The literature is scarce on this topic. To the best of our knowledge, the most detailed investigation is the study presented in the Ph.D thesis by Jesuthasan [35]. Although many papers are devoted to the study of a steady laminar flow in duct with an injection speed at the entrance and blowing or suction on lateral faces and propose their own correlations, the work of Jesuthasan is the first study aiming at proposing general correlations for pressure drop and bulk vapour temperature at the evaporator end for the particular case where the injection velocity comes from the direction adjacent to the outlet with one side of the duct blocked (Figure V-1). Moreover throughout his study, he shows that for the dimensionless length (distance / hydraulic diameter) above or equal to 4, the flow seems established with the dimensionless temperature and friction factor multiplied by the Reynolds number. However, only the groove in the casing case was considered and the temperature of the groove-casing limiting surface was assumed to be spatially uniform and identical on each wall. Also, the majority of correlation on heat transfer coefficient considers an uniform wall temperature. The situation considered in the present study is different since the temperature on the groove solid walls can be greater than the temperature on the fluid injection faces. The latter situation creates high heat fluxes at

the solid wall–wick surface junctions that increase the local heat transfer coefficient and so the averaged coefficient. Also, the vapour injection velocity at the wick-groove interface was assumed spatially uniform. The simulations presented in [73] and illustrated by the Figure V-2 indicate that these features are questionable simplifications.

In order to consider more representative conditions, the boundary conditions for the computation of the heat and mass transfer in the groove are obtained in the present study from numerical simulations over an evaporator unit cell using the model presented in [73] and in IV.1 Modèle réseau de pores - Pore network model p.174.

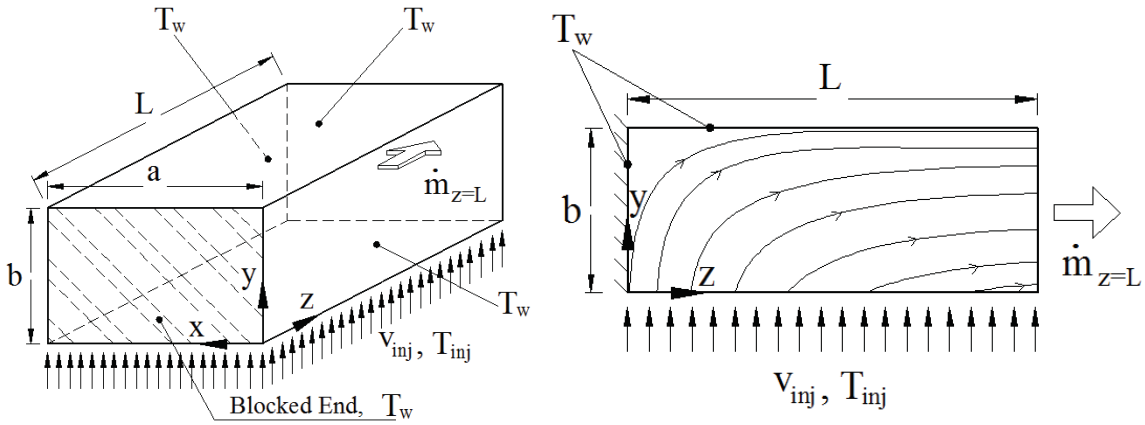


Figure V-1 Schematic representation of vapour flow in rectangular grooves of a flat evaporator of an LHP and cross-sectional (y-z plane) view of this flow [35]

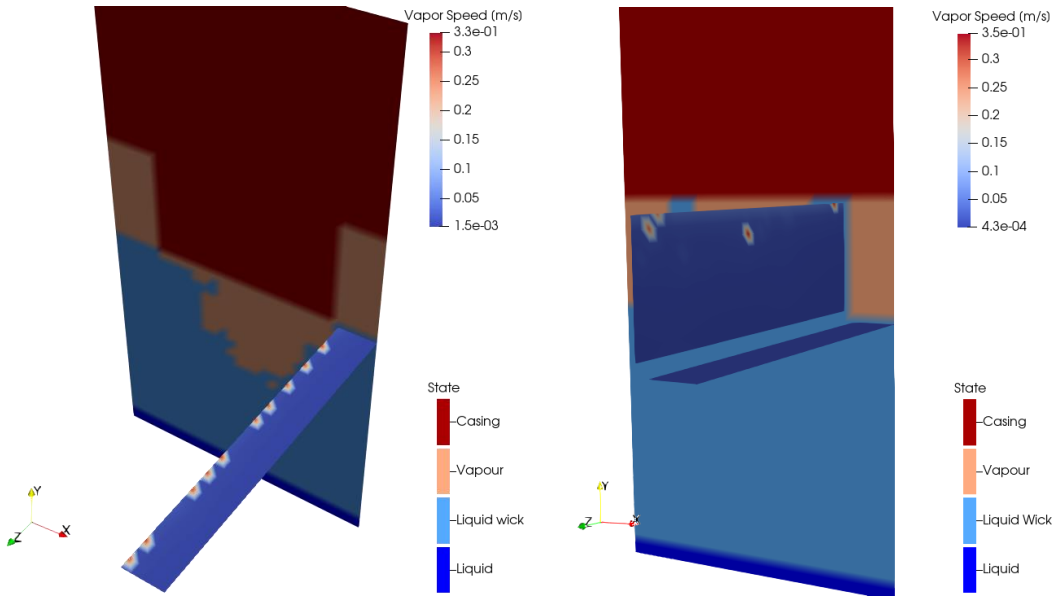


Figure V-2 Non uniform speed at wick groove interface for grooves in wick case (right) and grooves in casing (left) when the vapour pores inside the wick percolate to one of the vapour groove, from a PNM simulations with the model presented in Partie III.IV.1.b)

V.1.b) Modelling of fluid flow and heat and mass transfer in the vapour groove

The computational domains considered in the present study and their boundary surfaces are displayed in Figure V-3 and Figure V-4. Because of the symmetry about the lateral planes (In Figure V-4, surfaces 3 and 9 for the grooves within the casing and surfaces 3 and 10 for the grooves inside the wick), only a half groove and a half casing (in the x-direction) are considered.

As indicated in Tableau III-B, the groove length is 10 cm, which is representative of grooves in LHP evaporators. Since grooves are symmetrical about their longitudinal vertical middle plane, computations are performed over a half groove. Note also that the computational domain include the dead-end limiting surface of the groove (groove end surface in Figure V-4). As can be seen from Figure V-3, the groove is closed at this end by the casing. Note also that the heat leak between the groove and the compensation chamber through the casing is taken into account (heat leak through the casing wall closing the groove at one end).

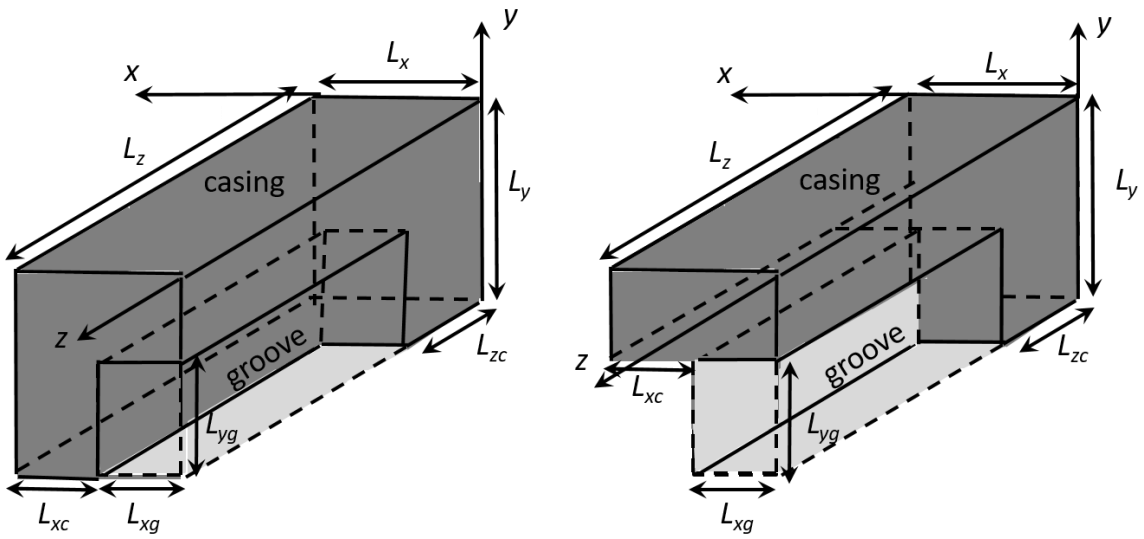


Figure V-3 Sketch of the computational domains with their considered dimensions. On the left when the grooves are machined in the casing and on the right when the grooves are within the wick

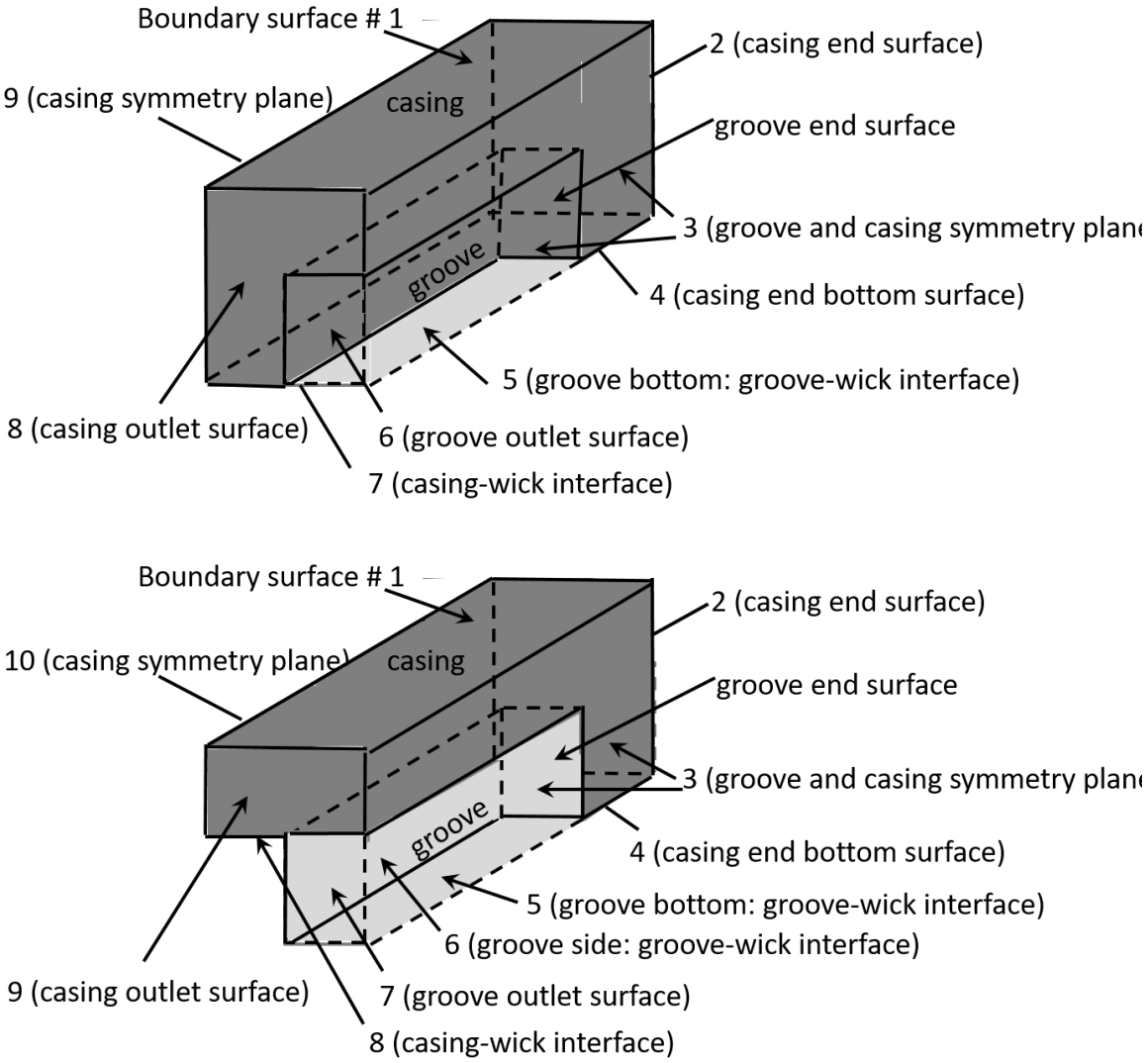


Figure V-4 Sketch of the computational domains with their considered boundary surfaces. When the grooves are machined in the casing (up) and when the grooves are within the wick (down)

Groove in casing and groove in wick	
$L_x\ [mm]$	0.95
$L_{xc}[mm]$	0.125
$L_{xg}[mm]$	0.35
$L_{yg}[mm]$	0.7
$L_y\ [mm]$	1.7
$L_z\ [mm]$	100.5
$L_{zc}\ [mm]$	0.5

Tableau III-B Geometrical dimensions of computational domains shown in Figure V-3

V.1.b.(1) Governing equations

The influence of gravity is neglected as well as the viscous dissipation effect on the heat transfer. All thermophysical properties are considered constant except for the vapour density which is computed using the ideal gas law. The working fluid is ammonia. Steady states are considered. At the interface between the groove and the casing, the thermal continuity is ensured by the software and a no slip condition is considered. The mathematical formulation of the considered problem is now presented.

b.(1).(a) Heat conduction in the casing

The heat transfer governing equation in the casing reads

$$\nabla.\left(\lambda_{casing}\nabla T\right) = 0 \qquad \text{(III-63)}$$

where *T* is the temperature and λ_{casing} is the casing thermal conductivity. The casing is assumed to be in stainless steel ($\lambda_casing = 16.3\, W.m^{-1}.K^{-1}$).

b.(1).(b) Heat transfer in the groove

Because of the fluid flow inside the groove, the heat transfer occurs through conduction and forced convection

$$\left(\rho_v\, C_{pv}\mathbf{U}\right).\nabla T = \nabla.(\lambda_v \nabla T) \qquad \text{(III-64)}$$

where ρ_v is the vapor density computed using the ideal gas law, $\rho_v = \frac{P_v}{M_m R_{gp}\, T}$, where P_v is the vapour pressure, M_m is the vapour molecular weight, R_{gp} is the universal gas constant; C_{pv} is the vapour heat capacity ($C_{pv} = 2841.3\, J.K^{-1}.kg^{-1}$), λ_v is the vapour thermal conductivity ($\lambda_v = 0.024\, W.m^{-1}.K^{-1}$) and **U** is the vapour velocity vector.

b.(1).(c) Flow in the groove

The pressure and velocity field in the groove are computed solving the continuity (III-65) and Navier-Stokes equations (III-66),

$$\nabla.(\rho_v \mathbf{U}) = 0 \qquad \text{(III-65)}$$

and

$$\rho_v(\mathbf{U}\,.\nabla\mathbf{U}) = \nabla.\left(-p\,\boldsymbol{I} + \mu_v(\nabla\mathbf{U} + (\nabla\mathbf{U})^T) - \frac{2}{3}\mu_v(\nabla.\mathbf{U})\boldsymbol{I}\right) \qquad \text{(III-66)}$$

where **I** is the identity matrix and μ_v is the vapour dynamic viscosity ($\mu_v = 9.63\,.10^{-6}\, Pa.s$).

V.1.b.(2) Boundary conditions

The boundary conditions are specified considering separately the two cases: groove in the casing and groove in the wick. The numbers refer to the numbering of boundary surfaces in Figure V-4.

b.(2).(a) Groove in the casing

(2).(a).i *Top of the Casing (boundary surface #1)*

$$T = T_{casing} \qquad \text{(III-67)}$$

As detailed in V.1.b.(3) p227, T_{casing} is obtained from PNM simulations.

(2).(a).ii *Casing limiting surface in contact with Compensation Chamber (boundary surface #2)*

$$\lambda_{casing}\nabla T.\mathbf{n} = \frac{\lambda_{casing}\left(T_{sat_{CC}} - T\right)}{L_{zc}} \quad \text{(III-68)}$$

where $\mathbf{n}$ is a unit vector normal to the considered surface, L_{zc} is the half thickness of the casing region between the groove dead end surface and the compensation chamber (L_{zc} = 0.5 mm), and $T_{sat_{CC}}$ is the temperature in the compensation chamber ($T_{sat_{CC}}$= 283.15 K).

(2).(a).iii *Groove and casing symmetry plane at x = 0 (boundary surface #3)*

Symmetry conditions are applied on groove and casing faces, namely

$$\lambda_{casing}\nabla T.\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-69)}$$

and

$$\lambda_{v}\nabla T.\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-70)}$$

for the casing and the groove limiting surfaces respectively.

In addition, the vapor velocity component normal to this groove limiting surface is imposed to zero,

$$\mathbf{U}.\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-71)}$$

Symmetry conditions are imposed as regards the two other components of the velocity vector.

(2).(a).iv *Casing bottom limiting surface at the beginning of evaporator (boundary surface #4)*

The temperature at this interface is assumed to be close to the saturation temperature:

$$T = T_{sat_{CC}} \quad \text{(III-72)}$$

(2).(a).v *Wick-groove bottom interface (boundary surface #5)*

The temperature of the wick-groove interface is assumed to be equal to the saturation temperature:

$$T = T_{sat_{CC}} \quad \text{(III-73)}$$

The velocity normal component is specified as :

$$\mathbf{U}.\mathbf{n} = u_{inj-bottom} \quad \text{(III-74)}$$

where u_{inj} is the injection velocity resulting from the vaporization of the liquid within the wick or at its surface. As detailed in V.1.b.(3) p.227, u_{inj} is obtained from PNM simulations. A no-slip condition is used as regards the velocity components parallel to the considered interface.

(2).(a).vi *Groove outlet (boundary surface # 6)*

An outflow condition is applied as thermal boundary condition,

$$\lambda_{v}\nabla T.\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-75)}$$

whereas a no stress condition is chosen for the flow:

$$\left(-p\,\boldsymbol{I} + \mu_v(\nabla\mathbf{U} + (\nabla\mathbf{U})^T) - \frac{2}{3}\mu_v(\nabla.\mathbf{U})\boldsymbol{I}\right).\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-76)}$$

(2).(a).vii *Wick-casing interface (boundary surface # 7)*

As detailed in V.1.b.(3) p227, the temperature distribution at this interface is obtained from PNM simulations and is therefore known as regards the heat and mass transfer simulations in the groove :

$$T = T_{wick-casing}(x) \quad \text{(III-77)}$$

(2).(a).viii *Casing Outlet (boundary surface #8)*

An exit condition is applied on this surface:

$$\lambda_{casing} \nabla T . \mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-78)}$$

(2).(a).ix *Casing second lateral face (boundary surface # 9)*

As for boundary surface #3, a symmetry condition is imposed:

$$\lambda_{casing} \nabla T . \mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-79)}$$

For the internal boundaries between casing and groove (groove end surface in Fig.3 and groove top surface-casing interface and groove side surface-casing interface) temperature and heat flux continuity and velocity wall conditions are applied.

b.(2).(b) Groove in the wick

The boundary surface numbering is given in Figure V-4. Although many boundary conditions are identical for both cases, the corresponding boundary conditions are given again for clarity.

(2).(b).i *Top of the Casing (boundary surface #1)*

$$T = T_{casing} \quad \text{(III-80)}$$

(2).(b).ii *Casing limiting surface in contact with Compensation Chamber (boundary surface #2)*

$$\lambda_{casing} \nabla T . \mathbf{n} = \frac{\lambda_{casing}\left(T_{sat_{CC}} - T\right)}{L_{zc}} \quad \text{(III-81)}$$

(2).(b).iii *Groove and casing symmetry surfaces at x = 0 (boundary surface #3)*

$$\lambda_{casing} \nabla T . \mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-82)}$$

$$\lambda_{v} \nabla T . \mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-83)}$$

For the groove and the casing respectively.

$$\mathbf{U} . \mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-84)}$$

(2).(b).iv *Casing bottom limiting surface at the beginning of evaporator (boundary surface #4)*

The temperature at this interface is assumed to be close to the saturation temperature in the reservoir:

$$T = T_{sat_{CC}} \quad \text{(III-85)}$$

(2).(b).v *Wick-groove bottom interface (boundary surface # 5)*

$$T = T_{sat_{CC}} \quad \text{(III-86)}$$

and

$$\mathbf{U}.\mathbf{n} = u_{inj-bottom}(x) \quad \text{(III-87)}$$

(2).(b).vi *Wick -groove side interface (boundary surface #6)*

$$T = T_{sat_{CC}} \quad \text{(III-88)}$$

and

$$\mathbf{U}.\mathbf{n} = u_{inj-side}(y) \quad \text{(III-89)}$$

(2).(b).vii *Outlet of the groove (boundary surface # 7)*

$$\lambda_v \nabla T.\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-90)}$$

and

$$\left(-p\,\boldsymbol{I} + \mu_v(\nabla\mathbf{U} + (\nabla\mathbf{U})^T) - \frac{2}{3}\mu_v(\nabla.\mathbf{U})\boldsymbol{I}\right).\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-91)}$$

(2).(b).viii *Wick-casing interface (boundary surface #8)*

$$T = T_{wick-casing}(x) \quad \text{(III-92)}$$

(2).(b).ix *Outlet of casing (boundary surface # 9)*

$$\lambda_{casing} \nabla T.\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-93)}$$

(2).(b).x *Casing second lateral face (boundary surface # 10)*

$$\lambda_{casing} \nabla T.\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-94)}$$

(2).(b).xi *Casing end -wick vertical limiting surface (boundary surface #11, not visible in Figure V-4)*

As explained in the next section, the conditions at this interface cannot be imported from the simulations performed to obtain the boundary condition missing information. For simplicity, a no heat flux condition is imposed:

$$\lambda_{casing} \nabla T.\mathbf{n} = 0 \quad \text{(III-95)}$$

V.1.b.(3) Specification of boundary conditions input data

To solve the above problems, several boundary conditions must be quantitatively specified, namely T_{casing}, $T_{wick-casing}\ (x)$, $u_{inj-side}\ (y)$ and $u_{inj-bottom}\ (x)$. As mentioned in the introduction, the heat and mass transfer problem in the evaporator grooves is actually a conjugate heat and mass transfer problem in which the heat and mass transfer in the grooves is coupled with the transfers in the casing and the wick (and actually in the other components of the loop). In other words, one cannot specify T_{casing}, $T_{wick-casing}\ (x)$, $u_{inj-side}\ (y)$ and $u_{inj-bottom}\ (x)$ independently from each other. They all depend on the applied heat flux on top of the casing.

In order to take into account this feature, the needed data were computed from simulations using the evaporator unit cell model presented in IV.1 Modèle réseau de pores - Pore network model p174 and in [73]. The method with inputs from PNM simulations to compute the heat and mass transfer in the groove is summarized in Figure V-5.

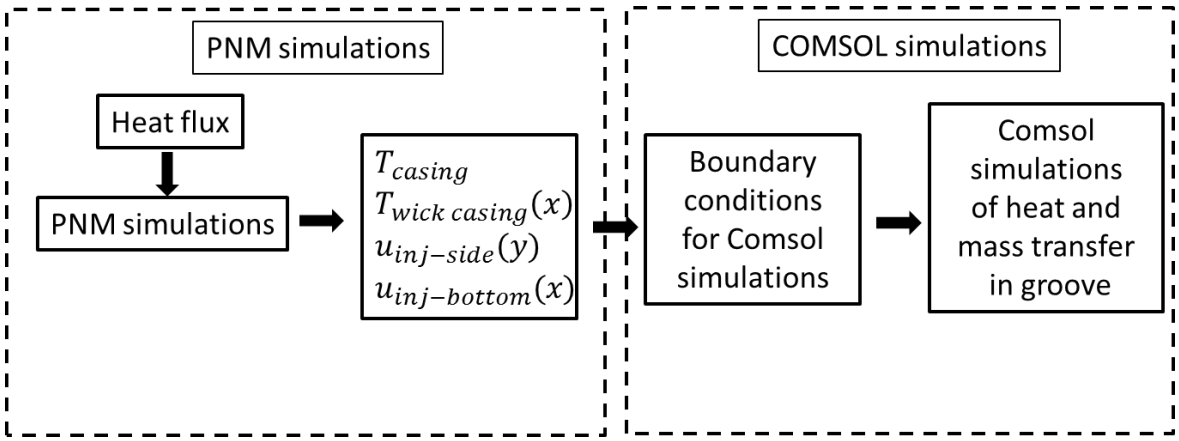


Figure V-5 Sketch of the method used to specify the boundary conditions needed to solve the heat and mass transfer problem in the groove

b.(3).(a) PNM simulation results

The PNM simulations were performed for the parameter values indicated in Tableau III-C for grooves in the casing or in the wick. The PNM is a discrete model in which the temperature and vapour velocity are computed in each pore of the wick. In contrast, the groove heat and mass transfer problem presented in V.1.b.(1) Governing equations is set according to a continuum framework. The commonly used procedure to produce continuous field from discrete field is volume averaging, e.g. [119] for example. A somewhat similar procedure is used here by smoothing out the PNM data by performing spatial averages (as expressed by the equations (III-96)-(III-98))

Parameter	
Heat flux $[\boldsymbol{W/m^2}]$	*1000 to 101000 by step of 5000*
L_x $[\boldsymbol{mm}]$	*1.9*
$\boldsymbol{L_{xg}}$ $[\boldsymbol{mm}]$	*0.35*
$\boldsymbol{L_y}$ $[\boldsymbol{mm}]$	*3.4*
$\boldsymbol{L_{yw}}$ $[\boldsymbol{mm}]$	*1.5*
$\boldsymbol{L_{yg}}$ $[\boldsymbol{mm}]$	*0.7*
$\boldsymbol{L_z}$ $[\boldsymbol{mm}]$	*2*
$\boldsymbol{L_{evaporator}}$ $[\boldsymbol{mm}]$	*100*
Fluid	*Ammonia*
$\boldsymbol{P_{sat_{CC}}}$ $[Pa]$	*615050*
$\boldsymbol{T_{sat_{CC}}}$ $[K]$	*283.15*
Wick	*Nickel*
Casing	*Stainless Steal*

Tableau III-C PNM simulation parameters (notations refer to Figure IV-8 p.184)

For each heat load applied the maximal temperature on top of casing (Figure V-6) and the average temperature at wick-casing interface (Figure V-7 and Figure V-8) are extracted from the pore network model simulations for both cases.

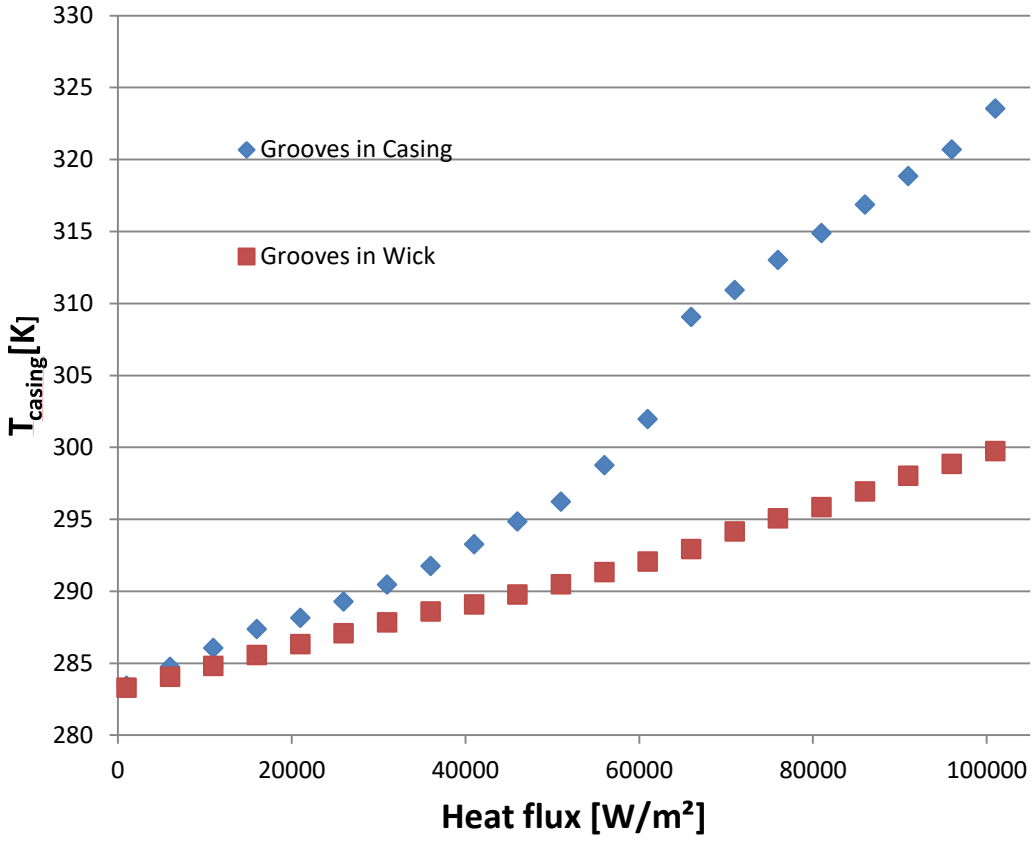


Figure V-6 PNM computation of temperature on top of the casing as a function of heat flux for both cases

Note that the temperature is quite uniform over the casing top surface. The maximum temperature considered here is actually representative of the average temperature over the casing top surface. Figure V-6 also illustrates the fact that setting the groove in the wick is more efficient since the casing top surface temperature is significantly lower when the groove is in the wick for a given heat flux.

$T_{wick-casing}\ (x)$ is obtained by averaging the temperature along the wick-casing interface. Using the coordinate system in Figure V-3, $T_{wick-casing}\ (x)$ is thus expressed as:

$$T_{wick-casing}(x) = \frac{\int_{z=L_{zc}}^{z=L_z} T(x,-L_y,z)dz}{(L_z - L_{zc})} \qquad \text{(III-96)}$$

Note that x = 0 corresponds in Figure V-7 and Figure V-8 to the triple contact line between wick, groove and casing. This line is at $x = L_{xg}$ in Figure V-3. In Figure V-7 and Figure V-8 the coordinate x rises up to the middle of the unit cell.

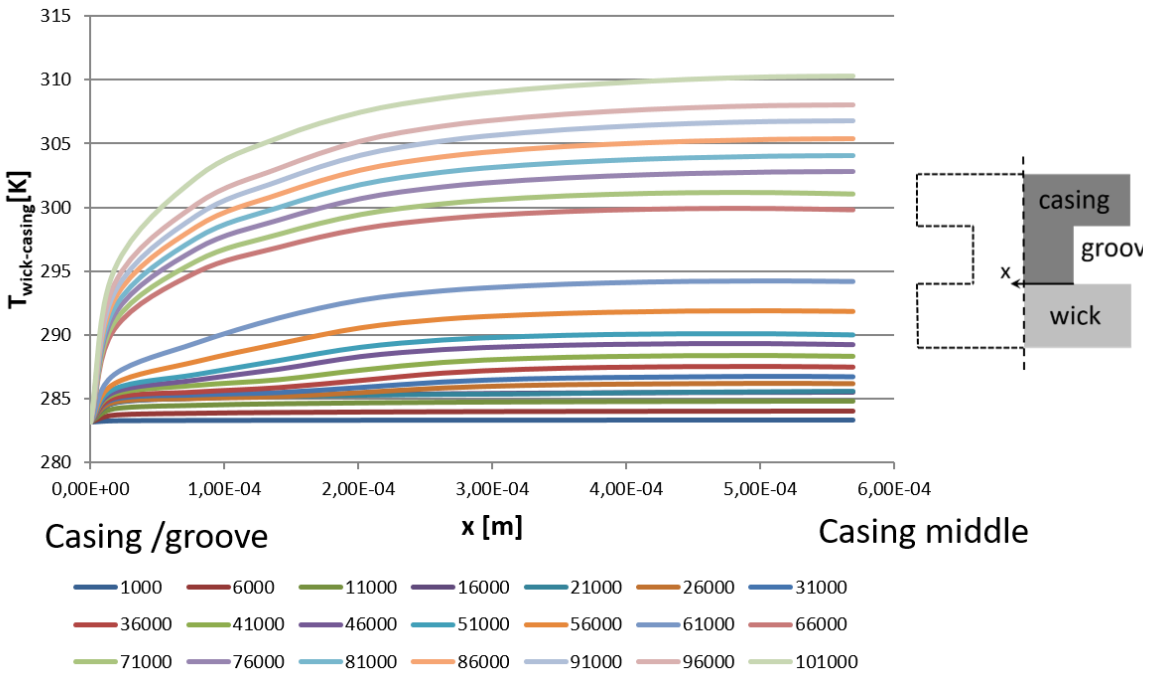


Figure V-7 PNM computation of $T_{wick-casing}(x)$: temperature at wick-casing interface for groove in casing. Each colour corresponds to a heat flux (in W/m^2). In this figure, x = 0 corresponds to the triple contact line wick – casing - groove interface

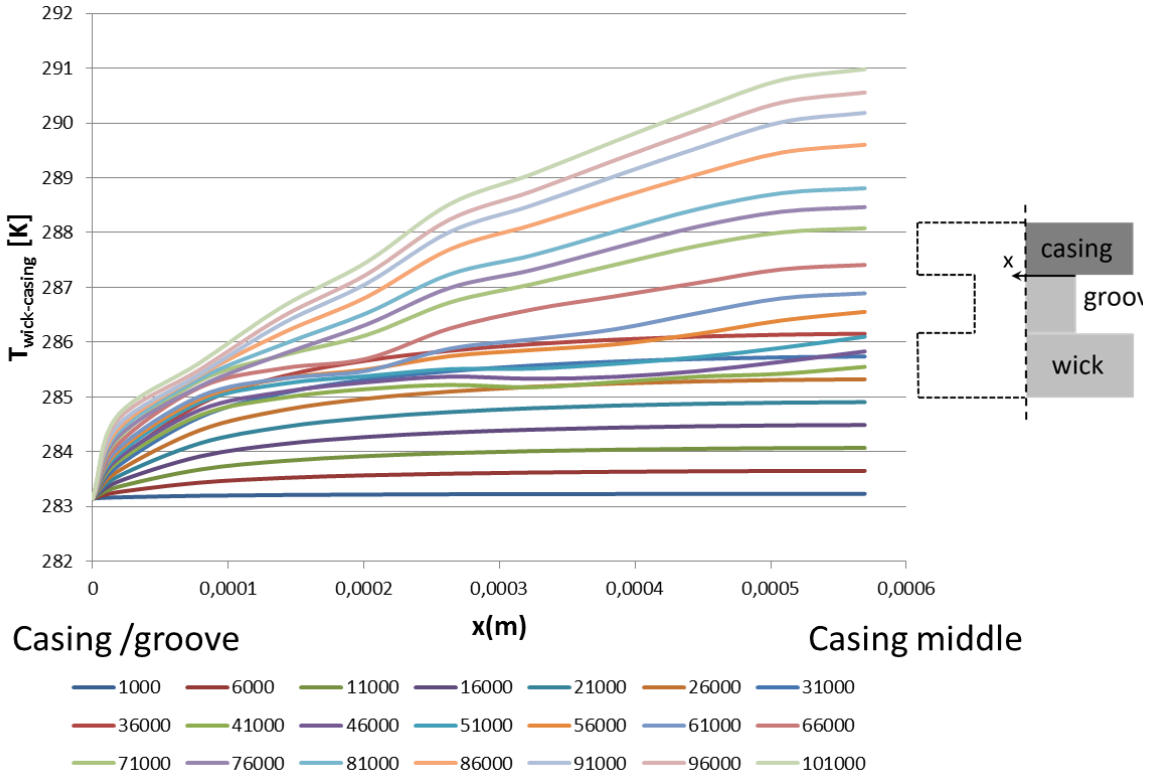


Figure V-8 PNM computation of $T_{wick-casing}(x)$: temperature at wick-casing interface for groove in wick. Each colour corresponds to a heat flux (in W/m^2). In this figure, x = 0 corresponds to the triple line wick –casing-groove interface.

As can be seen from Figure V-7 and Figure V-8, the wick-casing temperature increases with the distance from the groove. The temperature is maximum in the middle of the rib formed either by the casing (groove in casing case) or the wick (groove in wick case). At a given location, $T_{wick-casing}\ (x)$ increases with the applied heat flux. As can be seen the variation of $T_{wick-casing}\ (x)$ with the heat flux is non-linear. The variation is more important for the higher heat fluxes and one can also see a jump in the temperature increase (between the heat fluxes 61000 W/m^2 and 66000 W/m^2 Figure V-7 and between 106000 W/m^2 and 111000 W/m^2 in Figure V-8). As discussed in [73] and in IV.1.c) p.189, and sketched in Figure V-9 and Figure IV-9, three main evaporator operating regimes can be distinguished depending on the applied heat flux. For a sufficiently low heat flux, the wick is saturated and the vaporization takes place only at the wick surface. When the heat flux is sufficiently high, a two phase zone takes place within the wick. The vapour and liquid phase coexists within a region of the wick and the vaporization takes place both with the wick at its surface. When the heat flux is further increased, a dry zone eventually forms within the wick. The afore-mentioned temperature jumps correspond to the transition between regime II and regime III (sketched in Figure V-9) when a vapour blanket starts forming in the wick The formation of the vapour blanket induces a higher resistance to heat transfer within the wick and consequently a comparatively higher increase in the casing temperature with an increasing heat flux.

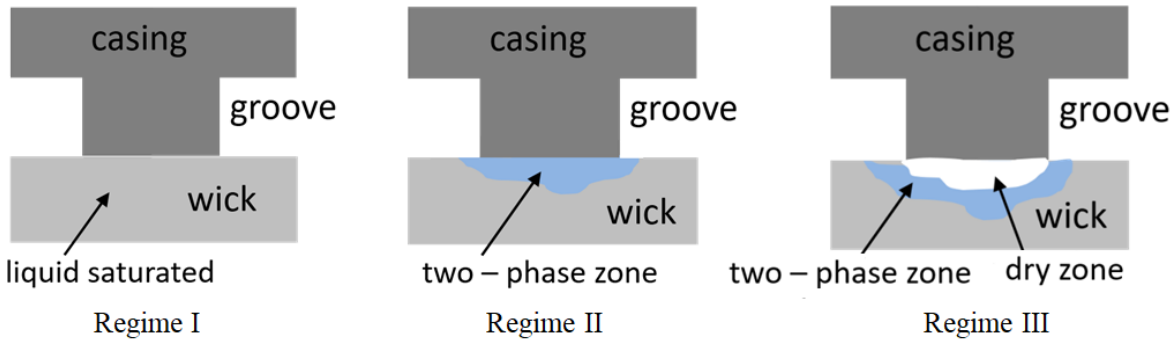


Figure V-9 Schematic of the evaporator main operating regimes (illustrated for the groove in casing case).

The vapour injection velocity $u_{inj-bottom}\ (x)$ in the groove at the groove–wick bottom interface is depicted in Figure V-10 (groove in casing) and Figure V-11 (groove in wick). As expressed by Eq.(III-97), this velocity corresponds to an average velocity along longitudinal lines along the considered interface.

$$u_{inj-bottom}(x) = \frac{\int_{z=L_{zc}}^{z=L_z} u_v(x,y,z)dz}{(L_z - L_{zc})} \qquad \text{(III-97)}$$

with $y = -L_y$ (Figure V-3). Similarly, the injection velocity $u_{inj-side}(y)$ depicted in Figure V-12 is an average velocity along the groove as expressed by Eq.(III-98) and is used only in the case where the grooves are in the wick (cf. b.(2).(b) p226):

$$u_{inj-side}(y) = \frac{\int_{z=L_{zc}}^{z=L_z} u_v(x,y,z)dz}{(L_z - L_{zc})} \qquad \text{(III-98)}$$

with $x = L_{xg}$ (Figure V-3).

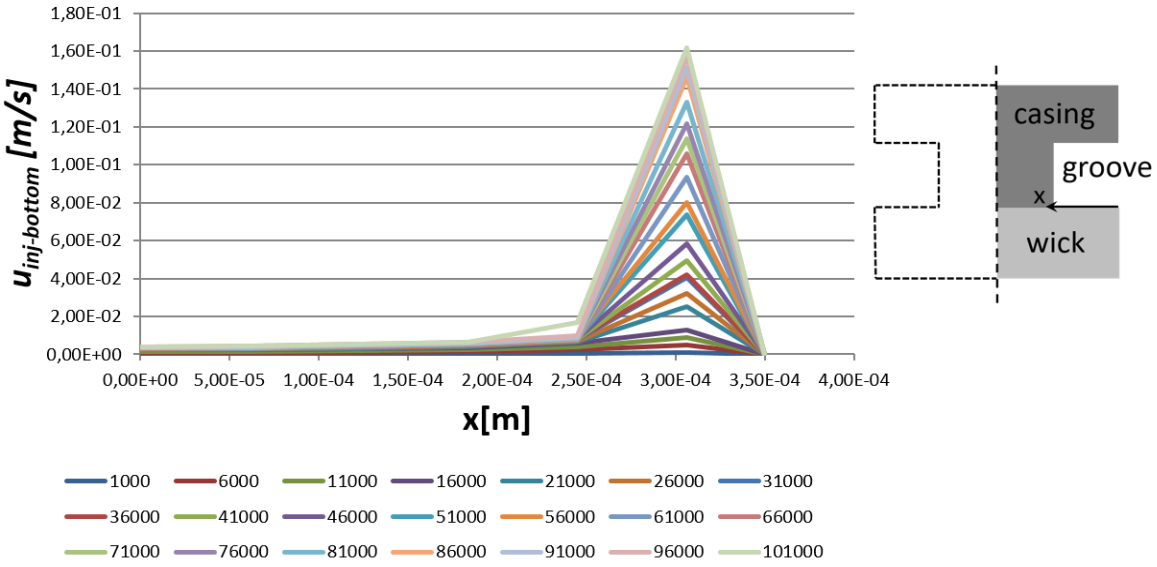


Figure V-10 PNM computation of $u_{inj-bottom}(x)$: vapour injection velocity at wick-groove interface for groove in casing. Each colour corresponds to a heat flux (in W/m^2). In this figure, x = 0 corresponds to the middle of the

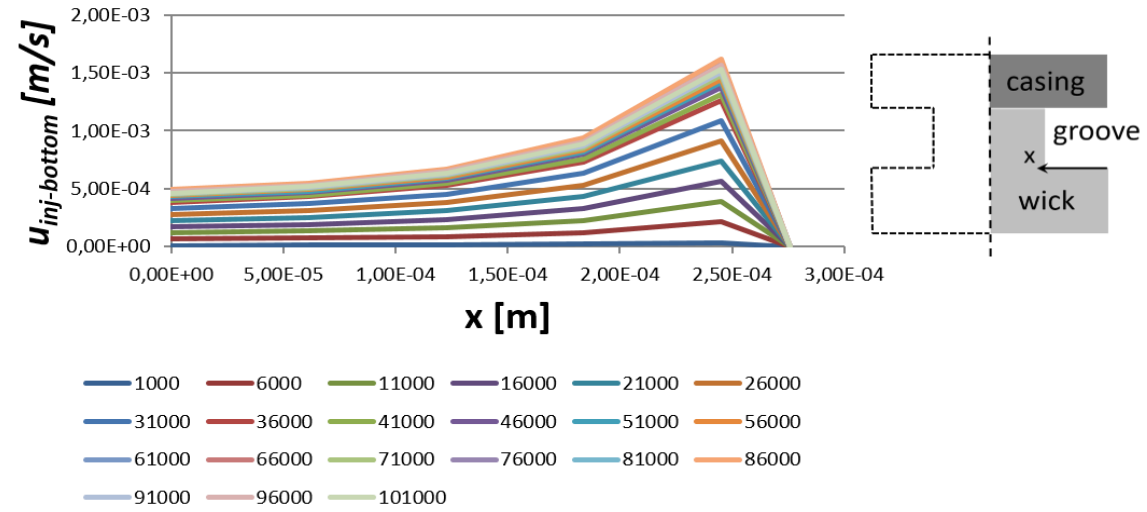


Figure V-11 PNM computation of $u_{inj-bottom}(x)$: vapour injection velocity at wick-groove interface for groove in wick. Each colour corresponds to a heat flux (in W/m^2). In this figure, x = 0 corresponds to the middle of the groove.

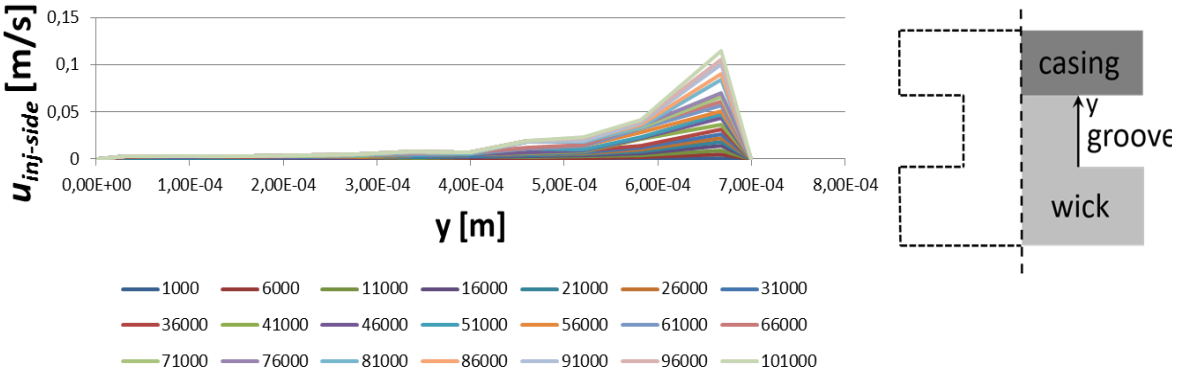


Figure V-12 PNM computation of $u_{inj-side}(y)$: vapour injection velocity at wick-groove lateral interface for groove in wick. Each colour corresponds to a heat flux (in W/m^2). In this figure, y = 0 corresponds to the intersection between the horizontal and vertical groove limiting surfaces as sketched in the figure.

As can be seen from Figure V-10 to Figure V-12, the injection velocity varies significantly over the groove limiting surfaces. As regards the groove bottom surface, the injection velocity increases significantly in the region close to the casing (groove in the casing case in Figure V-10). This is because all the vapour forming in the region of the wick under the casing exits the wick in the region of the groove bottom surface close to the casing-wick-groove triple contact line. A somewhat similar situation can be observed when the groove is in the wick (Figure V-11) with the greater velocities in the region close to the vertical groove-wick interfacial surface. However, the velocities are significantly lower in Figure V-11 compared to Figure V-10. This is because the most active vaporization region inside the wick is under the casing. This is illustrated in Figure V-12 for the groove side surface. The velocity increases in the region of the groove side surface close to the casing and the velocity magnitudes are comparable to the ones in Figure V-12. In summary, these figures well illustrate the fact that the injection velocity is not uniform over the groove-wick interfacial surface.

V.1.c) Results of the numerical simulations

In this section, the results of the 3D simulations of the vapour flow inside the vapour removal channel of a Loop Heat Pipe are presented and discussed. The first subsection is dedicated to the temperature behaviour, the second one to the pressure and then in the last part the convective coefficient is discussed.

V.1.c.(1) Vapour temperature

A common simplification in the evaporator models, i.e. [120] and references therein, is to consider that the vapour temperature in the groove is not significantly different from the saturation temperature. In order to assess the deviation from this assumption a representative vapour temperature in the groove is extracted from the 3D field. Through the different definitions possible (maximum temperature in the channel, average temperature along the middle of the channel, average temperature at the outlet of the groove, overall mixing temperature…) this is performed considering the mixing temperature along the groove Eq.(III-99) :

$$T_{mixing}(z) = \frac{\int_0^{Lxg} \int_{-Ly}^{-(Ly-Lyg)} T\|\mathbf{U}\| \, dxdy}{U_{mixing(z)}} \qquad \text{(III-99)}$$

where $U_{mixing}(z) = \int_0^{Lxg} \int_{-Ly}^{-(Ly-Lyg)} \|\mathbf{U}\| \, dxdy$, $\|\mathbf{U}\|$ is the velocity norm. The axial variation of the mixing temperature is displayed in Figure V-13.

It is also possible to compute the mixing temperature variation indicator α from its value at the beginning of the groove until the outlet from Eq.(III-100) :

$$\alpha_{Tmixing}(z) = \frac{T_{mixing}(z) - T_{mixing}(0)}{T_{mixingout} - T_{mixing}(0)} \qquad \text{(III-100)}$$

with $T_{mixingout} = T_{mixing}(z = Lz)$

As can be seen from Figure V-13, the mixing temperature increases rapidly at the beginning of the groove and then varies little. The mixing temperature reaches 90 % of its maximum value (located at the groove outlet) after only 2 mm in the groove in casing case (Figure V-14), consistently with the results reported in [35]. This short distance is significantly less (~0.25 mm) for the groove in wick case.

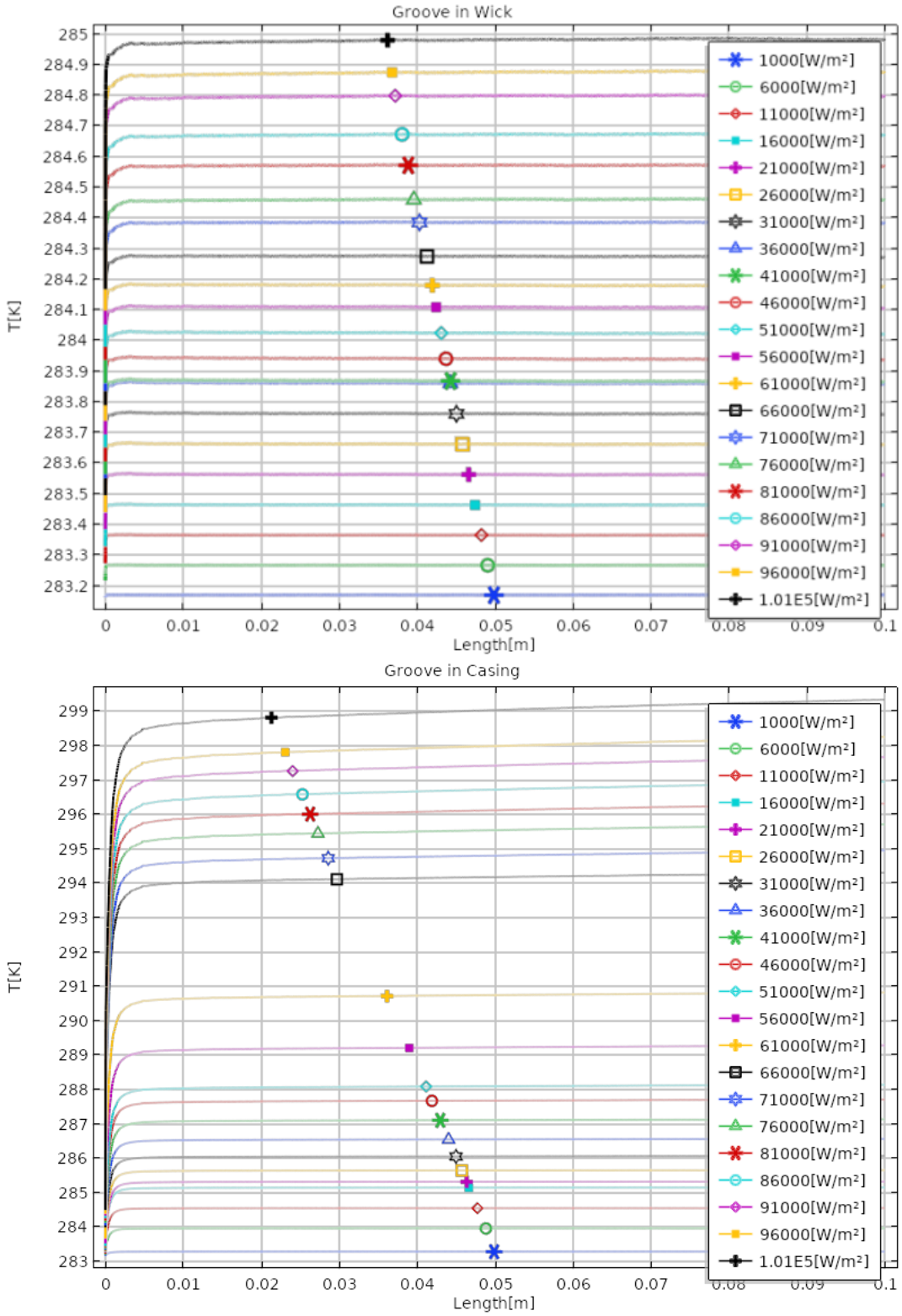


Figure V-13 Variation of the mixing temperature along the groove for the groove in wick case (up) and the groove in casing case (down) for various heat flux.

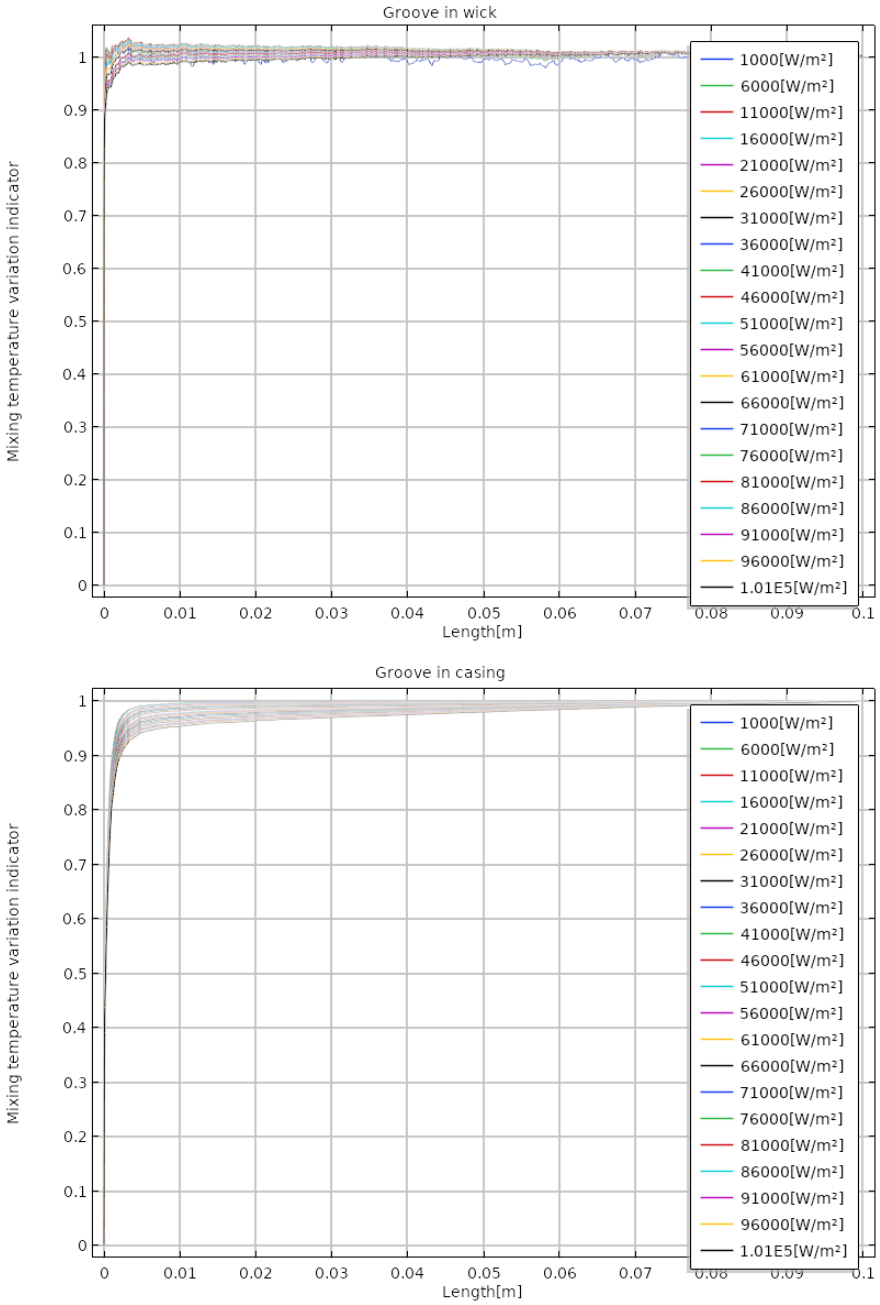


Figure V-14 Mixing temperature variation indicator along the groove for the groove in wick case (up) and the groove in casing case (down) for various heat flux.

In Figure V-15 in the groove in wick case, the mixing temperature remains relatively close to the saturation temperature imposed at the wick-groove interfacial surfaces. The difference between the mixing temperature and the (wall) saturation temperature is less than 2 K. The commonly used assumption that the temperature in the groove can be approximated by the saturation temperature is therefore reasonable in this case. By contrast, the mixing temperature is significantly greater than the saturation temperature for the groove in casing case. The difference is as high as about 16 K for the highest considered heat flux (101 000 W/m^2) and is significant even for relatively low heat flux (5 K for example for the heat flux of 51 000 W/m^2). In this case, the commonly used procedure neglecting the vapour overheating in the groove is therefore questionable.

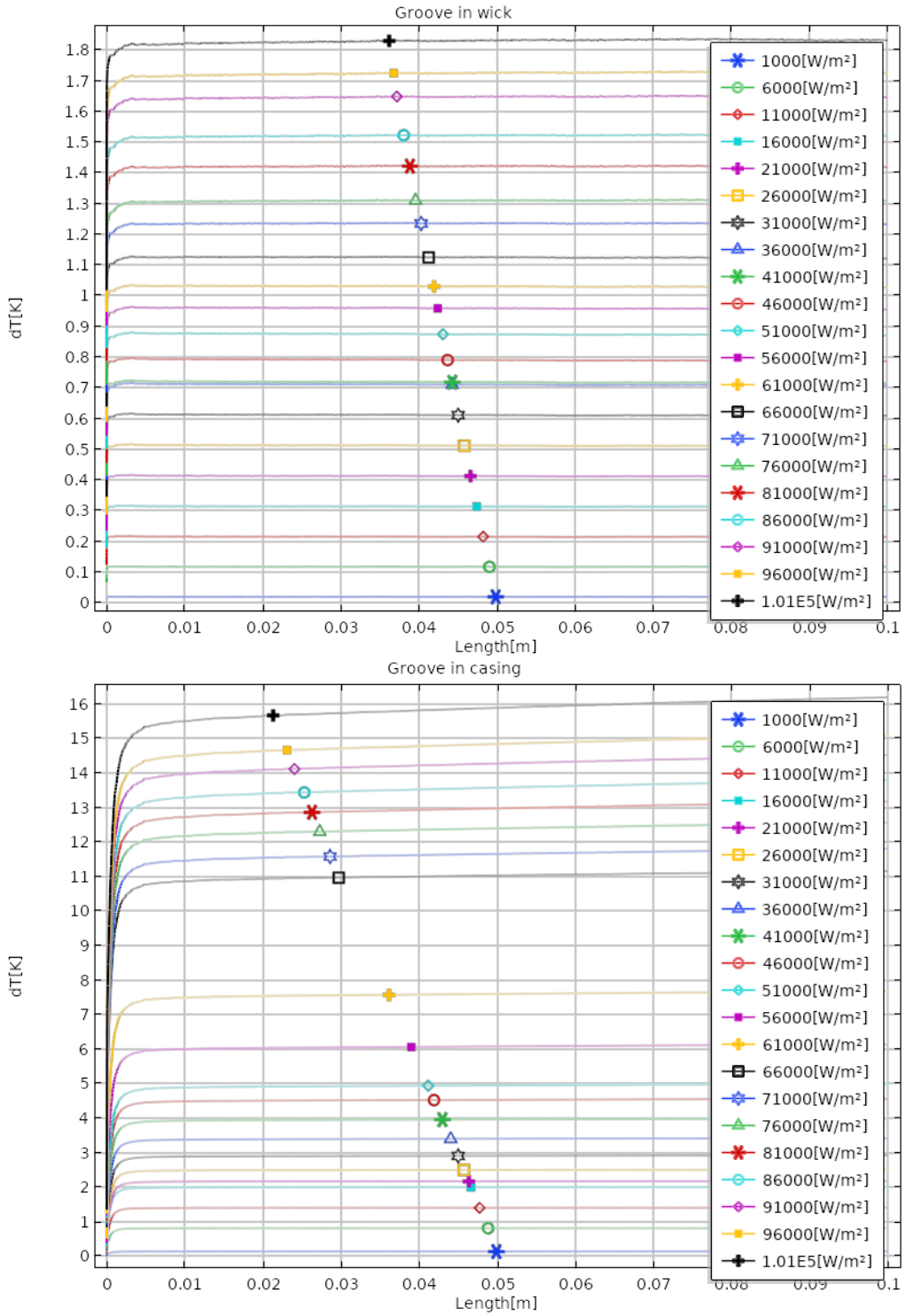


Figure V-15 Difference between the mixing temperature and the saturation temperature for the groove in casing case (up) and the groove in wick case (down) for various heat flux.

The temperature variation in Figure V-16 reflects the various regimes shown in Figure V-9 (for the groove in casing case, the transition between regimes I and II occurs at about 21000 W/m^2 and the transition between regime II and regime III occurs at about 63000 W/m^2). As shown in Figure V-16, this difference between both cases is notably due to the temperature over the dead end surface of the groove, which is significantly higher when the groove is in the casing, i.e. closer to the maximum temperature located on top of the casing.

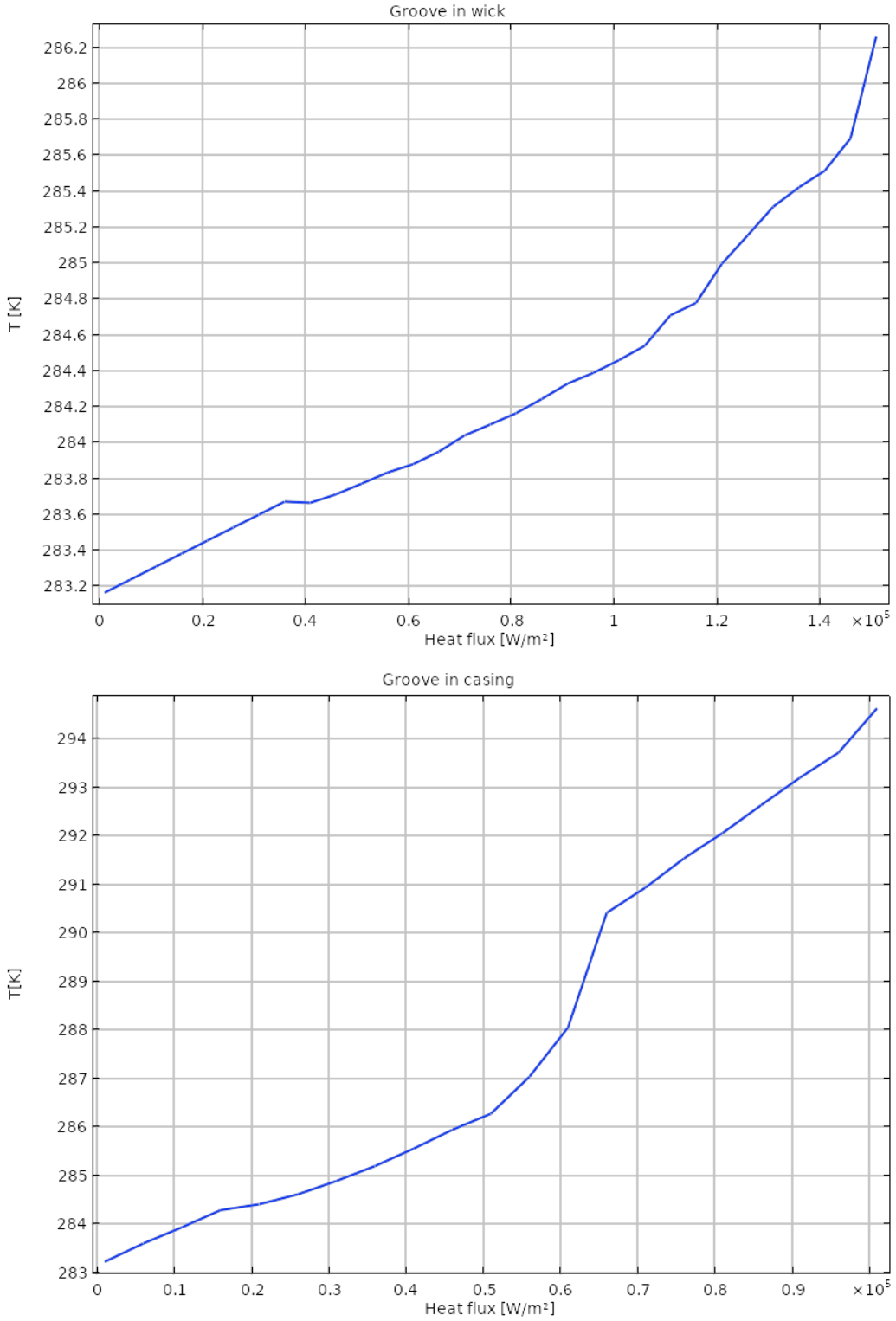


Figure V-16 Average temperature on the groove end surface (see Figure V-4) as a function of the heat flux for the groove in the wick case (up) and in the casing case (down) for various heat flux.

The results show in Figure V-17 further illustrates the fact that the temperature distribution is much more homogeneous in the groove when the groove is in the wick. By contrast, the temperature on the top surface of the groove becomes significantly higher than the groove mixing temperature when the groove is in the casing.

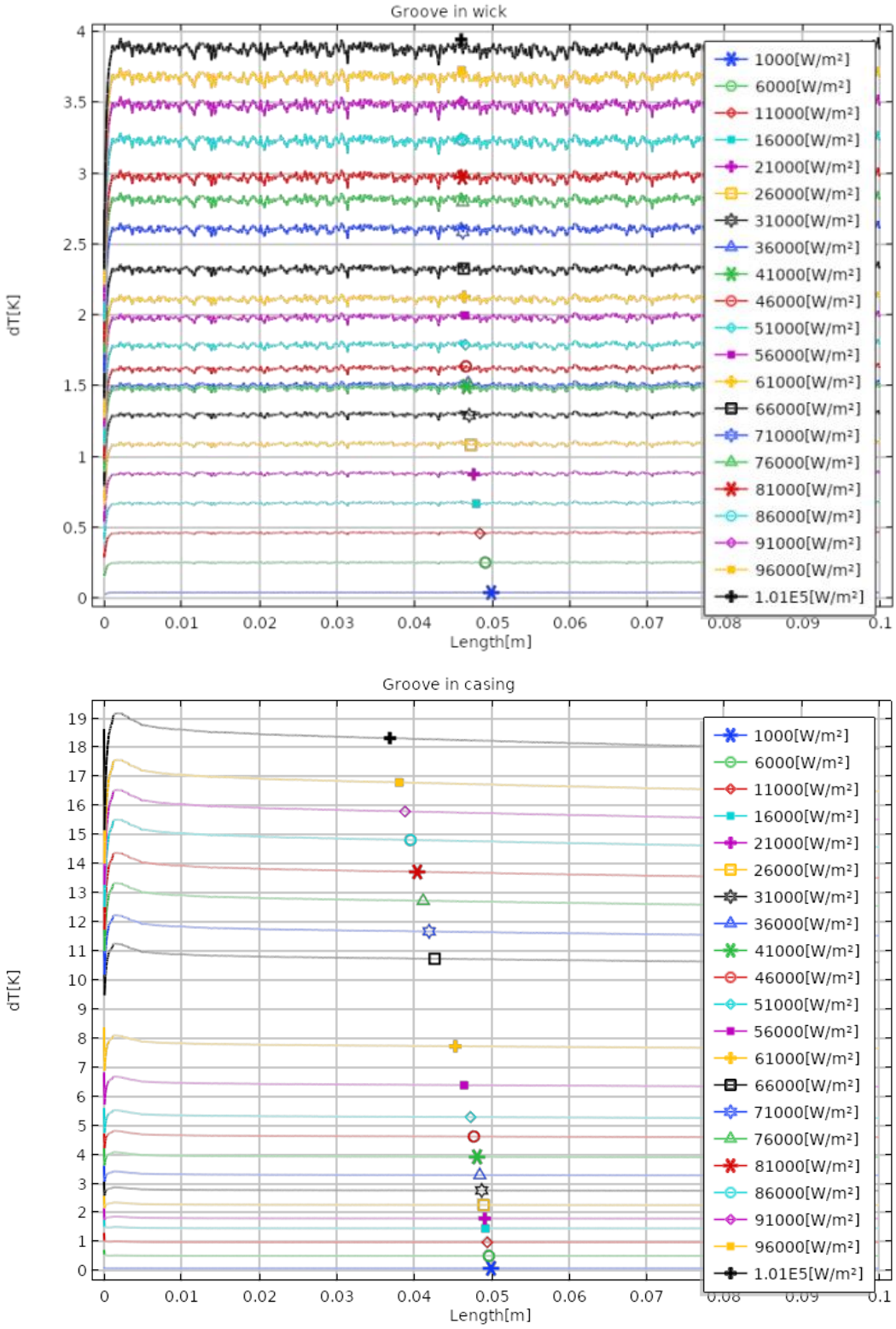


Figure V-17 Difference between the temperature on groove top surface and the mixing temperature along the groove for various heat fluxes for the groove in wick case (up) and the groove in casing case (down).

In other words, there is a noticeable heat transfer between the casing and the groove due to the vapour flow in the wick when the groove is the casing since the temperature difference between the mixing temperature and the casing-groove top interface temperature is as high as 19 K for the highest considered heat flux.

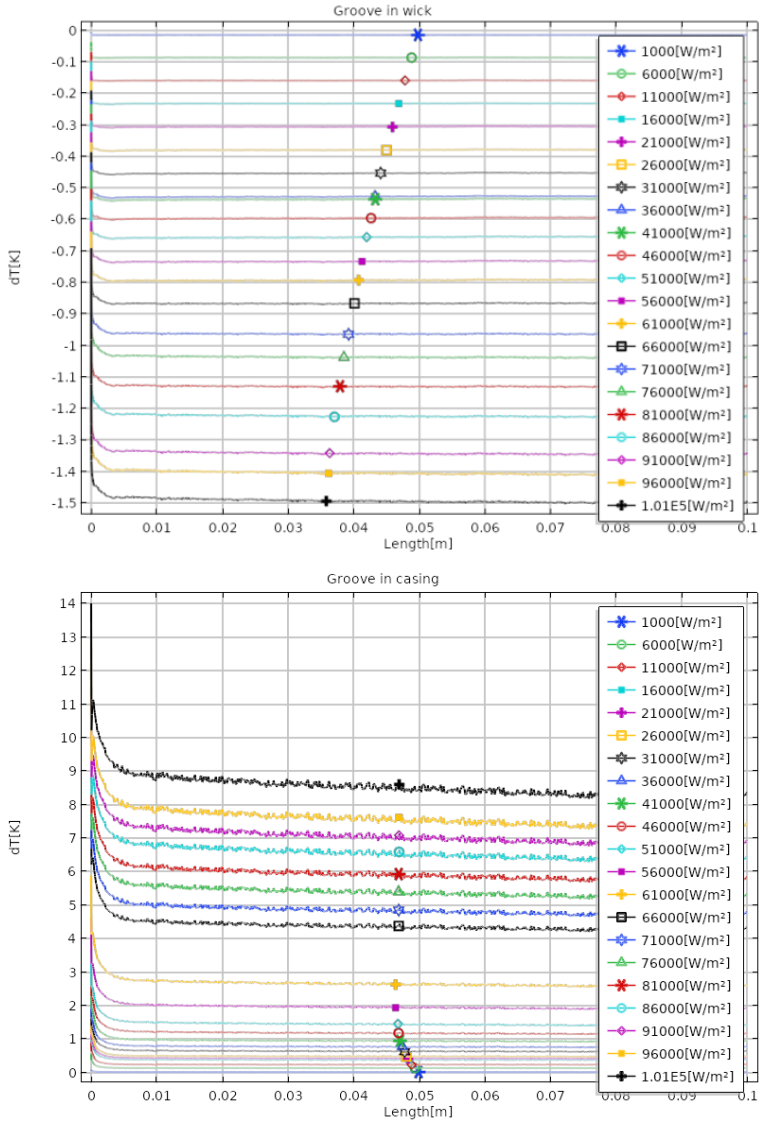


Figure V-18 Difference between the temperature on groove side surface and the mixing temperature along the groove for various heat fluxes for the groove in wick case (up) and the groove in casing case (down).

As depicted in Figure V-18, somewhat similar results are obtained as regards the difference between the groove side surface temperature and the mixing temperature. As can be seen, the mixing temperature is actually slightly greater than the wick surface temperature with the difference in temperature on the order 1-2 K when the groove is the wick. Although less than for the groove top surface, the temperature difference between the groove side surface temperature and the mixing temperature is significantly higher when the groove is in the casing. For the highest considered flux, the mixing temperature is about 8-9 K lower than the casing side surface temperature.

Also two groups of curves can be distinguished in Figure V-17 (as well as in Figure V-13 and Figure V-16) for the groove in casing case. There is a significant increase in the temperature difference when the heat flux is increased from 61000 W/m^2 to 66000 W/m^2. As for the temperature profiles depicted in Figure V-7, the jump in the temperature difference can be related to the three main evaporator operating regimes sketched in Figure V-9. The temperature jump between the fluxes 61000 W/m^2 and 66000 W/m^2 in Figure V-13, Figure V-15 and Figure V-16 corresponds to the transition between regime II and regime III when a vapour blanket starts forming in the wick.

V.1.c.(2) Pressure drop

The axial velocity is continually increasing within the groove as a result of the uniform injection velocity at the wall. This is illustrated in Figure V-19 where the variation of the Reynolds Number $Re = \frac{\bar{U}_{vz}\rho_v D_H}{\mu_v}$ (cf. IV.1.b) p.179) along the groove is plotted for both cases.

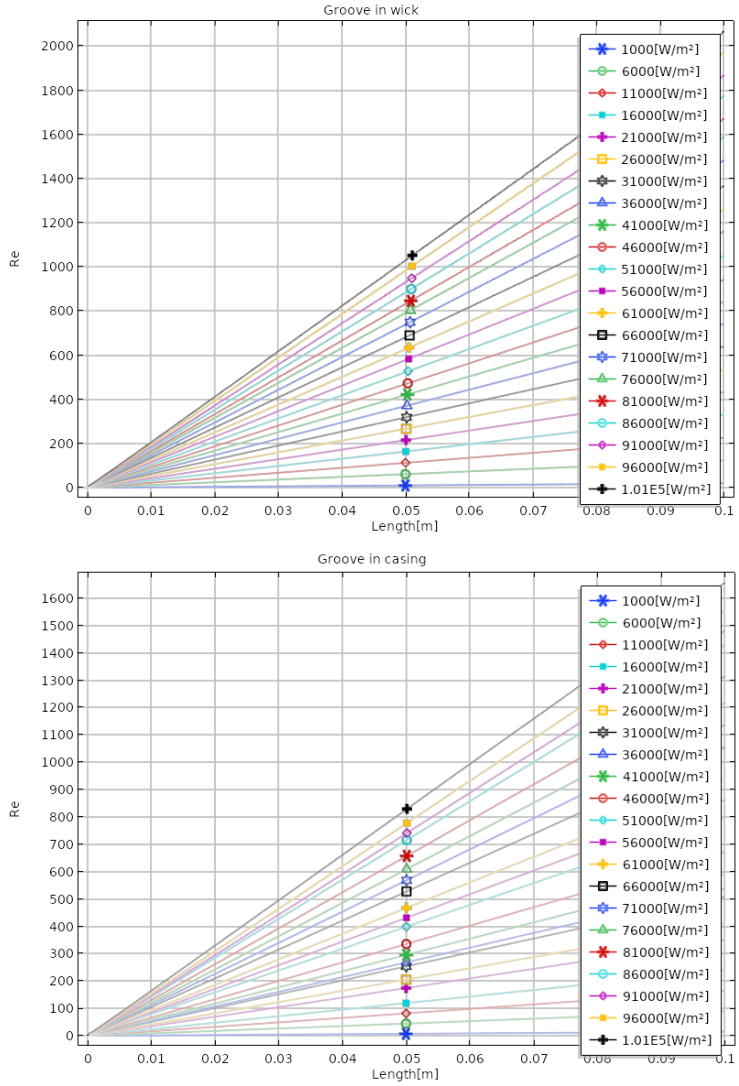


Figure V-19 Axial Reynolds number for the groove in wick case (up) and groove in casing case (down).

For the range of considered heat fluxes, the Reynolds number is always lower than 2500 which is the transition value between the laminar and turbulent regimes in a pipe. Although, the shape of the groove (different from a circular pipe) and the presence of the wall injection velocity should modify the value of the critical Reynolds number, assuming a laminar flow in the groove seems a quite reasonable assumption based on the results shown in Figure V-19.

The pressure in the groove is analysed through the consideration of the axial variation of the pressure averaged over the groove cross-section:

$$\bar{p}(z) = \frac{\int_0^{Lxg}\int_{-Ly}^{-(L_y-L_{yg})} p\, dxdy}{L_{xg}\, L_{yg}} \qquad \text{(III-101)}$$

As shown in Figure V-20, the pressure varies non-linearly along the groove (note that the figure actually shows the difference $\bar{p}(z) - \bar{p}(z_{exit})$ where $\bar{p}(z_{exit})$ is the pressure at the groove exit at L_z). The parabolic shapes in Figure V-20 are typical of a laminar flow with uniform injection velocity at the wall [121].

The greater pressure drop for the groove in wick case compared to the groove in casing case for the same heat flux is consistent with the comparatively higher velocity in Figure V-19 for the groove in wick case.

Also, it can be noticed that such pressure variations correspond to a quite small saturation temperature variations (0.02 K for the highest considered flux) according the Clausius-Clapeyron relationship (Eq.(III-16)) (Figure V-21). In this respect, neglecting the impact of the pressure variation within the groove on the saturation temperature is a quite reasonable assumption.

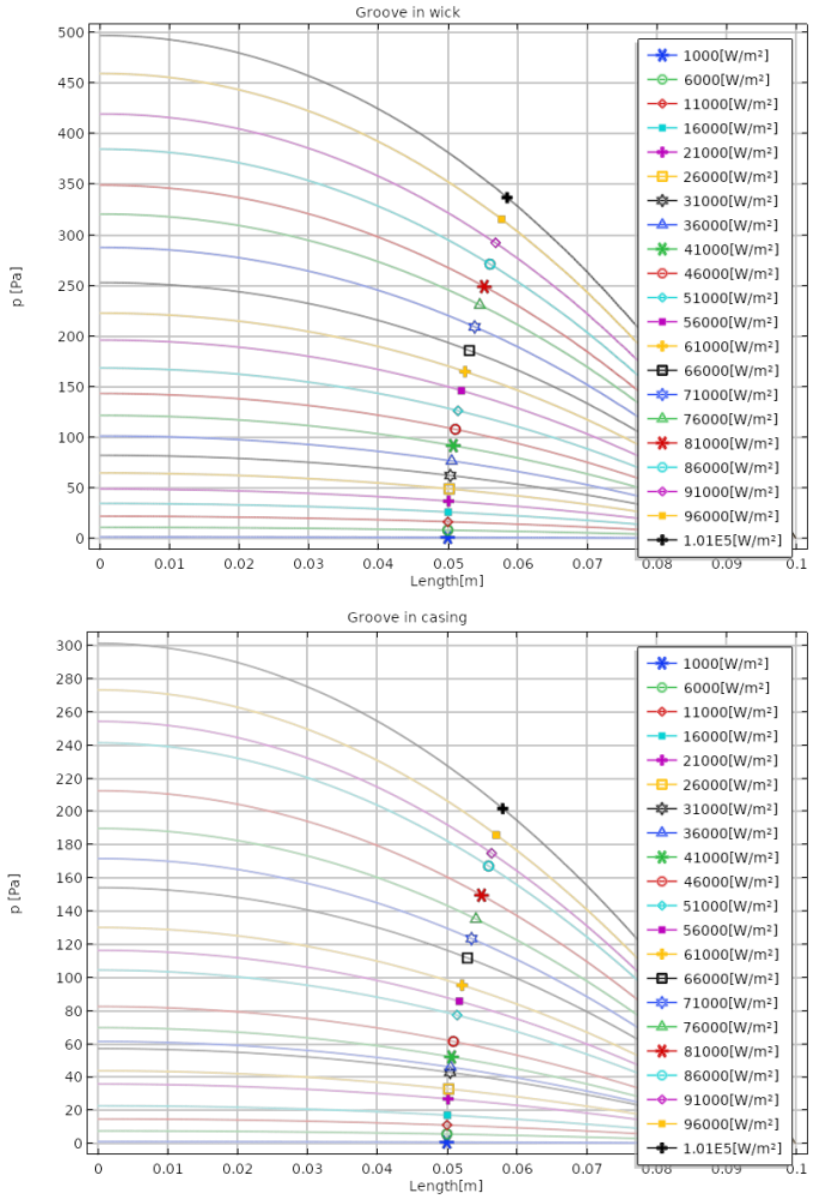


Figure V-20 Variation of groove cross-section averaged pressure in the groove for the groove in wick case (up) and groove in casing case (down).

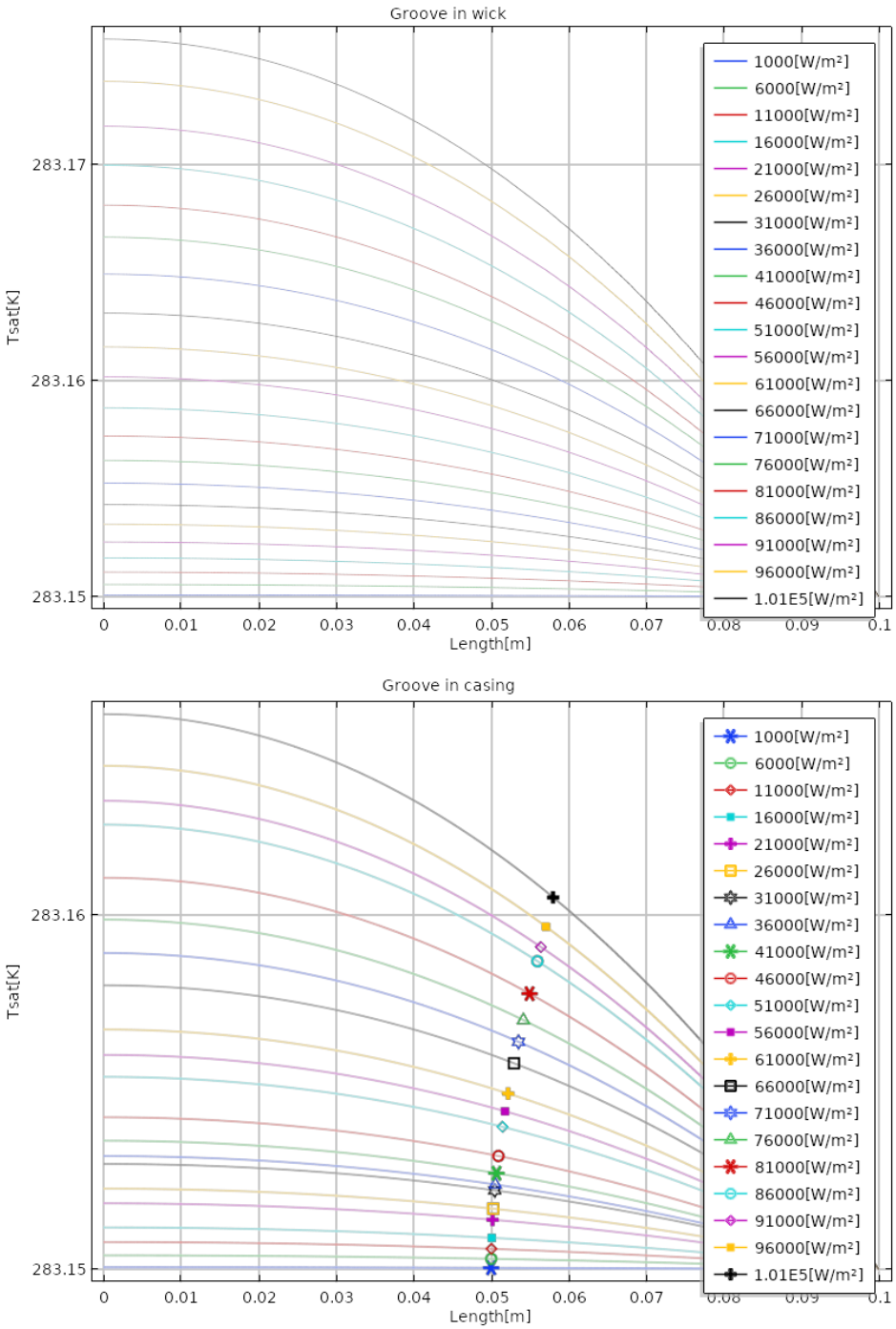


Figure V-21 Variation of the saturation pressure along the groove based on the pressures and Clausius-Clapeyron relationship

Another aspect to study is the pressure drop inside the grooves, this achieve through a similar Poiseuille law. Usually the pressure drop in a pipe can be written as Eq.(III-102) also called the Darçy-Weisbach equation:

$$dp_{Pois}(X) = \Lambda \frac{X\ \rho\ v^2}{2\ D_h} \qquad \text{(III-102)}$$

Here X is the length of the considered pipe, v is the mean flow velocity, D_h the hydraulic diameter (cf. p.182) and with the assumption of a laminar flow the friction factor can be calculated from $\Lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}$.

Yet in the vapour groove of a LHP there is a constant evaporation of fluid and so the speed is continually increasing. Applying mass conservation in the duct with a constant mean injection speed of vapour on the side of the duct along the axis z, the mean outlet axial velocity can be expressed by Eq.(III-103) :

$$v(z) = \frac{\overline{u_{inj}}\, z}{L_{yg}} \tag{III-103}$$

with:

For groove in casing at y=-L_y on Figure V-3:

$$\overline{u_{inj}} = \frac{1}{L_{xg}} \int_0^{L_{xg}} u_{inj-bottom}\, dx \tag{III-104}$$

For groove in wick :

$$\overline{u_{inj}} = \left(\frac{1}{L_{xg}} \int_0^{L_{xg}} u_{inj-bottom}\, dx \right)\Bigg|_{y=-L_y} + \frac{L_{yg}}{L_{xg}} \left(\frac{1}{L_{yg}} \int_0^{L_{yg}} u_{inj-side}\, dy \right)\Bigg|_{x=L_{xg}}$$

Considering" X" as the position "z" in the groove, this finally leads to the expression:

$$dp_{Pois}(z) = \frac{32\, \mu_v \overline{u_{inj}}\, z^2}{L_{yg}\, D_h^2} \tag{III-105}$$

The pressure drop from the simulation using (III-106) is compared to the pressure drop computed from (III-105) in Figure V-22.

$$dp(z) = \max(\bar{p}) - \bar{p}(z) \tag{III-106}$$

In Figure V-22 although both curves have a similar trend, the deviation between the correlation (III-105) and the simulation (III-106) fluctuates with the velocity in the groove (which fluctuates with the heat flux applied). Keeping in mind that the pressure losses computed in this model of 10 cm in length cannot be transposed on smaller model because of their non-linearity, the use of these correlations looks acceptable but could become more problematic. The use of inaccurate correlations can lead to miscalculate the total pressure drop in the loop which is compared to capillary pressure when percolation of the wick is studied. In this field of study the knowing of the pressure in groove is absolutely crucial as it drives the liquid/vapour behaviour inside the wick. In the studies where this point is not considered the use of the equation (III-105), or the equation (III-18), appears to be an acceptable assumption.

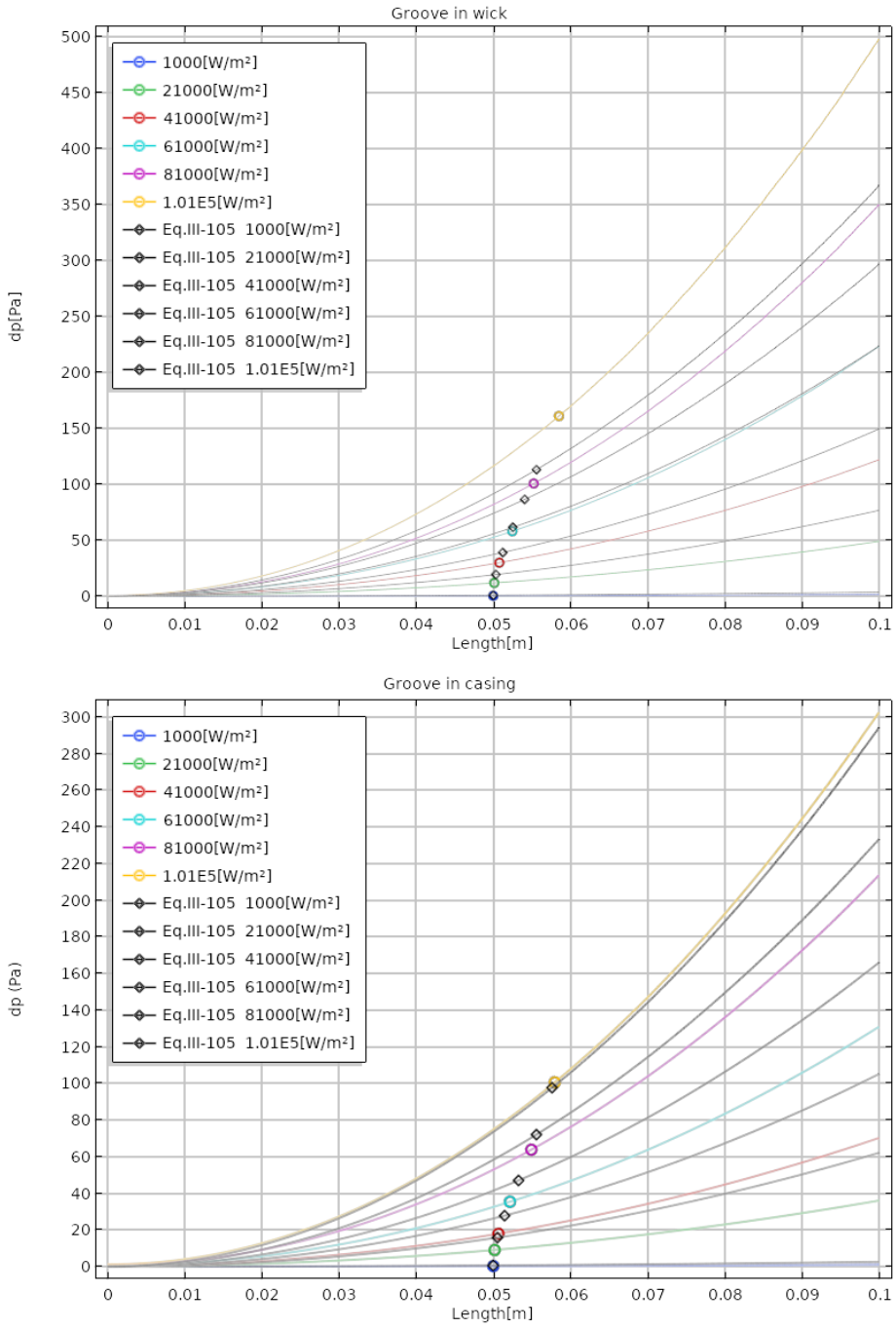


Figure V-22 Pressures losses along the groove for the groove in wick case (up) and groove in casing case (down).

V.1.c.(3) Heat transfer coefficient

As illustrated in Figure V-19, the axial velocity starts from a null value and increases continually along the groove. Thus, the heat transfer is by conduction at the beginning of the groove. Then when the velocity increases the importance of heat transfer by forced convection becomes important. This can be characterized by the Peclet number (Eq.(III-107)) comparing the significance of convective and conductive heat transfers.

$$Pe = Re\ Pr \qquad \text{(III-107)}$$

As can be seen from Figure V-23, the convective heat transfer becomes very rapidly dominant. In other words, the extension of the zone ($< 2.5.10^{-4}\ m$) where the heat conduction is on the same order as the convective heat transfer is quite small for both cases.

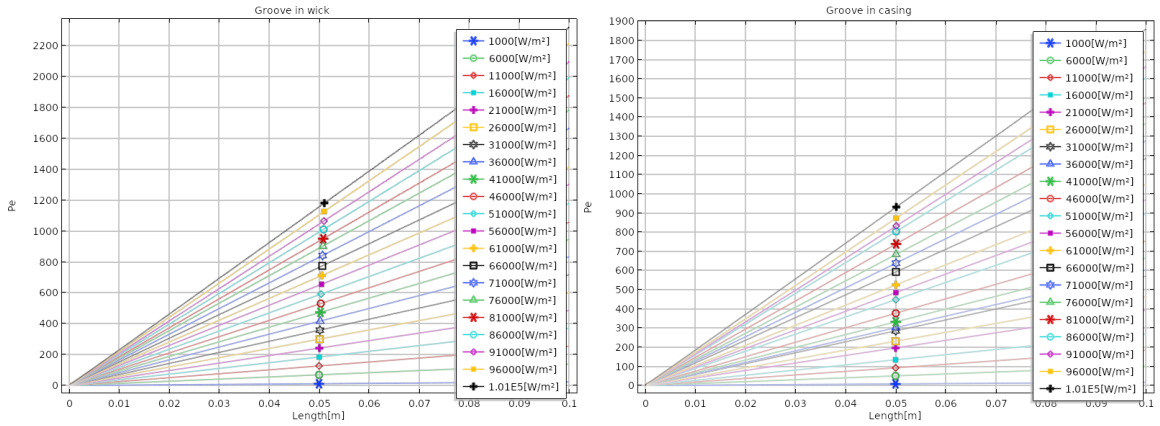


Figure V-23 Variations of the Peclet number along the groove for the groove in wick case (left) and groove in casing case (right).

The heat transfer within the groove is characterized from the computation of the heat transfer coefficients defined using a classical Newton's law formulation. Thus, the heat transfer coefficient along the groove top surface is computed as:

$$h_{top}(z) = \left| \frac{\bar{\varphi}_{top}(z)}{T_{mixing}(z) - \bar{T}_{top}(z)} \right| \qquad \text{(III-108)}$$

where $\bar{\varphi}_{top}(z)$ is the average heat flux along the x direction at the z position over the groove top surface (groove-casing top interface),

$$\bar{\varphi}_{top}(z) = \frac{1}{L_{xg}} \int_0^{L_{xg}} (-\lambda_v \nabla T . \mathbf{n}) dx \qquad \text{(III-109)}$$

and $\bar{T}_{top}(z)$ is the average temperature along the x direction at the z position over the groove top surface.

$$\bar{T}_{top}(z) = \frac{1}{L_{xg}} \int_0^{L_{xg}} T\, dx \qquad \text{(III-110)}$$

Similarly the heat transfer coefficient at the casing-groove vertical interfacial surface (for the groove in casing case) is defined as

$$h_{side}(z) = \left| \frac{\bar{\varphi}_{side}(z)}{T_{mixing}(z) - \bar{T}_{side}(z)} \right| \qquad \text{(III-111)}$$

where

$$\bar{\varphi}_{side}(z) = \frac{1}{L_{yg}} \int_{-L_y}^{-(L_y - L_{yg})} (-\lambda_v \nabla T . \mathbf{n}) dy \qquad \text{(III-112)}$$

and

$$\bar{T}_{side}(z) = \frac{1}{L_{yg}} \int_{-L_y}^{-(L_y - L_{yg})} T \, dx \qquad \text{(III-113)}$$

For the groove in wick case, the side surface (surface #6 in Figure V-4) is a wick-groove interfacial surface. The heat transfer at the wall therefore also depends on the blowing effect associated with the injection velocity resulting from the vaporization. However the average injection velocity over this surface is much smaller than the axial velocity, which leads to a small wall Peclet number. For this reason, the convective heat transfer associated with the injection velocity has been computed using the same convention as for the casing solid surface, which is from equations similar to the equations (III-108) and (III-109). For the same reason, the heat transfer coefficient at the groove bottom surface has been computed as:

$$h_{bottom}(z) = \left| \frac{\bar{\varphi}_{bottom}(z)}{T_{mixing}(z) - \bar{T}_{bottom}(z)} \right| \qquad \text{(III-114)}$$

where

$$\bar{\varphi}_{bottom}(z) = \frac{1}{L_{xg}} \int_0^{L_{xg}} (-\lambda_v \, \nabla T . \mathbf{n}) dx \qquad \text{(III-115)}$$

and

$$\bar{T}_{bottom}(z) = \frac{1}{L_{xg}} \int_0^{L_{xg}} T \, dx \qquad \text{(III-116)}$$

The variation of the above defined heat transfer coefficients along the groove are depicted in Figure V-24, Figure V-25 and Figure V-26 for both cases. As can be seen, the curves are noisy. As the convective coefficient is computed from the division of the mean heat flux by the average temperature difference, a small variation in the temperatures can lead to a noticeable variation of the coefficient. Note for instance that, as shown in Figure V-18, the temperature difference for the groove in wick case is quite small. Thus a small inaccuracy in the temperature differences between two successive mesh points along the groove can cause noticeable fluctuations. The fluctuations were reduced by increasing the mesh fineness. However, when the mesh fineness was too large, the computation could not converge (numerical problems due to computer rounding errors…). In other words, the results depicted in Figure V-24, Figure V-25 and Figure V-26 are the best trade-off we could obtain between mesh-fineness and convergence.

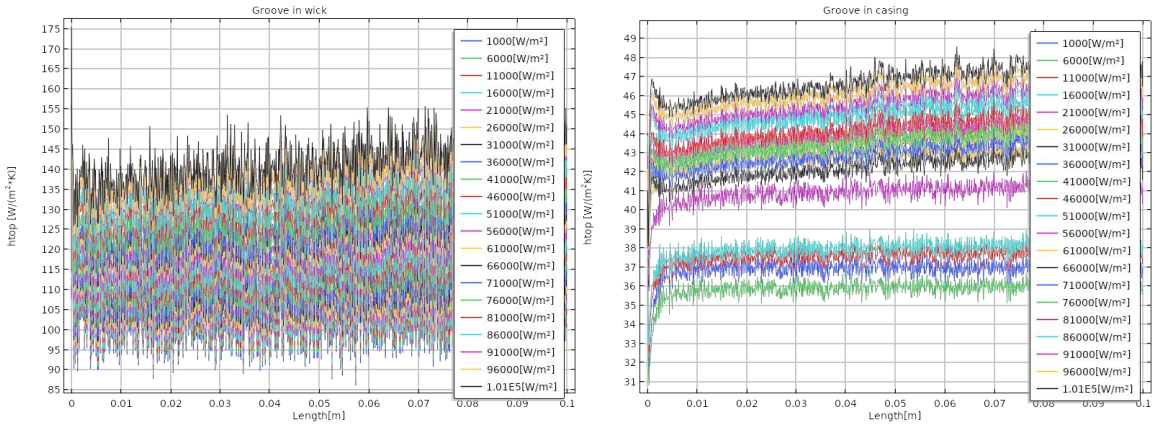


Figure V-24 Groove top limiting surface heat transfer coefficient for the groove in wick (left) and groove in casing (right) cases.

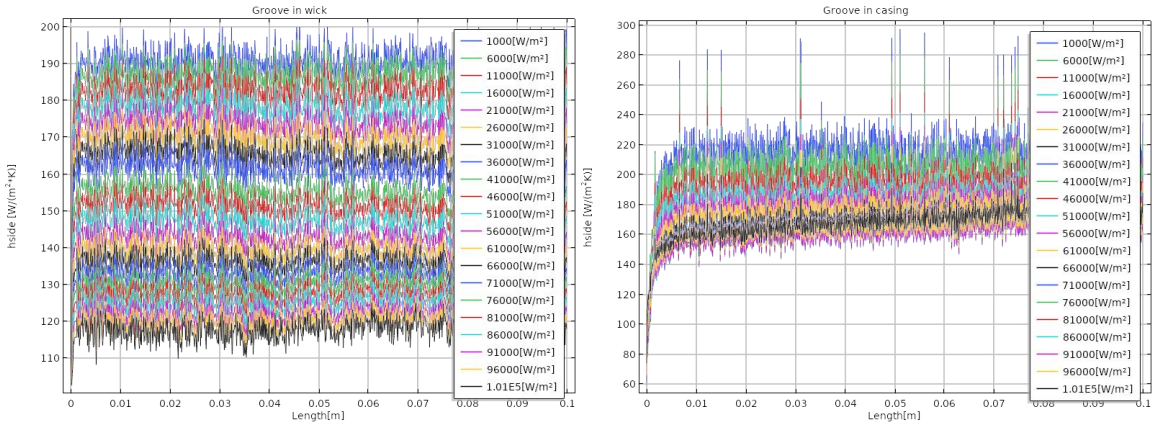


Figure V-25 Groove side limiting surface heat transfer coefficient for the groove in wick (left) and groove in casing (right) cases.

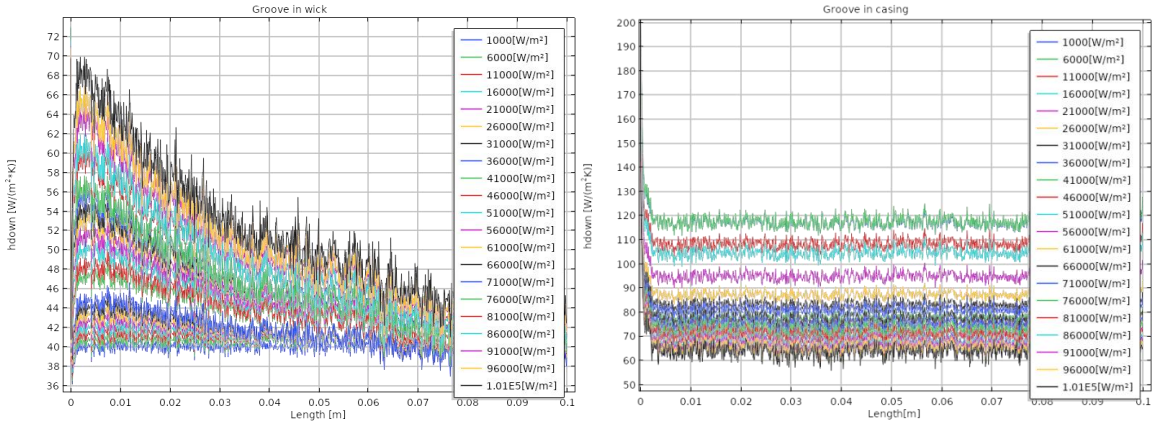


Figure V-26 Groove bottom limiting surface heat transfer coefficient for the groove in wick (left) and groove in casing (right) cases.

As can be seen, various behaviours can be observed depending on the considered case and the considered surface. For a given flux, the heat transfer coefficient can be almost constant outside the region at the beginning of the groove for some surfaces. Otherwise, the trend is a slight increase along the groove. An exception is the groove bottom limiting surface for the groove in wick case (Figure V-26 (left)) for which the heat transfer coefficient decreases along the groove.

For the sake of comparison, Figure V-27 shows the variation of the heat transfer coefficient computed using Eq.(III-33), i.e. a classical correlation [110]. Contrary to our results, this correlation predicts a noticeable increase in the coefficient along the groove. This is understandable as a majority of correlation are based on the Vaschy-Buckingham theorem which write the Nusselt number as a function of the Reynolds number (Eq.(III-117)) which is continuously increasing (Figure V-19):

$$Nu = C\, Re^m\, Pr^n \qquad \text{(III-117)}$$

with C, m and n as constant.

In addition to a different spatial variation, the coefficient values are also quite different. The correlation significantly overestimates the coefficients compared to our simulation results. It can be argued that this correlation has been developed for turbulent flows whereas our simulations indicate a laminar flow. However, all correlations of the literature for the convective heat transfer in pipes, e.g. [122], predict an increase of the heat transfer coefficient with the velocity.

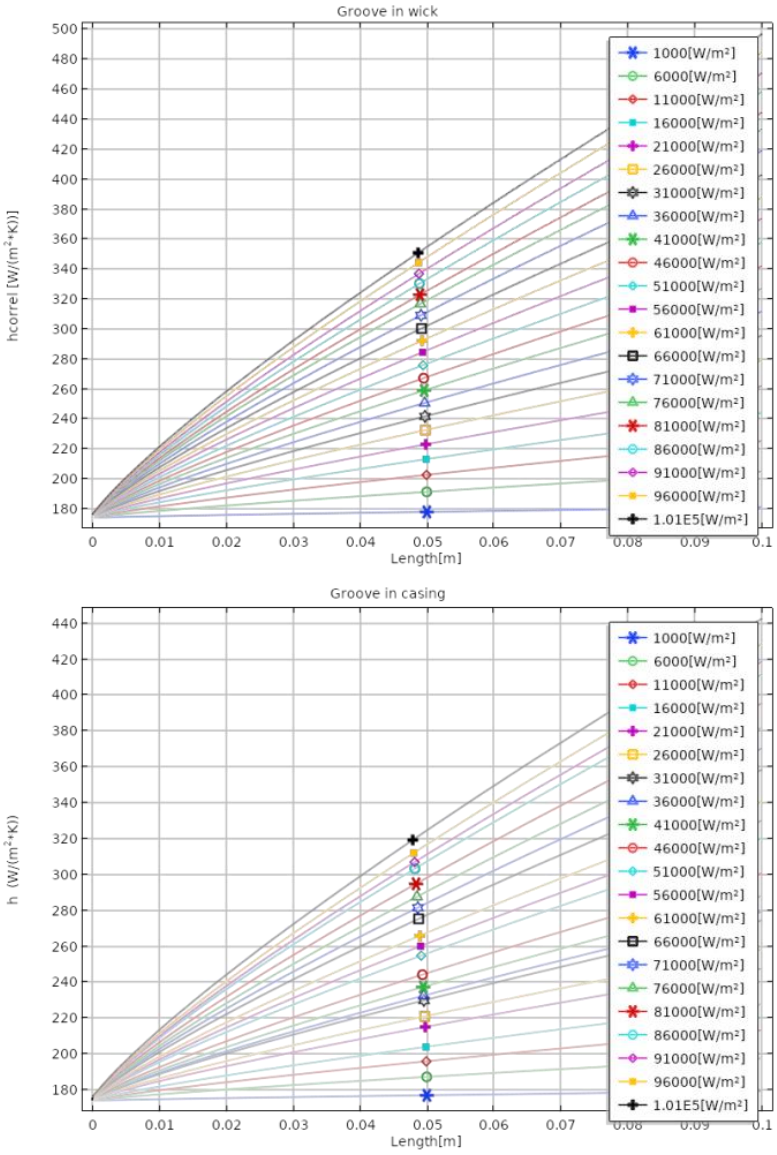


Figure V-27 Heat transfer coefficient computed using the classical correlation Eq.(III-33) for the groove in wick (up) and groove in casing (down) cases.

An important feature illustrated in Figure V-17 and Figure V-18 lies in the fact that the temperature varies from one limiting surface to the other. In other words, the assumption of a similar wall temperature on the two casing-groove interfacial surfaces in the groove in the casing case, as considered for instance in [35], is not correct. This variability between the groove limiting surfaces can also be seen as regards the heat transfer coefficient and is further illustrated in Figure V-28 showing the variation of the mean heat transfer coefficient for the various surfaces.

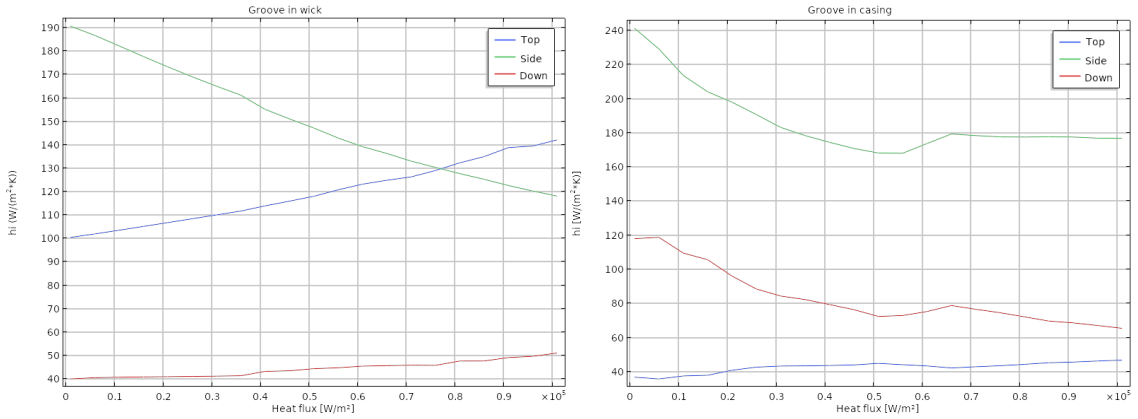


Figure V-28 Mean heat transfer coefficient over the various groove limiting surfaces for the groove in wick (left) and groove in casing (right) cases.

V.1.d) Discussion on the procedure

The results presented in section V.1.c) indicates that the coupling between the transfer in the grooves and the transfer in the other elements of the evaporator (casing, wick, etc.) must be improved since most models of the literature are based on questionable assumption and make use of questionable heat transfer coefficient correlations. However, it can be noticed that the PNM simulations themselves, which were used to generate the boundary conditions for the groove Comsol simulations (as sketched in Figure V-5) imply to take into account the heat and mass transfer in the groove. As explained in section IV.1.b) p.179, this was performed using a simplified approach. In that sense, the coupling between the Comsol simulations and the PNM simulations used in the present study can be seen as a one-way coupling. In other words, the results of the Comsol simulations were not taken into account to possibly improve the PNM simulations. Thus, still more accurate results can be expected through an iterative procedure between the evaporator PNM simulations and the groove Comsol simulations (for instance by using the convective heat transfer coefficient determined from the Comsol simulations in the PNM simulations). The beginning of such procedure is left for the section V.3 p.257, noting, however that such a two-way coupling approach would be quite computationally demanding. Also, contrary to the Comsol simulations, the PNM simulations used to produce the input did not take into account the groove dead end region where the groove is closed by the casing, this feature presented in Chapitre IV p.174 was under development when the Comsol simulation were performed. The PNM computational domain corresponds to a region of the evaporator away from this region. In spite of these shortcomings, we believe that the one way coupling method used in the present study and the associated results are a step forward bringing interesting results on the heat and mass transfer in the evaporator grooves.

V.2. Sensitivity study: impact of vapour uniform injection in the vapour groove

As shown in Section V.1.b.(3).(a) p.228 and from Figure V-2 p.221, the vapour injection velocity in the vapour groove over the wick-groove interfaces is not spatially uniform. A non-uniform injection velocity inside the groove is expected to enhance the thermal exchange with the wall, by strengthening the convective effect compared to the situation where a uniform mean injection velocity is considered. The aim of what follows is to investigate this particular point

In order to study the impact of the injection velocity in the groove, the same modelling as Section V.1 is performed with the Comsol software for the same boundaries conditions except for the injection velocity. To obtain a uniform injection vapour velocity, for both geometries, the boundary condition on the surface number 5 on Figure V-4 (equations (III-74) and (III-87)) which are extracted from Figure V-10 and Figure V-11, become :

$$U.\boldsymbol{n} = \bar{u}_{inj_{uniform}} \tag{III-118}$$

with

$$\bar{u}_{inj_{uniform}} = \frac{1}{L_{xg}} \int_0^{L_{xg}} u_{inj-bottom}\, dx \tag{III-119}$$

Similarly for the groove in wick case, the injection velocity on the side surface 5 on Figure V-4 (Eq.(III-89)) extracted from Figure V-12 is replaced by:

$$U.\boldsymbol{n} = \bar{u}_{inj_{uniform,side}} \tag{III-120}$$

where at $x = L_{xg}$:

$$\bar{u}_{inj_{uniform,side}} = \frac{1}{L_{yg}} \int_0^{L_{yg}} u_{inj-side}\, dx \tag{III-121}$$

Then the main results presented in section V.1.c) are compared between the model with uniform injection vapour velocity and the case of the non-uniform injection.

The mixing temperature $T_mixingout$ at the outlet of the groove is plotted in Figure V-29. As can be seen, the temperature difference between the two curves reaches 1 K in the groove in casing case and only 0,5 K in the groove in wick case for the highest heat fluxes. However, these relatively low differences on the outlet temperature do not reflect well the flow modification and the thermal establishment. The spatial variation of the temperature along the groove is plotted for both cases in Figure V-13. Compared to Figure V-14 for the groove in the wick, it appears that the thermal establishment, which was very short with the non-uniform velocity distribution, requires a greater distance to reach the final temperature (1.7 mm to reach 0.9 and ~10 mm to reach 0.95 in Figure V-30). For the groove in casing case, the temperature indicator $\alpha_{Tmixing}$ reaches 0.9 after 2 mm, as in the case with the non-uniform velocity distribution, but the value of alpha 0.95 is reached after 7 mm whereas it needed 5 mm in the case of the non-uniform injection velocity.

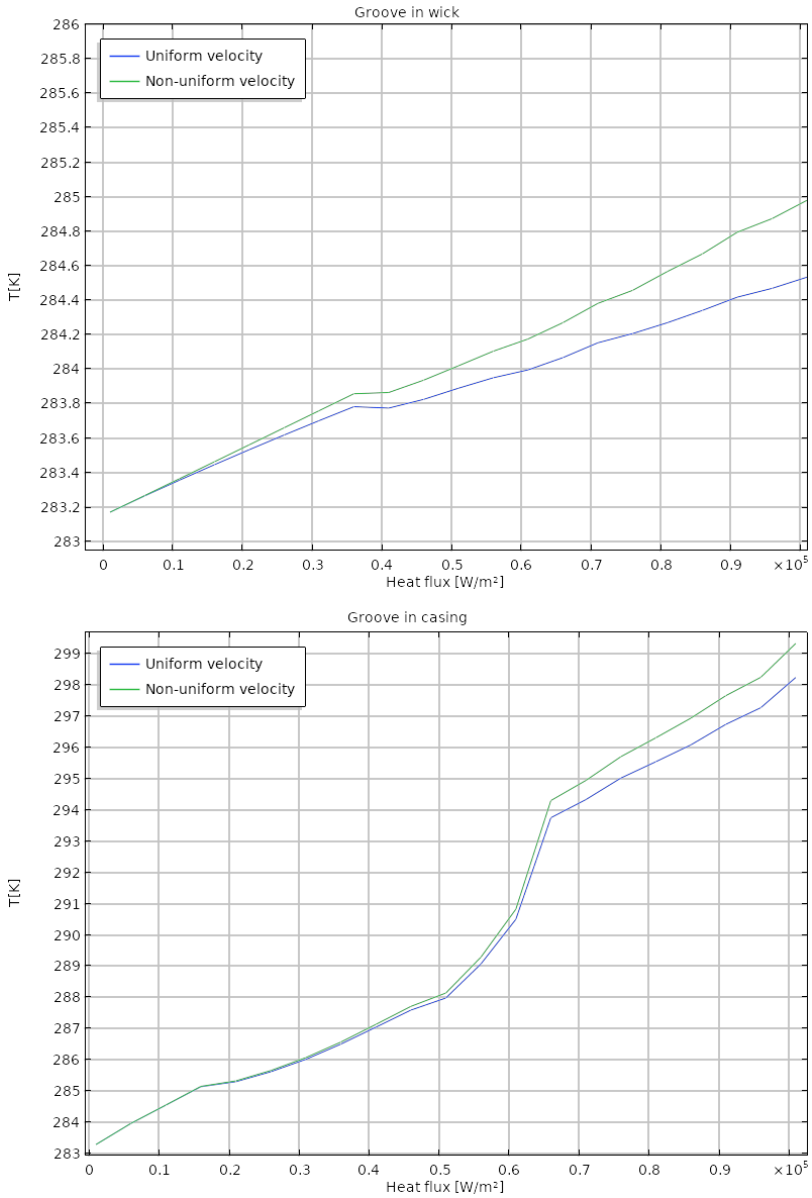


Figure V-29 Comparison of the mixing temperatures at the groove outlet between uniform and non-uniform injection of vapour

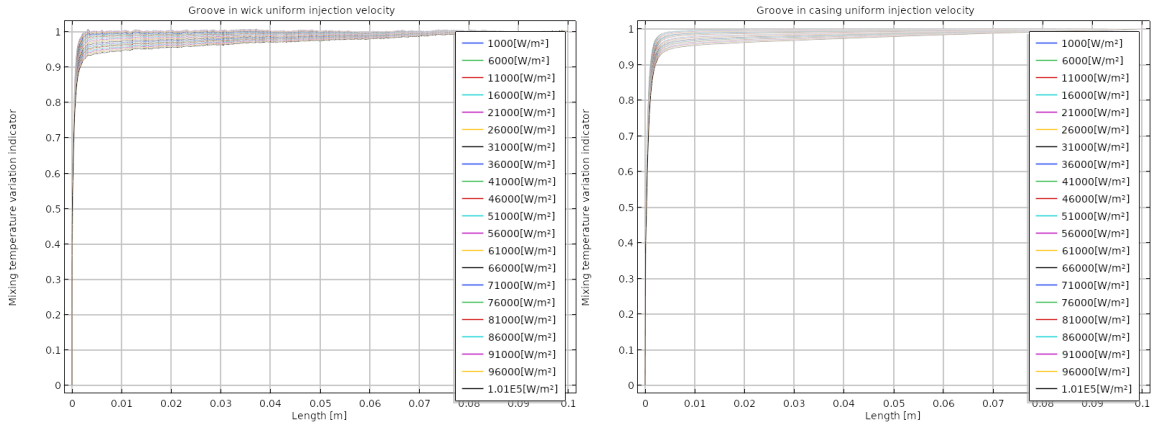


Figure V-30 Mixing temperature variation indicator inside the groove for the uniform injection of vapour

The maximum pressure inside the groove is compared for both cases in Figure V-31. For low heat fluxes, when the wick is saturated and the velocity of the vapour is closed to be uniform in the “non-uniform” case, the difference between the maximum pressures is negligible. Nevertheless, when the vapour pocket develops within the wick and percolates near the wall, the flow is modified and the difference between the “uniform” and “non-uniform” cases reaches 10 Pa for the groove in casing configuration and ~50 Pa when the grooves are in the wick.

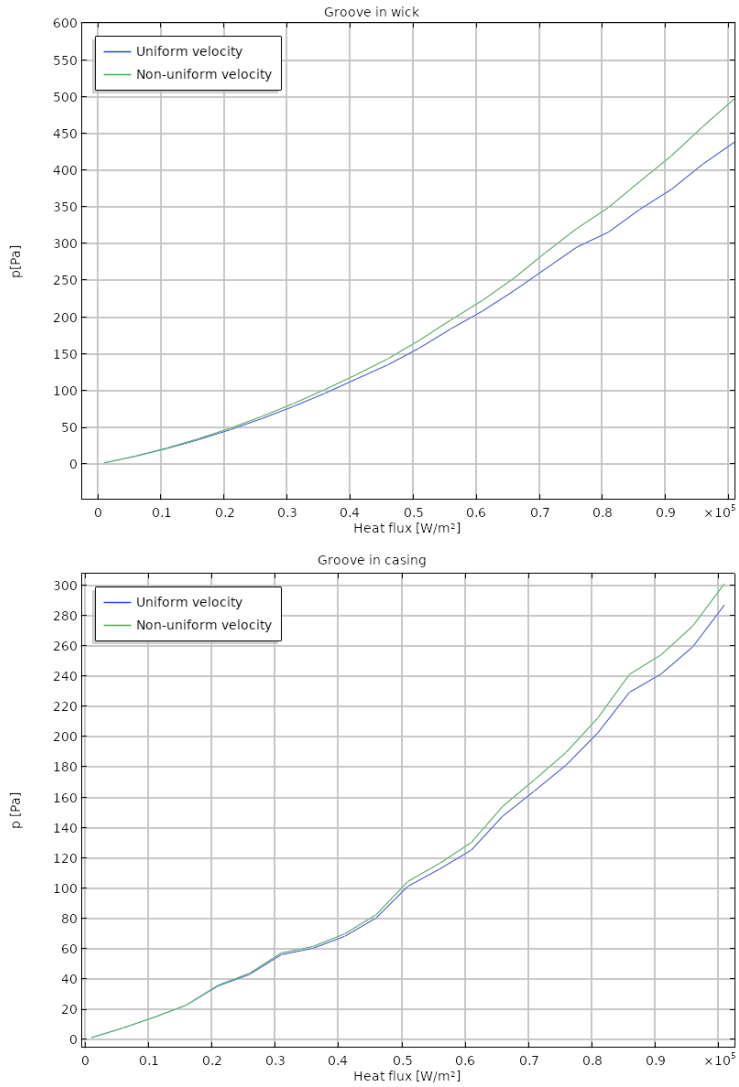


Figure V-31 Comparison on the maximal pressure inside the groove between uniform and non-uniform injection of vapour

Differences between the two kinds of wall injection can also be observed as regards the convective heat transfer coefficients. The heat transfer coefficient is displayed in Figure V-32, Figure V-33 and Figure V-34. For the biggest heat flux tested, while the difference on the top heat transfer coefficient is negligible (~1 $W.K^{-1}.m^{-2}$) for the groove in casing case, it reaches ~25 $W.K^{-1}.m^{-2}$ (17.7% of relative difference) for the groove in wick case. This difference between the two cases comes from the blowing effect of the flow when the vapour percolates close to the wall. The greater injection vapour velocity near the wall enhances the convective effect and leads to a more important heat transfer coefficient.

On the side surface the difference between the convective coefficients increases with the heat fluxes, ~30 $W.K^{-1}.m^{-2}$ which corresponds to ~20% of relative difference, for groove built in the casing and ~40 $W.K^{-1}.m^{-2}$ which corresponds to ~33% of relative difference for the second geometry. In the first case (groove in casing), the phenomenon which explains the difference between the "uniform" and the "non-uniform" injection velocity is the same as for the top heat transfer coefficient. On the contrary for the groove inside the wick, the side coefficient is lower in the non-uniform cases even if the heat flux and the inlet velocities are greater. Once again this is due to the profile of the injection velocity. Because the convective coefficient is an average of the local coefficient on the surface, it takes into account some zones with higher convective coefficients than others. As a result, for the non-uniform velocity profile, the temperature gradient at the wall is lower in the zone where the vapour velocity is greater because the advection is more important (and so the heat transfer coefficient), whereas far from this zone the injection velocity is lower and results in a lower advection terms and thus to a more important thermal gradient near the wall. In the present case, the average over these zones implies a mean heat transfer coefficient lower than for the case where a uniform injection velocity distribution is considered over the wick surface.

Finally, the same phenomenon should occur on the bottom surface of the groove. However, the results are quite different in function of the position of the groove in the casing or in the wick. For the groove in the casing, the curves are similar and heat transfer coefficient for the "non-uniform" case is lower than for the uniform case (~10 $W.K^{-1}.m^{-2}$ which corresponds to ~15% of relative difference), whereas it is bigger (~32 $W.K^{-1}.m^{-2}$which corresponds to ~64% of difference) when the grooves are in the wick. This difference in the results can also be explained by the magnitude of the vapour injection velocity which is more important in the case of the groove in the casing.

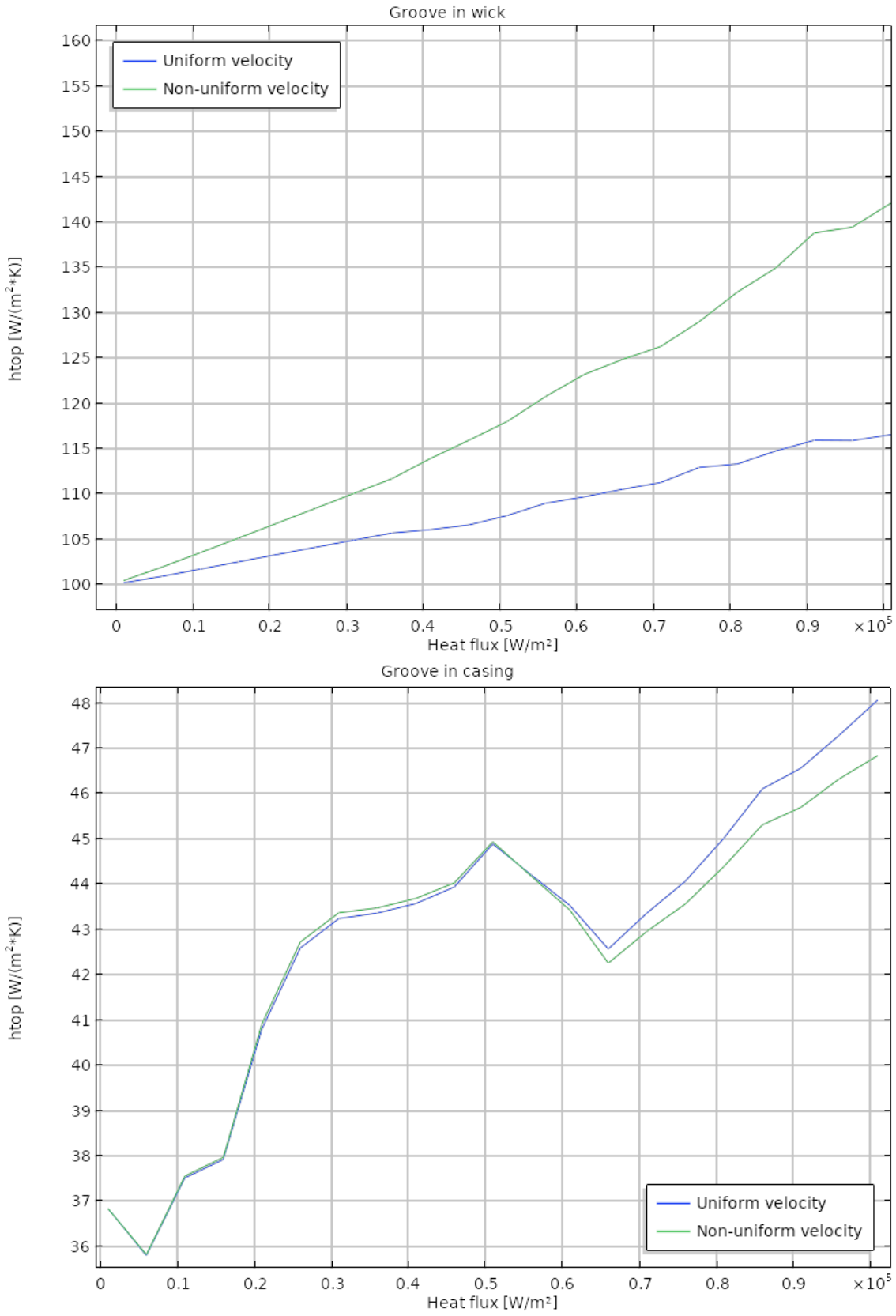


Figure V-32 Comparison on the mean convective coefficient at the groove top surface between uniform and non-uniform vapour injections

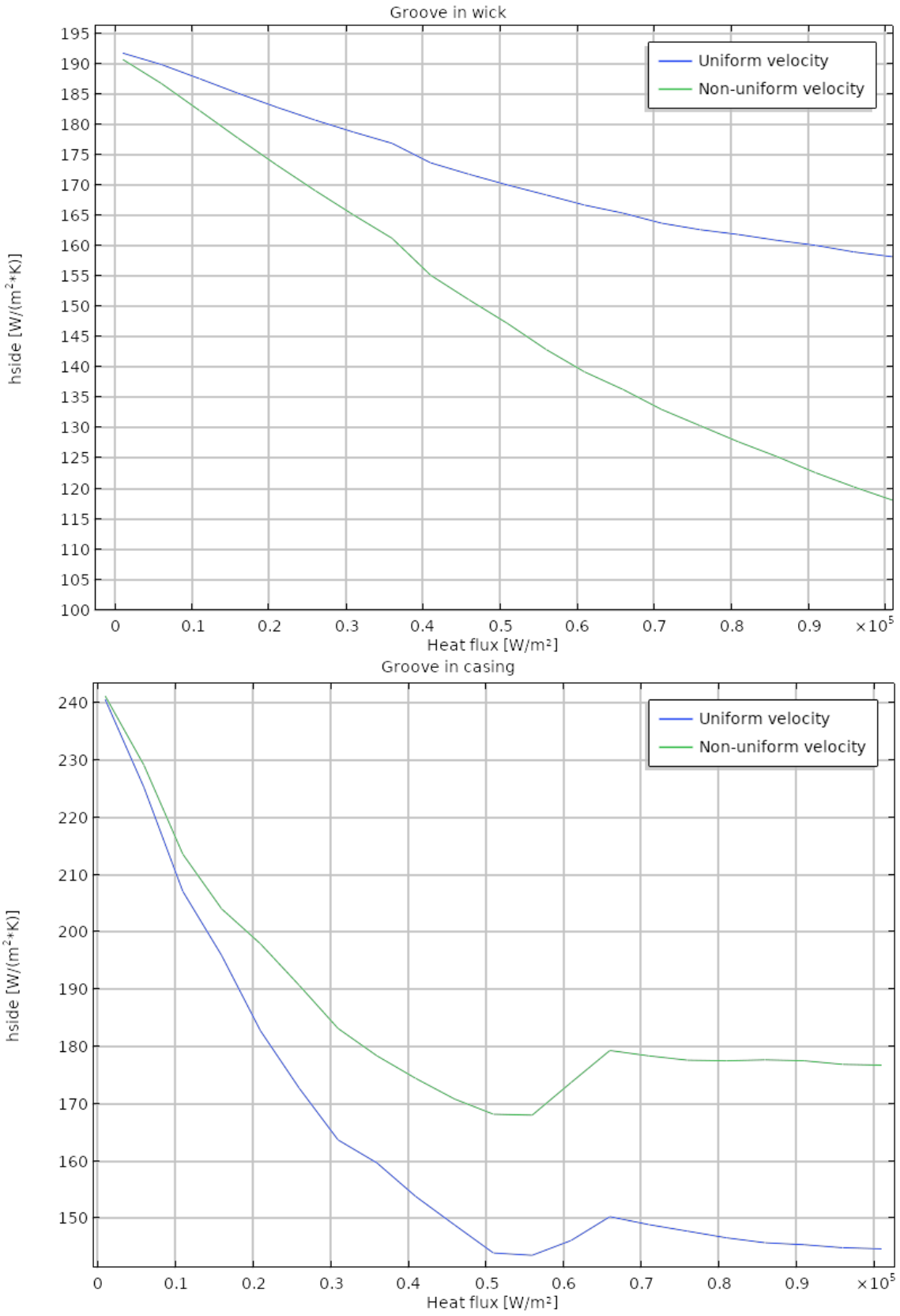


Figure V-33 Comparison on the mean convective coefficient at the groove side surface between uniform and non-uniform vapour injections

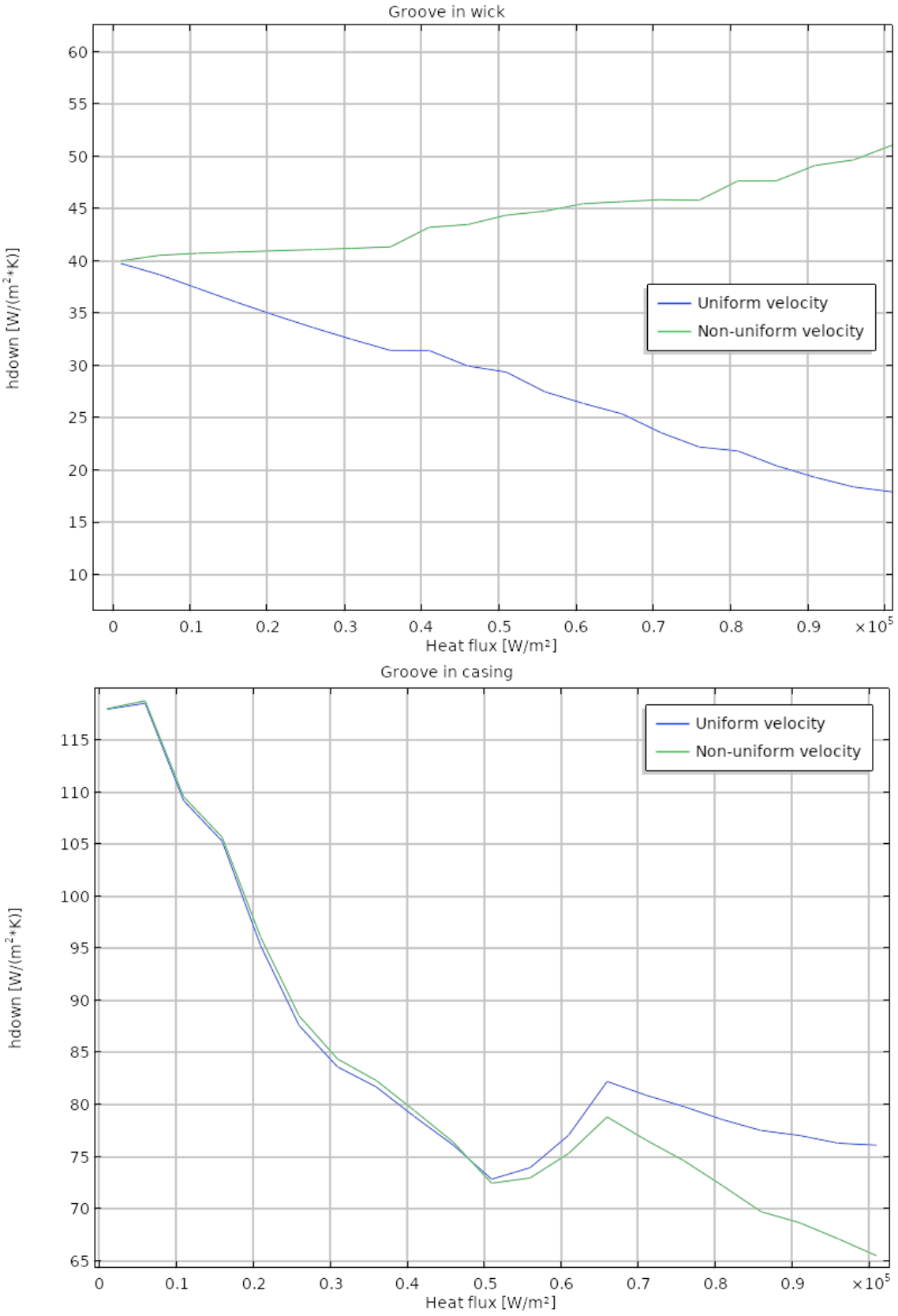


Figure V-34 Comparison on the mean convective coefficient at the bottom surface between uniform and non-uniform vapour injections

In summary, the fact that the difference on the mixing temperature only reaches 1 K and the maximum pressure difference is on the order of 50 Pa in the worst case, support the possible simplification consisting in considering a uniform injection velocity. However, as shown with the convective coefficients, the thermal exchanges between the fluid and the walls are impacted by the vapour injection profile. The heat transfer coefficient depends on the configuration of the groove (within the wick or the casing), the considered surface and the magnitude of the injection velocity. The use of a non-uniform velocity profile leads to significant difference on the heat transfer coefficient, especially as regards the casing walls adjacent to the vaporization surface, compared to the uniform profile and explains the difference on the observed temperature longitudinal variations.

In conclusion, the use of a velocity profile extracted from a detailed model of the liquid-vapour behaviour within the wick of a LHP rather than an averaged uniform profile shows some differences: longer establishment length of the groove temperature, values of the mean heat transfer coefficients; that could impact the accurate modelling of LHP evaporators. However, the use of an averaged uniform velocity for the vapour injection within the grooves can be considered as a good first approach to compute the heat and mass transfer inside the grooves.

V.3. Impact on the Pore-Network modelling

The detailed COMSOL computations have shown that the vapour flow and heat transfer within the groove present differences with the assumptions commonly made in the modelling of the transfer in the evaporator. Also, it has been shown that the non-uniform vapour injection profile can have an impact. Then, the next step is to evaluate the impact of these differences on the modelling of the transfers with the PNM.

To take into account the results of the Comsol simulations, correlations, which can be easily inserted in the FORTRAN code of the pore network model, are extracted. The correlations extracted from the groove fluid flow and from the heat transfer Comsol simulations are relationships linking the major features of this thermo-fluid problem, namely the mixing temperature, the maximal pressure drop, its axial profile, the convective heat transfer coefficients as a function of the groove top surface temperature, the magnitude of the vapour injection velocity or the total mass flow rate flowing inside the groove. Before the presentation of their impact, the detail of the correlation extraction is presented hereafter. Because of the non-linearity and the limited range of the studied parameters, the extracted correlation might not apply to LHP evaporator with dissimilar geometrical characteristics.

V.3.a) Correlations from groove Comsol simulation

V.3.a.(1) Mixing temperature correlations

To be efficiently used in the PNM Fortran code the sought correlations have to link simple parameters between them. In the Comsol simulations, it was chosen to compute the heat transfer in the casing in order to avoid non-desirable thermal gradients on the boundaries between the casing and the fluid. Since the casing has a high thermal diffusivity, since the thermal establishment of the flow is reached early in the groove and since the only surface which provides heat to the flow in the groove in wick

case is the groove top surface, the maximum temperature of this surface is considered as a good indicator of the link between the final fluid temperature and the casing temperature. As the groove side surface presents more heterogeneities for the groove in the casing case, this is also the top surface which is used as reference for this geometry. Figure V-35 represents the evolution of the outlet mixing temperature as a function of the maximal top surface temperature $T_{top\ groove}$ and the chosen linearization curves.

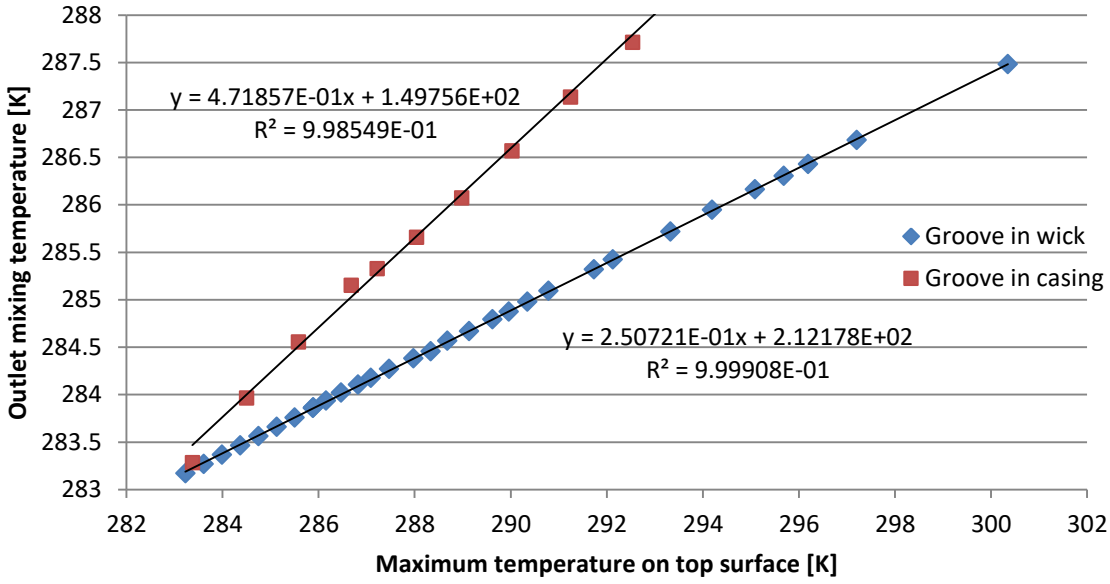


Figure V-35 Linear regression of the mixing temperature at the outlet of the groove as a function of the groove top surface maximum temperature

In the section V.1.c.(1) p.233, the mixing temperature variation indicator to reach the outlet temperature was plotted and shown that 90% of the variation was obtained after 2 mm for the groove inside the casing case and a quasi-immediately for the groove in wick case. To take in account these variations inside the groove, it is chosen to consider the mixing temperature as constant when the grooves are inside the wick and, when the grooves are in the casing, to linearize the temperature variation between the initial temperature and the outlet temperature over the 2 first millimetres. The groove temperature is then computed with:

Groove in wick case:

$$T_{grooves}(z) = 2.50721\ 10^{-1}\ Max\left(T_{top\ groove}\right) + 2.12178\ 10^{2} \quad \text{(III-122)}$$

Groove in casing case:

For $0mm < z < 2mm$:

$$T_{grooves}(z) = \frac{T_{grooves}(2mm) - T_{ave,end}}{2mm}(z) + T_{ave,end} \quad \text{(III-123)}$$

For $z > 2mm$:

$$T_{grooves}(z) = 4.71857\ 10^{-1}\ Max\left(T_{top\ groove}\right) + 1.49756\ 10^{2}$$

with $T_{ave,end}$ the average temperature of the end surface at $y = 0\ mm$.

These correlations are compared to the mixing temperature computed with Comsol in Figure V-36 and the relative difference $\frac{T_{mixing}(y)-T_{grooves}(y)}{T_{mixing}(y)} \times 100$ is displayed in Figure V-37.

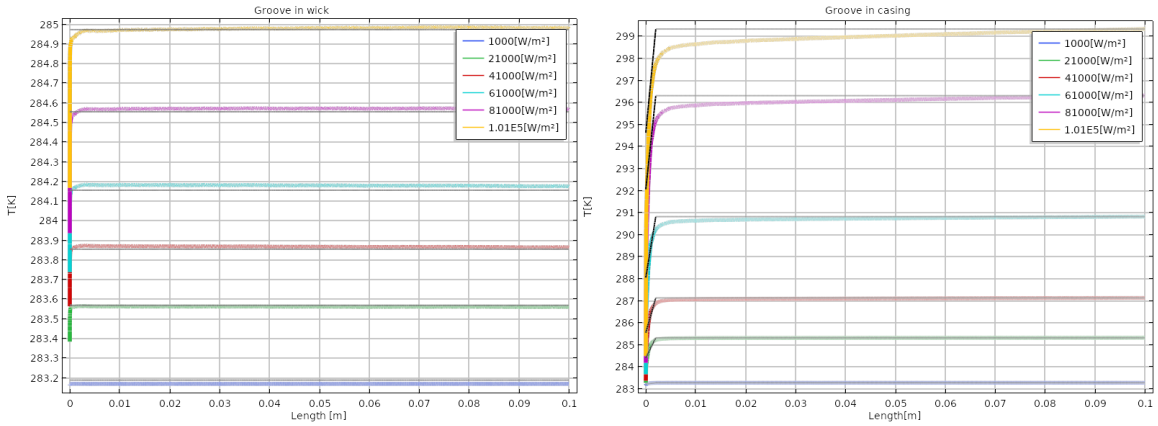


Figure V-36 Comparison between the mixing temperature profile and its linear regression (black)

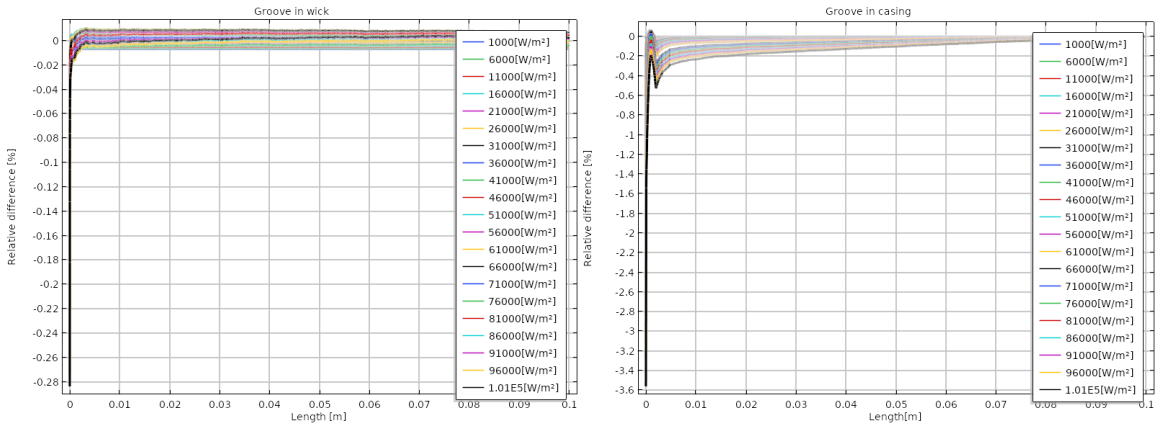


Figure V-37 Relative differences between the mixing temperature profile and its linear regression

V.3.a.(2) Correlations for pressure losses inside the groove

As for the temperature, the correlation for the pressure losses considers the maximum pressure inside the groove and the pressure profile. From the equation (III-102) p.242 the pressure losses depend, as expected, on the fluid velocity inside the pipe. Since the latter is directly linked to the overall mass flow rate, the maximal pressure inside the groove is plotted as a function of the total mass flow rate in Figure V-38.

The difference between the computed maximal pressures and their linear regression is plotted in Figure V-39. As can be seen, the correlation leads to a good representation of the results with a small maximal difference of 4 Pa. Then to obtain the vapour flow pressure profile the results of the Figure V-20 are expressed considering the dimensionless pressure: $p^*(z) = \frac{p(z)}{max(p)}$ and length: $L^* = \frac{z}{L_{evaporator}}$ as shown in Figure V-40.

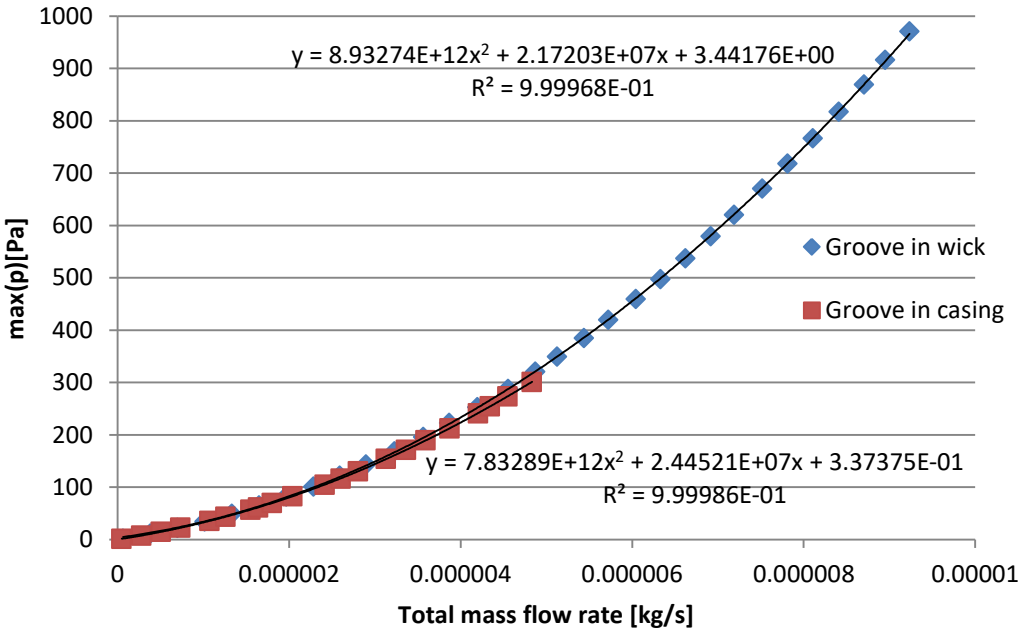


Figure V-38 Regression of the maximal pressure as a function of the total mass flow rate inside the groove

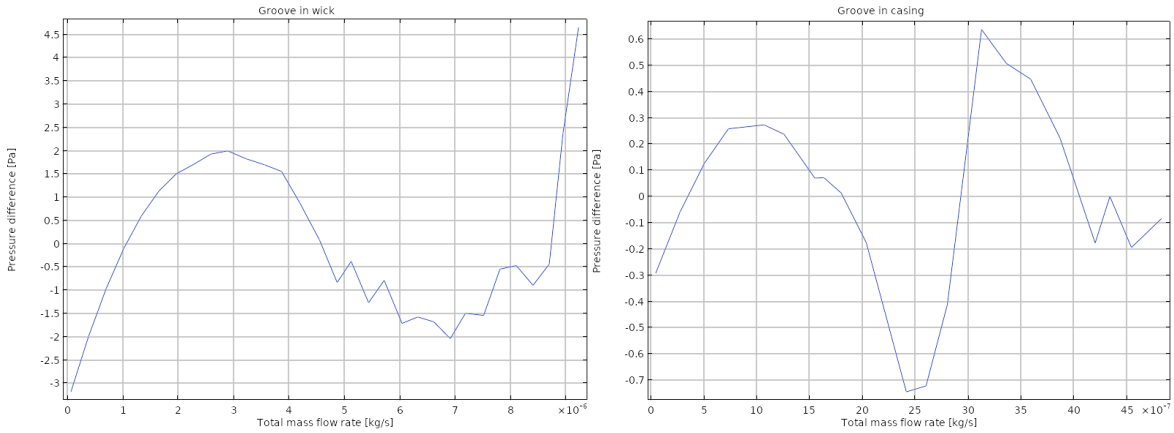


Figure V-39 Difference between the maximal pressure and its regression

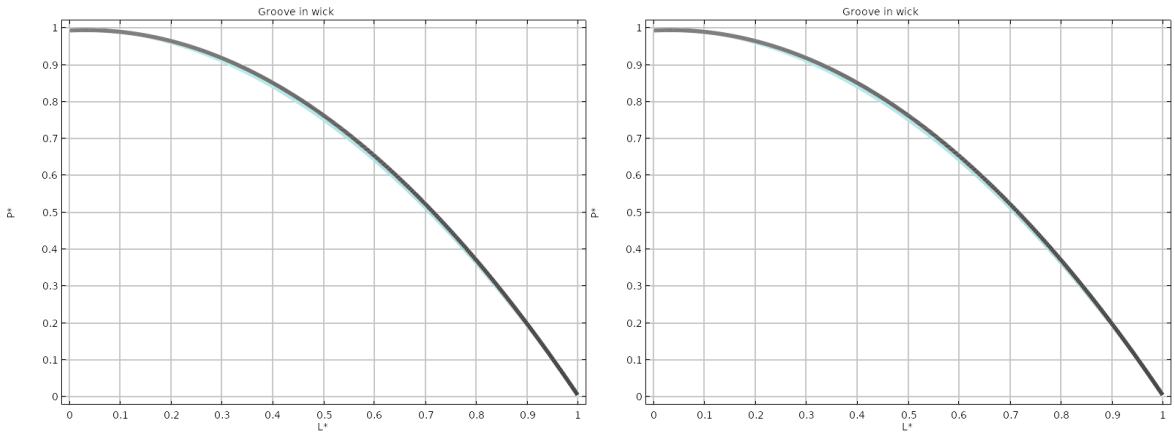


Figure V-40 Dimensionless pressure profiles inside the groove

This gives:

Groove in wick case:

$$P_{max} = 8.93274\ 10^{12}\ \dot{m_{correl}}^2 + 2.17203\ 10^{7}\ \dot{m_{correl}} + 3.44176 \quad \text{(III-124)}$$

$$p^*(z) = -1.05487\ L^{*2} + 6.69876\ 10^{-2}\ L^* + 9.93154\ 10^{-1} \quad \text{(III-125)}$$

Groove in casing case:

$$P_{max} = 7.83289\ 10^{12}\ \dot{m_{correl}}^2 + 2.44521\ 10^{7}\ \dot{m_{correl}} + 3.37375\ 10^{-1} \quad \text{(III-126)}$$

$$p^*(z) = -1.014\ L^{*2} + 2.15942\ 10^{-2}\ L^* + 9.93212\ 10^{-1} \quad \text{(III-127)}$$

As the reference mass flow rate used for the correlation ($\dot{m_{correl}}$) is extracted from Comsol, in order to use the above correlations in the PNM, the link between the vaporized mass flow rate in the PNM and the Comsol mass flow rate is written: $\dot{m_{correl}} = \dot{m_{tot}} \times \frac{L_{evaporator}}{L_Z} \times \frac{1}{2}$ with $\dot{m_{tot}}$ the total vaporized mass flow rate from the PNM given by the Eq.(III-47), L_Z the length of the PNM element and $L_{evaporator}$ the length of the evaporator which is used in Comsol (here 10 cm). The coefficient ½ is used because the Comsol mass flow rate corresponds to a half groove.

These correlations produce a maximum deviation of $\pm 3\ Pa$ (Figure V-41) compared to the Comsol computed values.

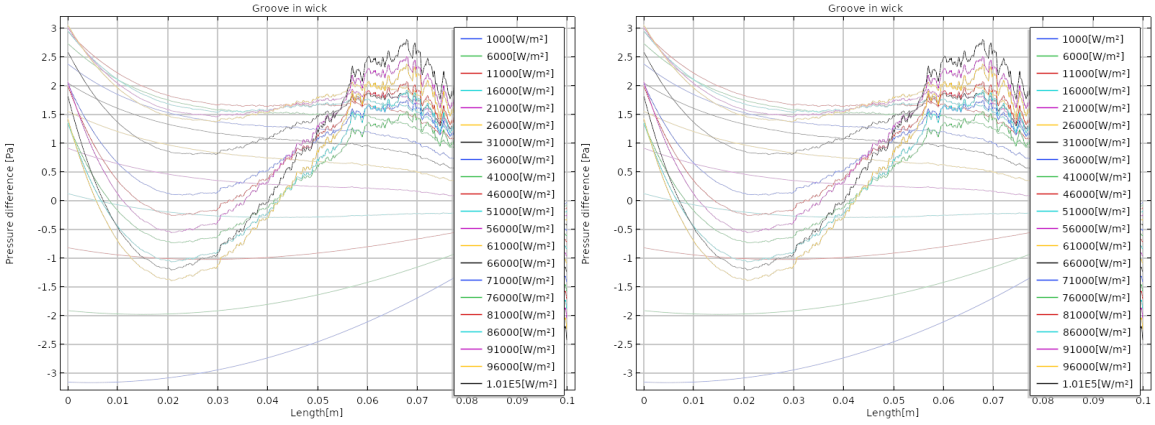


Figure V-41 Pressure deviations inside the groove between the pressure profile and the dimensionless regression

V.3.a.(3) Convective coefficient regression

As explained V.1.c.(3) p.244, the different convective coefficients reach a constant value within the groove. In other words, the heat transfer coefficients are not linked with the total mass flow rate produced by the wick. Nevertheless, as indicated from Eq.(III-117) p.248, the usual heat transfer coefficient in pipe, which is proportional to the Nusselt number, depends on the flow. This suggests that the heat transfer coefficient can be correlated with the vapour mean injection velocity and not from the total mass flow rate which is increasing along the groove. For the groove inside the wick case, the mean injection velocity is computed from the velocity on the side surface. This leads to the results shown in Figure V-42, Figure V-43 and Figure V-44 whereas the vapour mean velocity on the bottom surface is used as reference for the groove inside the casing case.

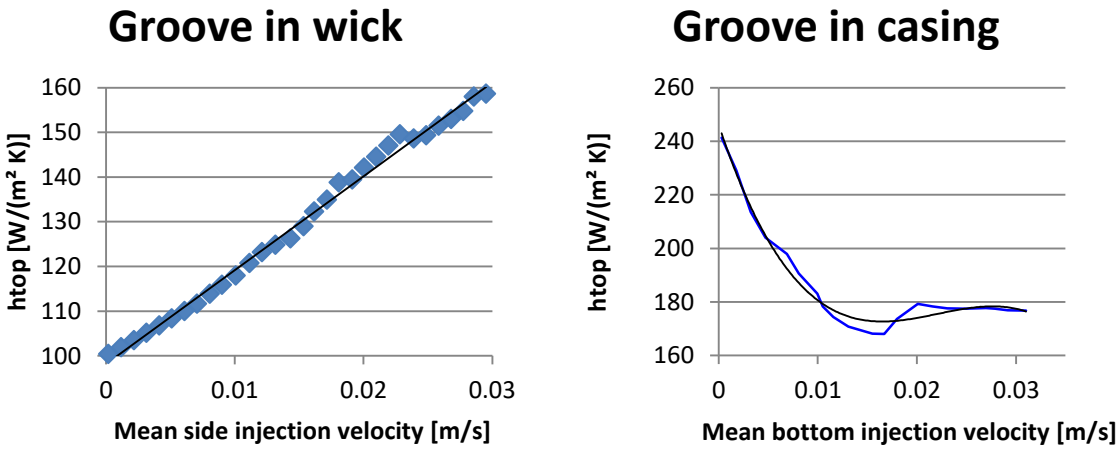


Figure V-42 Mean convective coefficients on the top surface of the groove as a function of the vapour mean injection velocity

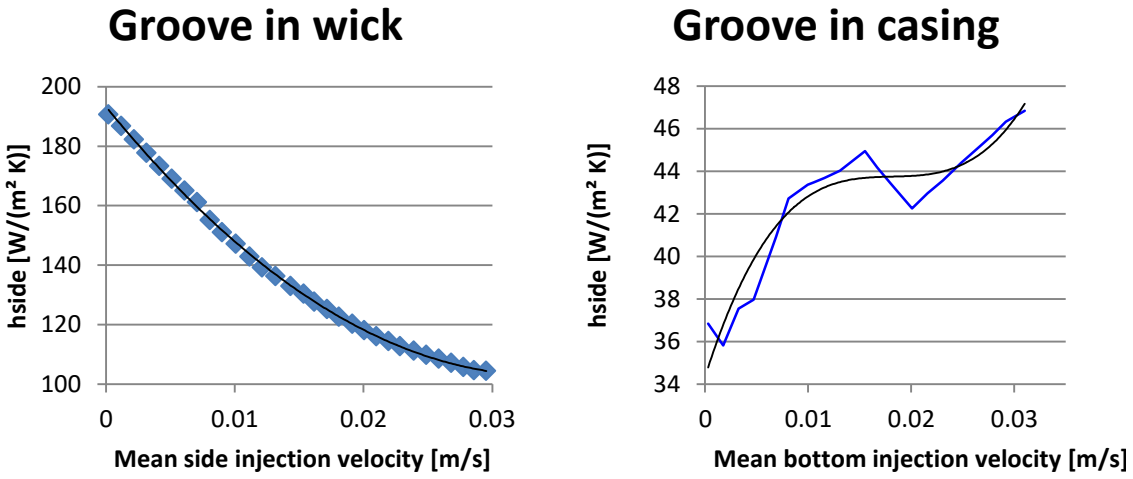


Figure V-43 Mean convective coefficients on the side surface of the groove as a function of the vapour mean injection velocity

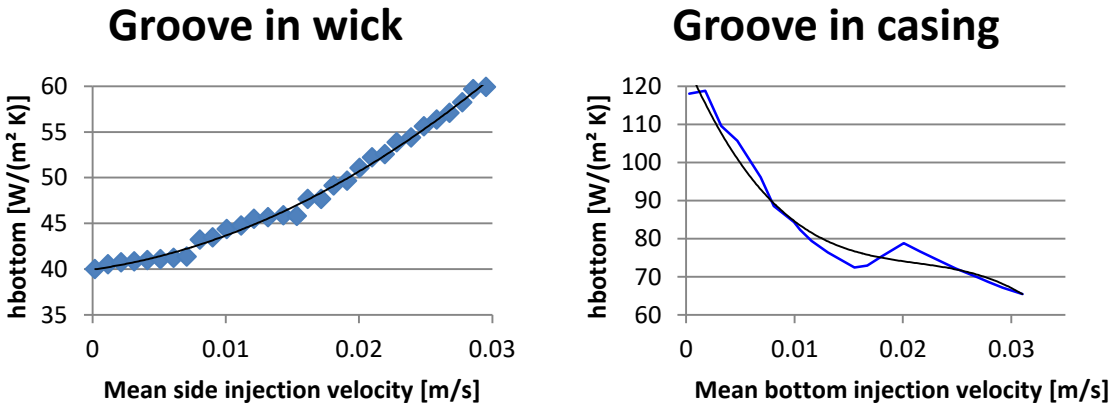


Figure V-44 Mean convective coefficients on the groove bottom surface as a function of the vapour mean injection velocity

The regressions on the curves can be expressed as:

Groove in wick case:

$$\overline{h_{top,correl}} = 2.09781\ 10^3\ \overline{u_{inJ_{side}}} + 98.1964 \quad \text{(III-128)}$$

$$\overline{h_{side,correl}} = 7.78774\ 10^4\ \overline{u_{inJ_{side}}}^2 - 5.30578\ 10^3\ \overline{u_{inJ_{side}}} + 193.231 \quad \text{(III-129)}$$

$$\overline{h_{bottom,correl}} = 1.64677\ 10^4\ \overline{u_{inJ_{side}}}^2 + 2.07261\ 10^2\ \overline{u_{inJ_{side}}} + 39.9466 \quad \text{(III-130)}$$

Groove in casing case:

$$\overline{h_{top,correl}} = -8.14494\ 10^6\ \overline{u_{inJ_{bottom}}}^3 + 5.38989\ 10^5\ \overline{u_{inJ_{bottom}}}^2 - 1.11293\ 10^4\ \overline{u_{inJ_{bottom}}} + 246.191 \quad \text{(III-131)}$$

$$\overline{h_{side,correl}} = 1.53706\ 10^6\ \overline{u_{inJ_{bottom}}}^3 - 8.37222\ 10^4\ \overline{u_{inJ_{bottom}}}^2 + 1.53157\ 10^3\ \overline{u_{inJ_{bottom}}} + 34.3388 \quad \text{(III-132)}$$

$$\overline{h_{bottom,correl}} = -4.63874\ 10^6\ \overline{u_{inJ_{bottom}}}^3 + 2.95647\ 10^5\ \overline{u_{inJ_{bottom}}}^2 - 6.67201\ 10^3\ \overline{u_{inJ_{bottom}}} + 126.366 \quad \text{(III-133)}$$

with $\overline{u_{inJ_{side}}}$ and $\overline{u_{inJ_{bottom}}}$ the mean vapour on the respective surface computed with the same equations as equation (III-119) and equation (III-121) p.250.

Then these correlations are compared to the Comsol computed values by determining the relative difference $\frac{h_i - h_{i,correl}}{h_i} \times 100$ with i = top, side and bottom, in Figure V-45, Figure V-46 and Figure V-47. Except at the very beginning of the groove where the deviation is the more important because of the low flow velocity and the thermal establishment, the mean deviation between the produced correlation and the numerical solution are close to zero with oscillations between -10% and +10% caused by the meshing. Taking in account the absolute value of the coefficients, this range of deviation is acceptable, including for the bottom surface. Even if the deviation is more important for the bottom surface in the groove inside the wick case, it has to be recalled that, in the pore network model, the convective coefficient is applied on the wick surfaces when a pore is in vapour state. Moreover, in reason of the configuration of the groove inside the wick, the emergence of a vapour pore on the bottom surface is rare and only occurs at very high heat fluxes. However, these very high heat fluxes exceed the scope of the current study, which stops when the vapour pocket at the wick-casing interface causes a decrease in the conductance of the evaporator in the groove in casing case. In consequence, the impact of the convective coefficient on the bottom surface should have a limited effect on the pore network model in the groove in the wick configuration.

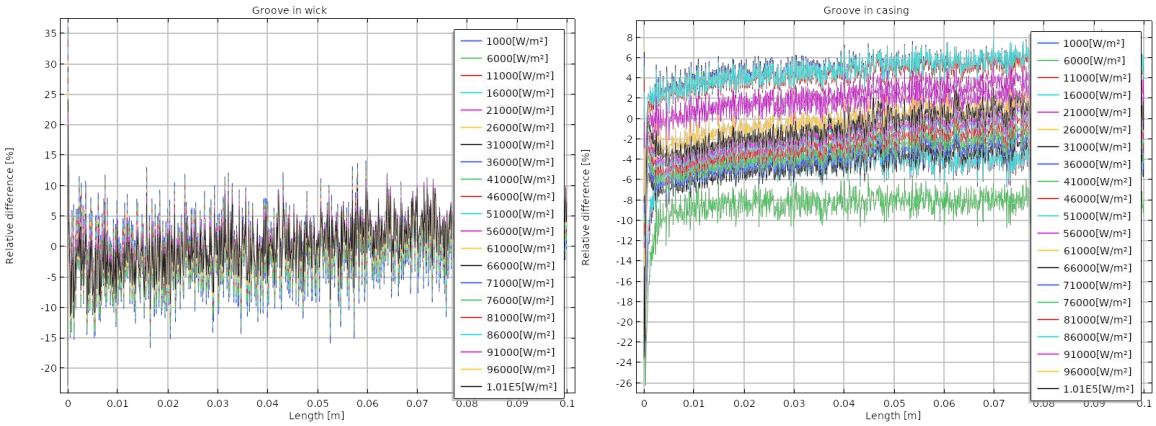


Figure V-45 Relative differences between the local convective coefficient and its regression on the top surface

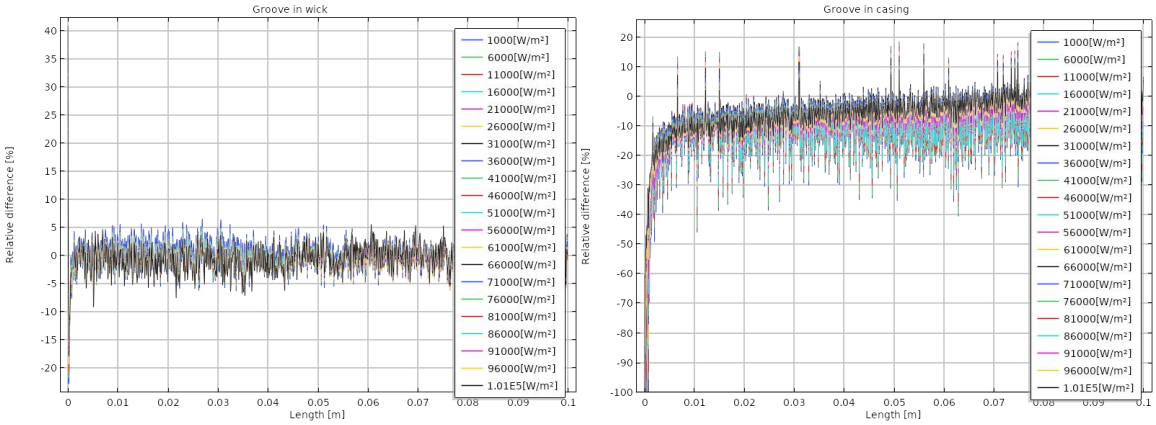


Figure V-46 Relative differences between the local convective coefficient and its regression on the side surface

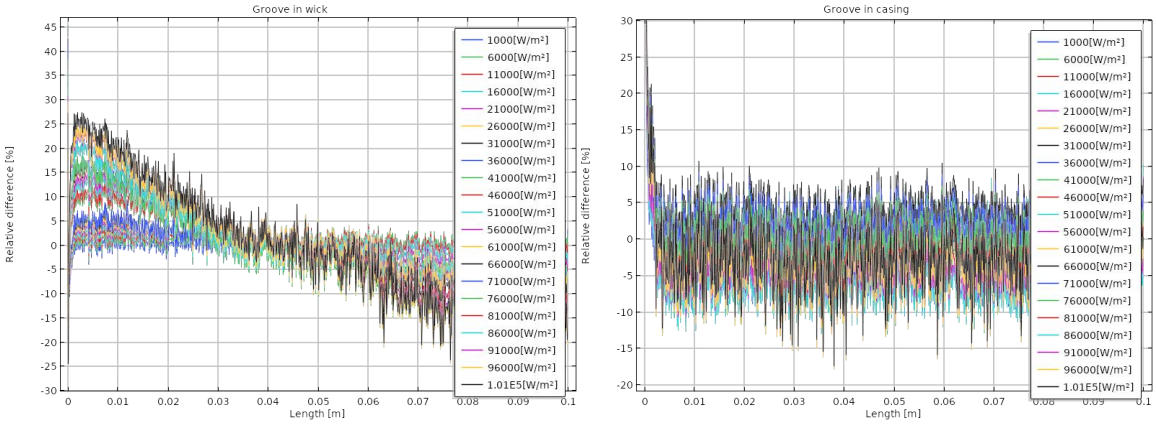


Figure V-47 Relative differences between the local convective coefficient and its regression on the bottom surface

V.3.b) New groove model in the pore network model

In the previous version of the pore network model, the temperature of the vapour is set as constant along the evaporator and is determined at saturation conditions from Clausius-Clapeyron relationship Eq.(III-16) from the pressure inside the groove. The pressure in the grooves is considered as constant and is computed as the sum of the pressures losses in the loop and the pressures losses in the groove Eq.(III-17). A correlation (Eq.(III-18)) is used to calculate this pressure drop from the total mass flow rate inside one groove and the convective coefficient is also determined using this mass flow rate. Then the heat transfer coefficient is used to thermally link the wick and the casing to the temperature of the vapour in the groove. The new model results from the observations made through the groove Comsol study and continue considering the conditions inside the groove as boundary conditions for the pore-network model.

Henceforth the model takes in account the position of the representative volume of the evaporator in function of the total evaporator length. Although the majority of the parameters (mixing temperature, convective coefficient…) are considered as constant, this option allows computing the pressure profile in the representative element as a function of its length and its position in regard of the total length of the evaporator. This allows studying the impact of the pressure on the saturation temperature and on the vaporization mass flow rate. For example, the local vaporization at wick-groove interfaces (Eq.(III-29) p.185), which discretized with the Finite Volume method of Patankar [106], can also be written as:

$$\dot{m}_{groove-wick}(x,y,z) = \frac{1}{L_v}\frac{\lambda_{liquid\ wick}(x,y,z)\left(T(x,y,z) - T_{sat_{grooves}}\right)}{d_{poregroove}(x,y,z)} \quad \text{(III-134)}$$

with $d_{poregroove}(x,y,z)$ the distance between the center of the pore of coordinates x, y and z at the groove-wick interface and the groove.

Is then transformed in:

$$\dot{m}_{groove-wick}(x,y,z) = \frac{1}{L_v}\frac{\lambda_{liquid\ wick}(x,y,z)\left(T(x,y,z) - T_{sat_{grooves}}(z)\right)}{d_{poregroove}(x,y,z)} \quad \text{(III-135)}$$

with Eq. (III-16) transformed in:

$$T_{sat_{grooves}}(z) = \left(\left(-\frac{R_{gp}}{L_v\, M_m}\left(\ln\left(P_{grooves}(z)\right) - \ln\left(P_{sat_{CC}}\right)\right)\right) + \frac{1}{T_{sat_{CC}}}\right)^{-1} \quad \text{(III-136)}$$

where:

$$P_{grooves}(z) = P_{sat_{CC}} + dP_{Loop} + dP_{grooves}(z) \quad \text{(III-137)}$$

and where:

$$dP_{grooves}(z) = P_{max}(\dot{m_{tot}}) * p^*(z_{groove}) \quad \text{(III-138)}$$

with the correlations of section V.3.a.(2) p.259 and the position regarding the total evaporator length $z_{groove} = z + z_{origin}$, z_{origin} is the origin position of the representative volume. For example, if

the position of a representative volume of 2 mm in length is at 5 cm from the beginning of an evaporator of 10 cm in length, $z_{origin} = 5\ cm$ and $0 < z < L_z = 2\ mm$.

Moreover, when a pore at the wick-groove interface is in liquid state the corresponding boundary is set to the saturation condition. In consequence, even with slight differences in length (Figure V-21 p.242), the modelling of such variation of the saturation temperature with the length should allow evaluating the assumption of a constant saturation temperature along the length of the evaporator.

To study the invasion of the vapour phase inside the wick from the grooves, the capillary pressure is compared to the local pressure which now varies with the length (Eq.(III-137)).

In the new grooves model, the heat transfer coefficients are distinguished depending on the considered surface and they link thermally the casing and the vapour pore with the temperature $T_{grooves}$ as:

At groove-casing interface:

$$\lambda_{casing}\nabla T.n = \overline{h_{top,correl}}\left(T - T_{grooves}(z)\right) \quad \text{(III-139)}$$

and for the groove in the casing case:

$$\lambda_{casing}\nabla T.n = \overline{h_{side,correl}}\left(T - T_{grooves}(z)\right) \quad \text{(III-140)}$$

At groove-wick interface when a pore is in vapour state:

$$\lambda_{vapour\ wick}\nabla T.n = \overline{h_{bottom,correl}}\left(T - T_{grooves}(z)\right) \quad \text{(III-141)}$$

and for the groove in the wick case:

$$\lambda_{vapour\ wick}\nabla T.n = \overline{h_{side,correl}} = \left(T - T_{grooves}(z)\right) \quad \text{(III-142)}$$

Considering the correlations of section V.3.a).

V.3.c) Impacts of groove modelling on the pore network model simulations

The impact of the new parameters used to model the heat and mass transfer in the grooves are tested for different configurations. For the wick and casing characteristics presented in Tableau III-D, the position of the VER is set at the origin of the vapour flow ($z_{origin} = 0\ mm$), at the middle of the groove ($z_{origin} = 5\ cm$), near the end of the evaporator ($z_{origin} = 9\ cm$) and are compared with the results obtained with the PNM original version.

Heat flux : q_{in} $[W/m^2]$	*10 000 to 100 000 by step of 5000*	
Geometrical dimensions		
L_x $[mm]$	1.9	
L_{xg} $[mm]$	0.35	
L_y $[mm]$	3.4	
L_{yw} $[mm]$	1.5	
L_{yg} $[mm]$	0.7	
L_z $[mm]$	2	
Loop dimensions		
Number of grooves/length of grooves [mm]	$1 - 100$	
Length[mm]/inner diameter [mm] of the vapour line	$200 - 2$	
Length[mm]/inner diameter [mm] of the condenser	$200 - 2$	
Length[mm]/inner diameter [mm] of the liquid line	$200 - 2$	
Temperature and Pressure in the compensation chamber		
$P_{sat_{CC}}[Pa]$	615050	
$T_{sat_{CC}}(P_{sat_{CC}})[K]$	283.15	
Ammonia properties	*Liquid state*	*Vapour state*
Thermal conductivity $[W.m^{-1}.K^{-1}]$	0.52912	0.024365
Dynamic viscosity $[Pa.s]$	156.10^{-6}	$9.63.10^{-6}$
Specific Heat Capacity $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	4678.7	2841.3
Heat latent of vaporization $[kJ.kg^{-1}]$	1225.580	
Density $[kg.m^{-3}]$	624.46	4.8679
Molar Mass $[g.mol^{-1}]$	17.03	
Surface Tension $[N.m^{-1}]$	$2.96.10^{-2}$	
Casing property (Stainless Steel)		
Thermal conductivity $[W.m^{-1}.K^{-1}]$	20	
Wick properties (Nickel)		
Throat diameter [µm]	$2.3.10^{-6} \pm 2.10^{-6}$	
Thermal conductivity $[W.m^{-1}.K^{-1}]$	91	
Porosity	0.77258	
Permeability [m²]	$2.142686.10^{-14}$	

Tableau III-D Geometrical dimensions, fluid properties and materials properties of the PNM study

V.3.c.(1) Conductance relationship discussion

Thermal conductances are classically used to characterize the performance of the loop. However, this conductance has different expression depending on the considered component. The conductance (inverse of the thermal resistance) is written as Eq.(III-143) for the overall system:

$$G_{LHP} = \frac{q_{in}}{T_{max,evaporator} - T_{sink}} \; [W.K^{-1}.m^{-2}] \qquad \text{(III-143)}$$

where q_{in} is the heat flux applied on the evaporator, $T_{max,evaporator}$ is the evaporator maximum temperature (located on top of the casing) and T_{sink} is the sink temperature linked to the condenser.

The more the conductance is important, the less the maximal temperature of the evaporator is, meaning a low temperature on the equipment the LHP has to cool and a good performance of the system. As the evaporator is one of the main components of the loop, the conductance of the evaporator is also computed to study its performance independently of the condenser behaviour. Yet in the literature two kinds of conductance expressions are considered, the first kind Eq.(III-144) , used for example by Mottet [4] and Siedel [36], computes the conductance using the maximal temperature on the evaporator and the vapour temperature inside the groove. On the other hand, the second expression Eq.(III-145) used by Boubaker [47] is computed using the saturation temperature inside the reservoir. Even if the saturation temperature in the groove is closed to the temperature in the reservoir, this difference can lead to different results when comparing two different evaporators from different sources.

$$G_{evaporator,1} = \frac{q_{in}}{T_{max,evaporator} - T_{vg}} \ [W.K^{-1}.m^{-2}] \quad \text{(III-144)}$$

where T_{vg} is the vapour temperature in the grooves.

$$G_{evaporator,2} = \frac{q_{in}}{T_{max,evaporator} - T_{sat_{CC}}} \ [W.K^{-1}.m^{-2}] \quad \text{(III-145)}$$

In the first relationship, the conductance is linked to the groove vapour temperature. However, through the Comsol study it was shown that the difference between the saturation temperature and the groove vapour temperature can reach several degrees, in the groove in the casing case, and varies with the casing temperature. This vapour temperature variation causes a non-constant reference temperature in the calculation of the conductance. This can be problematic when a parametric study (on geometry for example) is performed during the design a LHP evaporator where the vapour temperature and so the conductance could change with the design. In consequence, the choice of the saturation temperature of the vapour or its bulk temperature is an important question using this approach. Following these remarks, it can be tempting to use equation (III-145). Nevertheless it has also to be used with caution. In the more detailed model, the thermal effect of the condenser is taken in account and its impact on the compensation chamber can also lead to a change in the saturation temperature in the reservoir. This evolution of the temperature in the reservoir can hence impact in the same way the design of the evaporator.

Although the debate is still open on which conductance expression is the most suitable, the one used in the next paragraph is Eq. (III-145) and the reference temperature in the reservoir is considered as constant. For models where the condenser is not considered on the thermal point of view, the use of Eq.(III-143) with T_{sink} as constant can also be an option.

V.3.c.(2) Influence of the fluid flow results on the pore network model

The impact of the new groove model is measured through the conductance (Figure V-48), the fraction of the heat load transferred from the casing to the grooves (Figure V-50) and the mass flow rate of vaporization per unit length (Figure V-51), which are compared to the results obtained with the original PNM model called the reference.

c.(2).(a) Conductance of the evaporator

In Figure V-48 (conductance), the different kinds of regime presented by Mottet [4], [73] and on Figure IV-9 p.189 and on Figure V-9 p.231 are clearly visible for both geometries. For the groove in the wick case, the wick is fully liquid saturated from 10 000 W/m^2 to 35 000 W/m^2, in the diphasic regime between 40 000 W/m^2 and 55 000 W/m^2 and then in the vapour pocket regime. When the latter regime is reached, the conductance strongly decreases. The same regimes are observed for the groove inside the casing case between 10 000 W/m^2 and 20 000 W/m^2, 25 000 W/m^2 to 55 000 W/m^2 and 60 000 W/m^2 and above, respectively.

It can be noticed that the transitions between the regimes seem to happen at different heat flux between the reference and the new model. For example, for the groove in the casing case, the conductance corresponds to regime 1 at 20 000 W/m^2 for the reference PNM whereas it corresponds to regime 2 with the new model. However, the heat flux step of the present study is too large and need to be refined to conclude on the effect of the new model on the transition heat flux.

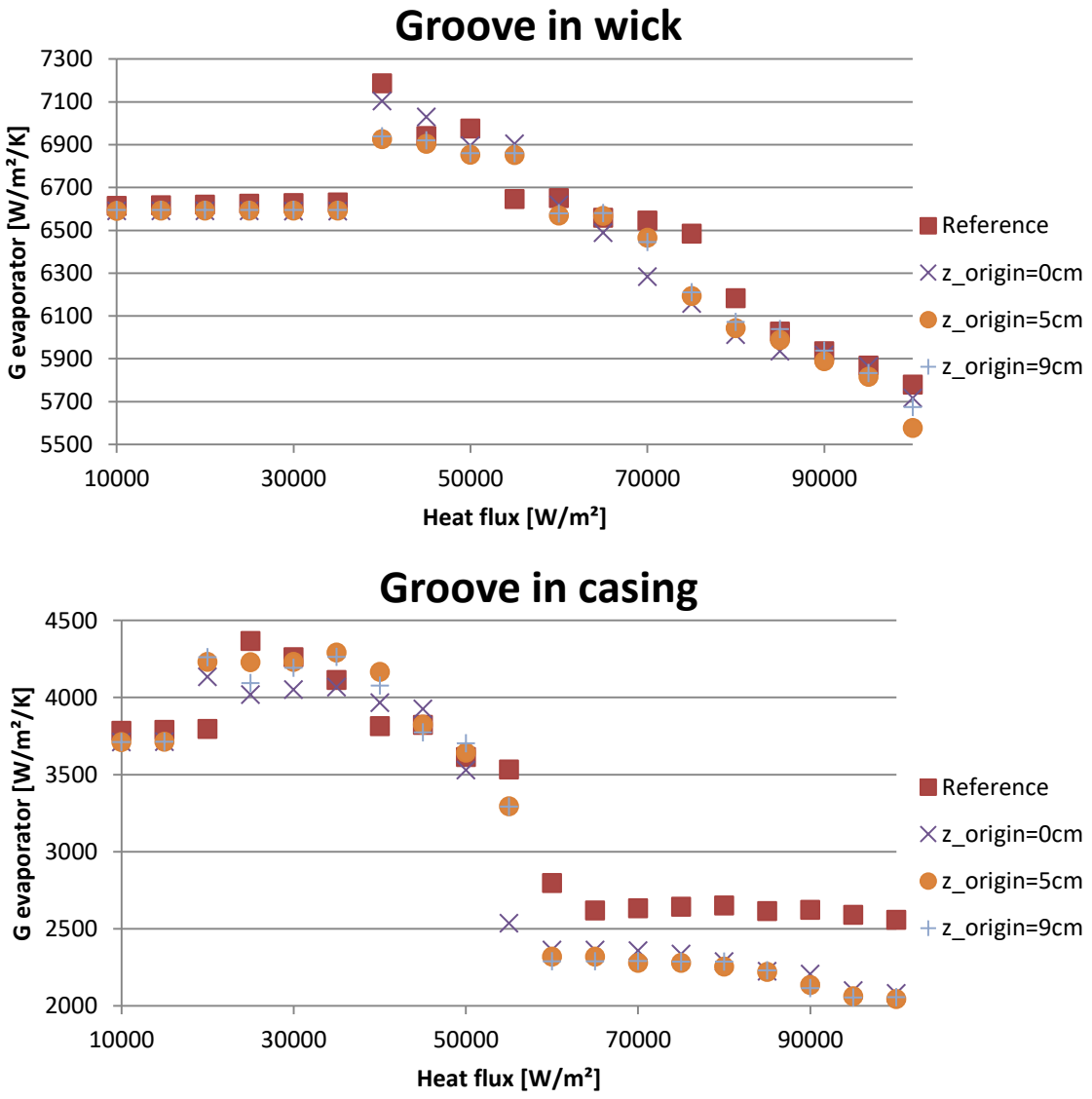


Figure V-48 Evaporator conductance

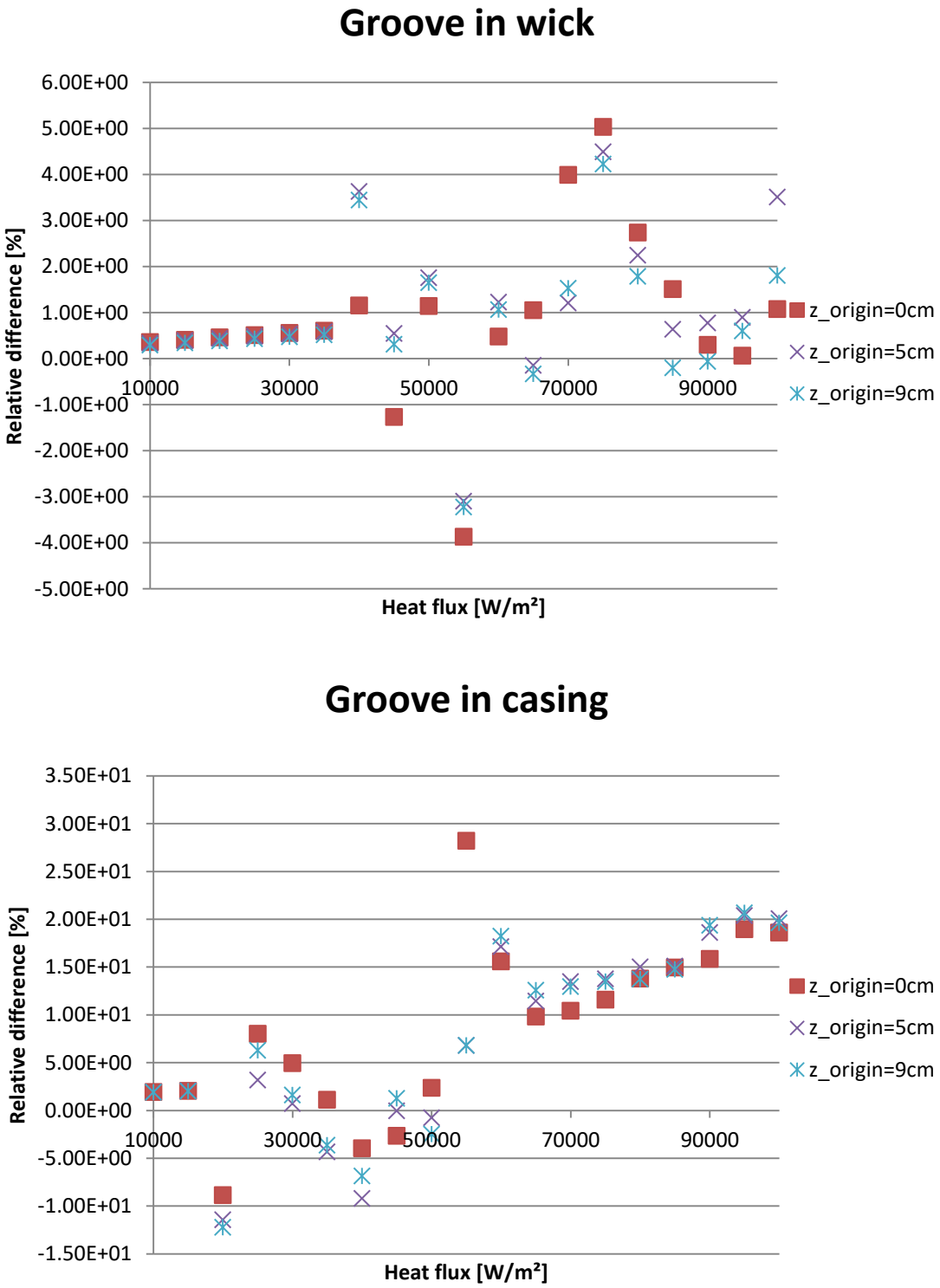


Figure V-49 Evaporator conductance relative difference between the new model and the reference

In the first regime, for both geometries, the conductance computed with the new model is slightly lower than the reference conductance (< 2% of difference) (Figure V-49). Then this difference oscillates at ±5% for the first geometry, while it exceeds 10% in the third regime when the grooves are inside the casing. The fact that the conductance computed with the new model is lower than the reference means that the casing temperature is greater with the new model.

c.(2).(b) Ratio of the convective heat flux regards to the heat load

In order to explain the higher temperature, one can have a look at the fraction of the imposed heat load evacuated via the convective transfer in the grooves. This fraction is expressed as $\frac{Q_{conv}}{Q_{inlet}}$, where:

$$Q_{inlet} = \int_0^{L_z}\int_0^{L_x} q_{in}\, dxdz = q_{in}\, L_x L_z \tag{III-146}$$

where q_{in} is the density of heat flux $[W/m^2]$ imposed on the casing top surface and:

$$Q_{conv} = Q_{conv_{top}} + Q_{conv_{side}} \tag{III-147}$$

with:

$$Q_{conv_{top}} = \int_0^{L_z}\left(\int_0^{L_{xg}} h_{top}(T - T_{grooves})dx + \int_{L_x-L_{xg}}^{L_x} h_{top}(T - T_{grooves})dx\right)dz\Bigg|_{y=L_{yw}+L_{yg}} \tag{III-148}$$

Groove in casing case:

$$Q_{conv_{side}} = \int_0^{L_z}\int_{L_{yw}}^{L_{yw}+L_{yg}} h_{side}(T - T_{grooves})\, dy\, dz\Big|_{x=L_{xg}} + \int_0^{L_z}\int_{L_{yw}}^{L_{yw}+L_{yg}} h_{side}(T - T_{grooves})\, dy\, dz\Big|_{x=L_x-L_{xg}} \tag{III-149}$$

Groove in wick case:

$$Q_{conv_{side}} = 0$$

with h_{top} and h_{side} equals to h_c (Eq.(III-33)) for the reference and Eq.(III-128) to Eq.(III-133) respectively and $T_{grooves}$ from Eq.(III-15) for the reference and Eq.(III-122) or Eq.(III-123) for the other cases.

In the groove in the wick case, the reference model assumes that the vapour temperature is at saturation state. As the result, unsurprisingly, the heat transfer rate fraction corresponding to the convective heat transfer stays low (Figure V-50) as it directly depends on the groove temperature and this temperature is not far from the saturation temperature (Figure V-15 p.236). It can be seen that this fraction is lower than the reference for both geometries. This is due to the heat transfer convective coefficients that are approximatively twice lower than the ones used in the reference (Figure V-24 to Figure V-27). However, the heat transfer rate fraction is one order of magnitude greater when the grooves are in the casing. For this geometry, the fraction is reduced from more than 10% to 2% in the third regime. This reduction comes on one hand from the vapour temperature which is several degrees above the saturation temperature (Figure V-15 p.236), and on the other hand from the reduction of the convective coefficients. In other words, the casing exchanges less heat with the vapour flowing in the grooves since the vapour temperature is greater than the saturation temperature. In a certain way, the exchange between the casing and the vapour leads to have a hotter vapour temperature than the previous assumption, which leads in a reduction of the convective ratio. For this geometry, the cooling of the casing by the groove vapour flow is thus reduced, which leads to a higher casing temperature and hence the lower conductance observed in Figure V-48. Finally, the impact of the flow between the groove in wick case and the groove in casing case can be explained by the difference in the vapour temperature, by the difference in the convective coefficients but also by the exchange surface between the casing and the fluid which is significantly more important when the grooves are in the casing.

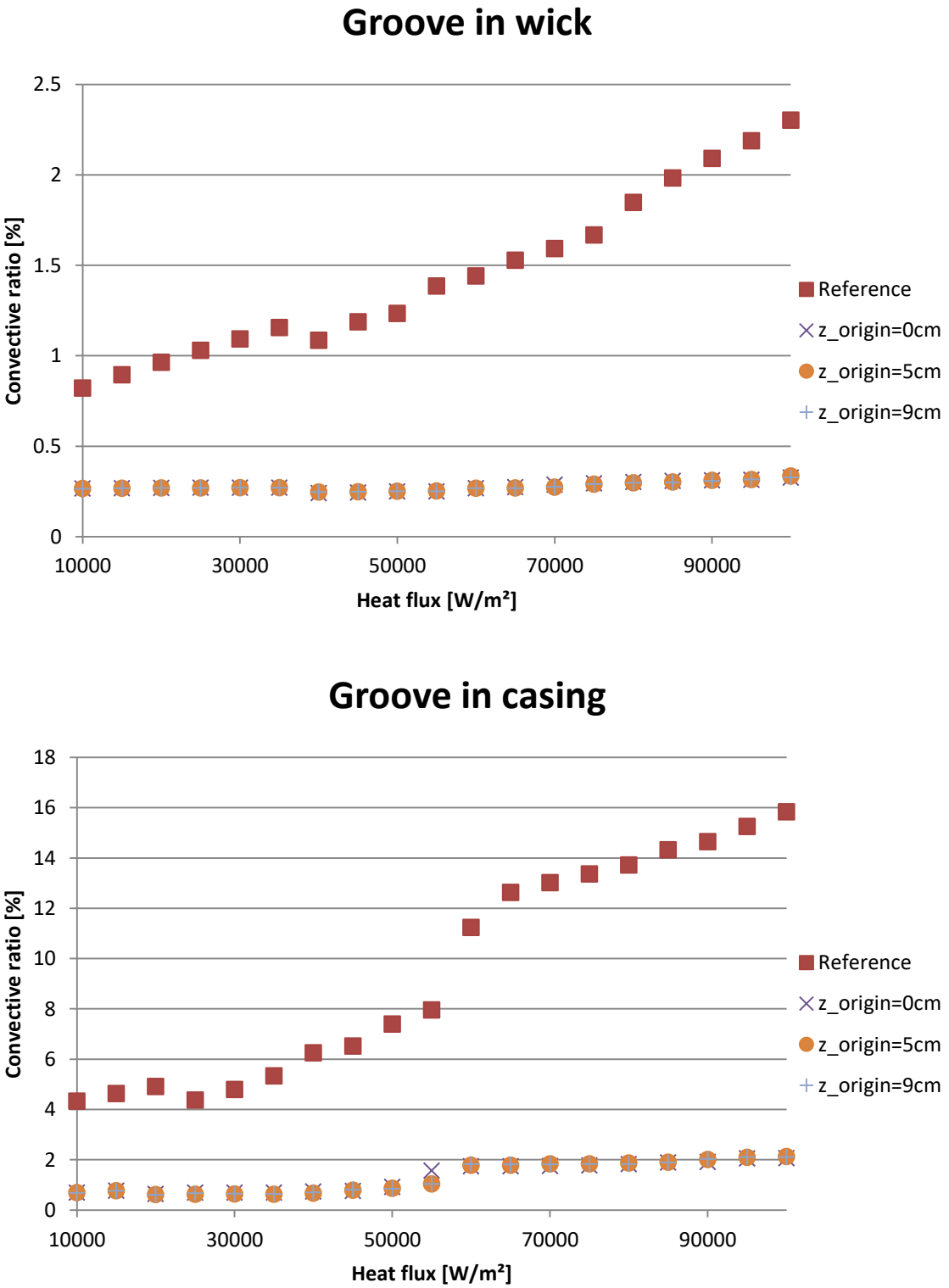


Figure V-50 Ratio of the convective heat transfer rate from the casing to the grooves to the imposed heat load

c.(2).(c) Vaporized mass flow rate

The mass flow rate produced by the evaporator is also an important characteristic. Indeed this mass flow rate is the main parameter driving the thermal exchange inside the condenser and thus the operating fluid subcooling. In turn, the degree of fluid subcooling affects the conditions in the compensation chamber and thus the conditions at the evaporator entrance. Moreover, the mass flow rate is also directly related to the vaporization heat flux inside the evaporator. As expressed by Eq.(III-150) the more the mass flow rate is, the more the vaporization heat flux is, and by energy conservation the less the heat flux escapes in the reservoir or is used to heat the vapour.

$$Q_{evap} = \dot{m_{tot}} L_v \qquad \text{(III-150)}$$

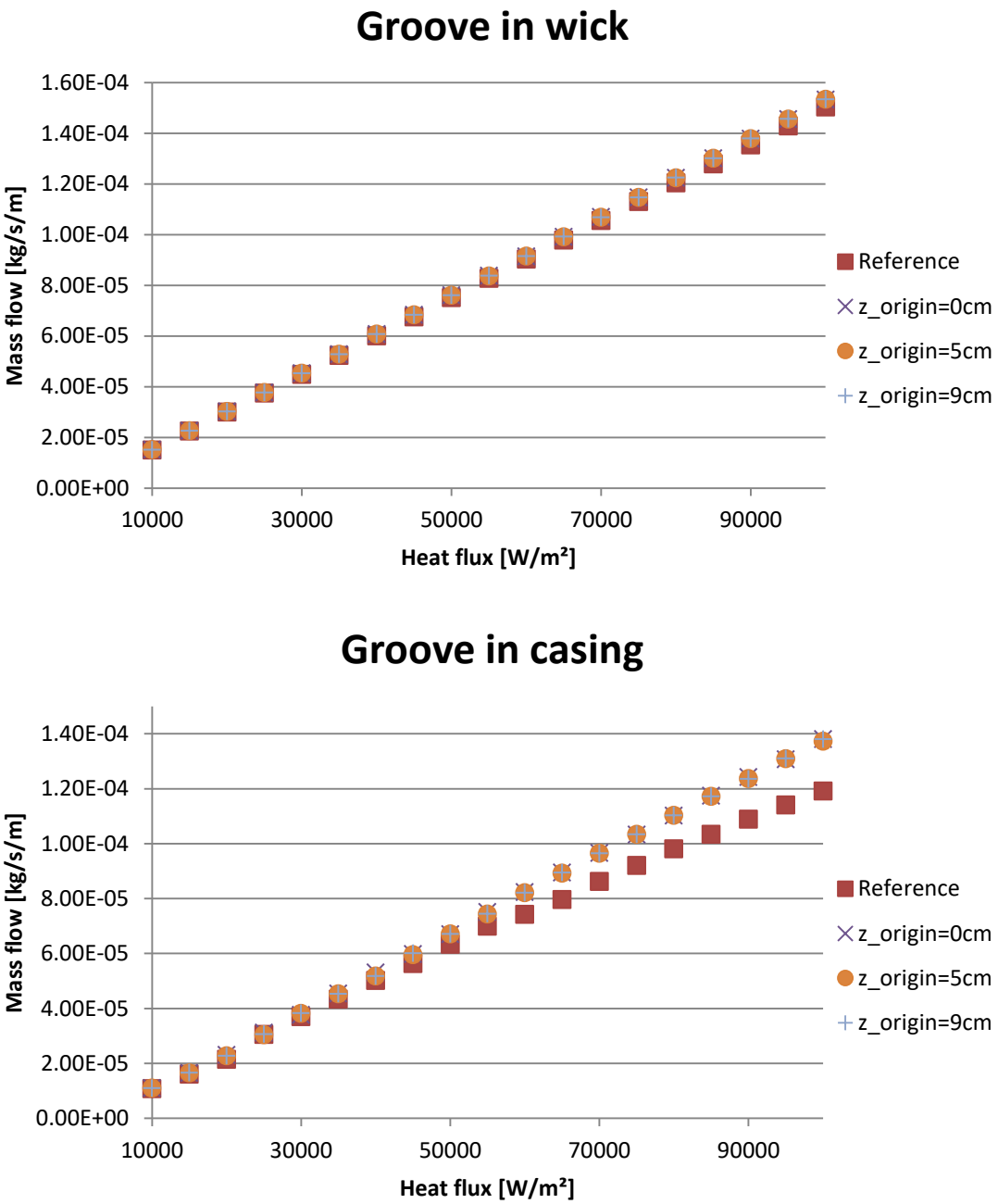


Figure V-51 Vaporization mass flow rate with new groove model

The vaporization mass flow rates are plotted for each case in Figure V-51 and the relative difference with the reference in Figure V-52. Due to the low difference between the vapour temperature and its saturation temperature, as well as the low difference in the cooling by forced convection in the groove, the vaporization mass flow rate deviation is low when the grooves are in the wick. The relative difference between the reference and the new model increases with an increasing heat flux and the vapour temperature but remains negligible (< 2%). On the contrary, for the grooves inside the casing, the strong reduction of the convective exchange causes only a slight increase in the heat flux from the wick to the inlet (Figure V-53) referred to as the "parasitic" heat flux. At 60 000 W/m^2, between the reference and the new model, the convective fraction decreases from 11.2% to 1.8%. This decrease of 9.4% is not gained by the parasitic heat flux which increases from 8.9% to 9.7%. The heat flux that is not evacuated by forced convection or by conduction is hence used to increase the fluid vaporization. As a result, the mass flow rate of the evaporator with the new groove model is greater than the reference heat flux in regime 2 and especially in regime 3 where the difference is above 10%.

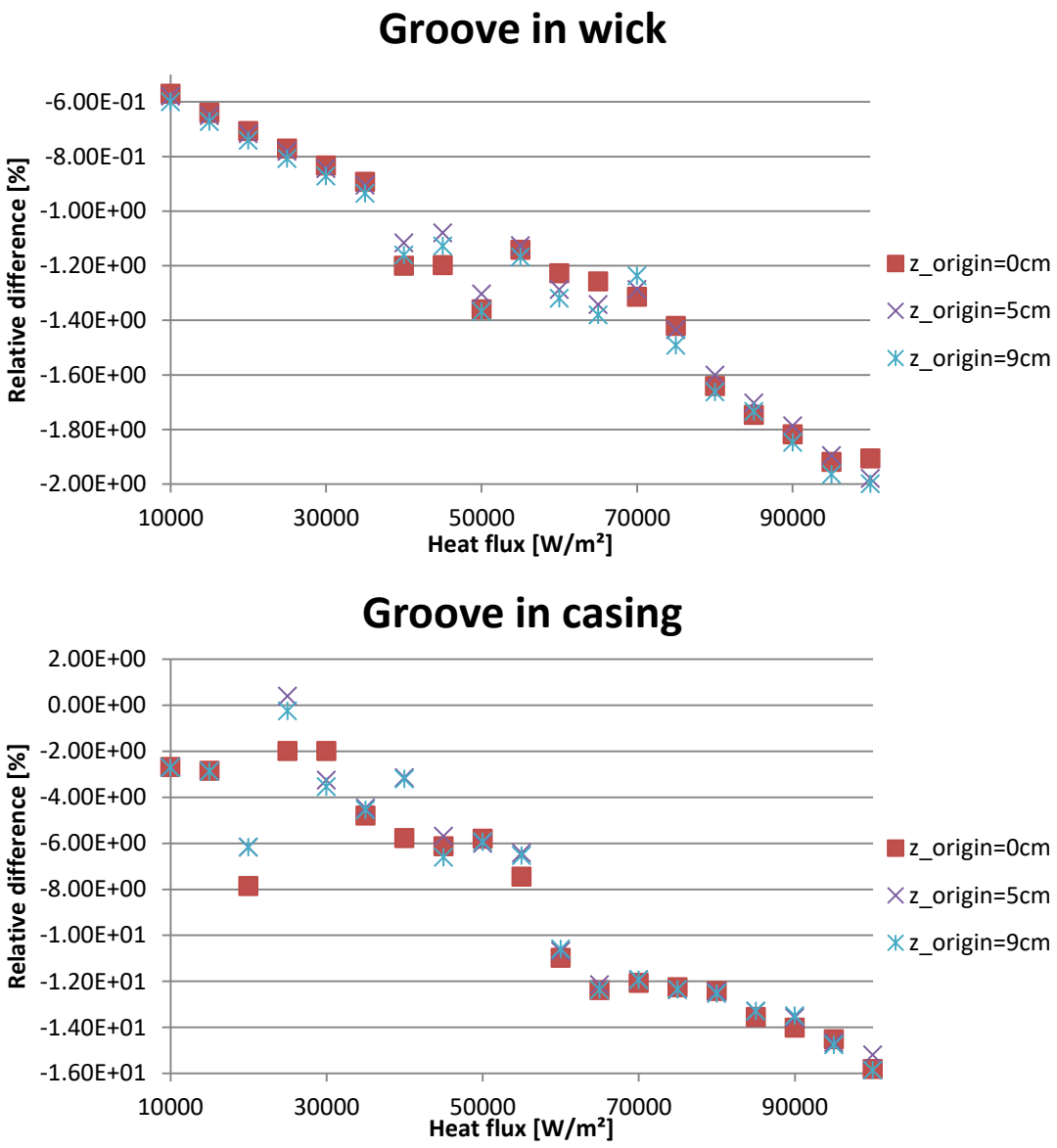


Figure V-52 Relative differences of the vaporization mass flow rate between the reference and the new model

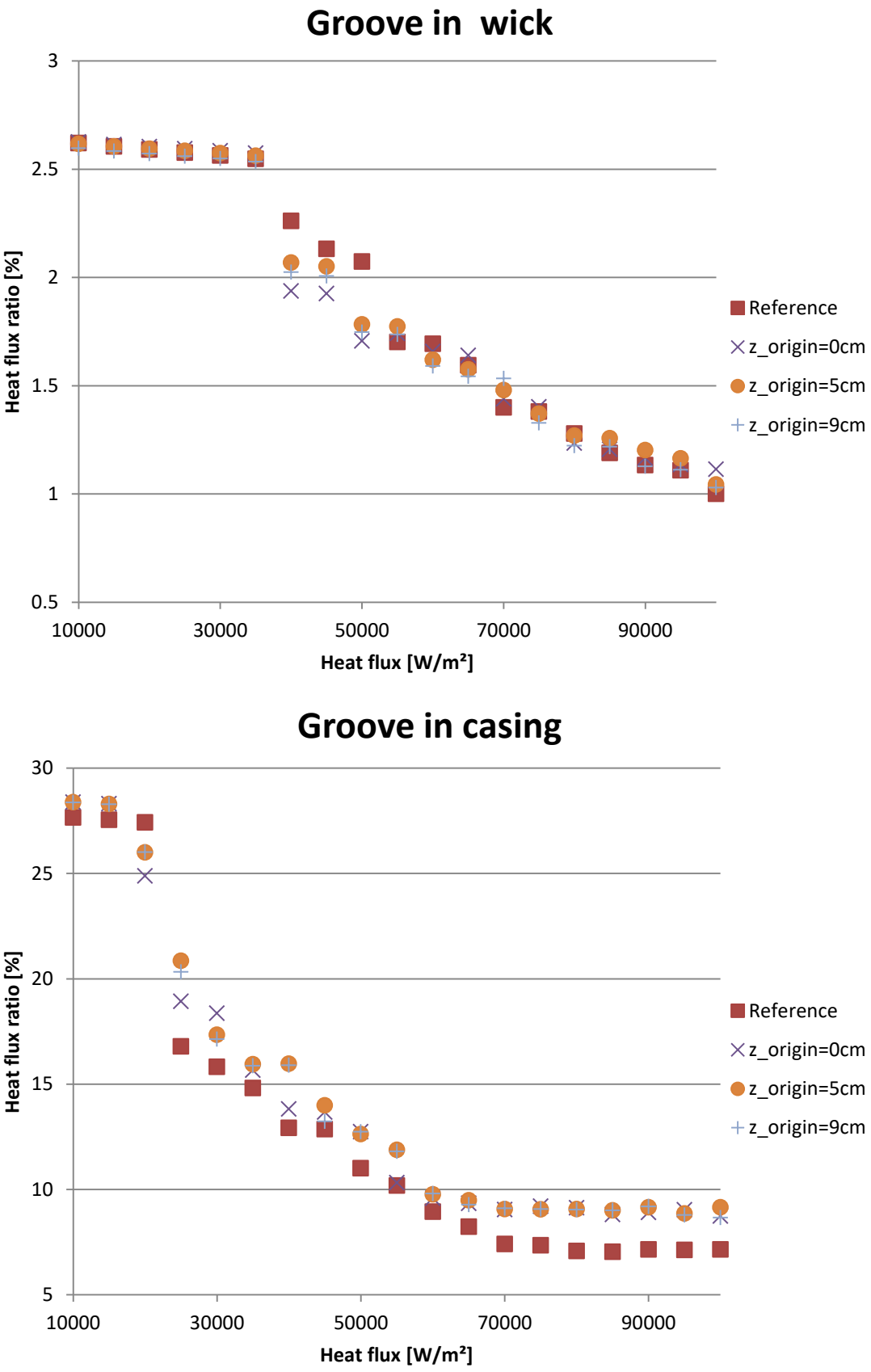


Figure V-53 Ratio of the heat flux from wick to the inlet divided by the imposed heat load

V.3.c.(3) Conclusion on the impact of the fluid results on the PNM model

The implementation of the groove heat and mass transfer Comsol simulation results inside the pore network model indicates that an accurate modelling of the transfers in the grooves is necessary when the grooves are in the casing. However, there is not remarkable difference between the new model and the reference model in regime 1 when the wick is fully liquid saturated. In regime 2, the conductance is not impacted by the increase of the impact of the forced convective heat flux in the system. In this regime, the mass flow rate produced by the evaporator starts being more important than with the reference model and exceeds 10% in the third regime. This greater mass flow rate has to be taken in account as it can influence the transfers in the condenser and thus the sub-cooling. This sub-cooling can then slow down the decrease of the evaporator performance in regime 3, which is found to be more important when the new characteristics of the transfers in the groove are taken into account.

These observations on the modelling of evaporators, with the grooves in the casing, are in contrast with the results on the case with the grooves in the wick. In this configuration, even if the forced convective heat transfer contribution decreases, its original value was sufficiently low to prevent any major change in the results. Moreover, the bulk vapour temperature is not sufficiently greater than the saturation temperature to leads to great modifications compared to the original (reference) PNM.

Finally, the position of the element in regard of the total length of the evaporator is not a sensitive parameter which supports the assumption of a constant pressure along the evaporator.

In brief, the 3D simulations suggests to take in account the specificities of the heat and mass transfer in the grooves, via at least a non-constant vapour temperature when the grooves are in the casing, whereas the use of the usual assumption of a constant vapour temperature at saturation is relevant for the groove in wick case.

V.4. Summary and conclusion of the chapter “Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator»

Simulations of the heat and mass transfer inside the vapour grooves of a LHP evaporator were performed using the wall temperature and velocity profiles extracted from a pore network model and for both geometry (grooves in the casing and grooves in the wick). The simulation results were then used to improve the modelling of the heat and mass transfers, in the groove, in the evaporator unit cell pore network model. Then, PNM simulations with the improved groove heat and mass model were compared to the results obtained with the PNM original version, in which the modelling of the heat and mass transfer in the groove is simplified.

First, the method to incorporate the outcomes of the PNM in the software was presented. The used software was Comsol Multiphysics, which relies on a finite element method to solve the thermal and fluid flow problem in the groove. The computational domain included the upper part of the evaporator

with the casing, the wall in contact with the compensation chamber and the vapour groove. The results were then compared to the commonly used assumptions made in the modelling of the groove vapour flow and associated transfers in evaporator models. When the grooves are within the wick, it was shown that the results were consistent with the usual assumptions (vapour at saturation temperature, constant shape of the temperature profile), whereas these assumptions were found less and less verified when the heat flux was increased for the groove in casing case. Then for both cases, the correlations used in the pore-network model appeared to underestimate the maximum pressure losses inside the groove. Moreover, the convective coefficients, on each surface in contact with the fluid, showed large disparity and were overestimated by the correlation used in the PNM original version. Finally, it was highlighted that both the convective heat transfer coefficient and the vapour temperature reached a quasi-stabilized profile within the groove, while the mass flow rate was continuously increasing.

In a second part, a sensitivity study was performed as regards the impact of the vapour injection velocity in the groove. The case with an uniform injection was compared to the case where the injection velocity profiles were determined from the pore network model. The comparison showed that the spatially uniform vapour injection velocity assumption could be used as a good first approach as regards the mean vapour temperature and the pressure losses. However, this assumption must not be used when an accurate modelling of working the evaporator is sought, since the value of the mean heat transfer coefficient are miscalculated and the thermal establishment length is longer.

In the last part of the chapter, a method to extract the results of the Comsol study was presented in order to improve the modelling of the transfers in the grooves in the pore network model. Results obtained with the new version of the PNM were compared to the ones from the PNM original version. The first observation was that the relative importance of the groove forced convective heat transfer was reduced. When the grooves are in the wick, the differences between both PNM models are sufficiently low to support the assumption of the vapour groove temperature equal to the saturation temperature. Nevertheless for the groove in casing case, it was shown that the reduction of the forced convective heat transfer in the cooling of the casing led to a greater casing temperature resulting in a lower conductance. With this lesser cooling effect by the transfer in the groove, more heat was used to vaporize the fluid resulting in an up to 10% increase in the mass flow rate. This gap can become non negligible at the loop scale because of the coupling between the evaporator and the condenser.

To sum up, it was shown that the commonly used assumptions were verified, for the groove in wick case, whereas these assumptions need to be revised for the groove in casing configuration. As the thermal establishment is reached soon for both groove position configurations, the study of shorter evaporator with finer mesh is computationally possible and should confirm the present conclusions.

Synthèse de la partie Étude Numérique

Dans cette partie numérique deux études ont été réalisées chacune pour les deux types de géométries rencontrées dans les évaporateurs de boucle diphasique, avec les canaux d'évacuation de la vapeur usinées dans culasse ou dans la mèche. Ces deux études ont pour but de contribuer au changement d'échelle du modèle réseau de pores en étudiant différentes hypothèses de modélisation. La première étude se focalise sur la modélisation de la zone tampon entre la mèche et la chambre de compensation, alors que la seconde s'intéresse aux transferts liés à l'écoulement de vapeur ainsi qu'à son comportement dans les canaux d'évacuation de la vapeur.

Le premier chapitre, dédié à l'étude de la zone entre l'évaporateur et la chambre de compensation, a permis de rappeler le fonctionnement du modèle réseau de pores et de pointer la coexistence de zones d'évaporation et de condensation au sein de la mèche. Dans un second temps, une étude numérique a été réalisée avec ce modèle réseau de pores auquel une paroi imperméable a été adjointe pour modéliser les échanges vers la chambre compensation. Il a ainsi été pointé l'importance des effets de bords sur la modélisation des évaporateurs miniatures et de tailles intermédiaires (notamment sur la saturation de la mèche et le débit vaporisé), et par extension l'importance d'un bon placement de thermocouple sur la culasse pour estimer la conductance lors de tests.

Le second chapitre est consacré à l'écoulement de vapeur au sein d'une rainure d'évaporateur de boucle diphasique. Des données issues du modèle réseau de pores, décrit dans le premier chapitre, sont utilisées comme entrée d'un modèle Comsol résolvant l'écoulement et les transferts dans ces rainures. Les résultats de ce modèle sont ensuite incorporés au modèle réseau de pores initial pour en observer les impacts sur le comportement de l'évaporateur. Cela a permis de confirmer l'hypothèse admise d'une température à saturation dans les canaux vapeur, lorsque les canaux sont construits dans la mèche, mais également que ces hypothèses sont trop simple lorsque les canaux sont dans la culasse. La vapeur étant en moyenne plus chaude que dans les précédents modèles, il a été montré que la part, déjà faible, du flux convectif qui évacue une partie de la source de chaleur est réduite. Enfin, il a été montré que les pertes de charges au sein des canaux sont sous-estimées au contraire des coefficients d'échanges convectifs qui sont eux surestimés. L'évolution de ces paramètres et leur impact sur la modélisation soutiennent également l'hypothèse d'une valeur constante en fonction de la longueur dans ces canaux, ce qui doit permettre d'alléger les modèles.

Partie IV. Conclusion et Perspectives

Conclusion Générale

Le travail présenté dans ce manuscrit s'inscrit dans la lignée des précédents travaux visant à modéliser les phénomènes intervenant dans les évaporateurs de boucle diphasique à pompage capillaire tout en contribuant à mieux cerner les phénomènes inhérents à leur fonctionnement.

Dans la première partie du document, une brève introduction des boucles diphasiques à pompage capillaire et de leur fonctionnement a tout d'abord été présentée.

Dans la seconde partie, la conception d'un banc d'essai innovant permettant d'observer la vidange et les écoulements au sein des canaux d'évacuation de la vapeur d'un évaporateur de LHP, et ce pour différentes orientations dans le champ gravitaire, a été présenté. Afin de s'affranchir des effets gravitaires pouvant modifier la répartition du fluide autour d'une mèche, l'évaporateur choisi a été de type plan. De manière à n'étudier que l'évaporateur, le système a été isolé des effets d'un condenseur par l'utilisation de deux réservoirs. Enfin, la difficulté principale qui réside dans l'application du chauffage sur la surface devant servir à la visualisation a été surmontée par l'utilisation d'une vitre en saphir revêtue d'ITO. Ce premier chapitre a ainsi permis de mettre en avant la complexité de la réalisation d'un tel banc, et de l'attention qu'il faut porter à l'usinage des matériaux poreux.

Le second chapitre de cette partie expérimentale a été consacré à l'exploitation du banc d'essai pour deux matériaux différents possédant chacun des tailles de pores d'un ordre de grandeur de différence : aluminium avec un diamètre de pores moyen de ~100 μm, et de l'acier avec un diamètre moyen de ~10 μm. Bien qu'incomplète en raison de la crise sanitaire, la campagne de mesures associée à ce banc a permis de mettre en évidence l'importance des effets gravitaires lors du démarrage de notre évaporateur. Cinq grands types d'écoulements ont pu être mis en avant en fonction de l'inclinaison de l'évaporateur : évaporateur à plat, sur la tranche, retourné et orientations favorisant ou non l'évacuation de la vapeur par effet gravitaire. Ce sont ces deux dernières catégories, dont l'occurrence est la plus élevée, qui s'éloignent le plus des conditions normales de fonctionnement des évaporateurs de LHP, avec un écoulement diphasique dans les canaux et la température la moins importante enregistrée lorsque l'on favorise l'évacuation de la vapeur, et une évacuation de la vapeur via un régime d'ébullition-percolation du cœur de l'évaporateur vers le réservoir amont dans le cas contraire. Pour les trois premières orientations, la vidange de la vapeur permet dans une première phase l'obtention de canaux à l'état vapeur, avant qu'une phase de transition brutale ne transforme l'écoulement en un écoulement majoritairement diphasique. De plus, les oscillations de la quantité de liquide contenu dans le cœur de l'évaporateur constatées lors de la campagne de mesures sont une nouvelle source d'explication possible aux oscillations de température parfois mesurées sur des boucles industrielles. Aussi dans certains cas, le désamorçage du dispositif s'est avéré bénéfique quant au fonctionnement de l'évaporateur en permettant d'évacuer le surplus de vapeur contenu dans

le cœur de l'évaporateur, permettant ainsi de remplir à nouveau le cœur de l'évaporateur de liquide. Bien que ces différences entre l'état des canaux d'évacuation, considéré comme remplis de vapeur dans les modèles, et celui obtenu lors des expériences doivent être confortés, via une campagne de mesure plus exhaustive pour des puissances plus et moins importantes, il apparait que toute conception pouvant favoriser l'évacuation de la vapeur permettrait l'obtention de meilleures performances. Enfin pour la charge thermique étudiée, l'influence constatée de la gravité sur le comportement de l'évaporateur, lors de son amorçage, est une source d'explication complémentaire sur les différences de comportements en environnement gravitaire et non gravitaire qui sont difficilement prédictibles par les modèles actuels.

La dernière partie de ce travail de thèse s'est davantage focalisée sur des aspects numériques devant permettre à terme le développement d'un modèle détaillé de LHP à l'échelle boucle. Il s'agit ici d'étudier l'impact des hypothèses de modélisation d'un modèle réseau de pores, issu d'un précédent travail de thèse, sur la création d'hétérogénéités sur la longueur de l'évaporateur.

Le premier chapitre de cette partie a concerné la modélisation de la zone entre la mèche de l'évaporateur et le réservoir en régime stationnaire. Après avoir rappelé la méthode de résolution en réseau de pores, pointé la coexistence de zones d'évaporation et de condensation au sein de la mèche, cette zone a été modélisée au moyen d'une paroi imperméable en contact avec la chambre de compensation. L'étude de cette zone a mis en évidence la baisse de son influence sur les caractéristiques de l'évaporateur (débit et conductance) pour des évaporateurs de longueurs importantes. À contrario, cela a permis de mettre en exergue l'influence des effets de bords sur la modélisation des LHPs miniatures et de tailles intermédiaires (désaturation différente de la mèche et modification du débit vaporisé pouvant impacter le comportement du condenseur) et l'importance d'un bon placement de thermocouple sur la culasse pour estimer la conductance lors de tests.

Le dernier chapitre de la partie numérique reprend et adapte l'article « Numerical Study of flow and heat transfer in the vapour grooves of a loop heat pipe evaporator » avant de le compléter par une étude de sensibilité et d'impact sur le modèle réseau de pores. Cette étude, réalisée en parallèle de celle sur la zone entre la mèche et le réservoir, a eu pour vocation d'examiner la pertinence des hypothèses usuellement faites dans les canaux d'évacuation de la vapeur lorsque l'écoulement de ces derniers n'est pas résolu dans les modèles d'évaporateur. Pour cela, des données (vitesse moyenne d'éjection de la vapeur dans les canaux, températures aux interfaces…), issues d'un modèle réseau de pores, sont utilisées pour alimenter un modèle Comsol résolvant les transferts au sein d'une rainure vapeur. L'étude a été réalisée pour les configurations cannelures dans la culasse et cannelures dans la mèche, et ce pour une longueur d'évaporateur de 10 cm. Il a été montré qu'en régime stationnaire, les hypothèses usuelles (température de la vapeur égale à sa température de saturation et valeur constante de cette température tout au long de la rainure) sont vérifiées pour le cas où les canaux sont dans la mèche, tandis qu'elles se trouvent de moins en moins vérifiées pour la seconde géométrie. Il apparait ensuite que la corrélation utilisée dans le modèle réseau de pores sous-estime la pression maximale atteinte dans les canaux. De plus, la valeur du coefficient d'échange convectif a été montrée comme étant surestimée par la corrélation utilisée dans le modèle

réseau de pores. Contrairement aux prédictions des corrélations classiques pour les tubes, le coefficient de transfert a été trouvé quasi-constant le long de la rainure alors que le débit y augmente et comme ayant des valeurs différentes selon la surface considérée. L'étude de sensibilité réalisée sur le modèle Comsol a examinée l'impact du profil de vitesse d'injection au sein du canal. Le cas avec un profil d'injection uniforme a été comparé au cas plus représentatif d'un profil issu du modèle réseau de pores. Il apparait que ce profil uniforme de vitesse ne doit pas être utilisé pour la modélisation détaillée d'un évaporateur en raison d'un coefficient d'échange convectif moyen mal estimé et d'une longueur d'établissement thermique plus longue. Dans la dernière partie du chapitre, les résultats du modèle Comsol ont été extraits et incorporés dans le modèle réseau de pores pour évaluer leur impact sur le comportement de l'évaporateur par rapport au modèle réseau de pores d'origine. Le premier enseignement que l'on peut tirer de cette comparaison est la réduction de l'échange convectif entre la culasse et les canaux d'évacuation de la vapeur. Lorsque les canaux sont usinés dans la mèche, les différences sont suffisamment faibles pour considérer l'hypothèse d'une température de vapeur égale à la température de saturation comme étant valable. Toutefois dans le cas où les canaux sont dans la culasse, la réduction de l'échange convectif et l'utilisation d'une température de vapeur plus importante que la température de saturation ont réduit le « refroidissement » de la culasse par l'écoulement, provoquant une baisse de la conductance thermique. Par conséquent la proportion du flux de chaleur servant à l'évaporation augmente, augmentant par la même jusqu'à 10% le débit vaporisé. Cette différence peut devenir non-négligeable à l'échelle de la boucle en raison du couplage, via le débit, entre l'évaporateur et le condenseur.

Enfin, un travail, non présenté dans le manuscrit de thèse, a été réalisé sur le code de calcul du modèle réseau de pores. Le code a été optimisé, permettant un gain en temps de calcul de l'ordre de 45% à 70% suivant les cas considérés. De plus, le solveur du code a été parallélisé au moyen de la fonction MPI_SPAWN permettant un gain de temps non-négligeable (l'utilisation de 16 processeurs produit une accélération d'un facteur 7 par rapport au code optimisé utilisant un processeur), tout en limitant la mémoire requise. Ce gain de temps significatif est un pas supplémentaire vers la modélisation détaillée à l'échelle évaporateur.

En résumé, la conception d'un banc d'essai innovant a permis de mettre en avant cinq grands types d'écoulements lors du démarrage d'un évaporateur de LHP imbibé de liquide en fonction de l'orientation dans le champ gravitaire. Le fonctionnement de l'évaporateur après un premier désamorçage, les différents écoulements constatés ainsi que les variations du niveau de liquide dans la chambre de compensation au cours du temps, difficilement modélisables, sont des nouvelles sources d'explications possibles aux différences parfois constatées entre la conception de ces boucles et leurs tests en environnement gravitaire et spatial. En régime permanent, l'étude numérique sur la modélisation de la paroi entre la mèche et le réservoir a pointé l'importance des effets de bords sur l'estimation du débit vaporisé. Enfin, l'étude en régime stationnaire de l'écoulement vapeur dans les canaux d'évacuation de la vapeur a montré que les hypothèses utilisées dans la modélisation des évaporateurs, lorsque l'écoulement n'est pas résolu dans les rainures, sont vérifiées lorsque les canaux sont construits dans la mèche, tandis qu'elles doivent être revisitées (en particulier en ce qui concerne la température de la vapeur) pour la géométrie avec les canaux dans la culasse.

Perspectives

Ce travail permet aussi d'identifier de nombreux points restant en suspens et nécessitant améliorations ou études supplémentaires. Des pistes sur des expériences ou études complémentaires permettant d'améliorer la compréhension du fonctionnement des évaporateurs et leur modélisation sont également proposées.

Concernant la partie expérimentale, de nombreuses préconisations sont déjà proposées dans la Partie II.III.5 p.169 parmi lesquelles on retrouve : l'extension de la campagne expérimentale avec des puissances plus et moins importantes que celle considérée dans ce travail, l'utilisation des mèches avec des canaux de tailles inférieures à la longueur capillaire pour mimer des effets micro-gravitaires (Figure II-23 p.65 et Annexe F p.314) ou de mèches en d'autres matériaux comme le PTFE ou l'inconel (nickel), le décalage de la zone de chauffe au-dessus de la mèche pour conforter les résultats concernant le régime observé lorsque l'on favorise l'évacuation de la vapeur ou l'utilisation d'un bâti avec baïonnette intégrée, l'amélioration de la méthode d'enregistrement pour observer tous les phénomènes en une seule prise de vue, mais surtout l'incorporation de capteurs de pression afin de déterminer les changements de régime dus à l'ébullition ou à la percolation.

Lors de la campagne expérimentale, il est apparu que les durées des acquisitions étaient suffisamment longues pour diminuer la quantité de liquide du réservoir amont de manière importante. Il pourrait être intéressant d'augmenter la taille des réservoirs pour s'assurer de ne pas les vidanger ou remplir totalement, lors d'une campagne de mesures avec des puissances plus importantes ou sur des temps plus longs. Le dimensionnement de ces réservoirs pourrait s'effectuer via la même démarche que dans le paragraphe de la Partie II.II.3.e). Afin de se rapprocher de nos cas expérimentaux, il pourrait tout de même être intéressant de développer un modèle de réservoir, qui prendrait en compte une arrivée supplémentaire de fluide à l'état gazeux, ou une arrivée de fluide diphasique (bulles…). Ce code de calcul pourrait également être vérifié expérimentalement, en incorporant des capteurs de pression et de température dans le réservoir, en mesurant l'évolution du taux de vide, en fonction du débit injecté ou extrait, des températures extérieures, des conditions d'échanges etc.

Lors de la conception de l'expérience, de nombreuses pistes ont été étudiées pour produire ou obtenir un milieu poreux modèle. Parmi celles explorées, la création d'un milieu poreux métallique par impression 3D serait d'un point de vue expérimental la plus intéressante car elle permettrait de travailler avec un milieu dont on connait parfaitement la géométrie. Dans la mesure des connaissances actuelles, l'impression d'un tel milieu poreux pourrait être envisageable en faisant fonctionner une machine d'impression 3D par frittage en mode « dégradé » et/ou via la technique utilisée par Hu et al. [26] sans toutefois, à ce jour, pouvoir atteindre les niveaux de précisions requis pour produire des diamètres de pores de l'ordre de 10 μm.

La réalisation de l'expérience proposée en Annexe B pour estimer le bien-fondé ou pas de l'utilisation de la théorie d'Hertz-Knudsen-Schrage dans les modèles d'évaporateur est également une perspective envisageable pour clarifier ce point controversé. L'incorporation de cette formulation dans le modèle réseau de pores est envisageable sans difficulté et permettrait d'en analyser l'impact.

Enfin, sur le modèle de l'expérience réalisée par Louriou [3], [123], il est possible avec la mise en place récente d'un tomographe à l'IMFT d'imaginer une expérience permettant d'observer l'invasion par de la vapeur, d'un milieu poreux en résine imprimé en 3D, résultant d'un flux de chaleur imposé sur la partie supérieure du dispositif et de comparer les états stationnaire obtenues avec ceux du modèle réseau de pores en 3D. Ceci devrait permettre de conforter l'utilisation d'un tel modèle dans des géométries 3D.

En lien avec l'étude numérique de l'écoulement de vapeur dans les canaux, il serait intéressant de réaliser une expérience pour déterminer les pertes de charges dans un canal vapeur avec des parois poreuses (via une comparaison de la pression en début et sortie de canal) et de les comparer aux résultats numériques.

Via la campagne expérimentale, il a été possible de mettre en avant des régimes d'écoulements jusqu'ici peu ou pas envisagés. L'estimation par méthode numérique des coefficients d'échanges convectifs par la simulation numérique d'un écoulement diphasique à bulles dans le cas d'une ou plusieurs parois poreuses pourrait également s'avérer instructif. Lors de la conception de la campagne expérimentale, il a également été question de reproduire un contact mèche-culasse similaire à celui des boucles industrielles. Malheureusement, peu d'informations sur le montage d'une mèche dans son évaporateur sont disponibles et le contact est souvent considéré comme idéal, ce qui se traduit par une résistance thermique de contact nulle dans les modèles. Une étude numérique et expérimentale de l'impact sur la conductance globale mais aussi de la production d'hétérogénéité au sein de la mèche en fonction de la qualité de ce contact pourrait s'avérer instructive. Une étude numérique réalisée par Figus [1] en modélisant un contact mèche culasse, d'abord imperméable puis avec un jeu et en résolvant un écoulement de type poiseuille dans ce jeu, a permis d'apporter quelques éléments à ce sujet et mériterait d'être approfondie.

Concernant les travaux de nature numérique, une étude visant à confirmer nos résultats sur les transferts et l'écoulement de la vapeur dans les canaux pourrait être développée. En effet, comme l'établissement thermique est atteint rapidement, cette étude devrait être possible sur un évaporateur plus court et avec un maillage plus fin de façon à obtenir des résultats plus précis. Deux points peuvent également venir en complément de cette étude : l'utilisation d'une cartographie discrète de la vitesse d'éjection de la vapeur (Figure V-2 p.221) du milieu poreux plutôt que l'utilisation d'une vitesse moyenne d'éjection devrait montrer, ou non, une influence de ce caractère discret sur les pertes de charges, les coefficients d'échanges ou la température moyenne de la vapeur. Le second point pourrait être l'étude de manière dynamique de l'établissement du régime thermique et de l'écoulement dans le canal. Si cet établissement s'avère rapide, alors l'utilisation de résultats stationnaires pourrait être justifiée dans le cas d'une modélisation dynamique d'évaporateur de LHP et permettrait un gain en temps de calcul.

Concernant le code réseau de pores, ses performances en temps de calcul ont été améliorées, ce qui laisse entrevoir une possible modélisation à l'échelle évaporateur. Pour la plage de puissance testée et 16 processeurs, le code effectue les calculs en ~1.3 h contre ~8.6 h pour le cas d'une cellule unité d'évaporateur longue de 2 mm et ~16.8 h contre ~117.4 h pour le cas 8 mm. Un calcul sur une longueur de 10 cm, faisant passer le nombre de maille de 57 288 pour le cas 2 mm de long à 2 934 336 mailles, a montré des résultats encourageants en termes de temps de calculs mais encore insuffisants. Des sous-programmes appelés de nombreuse fois et parallélisables via Open MP ont été identifiées et devraient permettre un gain de temps supplémentaire.

Les résultats du modèle Comsol ont montré un établissement thermique sur une distance relativement courte, le passage à l'échelle supérieure ne serait donc peut-être pas nécessaire pour une longueur modélisée aussi importante que 10 cm. Ce changement d'échelle pourrait aussi passer par une augmentation de la largeur du domaine avec la prise en compte d'un chauffage partiel sur la culasse (Figure II-26 p.69) et/ou de conditions aux limites similaires à celles de Wan et al. [103] (Figure IV-13 p.194), qui viendrait en complément de la zone entre la mèche et la chambre de compensation. Cette zone entre la mèche et le réservoir, modélisée comme une paroi imperméable dans notre étude, pourrait également être modélisée comme une extension de la mèche primaire (de manière similaire à la Figure IV-14 p.194) avec un échange du côté du réservoir à la fois avec une phase vapeur et/ou une phase liquide en fonction des conditions de fonctionnement. Enfin les conditions appliquées dans notre étude sur l'ajout du fond de rainure sont implicitement celle d'un évaporateur cylindrique ; pour se rapprocher du cas d'un évaporateur plan, il pourrait être intéressant d'effectuer la même étude avec une température de référence à l'extérieur de la zone de fond de rainure qui serait égale à la température de l'ambiance plutôt que celle d'un réservoir idéalisé à saturation. Aussi, l'augmentation de la largeur du système pourrait s'accompagner de la possibilité de modélisation d'une géométrie correspondant à un évaporateur circulaire avec une dissymétrie de chauffage rappelant le fonctionnement de ces évaporateurs avec un réchauffeur supplémentaire pour leur mise en route.

Le couplage entre le modèle de l'évaporateur, la chambre de compensation et le cœur de l'évaporateur peut être réalisé en s'inspirant des travaux de Zhou et al. [124] qui propose un modèle prenant en compte la génération de bulles dans le cœur de l'évaporateur, ou de Soler [46] qui prend également en compte les effets dus à la baïonnette. L'intégration de cette baïonnette doit au préalable être accompagnée de l'intégration d'un modèle de condenseur plus détaillé. En effet, le modèle actuel utilise une longueur diphasique constante au sein du condenseur pour n'importe quelle charge thermique afin de déterminer les pertes de charge de la boucle. Cette longueur, qui évolue avec la charge thermique et qui influence les conditions dans le réservoir, devra être prise en compte dans les problèmes thermiques et de dynamique des fluides. La mise au point et l'intégration d'un modèle de condenseur permettant de calculer la longueur de désurchauffe, la longueur diphasique, la longueur de sous-refroidissement, les pertes de charges totales dans ce condenseur ainsi que le sous-refroidissement final du fluide, n'ont pu être finalisées en raison d'un manque de temps. L'idée générale étant pour le modèle réseau de pores de connaitre les variations du sous-refroidissement en sortie de condenseur en fonction de la charge thermique, c'est à dire du débit vaporisé et de la surchauffe de la vapeur en sortie d'évaporateur. Ce sous-refroidissement pourra servir à modifier les

conditions du réservoir et les conditions d'entrées du modèle réseau de pores. Dans ce sens, l'utilisation d'un fluide dont la température varierait linéairement entre une température de sous-refroidissement jusqu'à la température de saturation a déjà été incorporé au modèle et demande à être étudié. Bien qu'incomplète en ce qui concerne la bibliographie, le lecteur pourra commencer par se référer aux travaux de Pouzet [125], Adachi [116] ou Kim [126], [127] ainsi qu'à leur références pour la mise au point de ce modèle de condenseur.

De manière plus prospective, le modèle réseau de pores pourra également être développé pour traiter les cas instationnaires. Cette approche instationnaire pourrait ainsi permettre d'étudier les phénomènes de démarrage, de changement de charge thermique mais aussi se révéler plus efficace en temps de calculs pour des dimensions plus importantes. Ceci passerait par l'incorporation d'une ré-invasion des pores par la phase liquide dans le cas d'une baisse de charge thermique ou d'un changement de régime dans le condenseur. Cette possibilité de ré-invasion permettrait également de prendre en compte le phénomène de ré-imbibition exprimé par la Figure III-16 p.103 lors du désamorçage. La mise en évidence d'une plage de flux de chaleur pour laquelle le désamorçage ne serait pas critique grâce aux oscillations du niveau de liquide serait une avancée si elle se confirme.

Pour aller encore plus loin et en lien avec les progrès récents de l'imagerie 3D, il pourrait être intéressant de développer un modèle réseau de pores non-structuré basé sur un échantillon poreux pour étudier l'écart entre ces derniers et les modèles actuels.

Annexes :

Annexe A Facteur de Merit 288
Annexe B Concept d'une expérience étudiant le bien-fondé de l'utilisation de la formulation HKS dans les milieux poreux 292
Annexe C Tableau des propriétés thermophysiques des fluides considérés pour l'expérience 298
Annexe D Propriétés Thermophysiques du HFE 7000 299
Annexe E Références et propriétés des poreux sélectionnés 313
Annexe F Autres rainurages envisagés 314
Annexe G Tests de chauffage et d'étanchéité 316
Annexe H Impression 3D 321
Annexe I Prototypage et Conception de l'évaporateur 323
Annexe J Comportement d'un réservoir diphasique 337
Annexe K Sécurité de l'installation 351
Annexe L Protocole Expérimental 352
Annexe M Fiches de Sécurité du HFE 7000 354
Annexe N Discussion à propos de l'équation (III-29) 364
Annexe O Images complémentaires 366

Annexe A Facteur de Merit

Comme expliqué dans le paragraphe de la Partie I.I.4 p.36, pour les systèmes diphasiques de transferts de chaleur, le fluide idéal à, hors gravité :

- une tension superficielle σ la plus élevée possible ;
- des masses volumiques $\rho_v \; et \; \rho_l$ les plus élevées possibles ;
- une chaleur latente de vaporisation la plus importante ;
- une viscosité $\mu_v \; et \; \mu_l$ les plus faibles possibles.

Ceci dans le but de transporter le plus d'énergie possible en limitant le débit et les pertes de charges, tout en s'assurant d'un saut de pression capillaire important. Ces facteurs se regroupent sus la forme d'un facteur de Merit s'écrivant :

$$Merit = \frac{\rho_l \sigma L_v}{\mu_l} \tag{IV-1}$$

où le facteur de Merit n'est pas adimensionnel, et s'exprime en $[W.m^{-2}]$ ou en $[kg.s^{-3}]$ avec ρ_l la masse volumique du liquide $[kg.m^{-3}]$, σ la tension superficielle en $[N.m^{-1}]$, L_v la chaleur latente de vaporisation $[J.kg^{-1}]$ et μ_l la viscosité dynamique du liquide $[Pa.s]$.

Le lecteur voulant davantage d'information sur l'historique de ce facteur pourra commencer par se référer à [128] ainsi qu'à ses références. Toutefois, on peut retrouver quelques développements sur ce facteur ci-dessous.

La forme présentée ci-dessus est la plus élémentaire possible et découle des développements suivants dans un caloduc:

D'après la loi de Darcy, les pertes de charges visqueuses dans la structure poreuse ont pour expression :

$$v_l = \frac{\kappa}{\mu_l} \frac{\Delta P_w}{L_w} \tag{IV-2}$$

avec κ la perméabilité, L_w la longueur de la mèche, v_l la vitesse du fluide qui peut être reliée au débit $\dot{m}$ par : $\dot{m} = \rho_l v_l A_w$ avec A_w la section de passage.

Ce qui donne les pertes de charges :

$$\Delta P_w = \dot{m} \frac{\mu_l}{\rho_l} \frac{L_w}{\kappa \, A_w} \tag{IV-3}$$

En considérant les ménisques comme des portions de sphères de rayon r et que l'interface liquide-vapeur contre balance les pertes de charges par la loi de Young-Laplace on a :

$$\Delta P_w = \Delta P_{cap} = \frac{2\sigma}{r} \tag{IV-4}$$

En supposant le débit vaporisé à l'interface comme s'exprimant par :

$$Q = \dot{m} L_v \tag{IV-5}$$

avec Q la puissance de chauffage.

On obtient :

$$Q = \underbrace{\frac{\kappa A_w}{L_w}}_{\substack{Caractéristique \\ géométrique\ du\ poreux}} \underbrace{\frac{2}{r}}_{\substack{Courbure\ du \\ ménisque}} \underbrace{\frac{\rho_l \sigma L_v}{\mu_l}}_{Facteur\ de\ Merit} \quad \text{(IV-6)}$$

On vérifie ainsi que pour une géométrie donnée, une courbure de ménisque donnée (et donc des caractéristique de mouillage connu), que plus le nombre de Merit est important plus la puissance dissipée peut être importante. On peut également lire tel qu'à Q fixé, plus le facteur de Merit, qui ne dépend que des propriétés du fluide, est important, plus la taille du poreux peut être minimisée et le rayon des pores importants. Ces considérations sont des plus utiles lors de la conception d'un système de refroidissement et du choix des matériaux.

Dans le cas où les pertes visqueuses ne sont pas dominantes dans la structure capillaire (comme dans les boucles diphasiques à pompage capillaire), Dunbar et Cadell [129] ont proposés :

$$Merit = \frac{\rho_v \sigma L_v^{1.75}}{\mu_v^{0.75}} \quad \text{(IV-7)}$$

Qui découle de la démonstration ci-dessous :

En se basant sur l'écriture des pertes de charges dans une conduite (ici la conduite vapeur), que l'on retrouve en équation (III-102) p.242, on peut écrire :

$$\Delta P = \Lambda \frac{l_v\, \rho_v\, {v_v}^2}{2\, D_h} \quad \text{(IV-8)}$$

avec l_v la longueur de la conduite vapeur et D_h son diamètre hydraulique.

Ce qui, avec A la section de passage $A = \frac{\pi D_h^2}{4}$ et le débit dans la conduite $\dot{m} = \rho_v v_v A$, donne :

$$\Delta P = \Lambda \frac{8}{\pi^2} \frac{l_v}{D_h^5} \frac{\dot{m}^2}{\rho_v} \quad \text{(IV-9)}$$

En considérant la relation de Blasius pour l'écriture du coefficient de friction :

$$\Lambda = 0.316\, \mathrm{Re}^{-\frac{1}{4}} \quad \text{(IV-10)}$$

avec le nombre de Reynolds : $Re = \frac{\rho_v v_v D_h}{\mu_v} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu_v}$.

On obtient :

$$\Delta P = 0.241 \frac{l_v}{D_h^{4.75}} \frac{\mu_v^{\frac{1}{4}}}{\rho_v} \dot{m}^{1.75} \quad \text{(IV-11)}$$

En considérant (IV-4) et (IV-5) on obtient :

$$Q^{1.75} = \frac{1}{0.241} \underbrace{\frac{D_h^{4.75}}{l_v}}_{\substack{Dimensions\ de \\ la\ conduite\ vapeur}} \underbrace{\frac{2}{r}}_{\substack{Courbure\ du \\ ménisque}} \underbrace{\frac{\rho_v \sigma L_v^{1.75}}{\mu_v^{0.75}}}_{Facteur\ de\ Merit} \quad \text{(IV-12)}$$

À quelques facteurs près on retrouve ainsi les mêmes conditions de dimensionnement que pour le nombre exprimé via l'équation (IV-1).

L'expression précédente ne tient compte que des pertes de charges dans la conduite vapeur, or dans une boucle diphasique à pompage capillaire, le saut de pression capillaire doit vaincre la somme de toutes les pertes de charge de la boucle pour pouvoir exercer sa force motrice:

$$\Delta P_{cap} = \sum \Delta Pboucle = \Delta P_{gr} + \Delta P_{vl} + \Delta P_{cond} + \Delta P_{ll} + \Delta P_{w} \quad \text{(IV-13)}$$

avec ΔP_{gr} les pertes de charges dans les canaux (grooves) vapeur de l'évaporateur, ΔP_{vl} les pertes dans la ligne vapeur, ΔP_{cond} les pertes dans le condenseur, ΔP_{ll} les pertes dans la ligne liquide et ΔP_{w} les pertes de charge dans la mèche (wick).

Aux bornes (e=entrée, s=sortie) d'une conduite fixe et indéformable les pertes de charges peuvent s'exprimer via :

$$P_e - P_s = \rho g\, \Delta H + signe(\dot{m})\Delta P_{visq} \quad \text{(IV-14)}$$

où $signe(\dot{m})$ est positif si le fluide pénètre dans la conduite par e, ΔH correspond à l'élévation entre e et s et ΔP_{visq} correspond aux pertes de charges visqueuses dans la conduite.

Elles peuvent s'exprimer de manière générale que l'écoulement soit laminaire ou turbulent par:

$$\Delta P_{visq} = K\left(A^{\alpha,i} l^{\beta,i}\right)\left(\rho^{\delta,i}\mu^{\gamma,i}\right)\dot{m}^{\epsilon,i} \quad \text{(IV-15)}$$

qui dépend d'un coefficient K, de la dynamique de l'écoulement $\dot{m}$, des propriétés du fluide ρ et μ, des caractéristiques de la conduite A et l et d'exposants qui dépendent du type d'écoulement, de la géométrie etc.

Cette expression peut s'appliquer aux différentes conduites de la boucle, exceptée pour le condenseur dont les pertes sont difficilement estimables. On comprend alors les remarques effectuées dans le paragraphe Perspectives p.282 quand à la nécessité de mettre au point un modèle de condenseur.

En considérant la mèche comme saturée de liquide les pertes de charges peuvent s'y approximer par la loi de Darcy avec e_w l'épaisseur du poreux :

$$\Delta P_w = \frac{e_w}{A_w \kappa}\frac{\mu_l}{\rho_l}\,\dot{m} \quad \text{(IV-16)}$$

Ce qui donne :

$$\begin{aligned}
\Delta P_{gr} &= \rho_v g\, \Delta H_{gr} + K_{gr}\left(A_{gr}^{\alpha,gr}\, l_{gr}^{\beta,gr}\right)\left(\rho_v^{\delta,gr}\mu_v^{\gamma,gr}\right)\dot{m}^{\epsilon,gr} \\
\Delta P_{vl} &= \rho_v g\, \Delta H_{vl} + K_{vl}\left(A_{vl}^{\alpha,vl}\, l_{vl}^{\beta,vl}\right)\left(\rho_v^{\delta,vl}\mu_v^{\gamma,vl}\right)\dot{m}^{\epsilon,vl} \\
\Delta P_{cond} &= A\ d\acute{e}finir \\
\Delta P_{ll} &= \rho_l g\, \Delta H_{ll} + K_{ll}\left(A_{ll}^{\alpha,ll}\, l_{ll}^{\beta,ll}\right)\left(\rho_l^{\delta,ll}\mu_l^{\gamma,ll}\right)\dot{m}^{\epsilon,ll} \\
\Delta P_{w} &= \frac{e_w}{A_w \kappa}\frac{\mu_l}{\rho_l}\,\dot{m}
\end{aligned} \quad \text{(IV-17)}$$

Toujours en considérant des pores sphériques, en combinant (IV-4), (IV-13) et (IV-17) on obtient :

$$\frac{2\sigma}{r} = \frac{e_w}{A_w \kappa}\frac{\mu_l}{\rho_l}\dot{m} + \rho_v g\left(\Delta H_{gr} + \Delta H_{vl}\right) + \rho_l g\,\Delta H_{ll} + K_{gr}\left(A_{gr}^{\alpha,gr}\, l_{gr}^{\beta,gr}\right)\left(\rho_v^{\delta,gr}\mu_v^{\gamma,gr}\right)\dot{m}^{\epsilon,gr} + K_{vl}\left(A_{vl}^{\alpha,vl}\, l_{vl}^{\beta,vl}\right)\left(\rho_v^{\delta,vl}\mu_v^{\gamma,vl}\right)\dot{m}^{\epsilon,vl} + K_{ll}\left(A_{ll}^{\alpha,ll}\, l_{ll}^{\beta,ll}\right)\left(\rho_l^{\delta,ll}\mu_l^{\gamma,ll}\right)\dot{m}^{\epsilon,ll} + \Delta P_{cond} \quad \text{(IV-18)}$$

avec (IV-5) ce la donne :

$$\frac{2\sigma}{r} = \underbrace{\frac{e_w}{A_w \kappa}\frac{\mu_l}{\rho_l}}_{I} Q + \underbrace{\rho_v g\left(\Delta H_{gr} + \Delta H_{vl}\right) + \rho_l g\,\Delta H_{ll}}_{II} + K_{gr}\left(A_{gr}^{\alpha,gr}\, l_{gr}^{\beta,gr}\right)\left(\rho_v^{\delta,gr}\mu_v^{\gamma,gr}\right)Q^{\epsilon,gr} + K_{vl}\left(A_{vl}^{\alpha,vl}\, l_{vl}^{\beta,vl}\right)\left(\rho_v^{\delta,vl}\mu_v^{\gamma,vl}\right)Q^{\epsilon,vl} + K_{ll}\left(A_{ll}^{\alpha,ll}\, l_{ll}^{\beta,ll}\right)\left(\rho_l^{\delta,ll}\mu_l^{\gamma,ll}\right)Q^{\epsilon,ll} + \Delta P_{cond} \quad \text{(IV-19)}$$

On rappelle que l'objectif du facteur de Merit est de comparer les performances globales des fluides en se basant uniquement sur leurs propriétés thermophysiques. Pour obtenir ce critère global on peut analyser les différentes sources de pertes de charges par rapport à la même source motrice (donc pour la même courbure de ménisque). On obtient alors 3 sources de comparaison :

$$\begin{cases} \dfrac{2\sigma}{r} = \dfrac{e_w}{A_w \kappa}\dfrac{\mu_l}{\rho_l} Q \Big\} I \\ \dfrac{2\sigma}{r} = \rho_v g\left(\Delta H_{gr} + \Delta H_{vl}\right) + \rho_l g\,\Delta H_{ll} \Big\} II \\ \dfrac{2\sigma}{r} = K_i\left(A_i^{\alpha,i}\, l_i^{\beta,i}\right)\left(\rho_v^{\delta,i}\mu_v^{\gamma,i}\right)Q^{\epsilon,i} \quad avec\ i = gr, vl\ et\ ll \end{cases} \quad \text{(IV-20)}$$

Qui comme précédemment peuvent s'exprimer en fonction de la puissance :

$$\begin{cases} Q = \dfrac{\kappa A_w}{e_w}\dfrac{2}{r}\dfrac{\rho_l \sigma L_v}{\mu_l} \quad on\ retrouve\ la\ formualtion\ de\ IV-6 \\ Q = K_i^{-\frac{1}{\epsilon,i}}\left(\dfrac{2}{r}\right)^{\frac{1}{\epsilon,i}}\left(A_i^{-\frac{\alpha,i}{\epsilon,i}}\, l_i^{-\frac{\beta,i}{\epsilon,i}}\right)\underbrace{\left(\rho_i^{-\frac{\delta,i}{\epsilon,i}}\,\mu_i^{-\frac{\gamma,i}{\epsilon,i}}\,\sigma^{-\frac{1}{\epsilon,i}}\, L_v\right)}_{Merit} \end{cases} \quad \text{(IV-21)}$$

On a donc deux facteurs de Merit, l'un correspond à la formulation de (IV-1) et le second à la formulation (IV-7) dans le cas où : $K = 0.241, \alpha = 4.75, \beta = -\delta = 1, \gamma = \frac{1}{4}, \epsilon = 1.75$. On constate aussi que II dans (IV-20) ne dépend pas de la puissance. Si le fluide plus «dense» à l'état liquide qu'à l'état vapeur doit lutter contre la gravité pour se déplacer, l'impact de la gravité peut être analysé par :

$$\frac{2\sigma}{r} = \rho_l g \Delta H_{ll} \quad \text{(IV-22)}$$

Qui peut s'écrire :

$$\Delta H_{ll} = \frac{2}{g}\frac{1}{r}\frac{\sigma}{\rho_l} \quad \text{(IV-23)}$$

On obtient un facteur de Merit gravitaire qui s'exprime :

$$Merit\ gravitaire = \frac{\sigma}{\rho_l} \quad \text{(IV-24)}$$

Plus ce nombre est grand plus la taille des pores peut être importante pour une élévation constante. On constate tout de même que ce nombre est contre intuitif par rapport aux précédentes formulations car son augmentation requiert une masse volumique liquide la plus faible possible.

Annexe B Concept d'une expérience étudiant le bien-fondé de l'utilisation de la formulation HKS dans les milieux poreux

Cette annexe se positionne comme une piste de réflexion concernant l'utilisation de la relation d'Hertz-Knudsen-Schrage (HKS), dans le cas des milieux poreux, et propose un concept d'expérience qui vise à clarifier l'utilisation de cette relation dans les modèles d'évaporation en milieu poreux et notamment les modélisations des transferts au sein des évaporateurs. Un examen de la littérature permet en effet de distinguer deux « écoles » en se limitant aux modèles d'évaporateur ou en relation directe avec ces modèles : les modèles faisant appel à la relation HKS, [41], [47] par exemple, et les modèles ne la faisant pas intervenir [1]–[4]. Si on peut comprendre que l'introduction de la relation HKS permette d'introduire un paramètre d'ajustement commode (le coefficient d'accommodation, voir ci-dessous), il n'en reste pas moins que l'existence de ces deux « écoles » peut se voir comme une incohérence qu'il est souhaitable d'éliminer.

Introduction

La relation de HKS donne, pour un changement de phase liquide-gaz, le débit massique traversant l'interface en fonction des conditions de pression et température. Cette relation est basée sur un « bilan » de particules à l'interface liquide-vapeur. La théorie cinétique des gaz est utilisée pour connaitre le champ de vitesse des particules à proximité de l'interface, et ainsi de connaitre la fréquence de collision des particules avec cette interface. Pour cela, le champ de vitesse dans la couche de Knudsen, dans le cas où la distribution suit la loi de Maxwell, est résolu. Ce champ de vitesse, et un coefficient représentant le taux de particules absorbé par rapport au nombre de particule frappant l'interface, sont utilisés pour construire une loi permettant de calculer le flux de particules à travers cette interface. La différence entre le flux émis et absorbé par la surface donne la loi qui représente alors l'évaporation ou la condensation.

Parmi les critiques sur cette théorie on trouve de manière non exhaustive :

- l'utilisation de la théorie cinétique des gaz seule pour une exprimer le comportement d'une interface vapeur et liquide parait incomplète ;
- la loi déduite est valable sous condition d'équilibre mais est souvent utilisée dans les cas de non-équilibre ;
- le coefficient utilisé est déduit de manière empirique ce qui amène des valeurs allant de 10^{-3} à 1, rien que pour l'eau [130]. Valeurs parfois expliquées par des erreurs de mesures, de l'imprécision, des formules non-applicables aux cas expérimentaux …
- suivant la formulation on peut se retrouver avec deux coefficients empiriques pouvant aider à faire correspondre la loi avec les résultats. On fait usuellement l'hypothèse que ces coefficients sont égaux, tout comme la température à l'interface. Ceci ne peut être vrai qu'à l'équilibre et la température de référence utilisée n'est pas précisée clairement ;

- de nombreux auteurs (quelques références ci-dessous) affirment que cette loi ne satisfait ni à la conservation du moment, ni à la conservation de l'énergie, ni à celle de la masse ;
- des simulations moléculaires utilisées pour déterminer ces coefficients sont souvent réalisées à des échelles si petites, et à des températures telles, que leurs résultats sont difficilement vérifiables par l'expérience ;
- une hypothèse communément admise est celle de la constance des coefficients alors que ceux-ci sont fonctions de la pression, de la température et du nombre de Mach. Persad [131] a même réalisée des simulations montrant que ces coefficients, suivant leur définition, sont fonction l'un de l'autre et que leur valeur peut dépasser 1.

Pour résumer, il ne s'agit pas dans cette étude de valider ou invalider cette théorie ; car le sujet reste largement ouvert, mais d'observer qu'elle est encore débattue et d'évaluer l'intérêt de son application à l'étude de l'évaporation en milieu poreux d'un point de vue macroscopique.

En effet, dans l'étude de l'évaporation en milieux poreux, on trouve deux grandes familles pour déterminer le débit évaporé (sans être exhaustif sur leurs avantages et inconvénients).

- L'utilisation de la formule $Q = \dot{m}L_v$ qui donne le débit évaporé en fonction d'un bilan de flux à l'interface liquide-vapeur aux conditions de saturation locales. Ces conditions de saturations sont fixées par l'intermédiaire des conditions en pression et température autour de l'interface. Bien que cette formulation laisse la possibilité d'obtention d'un débit infini, ce dernier est limité par les capacités de transports au sein du milieu poreux, qui impliquent un changement de position de l'interface lorsque l'approvisionnement en matière est insuffisant, lorsque la pression est supérieure au seuil capillaire... Le débit est par ailleurs limité, par exemple par la vitesse de la vapeur qui doit être inférieur à la limite sonique…
- La seconde famille utilise l'une des formulations HKS pour obtenir le débit d'évaporation en fonction de la pression, de la température et d'un coefficient qu'il convient de déterminer. Cette formulation implique un débit d'évaporation maximal mais également l'existence d'une résistance à l'évaporation que l'on retrouve par la formulation de Carey ci-dessous. Cette résistance à l'évaporation devient alors non négligeable dans la microrégion où les transferts sont les plus importants [55]-[59]. Elle doit être prise en compte si la microrégion est modélisée mais reste questionnable dans le cas d'une utilisation plus macroscopique. Giraudon [41] présente également de manière intéressante une revue de quelques expression et de leur utilisation dans cette famille. On y retrouve celle extraite des travaux de Zhao et al. [132] qui proposent un modèle complet des transferts de chaleurs à l'échelle d'un pore prenant en compte la pression de disjonction et les effets d'évaporation à l'interface.

Enfin de nombreuse formulation sont disponibles dans la littérature.

- On peut d'abord citer le travail remarquable de Persad [131] qui a recensé un nombre important d'études expérimentales et numériques et présente dans son travail une majorité des critiques citées ci-dessus, d'observations sur les articles de la littératures et propose une formulation alternative. Dans son article, parmi les formulations listées on retrouve donc :

La formulation d'Hertz :

$$j^{LV} = P_s(T_I^L)\left(\frac{m}{2\pi k_B T_I^L}\right)^{1/2} - P^V\left(\frac{m}{2\pi k_B T_I^V}\right)^{1/2} \quad [131]$$

La formulation d'Hertz-Knudsen, aussi connu sous le nom d'Hertz-Knudsen-Langmuir :

$$j^{LV} = \sqrt{\frac{m}{2\pi k_B}}\left(\sigma_e \frac{P_s(T^L)}{\sqrt{T_I^L}} - \sigma_c \frac{P^V}{\sqrt{T_I^V}}\right) \quad [131]$$

La formulation d'Hertz-Knudsen-Schrage (HKS) :

$$j_{HKS}^{LV} = \frac{2}{2-\sigma_c}\sqrt{\frac{m}{2\pi k_B}}\left(\sigma_e \frac{P_s(T_I^L)}{\sqrt{T_I^L}} - \sigma_c \frac{P^V}{\sqrt{T_I^V}}\right) \quad [131]$$

Une formulation dite « SRT » qui prend en compte les propriétés du fluide, puis une formulation « TED » qui donnent :

$$\sigma_e^* \equiv \frac{P_s(T_I^L)}{P^V}\exp\left[(DOF+4)\left(1-\frac{T_I^V}{T_I^L}\right)\right]\left(\frac{T_I^V}{T_I^L}\right)^{DOF+4}$$

$$\sigma_c^* \equiv \sqrt{\frac{T_I^V}{T_I^L}}\exp\left[-(DOF+4)\left(1-\frac{T_I^V}{T_I^L}\right)\right]\left(\frac{T_I^L}{T_I^V}\right)^{DOF+4}$$

$$j_{ev}^* = \sqrt{\frac{m}{2\pi k_B}}\left(\sigma_e^* \frac{P_s(T_I^L)}{\sqrt{T_I^L}} - \sigma_c^* \frac{P^V}{\sqrt{T_I^V}}\right) \quad [131]$$

Avec des coefficients qui dépendraient des conditions et calculables précisément si les propriétés sont connues précisément.

- Une formulation citée par Marek et Straub [133] et Barret et Clement [134] :

$$J = \frac{2}{2-K_c}\sqrt{\frac{M}{2\pi R_{gp}}}\left(K_c \frac{P_v}{\sqrt{T_v}} - K_e \frac{P_l}{\sqrt{T_l}}\right)$$

- Eames et al. [130] présentent une formulation de la relation de Hertz :

$$J = \alpha(P_e - P_v) * \sqrt{\frac{M}{2\pi R_{gp} T}}$$

Puis de HKS :

$$J = \frac{2\alpha}{2-\alpha}(-P_e + \Gamma P_v) * \sqrt{\frac{M}{2\pi R_{gp} T}}$$

- Liang et al. [135] donnent une expression qualifiée d'exacte :

$$J = \alpha \sqrt{\frac{boltzman\ cst}{2\pi M}} \left(\rho_{sat}(T_l)\sqrt{T_l} - \Gamma(vr)\rho_v\sqrt{T_v}\right)$$

Puis d'approximative :

$$J = \frac{2\alpha}{2-\alpha} \sqrt{\frac{boltzman\ cst}{2\pi M}} \left(\rho_{sat}(T_l)\sqrt{T_l} - \rho_v\sqrt{T_v}\right)$$

- Barret et Clement [134] proposent deux autres écritures :

$$J = \sqrt{\frac{M}{2\pi R_{gp} T}} \left(\frac{\sigma_e}{1-0.5\sigma c} \frac{P_w}{\sqrt{T_w}} - \frac{\sigma_c}{1-0.5\sigma_c} \frac{P_v}{\sqrt{T_v}}\right)$$

Et :

$$J = A \sqrt{\frac{M}{2\pi R_{gp}}} \frac{P_w}{\sqrt{T_w}} \left(\frac{P_w - P_v}{P_w}\right)$$

Avec A = $\frac{16\sigma}{18-9\sigma}$ dans le cas d'une réflexion spéculaire et A = $\frac{16\sigma}{16-7\sigma}$ pour une réflexion diffuse et *w* qui fait référence à la paroi.

- Koffman et al. [136] :

$$j = \rho_1 \sqrt{\frac{R_{gp}\, T_1}{2\pi}} - \rho_2 \sqrt{\frac{R_{gp}\, T_2}{2\pi}}$$

- Ajaev [53] :

$$J = \frac{2\alpha}{2-\alpha}(P_e - P_v) * \sqrt{\frac{M}{2\pi R_{gp} T}}$$

- Bertossi [42] reprend le développement issu de Carey [137], que l'on retrouve également dans Faghri [51], avec le débit évaporé :

$$\dot{m}^*_{net} = \left(\frac{M}{2\pi R_g}\right)^{1/2} \left(\hat{\sigma}\frac{P_l}{\sqrt{T_l}} - \hat{\sigma}\Psi\,(a_g)\frac{P_v}{\sqrt{T_v}}\right)$$

Qui sous certaines hypothèses permet d'écrire :

$$\dot{q} = \dot{m}^*_{net} h_{lv} = h_{lv} \left(\frac{M}{2\pi R_g} \right)^{1/2} \left(\hat{\sigma} \frac{P_{sat}(T_l)}{\sqrt{T_l}} - \hat{\sigma} \Psi(a_g) \frac{P_{sat}(T_v)}{\sqrt{T_v}} \right)$$

Pour finalement aboutir à l'expression du coefficient d'évaporation condensation qui peut s'apparenter à une résistance d'interface tel que :

$$h_{int} = \frac{\dot{q}}{\triangle T_{lv}} = \left(\frac{2\hat{\sigma}}{2-\hat{\sigma}} \right) \left(\frac{h_{lv}^2}{v_{vl} T_v} \right) \left(\frac{M}{2\pi R T_{gv}} \right)^{1/2} \left(1 - \frac{P_{sat}(T_v) v_{vl}}{2 h_{lv}} \right)$$

Concept Expérimentale

Suite à l'introduction ci-avant, le but de cette manipulation est de mesurer le débit évaporé par un wafer poreux lorsqu'on le soumet à une source chaleur, tout en mesurant la température à la surface. Plus précisément, il s'agit ici d'imposer de manière contrôlée un flux de chaleur et de mesurer les conditions d'évaporations du fluide (température de surface du wafer, conditions de saturation…), et le débit évaporé. La comparaison du débit évaporé aux modèles théoriques, utilisant ou non le modèle HKS, devrait fournir une indication quant à l'utilisation de ces modèles. Par exemple, si on observe un recul de l'interface liquide-vapeur au sein du wafer avant d'avoir atteint le débit d'évaporation théorique proposé par la relation HKS, cela signifierait, dans le cadre des milieux poreux, que ce sont les autres modes de transports de l'énergie et de la matière qui sont des facteurs limitants de l'évaporation.

Le concept de cette expérience, librement inspiré de l'expérience de Kumar [138], est présenté dans la figure ci-dessous.

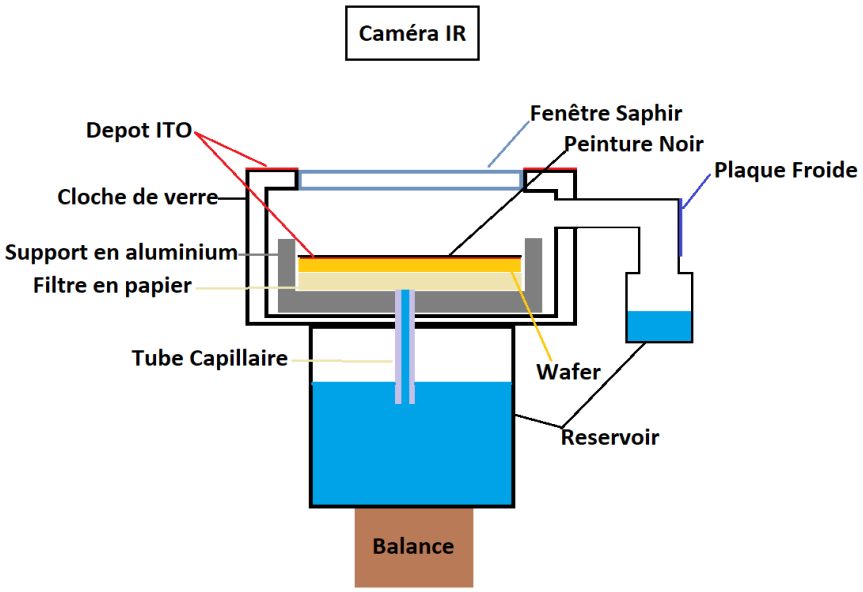


Figure B-1 Schéma du concept de l'expérience HKS

Un wafer poreux est alimenté en liquide par capillarité via un filtre en papier, dont les pores sont inférieurs à ceux du wafer, lui-même disposé sur un tube capillaire. Ce tube capillaire fait le lien entre le filtre et le réservoir de liquide. L'ensemble wafer et filtre est contenu dans un support (en aluminium par exemple) lui-même disposé dans une cloche de verre. Cette cloche de verre possède une sortie pour la vapeur produite, qui circule via une conduite flexible, vers un réservoir aval.

Le dessus du wafer est recouvert d'une couche d'ITO pour appliquer la puissance de chauffage au plus près de la zone d'évaporation. Par-dessus cette couche, le wafer est peint en noir de manière à pouvoir mesurer la température de surface via une caméra infrarouge. Pour cela, la cloche en verre possède une fenêtre en saphir qui laisse passer les longueurs d'onde requise à la visualisation. De l'ITO est également appliqué sur la cloche en verre pour en réguler la température, et ainsi éviter la condensation de la vapeur produite sur la cloche. Ce dernier point est crucial car le système cloche, wafer, papier, support, tube capillaire et réservoir est disposé sur une balance. C'est la variation de masse de la balance qui permet de mesurer le débit vaporisé, par conséquent, il ne faut pas que fluide se condense dans ce système. Le système sous la cloche étant hermétiquement fermé pour travailler avec un fluide pur, le fluide est condensé au moyen d'une plaque froide au-dessus du réservoir aval. Le début de l'expérience pourrait s'effectuer avec le wafer immergé dans du liquide, dont le niveau ne dépasserait pas celui du support en aluminium. En appliquant le chauffage, le fluide commencera à s'évaporer jusqu'à atteindre la surface du wafer. Une fois le fluide à la surface du wafer l'expérience pourra débuter.

Une première étude de faisabilité de cette expérience a ensuite été menée. À ce jour, la production d'un wafer de 4'' de diamètre et de 500 μm d'épaisseur est possible par lithographie. L'utilisation d'un poreux suffisamment grand, avec un nombre de pores suffisamment important, permet ainsi de multiplier les phénomènes se passant à l'échelle du pore et d'obtenir une mesure significative. Après lui avoir déposé un dépôt d'ITO et peint en noir, un laboratoire partenaire est dans la capacité, via gravure chimique et/ou plasma, d'enlever localement l'ITO et de procéder au perçage de trous de 50 μm de diamètre pour ainsi produire le wafer poreux. Le service d'imagerie de l'IMFT est également confiant sur la possibilité d'effectuer une mesure de température, sur une telle surface peinte en noir à travers une vitre en saphir. La conception, l'application et les limites de cette expérience sont aujourd'hui encore ouvertes et mériteraient un développement plus poussé.

Annexe C Tableau des propriétés thermophysiques des fluides considérés pour l'expérience

Nom	Ammoniac	Eau	Methanol	Ethanol	Acetone	Pentane	HFE 7000	649	774	7100	7200	FC-3284	FC-72
Tvaporisation à Patm(°C)	-33	100	64.7	79	56	36	34	49	74	61	76	50	56
Masse Volumique (kg/m^3)	624.5	1000	792	789	785.2	621	1400	1600	1670	1510	1420	1710	1680
CP (J/kg/K)	4675.7	4180	2481	2419	2164	2317	1300	1103	1130	1183	1220	1100	1100
Conductivité thermique (W/K/m)		0.604	0.2	0.169	0.161		0.075	0.059	0.06	0.069	0.068	0.062	0.057
Tension superficielle (N/m)(à 25°C)	0.0296	0.07197	0.0225	0.02227	0.0237		0.0124	0.0108	0.0123	0.0136	0.0136	0.013	0.013
Chaleur Latente vaporisation (J/kg)	1225600	2454300	1194623	836987	539655	357580	142000	88000	90000	112000	119000	105000	88000
Viscosité dynamique (Pa.s)	0.000156	0.001	0.000545	0.0012	0.00032	0.0002	0.000448	0.00064	0.0008684	0.0005738	0.0005822	0.00071	0.00064
Merit Number (W/m²)	1.45227E+11	1.76636E+11	3.90609E+10	1.22556E+10	3.13830E+10		5.50250E+09	2.37600E+09	2.12885E+09	4.00842E+09	3.94732E+09	3.28754E+09	3.00300E+09
Psat (à 25°C) (Pa)	615050	3170	13020	5800	22800	53300	64600	40000	15700	27000	16000	35000	30
Tmax (°C)							150	300	300	150	150		
L Capillaire (m)	0.00219809	0.00270858	0.00170174	0.00169624	0.00175408		0.00095019	0.0008295	0.00086648	0.00095818	0.00098808	0.00088032	0.00088814

Annexe D Propriétés Thermophysiques du HFE 7000

Une revue bibliographique a été réalisée pour compiler les différentes informations concernant le fluide utilisée dans l'expérience. Ces données sont à la fois utiles pour réaliser l'étude sur le comportement de deux réservoirs diphasiques lors du remplissage de l'un par la vidange de l'autre, mais également pour s'assurer de la sécurité du dispositif et de son bon fonctionnement. Les données de base du fluide sont disponibles, en tant que fluide Novec chez 3m.com dans la rubrique Novec 7000, dont on retrouve la fiche de sécurité dans l'Annexe M.

Les données sont issues du site de Novec, des bases de données NIST (webbook.nist.gov) et SIMULIS, mais également des références [139]–[149] dont [150] qui introduit la mesure de la vitesse du son dans la phase vapeur mais qui n'est pas présentée ici. Il s'agit d'une synthèse des données disponibles, d'une application des corrélations parfois disponibles dans les références, d'une régression linéaire de données expérimentales qui n'ont pas de corrélation, tout en essayant de prendre en compte les plages de validité annoncées. Dans cette annexe, il ne s'agit pas de critiquer les conditions expérimentales et les résultats produits mais uniquement de proposer des corrélations qui peuvent être employées de manière sure dans une première approche. Les corrélations choisies sont celles qui semblent correspondre aux plus grands nombres de corrélations et points expérimentaux, dans leur plage de validité, tout en pouvant être aisément implémentées dans un code numérique.

D.1 Nom et synonymes:

- HFE 7000 - R7000 - RE347mcc
- 1,1,1,2,2,3,3-heptafluoro-3-methoxypropane
- CF3CF2CF2OCH3 1-METHOXY-1,1,2,2,3,3,3-HEPTAFLUOROPROPANE
- heptafluoropropyl methyl ether
- 1-METHOXYPER FLUOROPROPANE - E 347
- 1-methoxyhepta fluoropropane (C3F7OCH3)
- HEPTAFLUOROPROPYL METHYL ETHER
- HFE 301 - HFE 347 - HFE 347MCC
- METHYL PERFLUOROPROPYL ETHER
- PERFLUOROPROPYL METHYL ETHER
- R-E 347 mccl

Cas N° :375-03-01

Famille chimique : C,H,O,Halo. Polyfonctionnels

Formule chimique : C4F7H3O

Smiles : COC(F)(F)C(F)(F)C(F)(F)(F)

D.2 Propriétés générales (à 25°C si non spécifié) :

Masse Molaire $[g.mol^{-1}]$	200.055
Chaleur Spécifique $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	1300
Conductivité thermique $[W.m^{-1}.K^{-1}]$	0.075
Pression de saturation $[kPa]$	64.6
Tension de surface $[N.m^{-1}]$	0.0124
Masse volumique liquide $[kg.m^{-3}]$	1400
Viscosité cinématique $[m^2.s^{-1}]$	0.00000032
Viscosité cinématique @ -80°C $[m^2.s^{-1}]$	0.000002
Viscosité cinématique @ -120°C $[m^2.s^{-1}]$	0.000017
Chaleur latente de vaporisation $[kJ.kg^{-1}]$	142
Coefficient d'expansion $[K^{-1}]$	0.00219
Point d'ébullition @ 1 atmosphère $[°C]$	34
Point d'ébullition @ 1 atmosphère $[K]$ (307.31 Simulis)	307.15
Tension de surface à ébullition $[N.m^{-1}]$	0.01102
Point triple $[°C]$	-122.45
Point triple $[K]$	150.7
Pression point triple $[Pa]$	0.157
Tension de surface au point triple $[N.m^{-1}]$	0.03053
Chaleur de sublimation au point triple $[J.kmol^{-1}]$	41900000
Point de gel $[°C]$	-122.5
Point de gel $[K]$	150.65
Température critique $[°C]$	164.5
Température critique $[K]$	437.65
Pression critique $[MPa]$	2.48
Masse volumique au point critique$[kg.m^{-3}]$	553
Volume massique au point critique $[m^3.kmol^{-1}]$	0.378
Densité molaire au point critique $[kmol.m^{-3}]$	2.645502646
Constant diélectrique	7.4
Indice de réfraction	1.258
Force diélectrique $[kV]$	40
Flash Point	none
µ/D (dipôle moment)	2.328
Moment dipolaire $[C.m]$	9.91E-30
Volume Resistivity $[ohm-cm]$	108

Tableau D-1 Propriétés générales du HFE 7000

D.3 Thermodynamique/Thermochimie :

Davantage de propriétés sont disponibles via SIMULIS (ex : Coefficient du viriel) et les principales sont :

Enthalpie de combustion $[J.kmol^{-1}]$	-214800000
Température d'inflammabilité $[K]$	688.15
Enthalpie de formation état standard à 25°C $[J.kmol^{-1}]$	-1722000000
Énergie de Gibbs de formation état standard à 25°C $[J.kmol^{-1}]$	-1532000000
Entropie absolue état standard à 25°C $[J.kmol^{-1}.K^{-1}]$	393200
Enthalpie de formation gaz parfait à 25°C $[J.kmol^{-1}]$	-1694000000
Énergie de Gibbs de formation gaz parfait à 25°C $[J.kmol^{-1}]$	-1531000000
Entropie absolue gaz parfait à 25°C $[J.kmol^{-1}.K^{-1}]$	483800
Facteur acentrique	0.40351
Facteur acentrique modifié	0.402909882
Facteur de compressibilité critique	0.258
Coefficient A de Nakamura	7.6434
Coefficient B de Nakamura	1023.4
Coefficient C de Nakamura	0.8829
Coefficient D de Nakamura	0.0000923
Coefficient A0 de Nakamura	0
Coefficient A1 de Nakamura	0
Coefficient B0 de Nakamura	0
Coefficient B1 de Nakamura	0
Rayon de giration (m)	4.253E-10
Paramètre de solubilité en $\left[(cal.m^{-3})^{\frac{1}{2}}\right]$	6.492354674
Parachor	268.5

Tableau D-2 Propriétés thermodynamiques et thermochimiques du HFE 7000

D.4 Propriétés environnementales et résultats des tests toxicologiques :

- Solubility of water in fluid (ppmw) = 60
- Solubility of air in fluid (vol%) = 35
- Ozone Depletion Potential1 (ODP) = 0
- Global Warming Potential2 (GWP) = 5303
- Atmospheric Lifetime (years)= 4.9-5.1
- Acute Lethal Concentration (ppmv) >30,000
- 8 hr Exposure Guideline (ppmv) 250
- Skin Irritation Negative1
- Mutagenicity Negative1
- Ecotoxicity (water solubility < 2.5 ppb) Very low aquatic toxicity
- Acute Oral Toxicity LD50 > 2000 mg/kg1
- 28-day Inhalation NOAEL=1000 ppm

D.5 Pression de Saturation:

La corrélation utilisée provient de Simulis, c'est celle qui correspond le mieux aux données expérimentales. Son écriture en fonction de la température est également facilement dérivable pour obtenir $\frac{dP}{dT}$.

$$P_{sat}(T) = \exp\left(a + \frac{b}{T} + c\,ln(T) + d\,T^{e}\right) \qquad [Pa]$$

Avec : $a = 63.791 \quad b = -5241.8 \quad c = -6.1536 \quad d = 4.7309E-17 \quad e = 6$

Et T en Kelvin.

Sa plage de validité est donnée entre 153.15 K et 373.15 K. La comparaison entre les courbes et les données est visible dans la courbe ci-dessous. L'article de référence est ici le travail d'Ohta et al.[144].

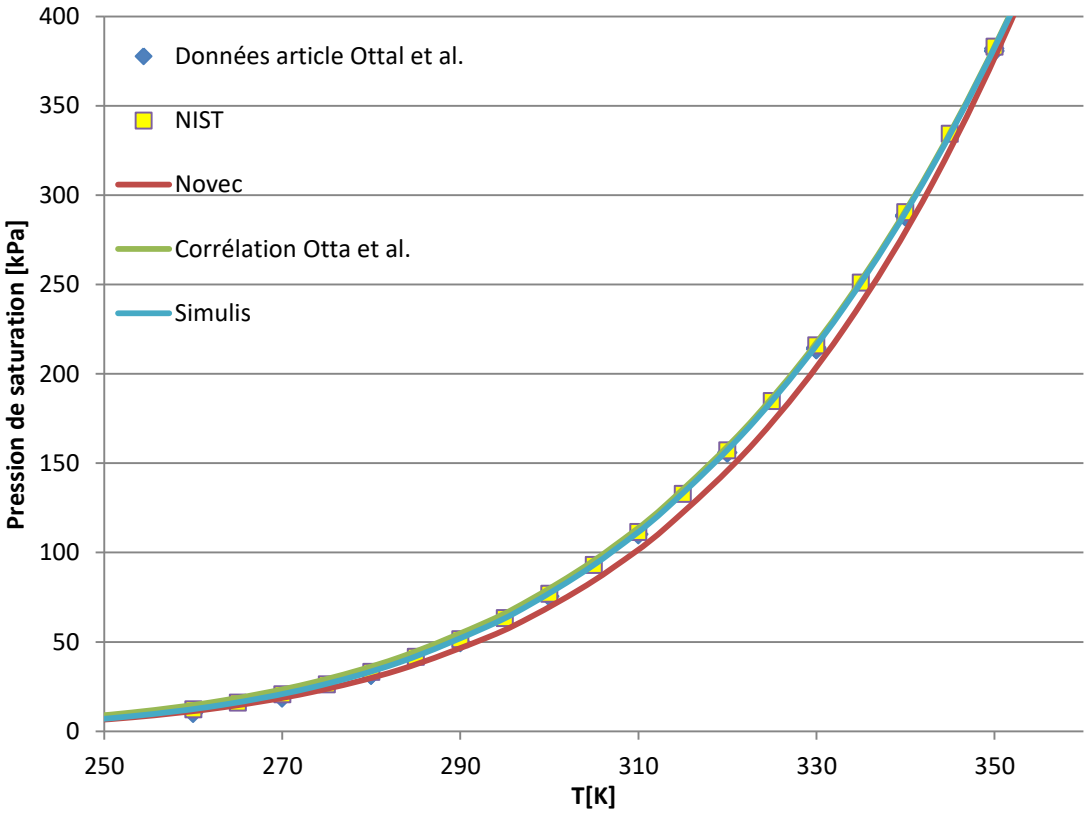


Figure D-1 Pression de saturation en fonction de la température

D.6 Pression de Sublimation:

La source quand à cette propriété est Simulis dans la plage entre 100.7 K et 150.7 K avec T en Kelvin:

$$P_{sublimation}(T) = \exp\left(32.108 - \frac{5117.9}{T}\right) \qquad [Pa]$$

D.7 Masse Volumique :

Pour la masse volumique, on trouve plusieurs sources : Novec, Qi et al. [140], Rausch et al. [143], Ohta et al. [144], Klomfar et al. [145] (dont les résultats sont critiqués par [143]) NIST et SIMULIS. On distingue 4 types de corrélations possibles :

- Masse volumique liquide en fonction de la pression et de la température :

La corrélation présentée ci-dessous est issu du travail de Qi et al. [140] dont les données sont disponibles dans la figure ci-dessous :

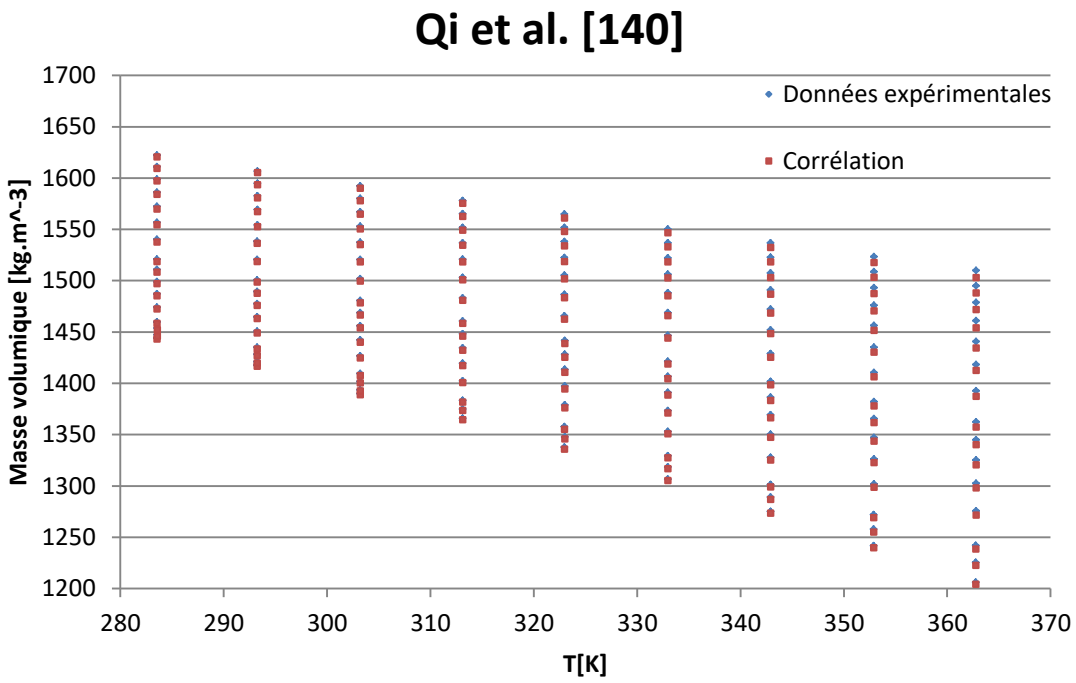


Figure D-2 Masse volumique en fonction de la température et de la pression d'après [140]

La corrélation s'exprime :

$$\rho_l(P,T) = \frac{\rho_0}{1 - c_0 \ln\left(\frac{B_T + P}{B_T + 0.1}\right)} \quad [kg.m^{-3}]$$

avec $B_T = 298.5 - 1.378\,T + 0.0016\,T^2$ $C_0 = 0.08315$ $\rho_0 = 3346 - 14.97\,T + 0.04419\,T^2 - 5.312E - 5\;T^3$

Et T en Kelvin et P en MPa.

Bien que s'éloignant des tendances des autres corrélations, à saturation, pour les températures les plus basses, la corrélation fonctionne dans sa plage de validité. Une seconde corrélation est disponible dans Ohta et al. [144] qui semble plus précise mais qui est beaucoup plus complexe avec 24 constantes.

- Masse volumique liquide dans les conditions de saturation en fonction de la température :

Dans ces conditions, il est tout à fait possible d'utiliser la corrélation retenue pour calculer la masse volumique en fonction de la température et de la pression en utilisant la corrélation donnant la pression de saturation en fonction de la température ; toutefois, c'est la corrélation issue du travail de Rausch et al. [143] qui est retenue. Elle présente l'avantage de nécessiter moins de constante, de présenter des performances équivalente dans la gamme d'utilisation recommandé (-30 °C à 90 °C), de bien corréler les données issues de NIST tout en donnant un meilleur rendu que la corrélation de SIMULIS.

$$\rho_{l,sat} = 2280.63 - 4.6836\,T + 0.0111496\,T^2 - 1.77696E-5\;\;T^3 \qquad [kg.m^{-3}]$$

avec T en Kelvin.

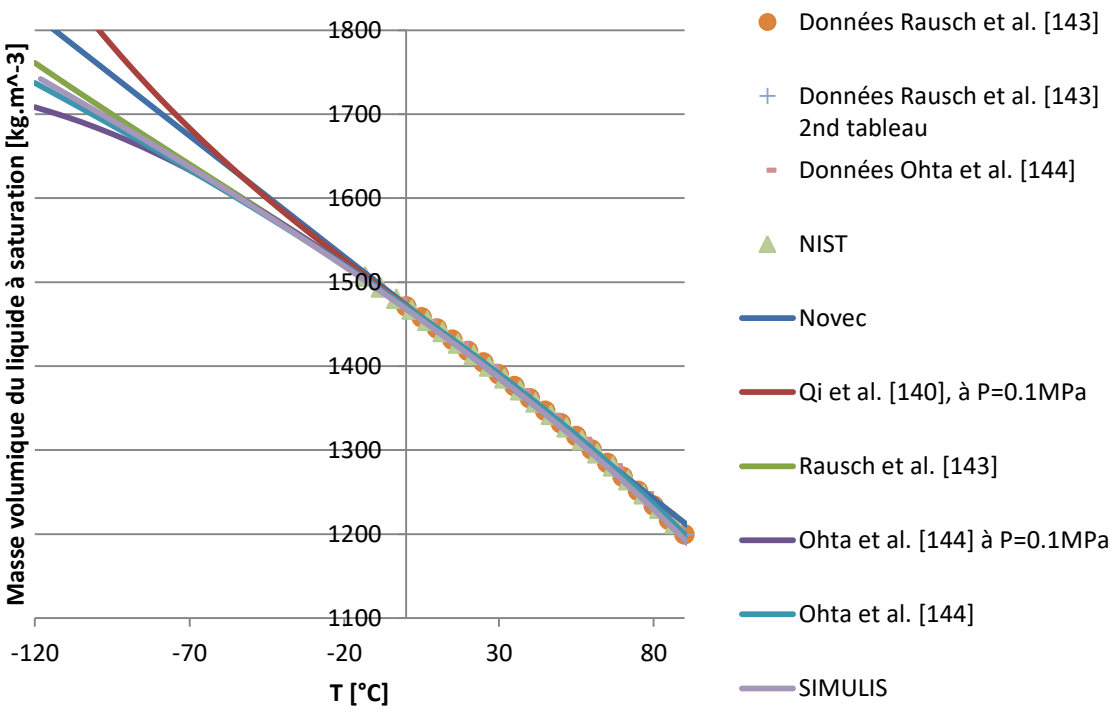


Figure D-3 Comparaison de la masse volumique selon les sources

On constate toutefois que toutes les corrélations donnent des résultats similaires aux données dans la place -30 °C, 90 °C.

- Masse volumique de la vapeur :

La corrélation proposée ici est issue d'une régression Excel basée sur les données de NIST dans les conditions de saturation. Le calcul de la masse volumique de la vapeur via l'équation des gaz parfaits a été testées et commence à dévier fortement (>2 kg/m^3)au-delà de 330 K en condition de saturation.

$$\rho_v(T) = a\,T^5 + b\,T^4 + c\,T^3 + d\,T^2 + e\,T + d \qquad [kg.m^{-3}]$$

avec les constantes extraites du graphique ci-après et T en Kelvin.

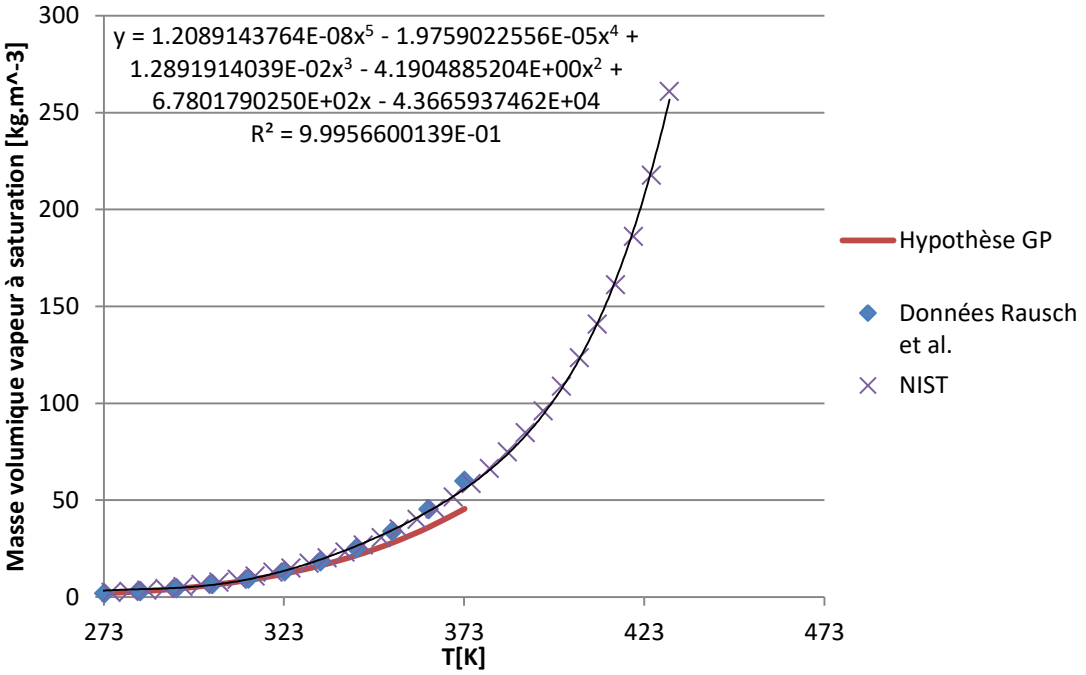


Figure D-4 Comparaison de la masse volumique de la vapeur selon les sources

- Masse volumique à l'état solide :

Via Simulis on obtient entre 60.28 K et 150.7 K avec T en Kelvin.

$$\rho_{solide}(T) = 11.206 - 0.0092949\,T \qquad [kg.m^{-3}]$$

D.8 Viscosité :

À noter que dans ses données, Novec présente un graphique avec l'évolution de la viscosité avec la température. Malheureusement, la corrélation n'y est pas jointe mais il reste tout de même possible de comparer les valeurs avec les corrélations des autres sources Hu et al. [139], Rausch et al. [143], SIMULIS et NIST.

Pour la viscosité, on observe à nouveau plusieurs catégories :

- Viscosité en fonction de la température et de la pression :

Issu de l'article de Hu et al. [139], cette corrélation dont la validité est annoncée entre -20 °C et 100 °C et de 0.1 MPa à 30 MPa peut tout de même être applicable aux cas à saturation via l'utilisation de la pression de saturation en fonction de la température. On constate tout de même une déviation sous les -5 °C dans les conditions de saturation. Dans ce cas la corrélation du paragraphe suivant est préférable.

$$\mu_l(P,T) = 4.82989E-4 \quad \exp\left(\frac{3415.99}{T-(-205.365)}\right)\left(\frac{P+e}{P_{ref}+e}\right)^{0.917889} \qquad [mPa.s]$$

avec $P_{ref} = 0.1MPa$ $\quad e = 97.406 - 0.0697495\,T - 0.000286316\,T^2$ $\quad P\ en\ MPa\ et\ T\ en\ K$

- Viscosité du liquide en fonction de la température à saturation :

La corrélation de Rausch et al. [143] a l'inconvénient de donner la viscosité cinématique de 0 °C à 90 °C avec T en Kelvin :

$$\nu_l(T) = 114.05 \exp\left(-\frac{1789.54}{T} - 0.010228\,T + 279155\,T^{-2}\right) \quad [mm^2.s^{-1}]$$

ce qui nécessite une conversion via la masse volumique pour obtenir la viscosité dynamique. Il peut alors être tenant d'utiliser directement la corrélation de SIMULIS qui donne directement la viscosité dynamique de 150.7 K à 307.31 K:

$$\mu_l(T) = \exp\left(-11.609 + \frac{1152.5}{T}\right) \quad [Pa.s]$$

avec T en Kelvin.

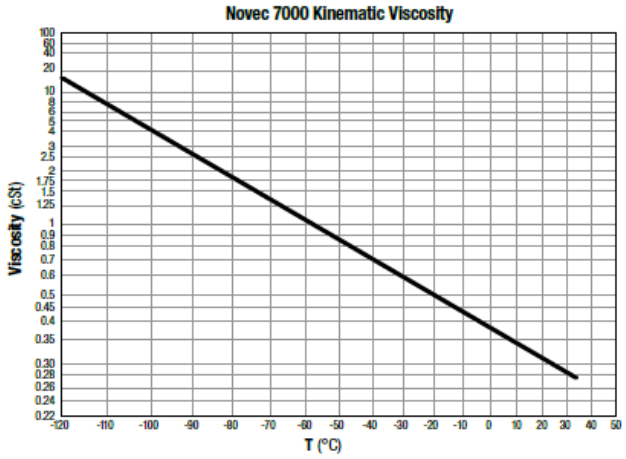


Figure D-5 Viscosité extraite de la documentation Novec

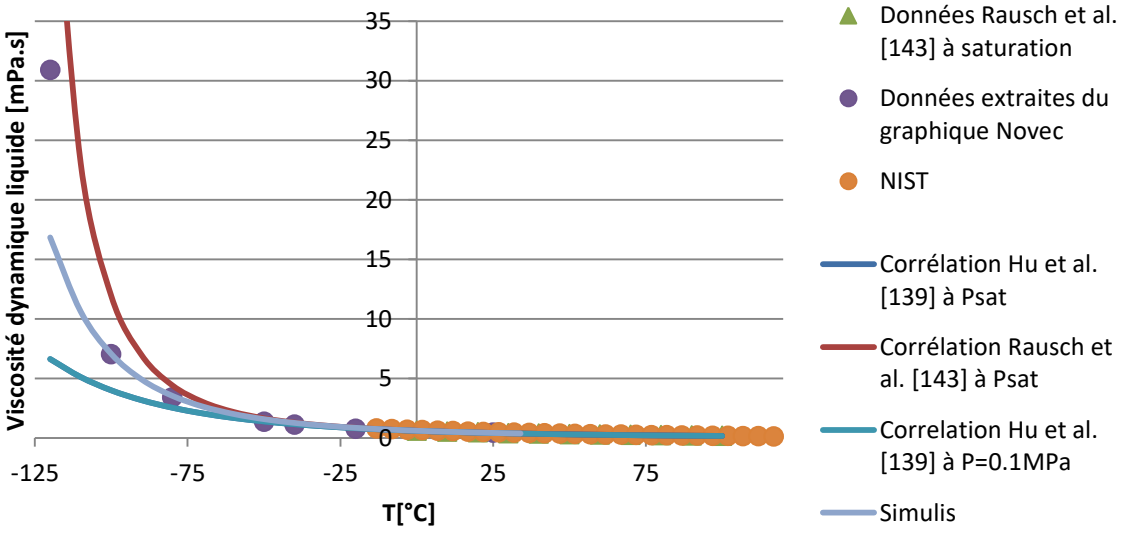


Figure D-6 Comparaison de la viscosité selon les sources

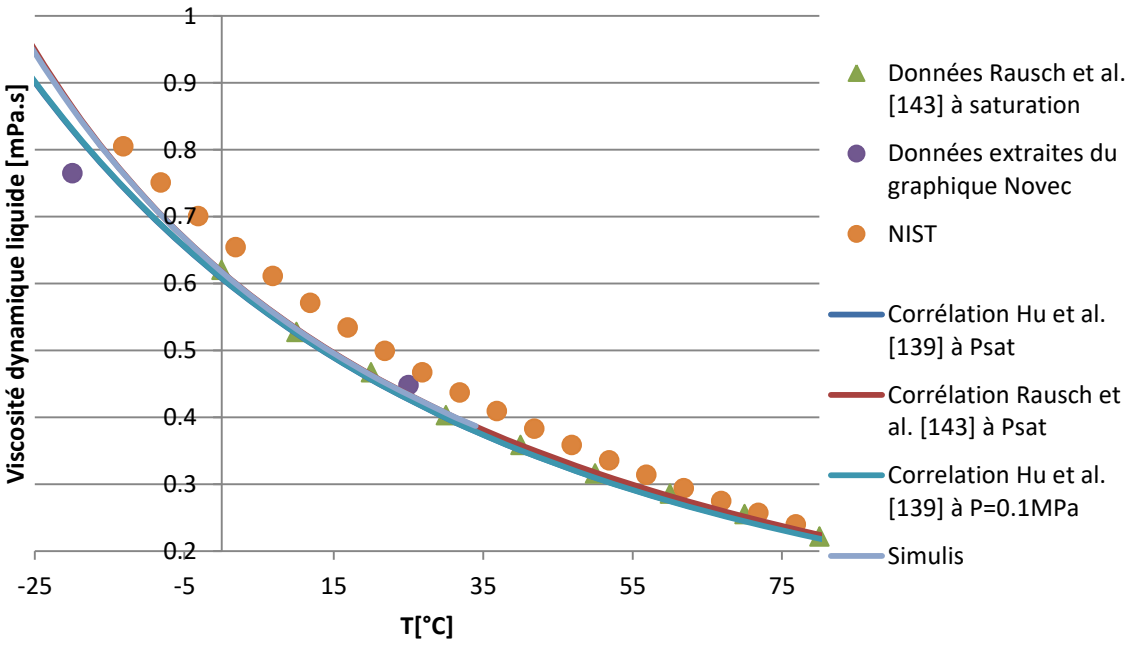


Figure D-7 Comparaison de la viscosité selon les sources de manière plus précise dans la plage de -25 °C à 80 °C

- Viscosité de la vapeur :

Pour la viscosité de la vapeur seule une corrélation est disponible via SIMULIS :

$$\mu_v(T) = \left(\frac{3.3352E-5 \quad T^{0.13699}}{1 + \frac{1708.6}{T}} \right)^{1E6} \qquad [\mu Pa.s]$$

avec T en Kelvin et une validité entre 150.7 K et 1000 K.

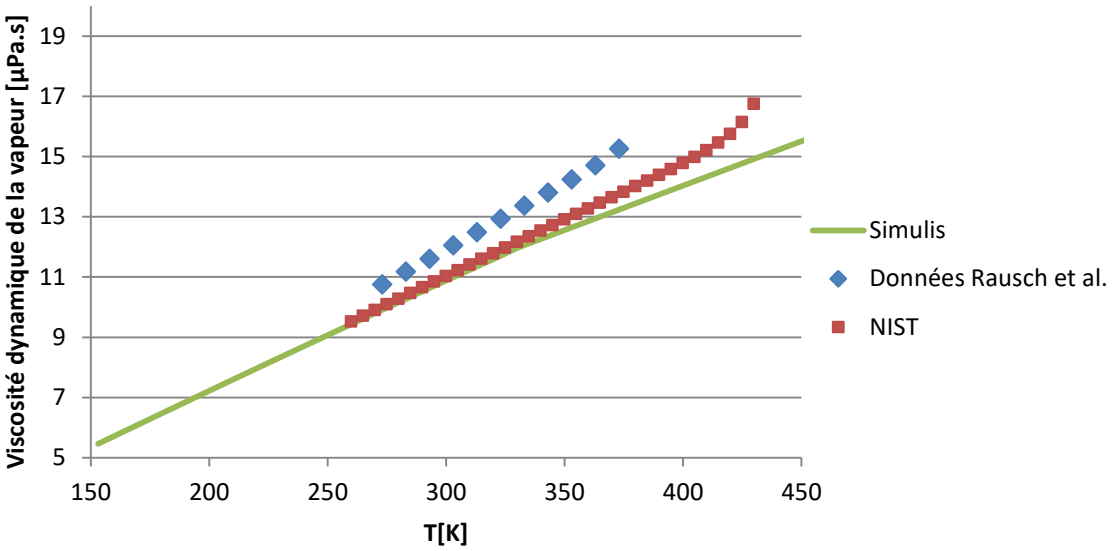


Figure D-8 Comparaison de la viscosité de la vapeur selon les sources

D.9 Conductivité Thermique :

Pour la conductivité thermique de la phase liquide le choix a été fait de présenter la corrélation constructeur (Novec) qui a l'avantage d'avoir une forme simple :

$$\lambda_l(T) = 0.0798 - 0.000196\,T \qquad [W.m^{-1}.K^{-1}]$$

Ainsi que la formule de SIMULIS, dont la validité annoncée est entre 150.7 K et 350.16 K:

$$\lambda_l(T) = 0.13183 - 0.00023153T + 4.3172E - 8 \quad T^2 \qquad [W.m^{-1}.K^{-1}]$$

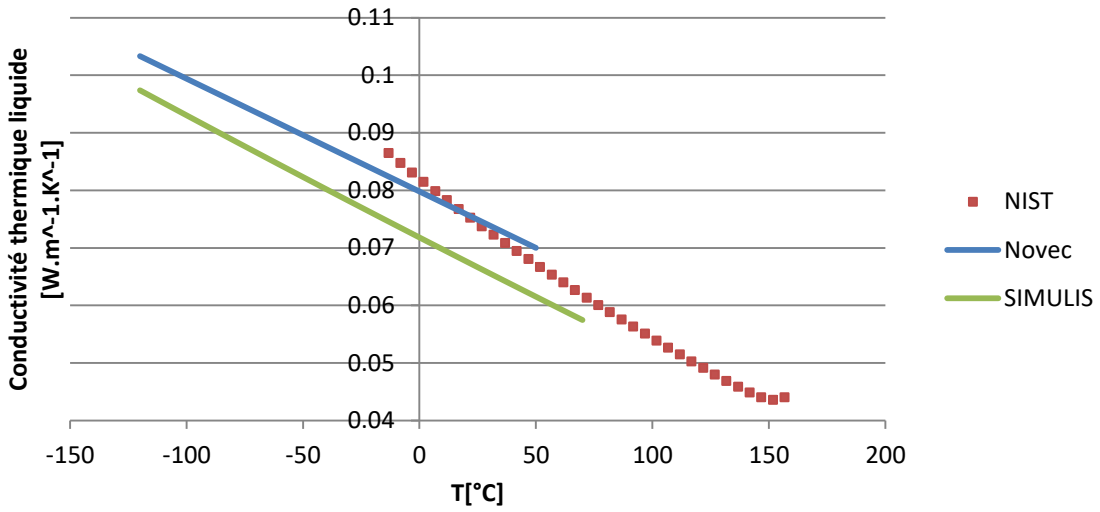


Figure D-9 Comparaison de la conductivité thermique selon les sources

Pour la phase vapeur on choisit d'extraire la corrélation de SIMULIS, dont l'écriture pour la plage 300.7 K à 1000 K avec T en Kelvin est :

$$\lambda_v(T) = 1.0676 \frac{T^{1.1284}}{1 + \frac{28091000}{T} - \frac{3.1777E-9}{T^2}} \qquad [W.m^{-1}.K^{-1}]$$

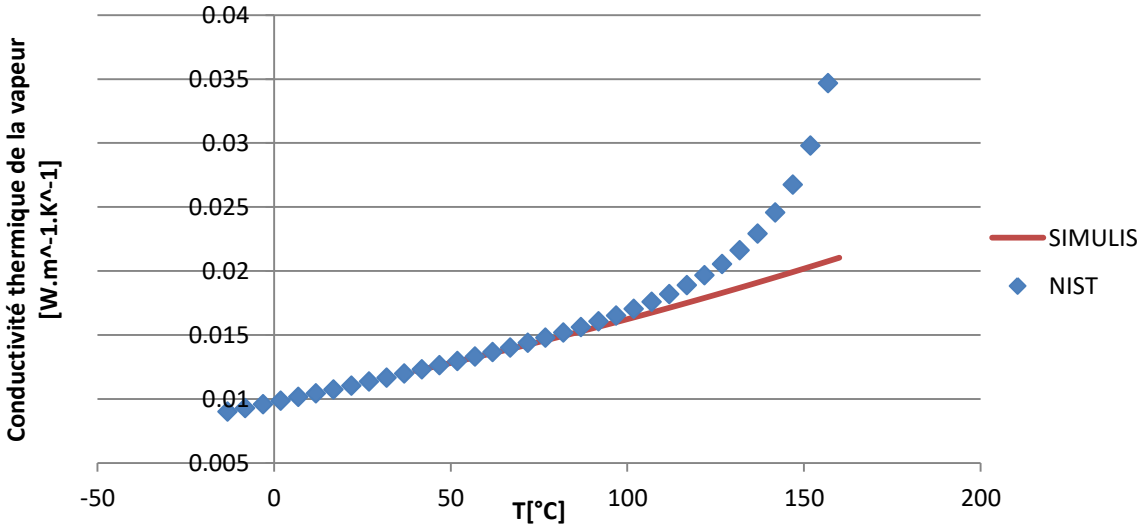


Figure D-10 Comparaison de la conductivité thermique de la vapeur selon les sources

D.10 Chaleur Spécifique :

- Chaleur Spécifique liquide

Concernant la chaleur spécifique du HFE 7000, il y a l'article de Zheng et al. [142], de 255 K à 294 K pour une pression de 0.1 MPa à 15 MPa, qui discute de cette propriété mais les corrélations ne correspondent pas, dans l'état où elles sont présentées, aux données expérimentales. Pourtant ces données correspondent pourtant à la corrélation fournie par Novec. On remarque également que les données NIST sont complétement différentes, alors que la corrélation SIMULIS (entre 150.7 K et 437.7 K) donne le même résultat que la corrélation Novec.

C'est la corrélation de Novec, plus simple, qui est présentée ci-dessous avec T en Kelvin:

$$C_{p_l}(T) = 1223.2 + 3.0803\,T \quad [J.K^{-1}.kg^{-1}]$$

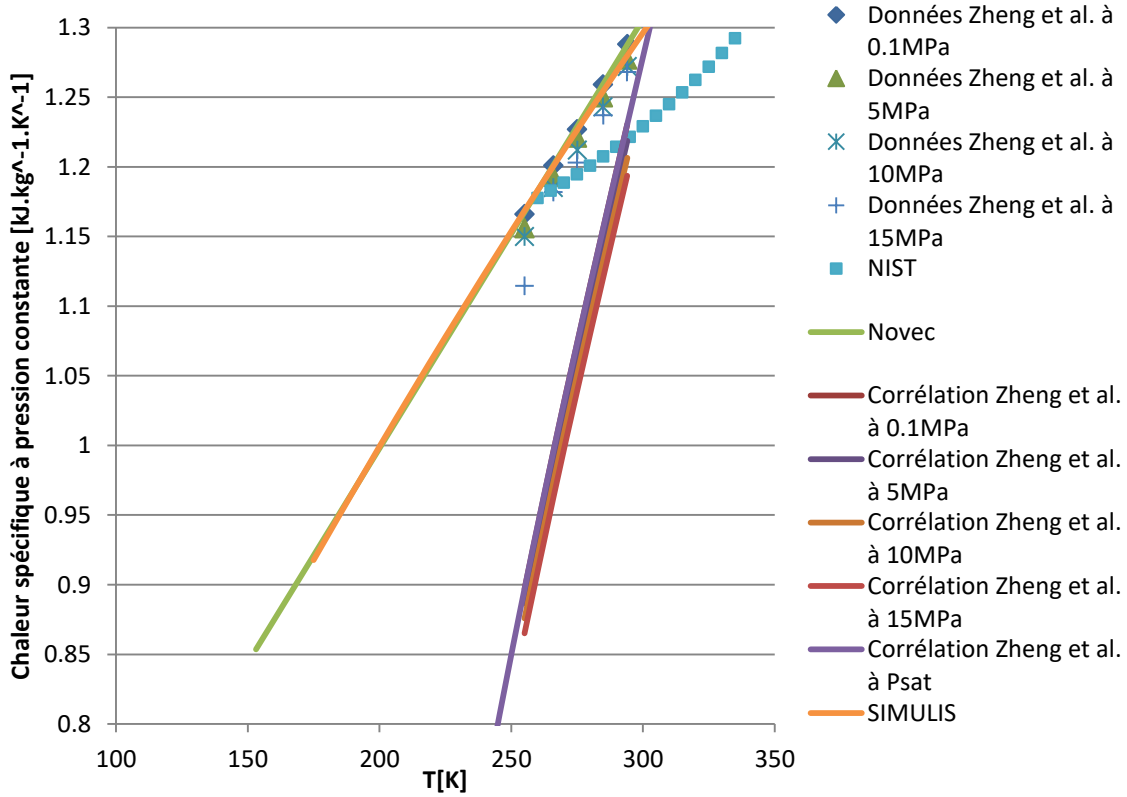


Figure D-11 Comparaison de la chaleur spécifique selon les sources

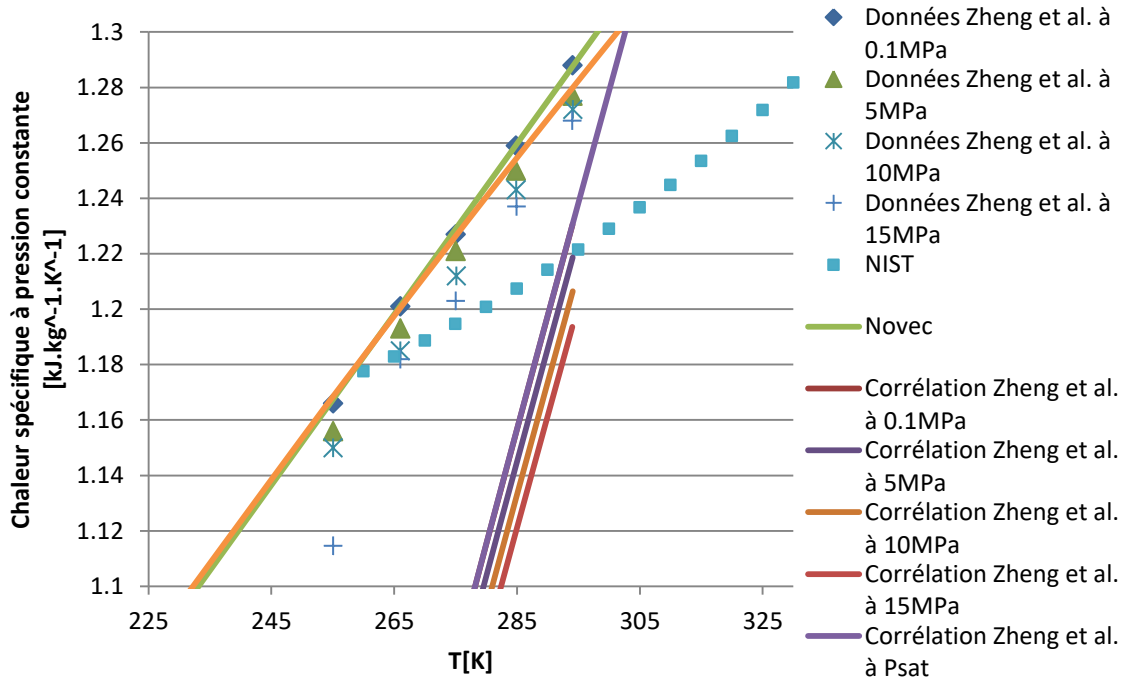


Figure D-12 Comparaison de la chaleur spécifique selon les sources dans la plage de 225 K à 330 K

- Chaleur Spécifique vapeur

SIMULIS et NIST fournissent également des données sur la chaleur spécifique de la vapeur $[J.kmol^{-1}.K^{-1}]$ dont la corrélation SIMULIS est, entre 20 K et 1500 K, avec T en Kelvin:

$$C_{p_v}(T) = 33257.9 + \frac{75639\left(\frac{2459.8}{T}\right)^2 exp\left(\frac{2459.8}{T}\right)}{\left(exp\left(\frac{2459.8}{T}\right)-1\right)^2} + \frac{215660\left(\frac{749.43}{T}\right)^2 exp\left(\frac{749.43}{T}\right)}{\left(exp\left(\frac{749.43}{T}\right)-1\right)^2}$$

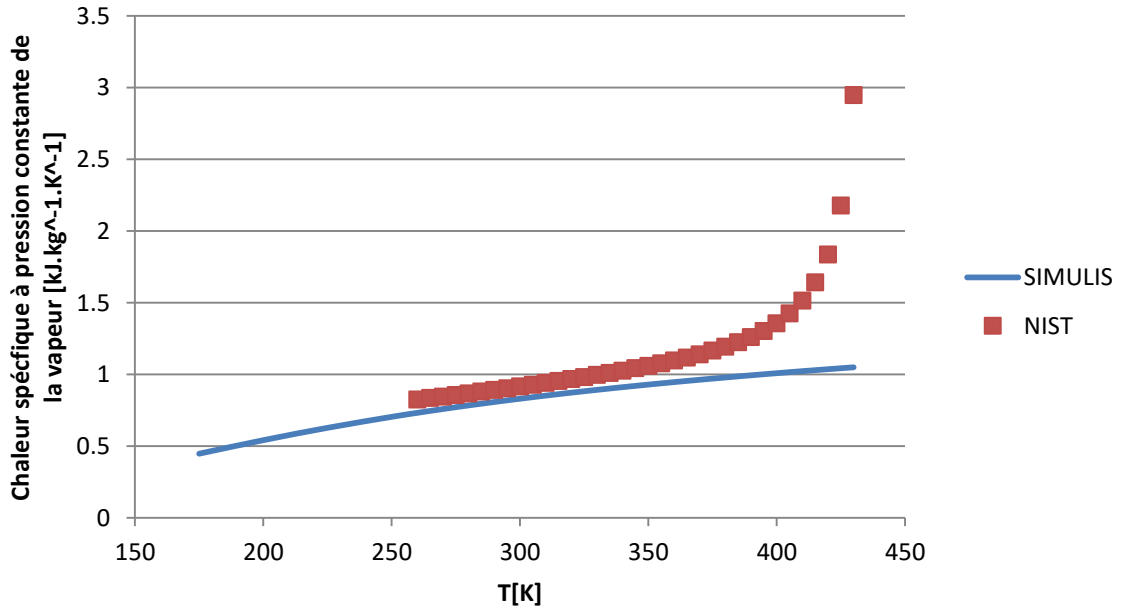


Figure D-13 Comparaison de la chaleur spécifique de la vapeur selon les sources

- Chaleur Spécifique solide

Enfin, SIMULIS fournit aussi une corrélation (de 50 K à 150.7 K) pour la chaleur spécifique du solide avec T en Kelvin :

$$C_{p_{solide}}(T) = 7963.9 + 1067.8\,T - 0.78645\,T^2 \quad [J.kmol^{-1}.K^{-1}]$$

D.11 Tension de Surface :

Pour la tension de surface, on retrouve Rausch et al. [143], Cachadiña et al. dans [146], [147] et [148] qui annoncent chacun une déviation inférieure à ~2%, puis SIMULIS. La première corrélation est celle de Rausch et al. [143] qui est assez simple et donc demande peu de temps de calcul. Elle est issue d'une régression sur une expérience et dépend de la température critique :

$$\sigma(T) = 53.109\left(1-\frac{T}{T_{critique}}\right)^{1.26}\left(1-0.1147\left(1-\frac{T}{T_{critique}}\right)^{\frac{1}{2}}\right) \quad [mN.m^{-1}]$$

La seconde corrélation vient de Cachadiña et al. [147] dont la validité annoncée est de -120 °C à 120 °C, donc pour une plage de validité a priori plus élevée, et qui peut être applicable à d'autres fluides, si on connait bien la tension de surface à l'ébullition et la température du point critique où la tension de surface est nulle :

$$\sigma(T) = 1000 * \sigma_b(4.0668\,T_*^{1.4197} - (4.0668-1)T_*^{1.4733}) \quad [mN.m^{-1}]$$

avec σ_b la tension de surface à l'ébullition = $0.01102[mN.m^{-1}]$et $T_* = \frac{T_{critique}-T}{T_{critique}-T_{ebullition}}$.

Finalement, la formulation de SIMULIS semble un peu moins précise que les deux autres, sa validité annoncée est entre 150.7 K et 437.7 K, mais sa formulation est plus simple :

$$\sigma(T) = 0.05134\left(1-\frac{T}{T_{critique}}\right)^{1.2536} \quad [N.m^{-1}]$$

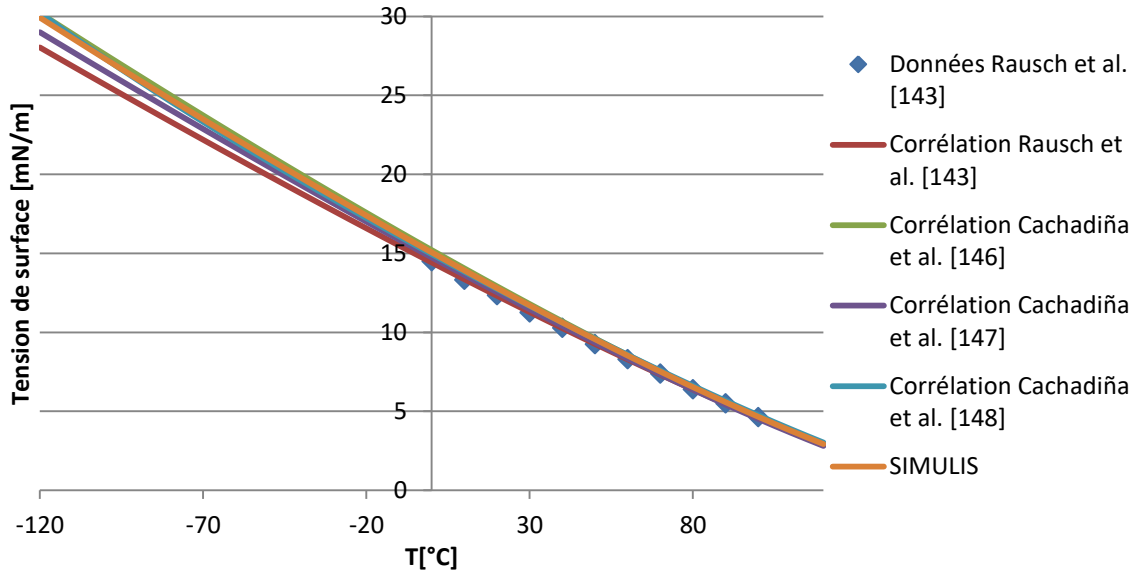


Figure D-14 Comparaison de la tension de surface selon les sources

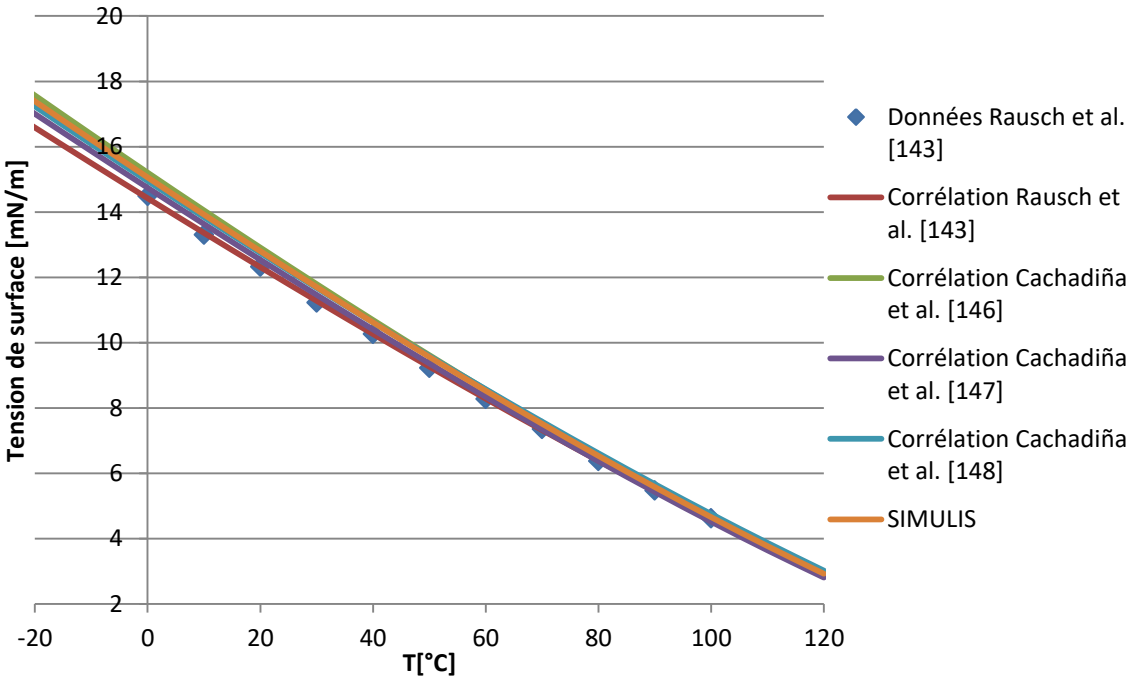


Figure D-15 Comparaison de la tension de surface selon les sources dans la plage de -20 °C à 120 °C

D.12 Chaleur Latente :

Pour la chaleur latente de vaporisation, on retrouve une corrélation SIMULIS (ci-dessous entre 150.7 K et 437.7 K) en $[J.kmol^{-1}]$ qu'il faut convertir en $[J.kg^{-1}]$ au moyen de la masse molaire, ou les données NIST dont un peu retirer une corrélation via une régression linaire.

$$L_v(T) = 42811000\left(1-\frac{T}{T_{critique}}\right)^{0.50392-0.29414\frac{T}{T_{critique}}+0.17027\left(\frac{T}{T_{critique}}\right)^2} \quad [J.kmol^{-1}]$$

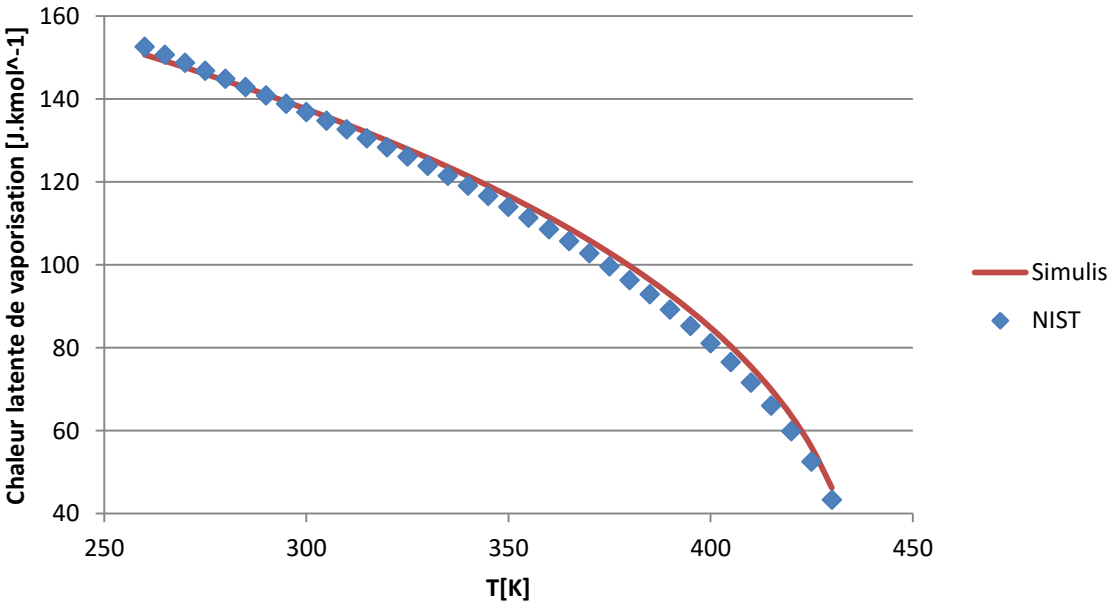


Figure D-16 Comparaison de la chaleur latente de vaporisation selon les sources

Annexe E Références et propriétés des poreux sélectionnés

L'aluminium poreux utilisé pour la mise au point du prototype et pour la première phase de la campagne expérimentale a été fourni par la société Alupor (alupor.com). Les propriétés annoncées par le constructeur lors de la conception de l'expérience (résumées dans le Tableau II-D) ont quelques peu évolué sur le site du constructeur au moment de l'édition de ce document, mais reste tout de même du même ordre de grandeur et sont résumées ci-dessous :

Property	Sintered bronze	CYMAT	Duocel® AluminumFoam	ALUPOR™
Porosity, %	30-40	80-98	80-98	55-75
Porosity type	open-cell	closed-cell	open-cell	open-cell
Average pore size, µm	3-250	200-50000	200-5000	100-5000
Min pore diameter, µm	5	42278	25-35	40-60
Darcy permeability , m^2	0.4×10^{-11} - 25×10^{-11}	-	$(1.0\text{-}4.4)\times10^{-5}$	1×10^{-12}- 2000×10^{-12}
Compressive strength, MPa	60-200	5	2.5	35-109
Tensile strength, MPa	45-150	3.5	1.24	10-30
Normal elasticity module, GPa	150-200	1.3	0.15	1.0-4.0
Heat conductivity, W(m·K)	4.68	2-15	5.8	35 alloy 50 pure Al
Electric conductivity, Sm/m	1×10^6 - 5×10^6	1.2×10^6	1.4×10^6	3.55×10^6 -4.78×10^6
Heat expansion coefficient, 1/K	18×10^6	23.6×10^6	23.6×10^6	23.6×10^6
Price, EUR/kg	~49	~12	~65	18-28

Property	Material type (graded by main pore size range), µm			
	100-200	140-315	200-400	315-630
Porosity, %	55±5			
Darcy permeability , m^2	1.0×10^{-12}	7.0×10^{-12}	8.5×10^{-12}	3.1×10^{-11}
Heat conductivity, W/(m×K)	30 – 50			
Heat capacity at vacuum, J/(kg×K)	380 – 420			
Volumetric heat transfer coefficient, W/(m^3×K)	10^7– 10^8			

Tableau E-1 Propriétés de l'aluminium poreux fournit par la société Alupor extraites de leur site internet alupor.com

L'acier 316L utilisé lors de la campagne expérimentale a lui été fourni par l'intermédiaire de la société Stemm (stemm.fr) puis de la société GKN (gknpm.com). Il s'agit d'un acier fritté de référence constructeur SIKA-R5, et dont les principales propriétés sont listées ci-dessous. À noter la possibilité de fabrication d'une mèche en Inconel (Nickel) par cette société.

Filter grade	Porosity	Permeability coefficients		Average pore diameter	Pore distribution [μm]		
	ε [%]	α $[10^{-12}\ m^2]$	β $[10^{-7} m]$	dL [µm]	d_{min}	MFP	d_{max}
SIKA-R5	31	1.1	1.2	11	7	10	14
Norme	DIN ISO 30911-3	DIN ISO 4022		ASTM F 902	ASTM E 1294		

Tableau E-2 Propriétés de l'acier Fritté de la société STEMM / GKN

D'autres mèches avaient également été étudiées comme celle en céramique de la société Rauschert (rauschert.com) dont les tailles de pores sont très proches de celles des poreux métalliques.

Annexe F Autres rainurages envisagés

Hormis les rainures présentées dans la Figure II-23 p.65 et le Tableau II-F p.65, d'autres rainures de géométries non-conventionnelles ont été imaginées pour tenter d'optimiser les performances de l'évaporateur et de faciliter l'écoulement de la vapeur. Outre les rainures submillimétriques, qui n'ont pu être testées en raison de la crise sanitaire, on retrouve des rainures de dimensions $1\,mm \times 1\,mm$ espacées de $0.3\,mm$ pour compléter l'étude paramétrique sur la taille de ces rainures et de la surface de mise en contact avec la culasse. Trois types de géométries supplémentaires sont aussi proposés :

- la première (Figure F-1) contient des rainures transverses mais obliques dont l'intérêt est d'aider la vapeur à atteindre la sortie vapeur et éventuellement d'observer une séparation des zones vapeur, diphasiques ou liquide lors de la vidange dans le champ gravitaire ;

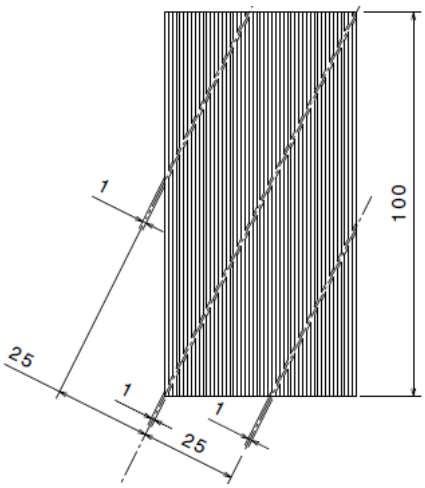


Figure F-1 Plan d'une mèche avec des rainures obliques

- la seconde géométrie (Figure F-2), propose une taille variable des rainures tout au long de la mèche à la manière d'un convergent-divergent. D'une part, on maximise la surface d'échange mèche-culasse et on a des rainures submillimétriques pour travailler sous la longueur capillaire, alors que de l'autre côté la surface d'échange mèche-culasse est amoindrie pour obtenir des rainures plus larges pour faciliter l'écoulement de la vapeur ;
- la dernière est un mélange de la configuration avec les canaux usinés dans la culasse ou dans la mèche pour tenter d'en combiner les atouts. Il s'agit d'augmenter la surface de contact mèche-culasse et d'utiliser la conductivité thermique de la culasse pour apporter davantage de « chaleur » à l'interface liquide-vapeur. En effet dans la configuration canaux dans la mèche, le désamorçage s'effectue plus tardivement mais on observe tout de même l'apparition du régime de fonctionnement avec poche de vapeur. La configuration présentée en Figure F-3 pourrait permettre de limiter la surchauffe au début de ce régime et de prolonger le régime II en dissipant la chaleur plus profondément dans la mèche. Il pourrait être intéressant d'étudier cette géométrie de manière numérique, avec et sans mèche « bi-poreuse » avant un test expérimental.

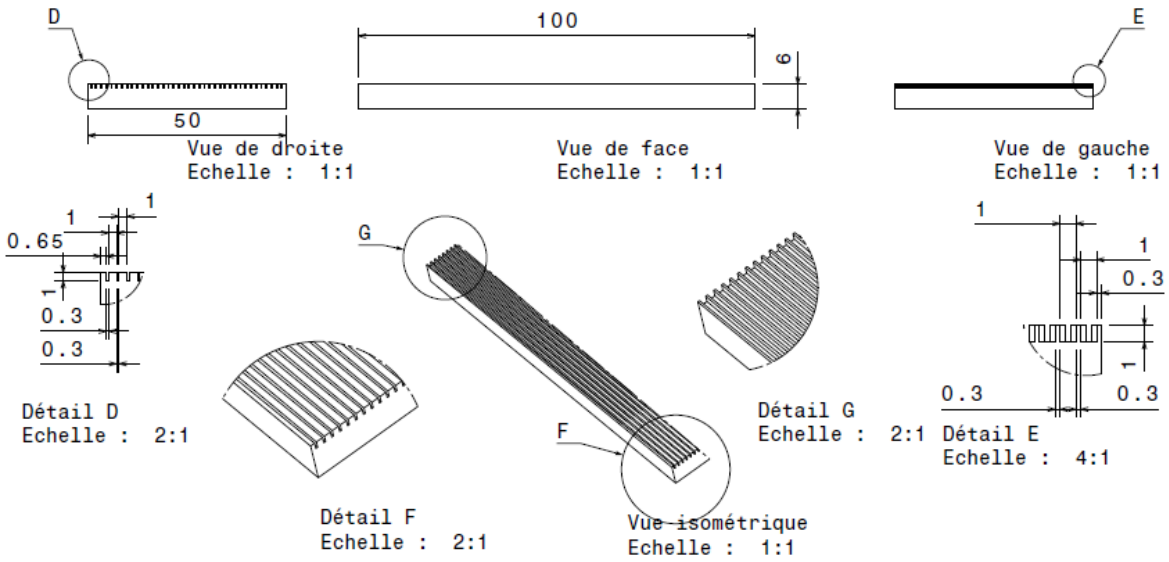


Figure F-2 Plan d'une mèche avec des rainures de type convergent/divergent

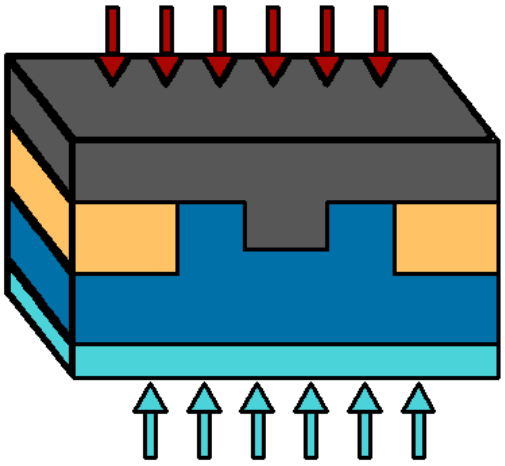


Figure F-3 Schéma d'un autre type de rainurage envisagé

Annexe G Tests de chauffage et d'étanchéité

Tests de chauffage

Différents tests de chauffage ont été effectués pour attester, d'abord de la faisabilité, puis du bon fonctionnement de l'expérience.

Le premier test concerne l'utilisation d'une cellule de Hele-Shaw avec l'échantillon de verre recouvert d'ITO, une plaque en plexiglass en arrière-plan, des billes de verres et du HFE7000, le tout étanchéifié par du silicone. Le test, que l'on peut voir dans la figure ci-dessous, a permis de s'assurer du caractère transparent de la vitre, qui ne gêne en rien la visualisation de l'ébullition dans la cellule, lors du chauffage.

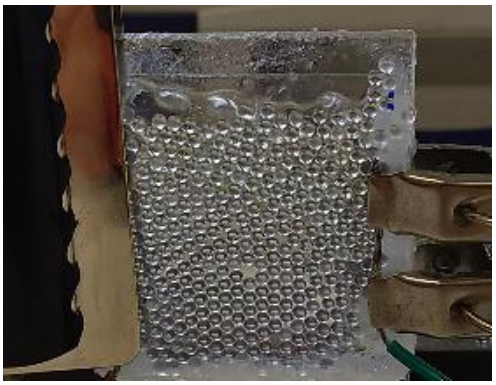


Figure G-1 Test de transparence et de chauffe dans une cellule de Hele-Shaw

Une seconde campagne de tests a ensuite été effectuée avec l'un des prototypes expérimentaux pour lequel le contact entre l'ITO et l'alimentation électrique était effectué directement par la mise en contact avec des fils de cuivre.

Le dispositif de test (Figure G-2) est constitué d'une éprouvette graduée servant de réservoir amont et d'un tube en verre servant de réservoir aval avec le prototype situé entre les deux. Un thermocouple est placé sur la surface de chauffe, via de la pâte thermique, et l'on retrouve également un thermocouple dans chacun des réservoirs. Les tests ont été effectués pour les cas présentés dans le tableau G-1.

Ces tests préliminaires ont pu montrer la faisabilité de l'expérience et annonçaient les régimes observés lors de la campagne sur le modèle final avec la génération de vapeur au-dessus du poreux, l'agglomération de vapeur dans la zone proche de la sortie vapeur, l'obtention d'un régime diphasique (Figure G-3 et Figure G-4), la stratification de l'écoulement (Figure G-5) ou l'oscillation du front lors de l'évacuation de bulle par le système dans le cas n°5. Ces tests ont ensuite pu être confirmés, lors du changement de mode de chauffage (figure G-6), tout en observant des oscillations des niveaux de liquide des réservoirs dues à la dilation du fluide qui se réchauffe et à l'évacuation des bulles vers le réservoir aval.

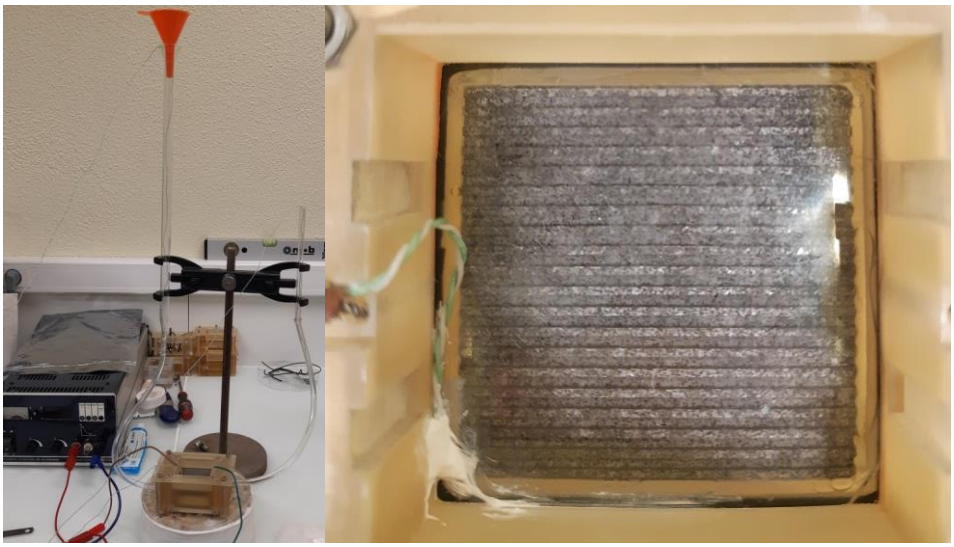


Figure G-2 À gauche : ensemble du dispositif de test de chauffe du prototype ; à droite : fenêtre de visualisation et position du thermocouple de surface

Cas	Tension (V)	Intensité (A)	Puissance (W)	Densité de Puissance (W/cm²)	Inclinaison θ / α (°)
1	10	0.2	2	0.08	0/0
2	20	0.4	8	0.32	0/0
3	40	0.6	24	0.96	0/0
4	20	0.4	8	0.32	0/90
5	20	0.4	8	0.32	-10/0

Tableau G-1 Récapitulatif des tests de chauffage

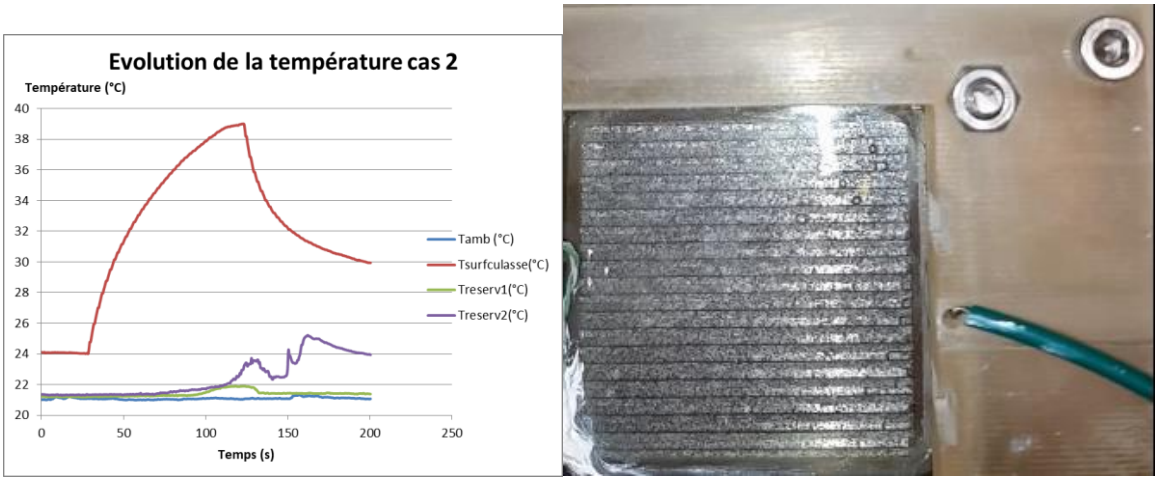


Figure G-3 Test de chauffage sur le cas 2, partie 1

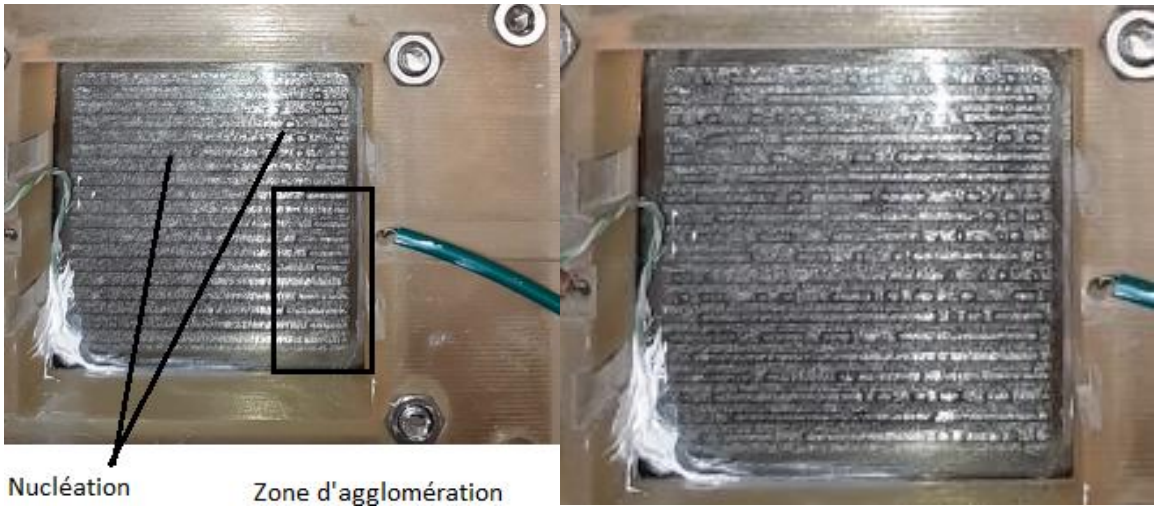


Figure G-4 Test de chauffage sur le cas 2, partie 2

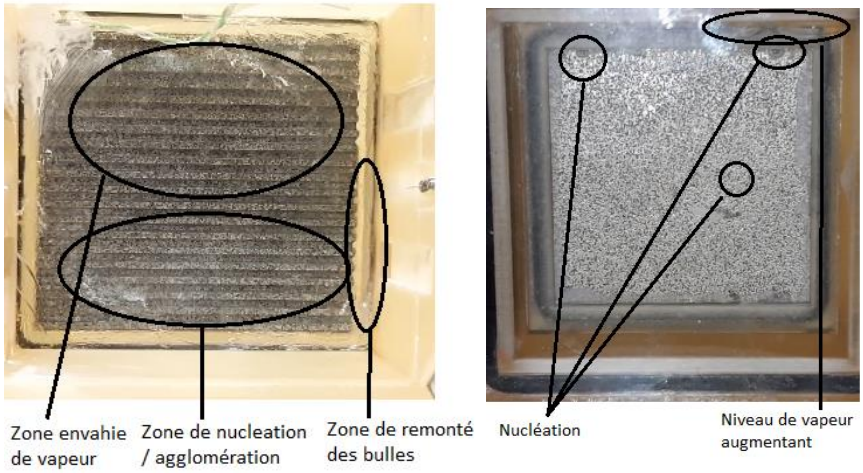


Figure G-5 Test de chauffage sur le cas 4, prototype sur la tranche

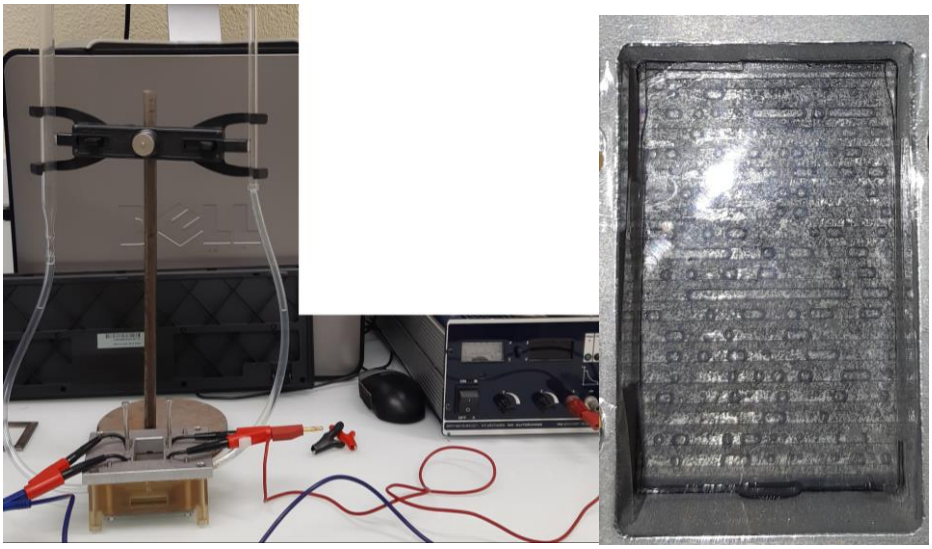


Figure G-6 Test de chauffage sur le prototype avec le nouveau mode de chauffage

Tests d'étanchéité

En parallèle des tests de chauffage, l'étanchéité du prototype puis du système final a été vérifiée par plusieurs moyens. Le premier de ces moyens a été l'immersion du système dans un bain d'eau en raccordant la partie connectée au réservoir amont à un compresseur (Figure G-7). En injectant de l'air dans le système, l'air est expulsé par la sortie aval du dispositif (Figure G-7), il suffit alors d'obturer la sortie de l'air pour observer l'étanchéité du système. Si des bulles apparaissent alors le système n'est pas étanche et la localisation du lieu de fuite apparait clairement.

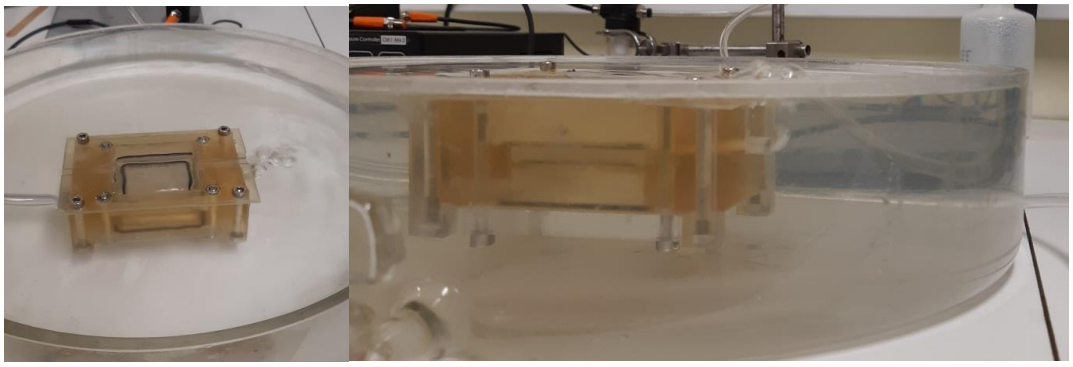


Figure G-7 Test d'étanchéité par immersion et insufflation d'air

Une seconde catégorie de test consiste à obturer un des orifices du système et d'injecter par l'orifice restant du liquide. On peut effectuer cela via une colonne de liquide dont on maitrise le niveau de liquide, et donc la pression appliquée, mais aussi par l'utilisation d'une seringue chargée du fluide dont on veut vérifier l'étanchéité (du HFE dans la Figure G-8). Ces tests permettent de vérifier le choix des joints « externe » du système, mais également d'observer la bonne tenue du joint servant d'étanchéité entre le cœur de l'évaporateur et la partie où la vapeur est recueillie. Pour cela, il suffit de changer le matériau poreux par un échantillon non poreux, de même dimension, et de réaliser les mêmes manipulations. Si le fluide passe du cœur de l'évaporateur à la zone vapeur c'est que le système n'est pas étanche.



Figure G-8 Test d'étanchéité par application d'une pression via une seringue

Test de dilatation

La dernière catégorie de test concerne les tests de dilatation du système. Ces tests ont été effectués pour s'assurer de la bonne tenue mécanique du système (étanchéité et non-fêlure de la culasse en saphir sous la pression). Pour cela, le système a été couplé à un bain thermostaté à 80 °C (Figure G-9), le tout proche d'une évacuation de fluide en cas de fuite importante, et ni fuite, ni casse, ni déformations dues à la chaleur non été observées.



Figure G-9 Test de dilatation

Annexe H Impression 3D

L'utilisation de l'impression 3D est sujette à précaution. Il faut d'abord prendre la peine de réaliser plusieurs prototypes pour déterminer et anticiper les mal-fabrications ; par exemple dans la technologie utilisée pour notre expérimentation, un décirage incomplet entraine une modification des côtes et un nettoyage minutieux est alors nécessaire. Il faut également anticiper, lors de la conception, les contraintes résiduelles pouvant déformer une pièce et en modifier les cotes. Ces contraintes sont majoritairement issues de la technologie et au protocole lié au décirage de la pièce imprimée. À noter que celles-ci deviennent de plus en plus importantes avec l'augmentation de la taille du système à imprimer en 3D.

La figure H-1 illustre cet effet des contraintes résiduelles. Un des bâtis imprimés en 3D a été imagé en 3D via le tomographe de l'IMFT, puis il a été importé sur Catia pour le comparer à son modèle. On constate particulièrement bien dans le cercle rouge la différence entre les deux géométries qui atteint 1 mm.

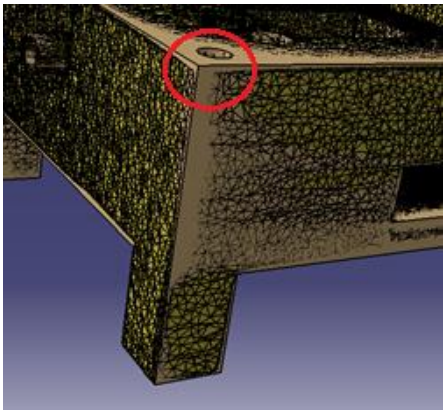


Figure H-1 Comparaison du résultat de l'impression 3D avec son modèle

Toutefois, l'utilisation de l'impression 3D et donc de résine est un atout pour réaliser un système isolé. En effet, la conductivité thermique des résines est bien plus faible que la plupart des métaux. Cette donnée n'étant pas fournie par le constructeur, un dispositif expérimental similaire à celui de la plaque chaude gardée, a été utilisé (Figure H-2 et Figure H-3) en vue de déterminer la conductivité thermique de la résine et d'estimer les pertes thermiques du système. Avec une température d'entrée chaude stabilisée à 65 °C et une température d'entrée froide à 26 °C, on trouve une conductivité de l'ordre de 0.048 $W.m^{-1}.K^{-1}$ avec une erreur relative majorée estimée à 10%. Bien qu'imprécise, cette expérience donne une première approximation qui confirme la faible conductivité de la résine.



Figure H-2 À gauche : schéma du montage type « plaque chaude gardée » ; à droite : blocs de cuivre thermostatés



Figure H-3 Dispositif de mesure de la conductivité thermique de la résine

À noter que la température de ramollissement de la résine polymérisée (donnée difficilement obtenable) semble être bien au-dessus de 60 °C. Cette limite doit être compatible avec la spécification de chauffage et de la température d'ébullition du fluide. À pression atmosphérique la température d'ébullition du fluide choisi est 34 °C, par conséquent on imagine que pour procéder à la vidange des canaux une surchauffe de plusieurs degrés, voire dizaines de degrés, pourra voir le jour à la surface de la culasse. Pour les puissances modérées, ce gap d'environ 25 °C ; entre la température de surface de la culasse et la température de ramollissement de la résine, devrait être suffisant pour limiter la déformation du bâti en contact avec la culasse et prévenir une éventuelle perte d'étanchéité.

Pour les puissances plus importantes, et en prenant en compte le fait que l'assèchement de la mèche puisse provoquer une surchauffe conséquente de la culasse, monitorer la puissance en fonction de la température de la culasse par un software s'avère nécessaire dans le but d'éviter une déformation trop importante du bâti en contact avec la culasse.

Enfin, il n'existe à priori ni incompatibilité chimique entre la résine de l'imprimante 3D et le fluide utilisé dans l'expérience, ni entre le fluide et les joints utilisés. L'utilisation de joint en silicone est également réduite au maximum afin d'éviter une interaction fluide-silicone qui risquerait de dénaturer les propriétés du produit et de rendre le bâti moins modulable.

Annexe I Prototypage et Conception de l'évaporateur

Avant de réaliser le montage expérimental ayant servi à la campagne présentée dans la Partie II.Chapitre III, le système est passé par plusieurs phases de conception et plusieurs prototypes. Afin de vérifier la faisabilité de notre concept, le prototype a été dimensionné pour être adapté à l'échantillon de verre avec de l'ITO de $5\ cm \times 5\ cm$ qui a été fourni par Solem. Pour cela, les dimensions du poreux ont été revues à la baisse par rapport au montage final (Tableau I-1) et ont servi de base au dimensionnement du bâti venant autour du système mèche-culasse.

Montage	Longueur (m)	Largeur (m)	Épaisseur (m)	Largeur canaux (m)	Profondeur canaux (m)
Prototype	0.04	0.04	0.006	0.001	0.001
Final	0.1	0.05			

Tableau I-1 Dimensions du poreux utilisé pour le prototypage et celui de la manipulation finale

L'idée générale de cette annexe est de décrire les étapes de conception de l'évaporateur pour guider un lecteur voulant reproduire une pareille expérience quant aux points bloquant qu'il pourrait rencontrer. Les paragraphes ci-après ne sont pas exhaustifs quant aux solutions testées ni sur les problèmes rencontrés, mais listent une majorité d'entre eux. Les modifications géométriques (augmentation ou réduction de la taille d'un élément de quelques millimètres…) entre deux versions ne sont que peu ou pas présentées dans le but de ne pas surcharger cette annexe déjà dense.

Pour rappel, le terme culasse définit la fenêtre de visualisation en verre ou en saphir qui est mis contact avec la mèche poreuse. Le terme cœur de l'évaporateur correspond à la zone sous la mèche, le bâti correspond au support contenant la mèche et recevant le capot. Le capot est la partie supérieure du bâti qui vient fermer le système et mettre en contact la culasse avec la mèche.

I-1. Visualisation du cœur de l'évaporateur par le côté, contact plan/plan

Le premier concept de l'expérience est déjà composé d'un capot venant mettre en contact la culasse avec la mèche. Toutefois dans ce concept, la visualisation de l'apparition de la vapeur dans le cœur de l'évaporateur et l'évolution du niveau de liquide s'effectue par le côté et l'étanchéité est assurée par des contacts plan/plan. Au final, le HFE étant très mouillant, ce type de contact ne suffit pas assurer l'étanchéité.

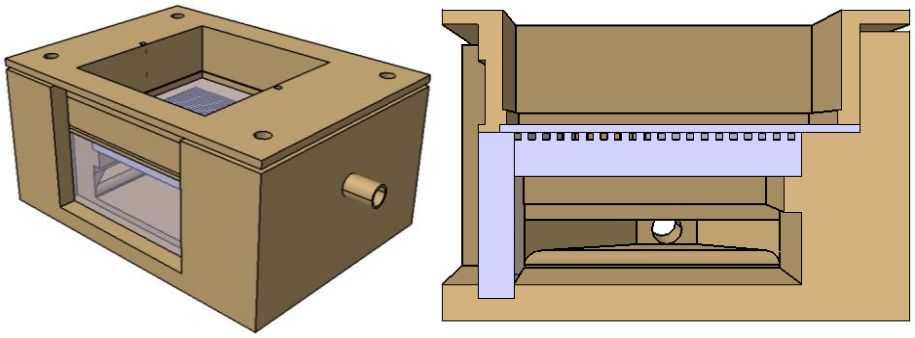


Figure I-1 Visualisation du cœur par le côté : contact plan/plan

I-2. Visualisation du cœur de l'évaporateur par le côté, introduction des joints

La seconde version introduit l'utilisation de joint circulaire entre la culasse et la mèche, autour de la mèche poreuse (Figure I-2) (dont les tests sur une cellule fictive ont montré l'étanchéité), et via la fenêtre latérale qui vient être mise en compression par l'extérieur. Néanmoins, le système n'est toujours pas étanche pour plusieurs raisons. Les dimensions empêchant l'utilisation de joints toriques pour l'étanchéité fenêtre-bâti, ce sont des joints circulaires, découpés à la longueur voulue qui sont utilisés. Pour leur mise en place, on place leurs extrémités l'une en face de l'autre, et lors de la mise en compression, les joints se « dilatent » et viennent se joindre pour étanchéifier. Toutefois, dans cette configuration, le HFE parvient encore à s'échapper ce qui indique une compression insuffisante ou une incompatibilité de ce type d'étanchéité avec le HFE. Une variante existe par le collage des deux extrémités du joint circulaire mais est également infructueuse. La colle créer une zone solide qui n'est pas comprimée et laisse le HFE fuir. Dernier point de fuite, la zone entourée en rouge sur la Figure I-2 et la Figure I-3. Cette zone est à l'interface du joint de la culasse et du poreux, mais aussi de celui de la fenêtre latérale avec le poreux et le bâti. Mal comprimé en raison du trop gros nombre d'interfaces, le fluide s'échappe abondamment par cette zone.

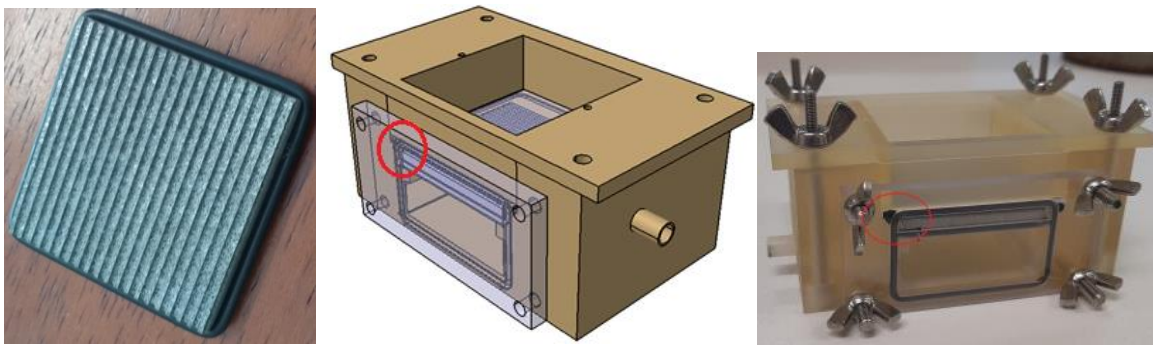


Figure I-2 À gauche : échantillon poreux entouré d'un joint torique ; au centre : visualisation du cœur par le côté, contact plan/plan ; à droite : montage avec les joints.

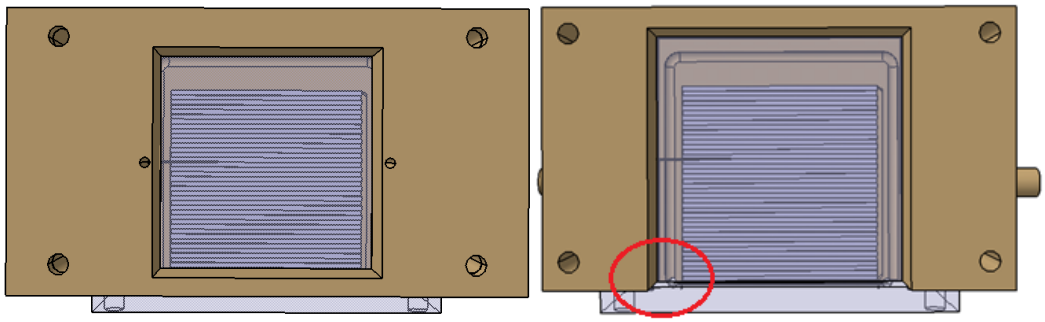


Figure I-3 Visualisation du cœur par le côté : contact plan/plan avec et sans capot

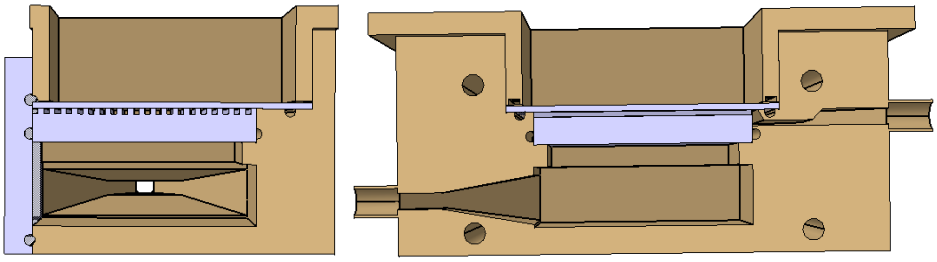


Figure I-4 Visualisation du cœur par le côté : contact plan/plan coupes transverses

Une solution alternative a ensuite été mise au point avec des gorges circulaires ou rectangulaires normées, sans plus de succès ; le chevauchement des joints dans la même zone que précédemment n'étant pas fonctionnel. Ce concept a également été testé avec des joints plats, sans succès à cause du chevauchement des joints et de la compressibilité moindre des joints plats utilisés. En effet, en raison de leur domaine d'utilisation nominal, dans les cas de contacts métal/métal, les joints plats à disposition sont plus rigides.

I-3. Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous version1

La visualisation du cœur de l'évaporateur, via la fenêtre latérale, apparaissant difficile à obtenir dans un temps raisonnable, le concept avec visualisation par le dessous du cœur de l'évaporateur a été développé en parallèle. Bien que ne permettant pas d'observer le niveau du liquide lorsque l'évaporateur est à plat, il permet d'observer l'intégralité du champ sous le poreux pour y voir des zones possibles d'expulsions de vapeur, tout en limitant les interfaces et les risques de fuites.

Les tests avec cette géométrie se sont révélés encourageant avec très peu de fuites. Toutefois, son inconvénient majeur est qu'un serrage trop important de la culasse peut y provoquer des fêlures allant jusqu'à la casse. Cette casse, incompatible avec l'étanchéité du système, est absolument à éviter en raison du coût de fabrication d'une plaque en saphir et du dépôt d'ITO que l'on souhaite y appliquer. Pour cette raison, les tests du prototype sont réalisés avec une culasse en verre d'1 mm d'épaisseur contre les 2 mm du saphir. Cette casse de la vitre provient du positionnement du joint d'étanchéité entre le cœur de l'évaporateur et la zone vapeur, qui a été déplacé d'autour de la mèche à sous la mèche. Ce changement de position, nécessaire pour pouvoir mettre facilement la mèche en position, implique une compression de ce joint via la mèche, elle-même comprimé par la culasse. En cas de compression trop importante, on observe une flexion de la culasse entre le point d'application de la force entre le capot et la culasse, avec le poreux qui résiste à la compression, via le joint, jusqu'à atteindre la casse.

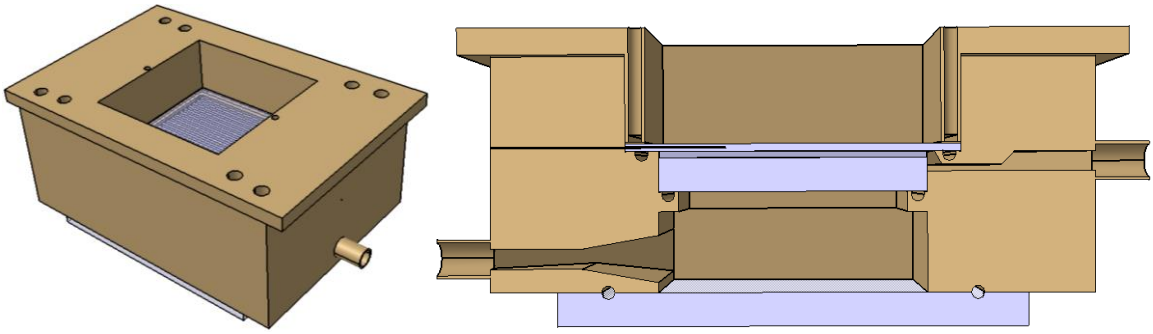


Figure I-5 Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous, vues d'ensemble et coupe transverse

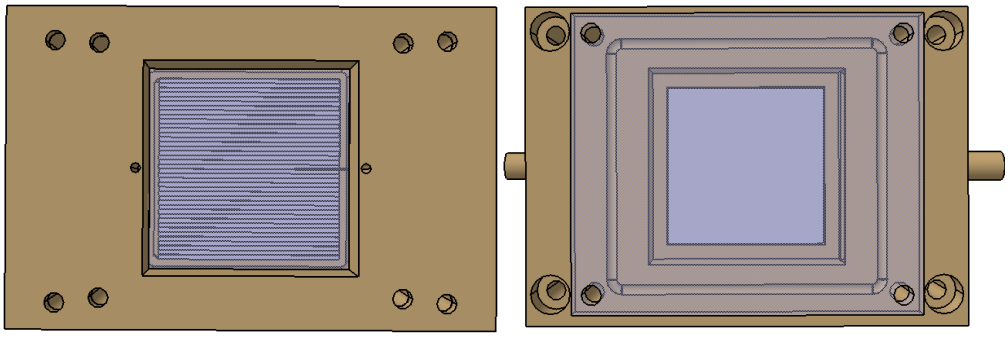


Figure I-6 Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous, vues du dessus et du dessous

I-4. Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous version2

Ce modèle est ensuite amélioré par l'ajout de pied pour faciliter le montage expérimental, le capot est modifié pour y insérer un plexiglass d'isolation de la surface en ITO et pour créer une lame d'air isolante. L'empreinte des écrous est incorporée au bâti afin de faciliter le montage et de gagner en compacité. Les rainures accueillant les joints y sont retravaillées selon les normes existantes. Les tests avec des joints circulaires, très compressibles, sont très prometteurs mais des fuites persistent en raison de leurs extrémités non liées comme expliqué dans la section I-3. Le fait d'utiliser des joints plus compressibles que ceux utilisés pour déterminer la norme de dimensionnement des gorges peut également expliquer le manque d'étanchéité. Les tests avec des joints plats sont étanches mais résultent en la fêlure de la vitre après un certain temps. À noter qu'un décirage incomplet du bâti peut laisser de léger dépôt qui modifie ainsi les cotes. La casse de la fenêtre en verre a pu être observée lorsque cette dernière repose sur ces dépôts, car la flexion y est plus importante. Enfin lors l'utilisation de joint plat, l'utilisation de téflon sur les côtés de la culasse (comme sur la Figure I-20) pour assurer l'étanchéité et limiter la compression s'est avérée intéressante et fonctionnelle pour ce petit prototype (ce qui n'est pas le cas avec le montage final ou la flexion de la vitre est plus importante et provoque la casse de la culasse (Figure I-20)). C'est avec ce prototype qu'ont été réalisés les tests de chauffage (Figure G-2 à Figure G-5) de l'annexe G.

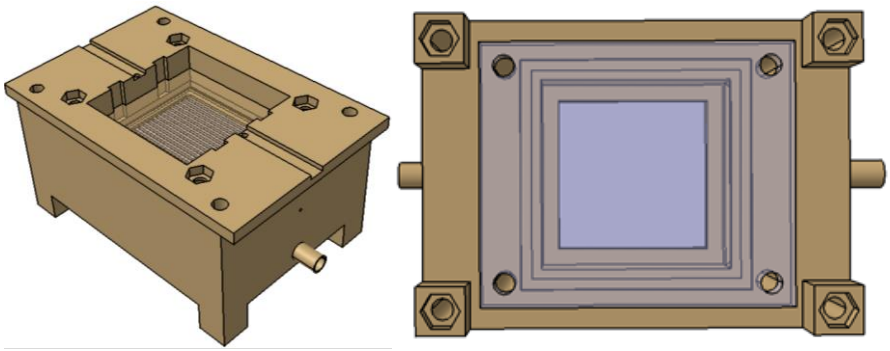


Figure I-7 Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous version 2, vues d'ensemble et du dessous

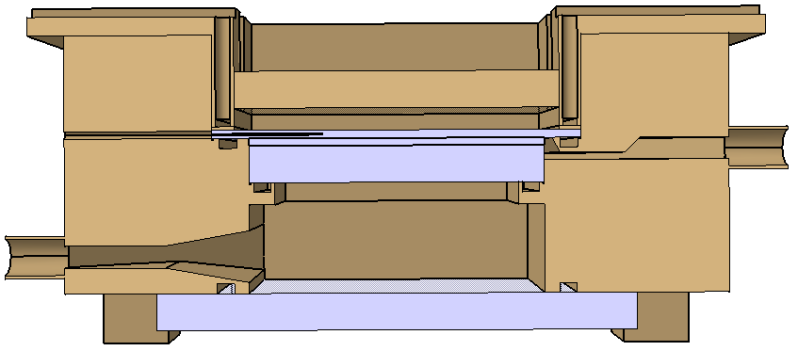


Figure I-8 Coupe du prototype visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous version 2

I-5. Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous et par le coté

Les modifications de la section I-4 ont également été implantées sur un concept mêlant visualisation du cœur de l'évaporateur sur le côté et par le dessous. Malheureusement, des fuites étaient encore constatées dans les zones entourées en rouge (Figure I-9).

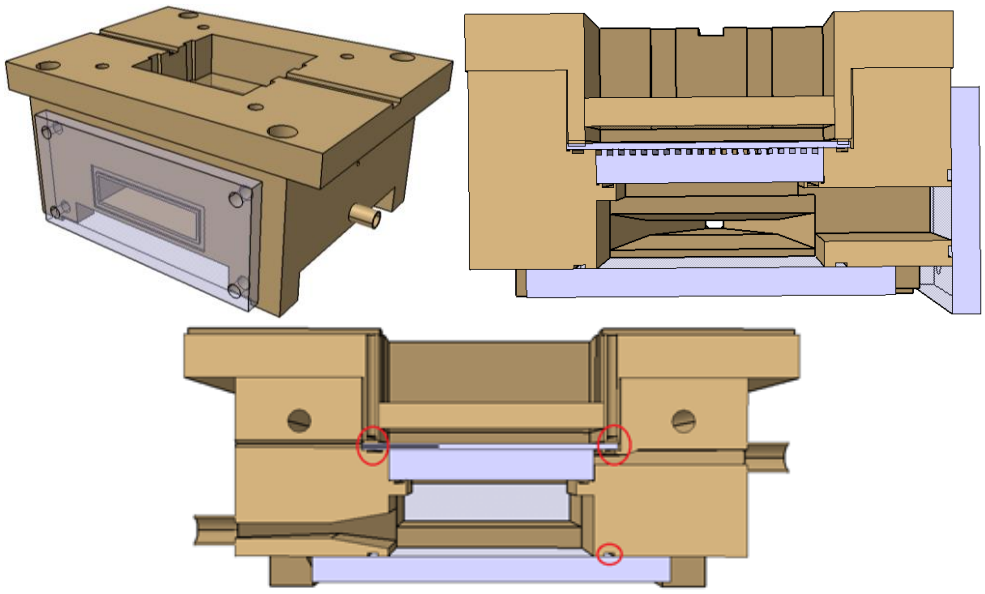


Figure I-9 Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous et par le côté, vues d'ensemble et coupes

I-6. Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous avec capot métallique

Plusieurs prototypes se sont alors succédés pour lesquels plusieurs profondeurs et largeurs des gorges recevant les joints plats ont été essayées, y compris un cas sans gorge avec uniquement la mèche posée sur le joint plat. Plusieurs hauteurs du capot ont également été testées pour faire varier l'intensité maximale de compression possible de la culasse. Ce balayage des dimensions possibles a eu pour but de déterminer la géométrie optimale assurant à la fois l'étanchéité et la robustesse de la culasse pour un même serrage. Par conséquent, la difficulté réside dans la capacité à trouver le bon compris entre la surélévation de la mèche, pour comprimer le joint sous cette dernière, et la profondeur des joints culasse-bâti, pour limiter le risque de flexion et de fêlure, tout en assurant un jeu minimal. Cette recherche a abouti à l'utilisation de joints plus larges, pour mieux répartir la charge due à la compression, tout en améliorant l'étanchéité. Il est à noter que l'utilisation de joints plats plus larges facilite également leur découpe et le respect des dimensions attendues. Le choix est ensuite fait de garder l'utilisation des rainures pour améliorer la compacité du système et de rapprocher la sortie vapeur des canaux d'évacuation de la vapeur, tout en ayant comme avantage de limiter la taille de la poche vapeur qui pourrait s'y former. À noter que les changements de dimensions dues aux contraintes résiduelles sont une piste expliquant la difficulté pour converger vers une géométrie assurant les caractéristiques recherchées. On remarque également sur le prototype qui résulte de ces tests (Figure I-10 et Figure I-11) l'apparition d'une rainure sur le côté du bâti pour y insérer le thermocouple de la culasse. Le mode d'alimentation du chauffage a également été modifié pour procéder à la mise en contact électrique via des pièces en aluminium, plutôt que directement avec des câbles en cuivre sur l'ITO. Le nouveau système empêche ainsi la création d'arcs électriques entre les câbles et l'ITO, qui détériorent ce dernier, et permet un maintien du contact électrique même si le système est retourné. On découple de cette manière la mise en compression de la culasse par le capot et la mise en contact électrique. Enfin, le capot a changé de matériau pour être désormais fabriqué en aluminium. L'utilisation de ce matériau évite les fléchissements importants observés sur le précédent capot lors du serrage et de la mise en compression du système. Un cadre en acier est rajouté du côté de la fenêtre de visualisation du cœur de l'évaporateur pour appliquer le serrage de manière plus uniforme et éviter un fléchissement de la plaque en plexiglass et plus tard de la plaque en verre. Aussi, des évidements sont réalisés sur les côtés pour économiser de la matière et pouvoir insérer des thermocouples dans le cœur de l'évaporateur plus facilement. À noter que cette configuration présente aussi l'avantage de pouvoir extraire le poreux sans avoir à démonter l'intégralité du système renforçant ainsi son caractère modulable.

Les tests d'étanchéités, de chauffage et de robustesse de la culasse étant validés avec ce dispositif, il est alors possible de passer à la dimension supérieure.

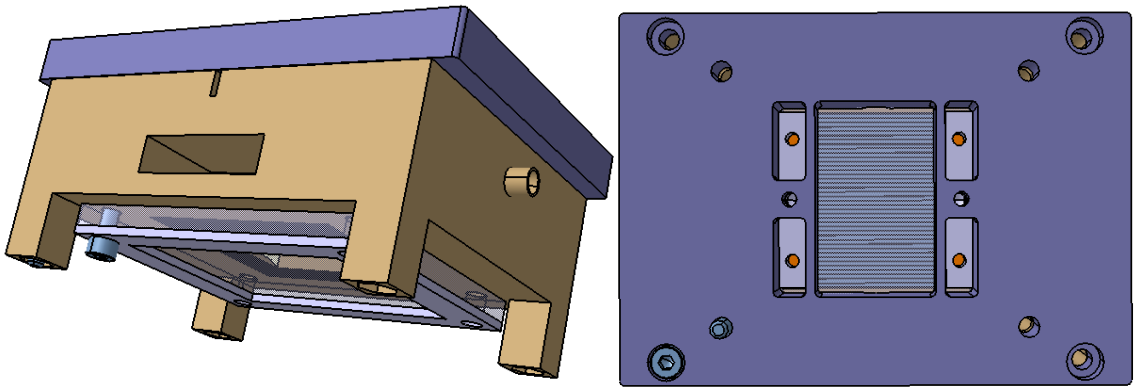


Figure I-10 Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous avec capot métallique, vues d'ensemble et du dessus

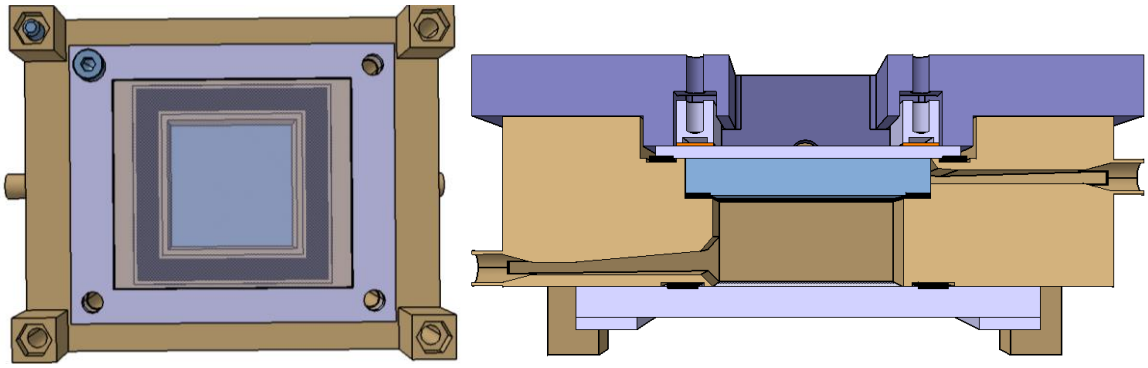


Figure I-11 Visualisation du cœur de l'évaporateur par le dessous avec capot métallique, vues du dessous et coupe

I-7. Mise en contact électrique

Avant de discuter de la mise au point des prototypes de dimensions supérieures, on peut s'attarder sur la mise en contact électrique. Plusieurs concepts ont été imaginés et seul celui retenu est présenté.

Dans un premier temps (Figure I-12), il s'agit d'un support métallique en aluminium avec des perçages de part et d'autre pour faire passer des câbles électriques qui se rejoignent dans une gorge sous le support. De l'étain est ensuite coulé dans la gorge pour obtenir une continuité électrique entre les câbles électriques. Le tout est mis à niveau et des bandes de cuivre sont appliquées sur le support pour obtenir un contact idéal comme préconisé par le fabriquant d'ITO. Le déplacement de cette zone de contact est ensuite réalisé via un perçage au centre de la pièce dans lequel une vis vient s'insérer. Cette vis permet la mise en contact électrique avec la culasse, avec plus ou moins de force, grâce à son déplacement qui est permis par le filetage sur le capot. Étant non débouchant, ce perçage doit être non fileté, car la rotation de la vis entrainerait la rotation de la pièce de contact, qui finirait par se trouver bloquée et ne pourrait pas venir appliquer un contact de bonne qualité. De par l'utilisation d'un capot métallique, les pièces de contact électrique doivent être isolées du capot (scotch d'électricien par exemple) afin d'éviter un courant de fuite via le capot. En présence d'un courant de fuite la résistance électrique du capot étant moindre que celle de l'ITO on aurait alors un chauffage nul.



Figure I-12 Premier concept de contact électrique. De gauche à droite : disposition des fils de cuivre dans la gorge, étain coulé, disposition d'une bande de cuivre sur l'étain poli, vérification de la planéité.

Bien que la planéité ne soit pas parfaite, et produit une résistance électrique plus importante que dimensionnée, cette solution a permis les tests de chauffage concluant que l'on retrouve dans l'Annexe G. Toutefois son caractère non conventionnel, quant au système électrique associé, a poussé au développement d'une autre solution lors du passage à l'échelle supérieure.

À l'échelle du montage final plusieurs solutions (dont on fait varier la surface de mise en contact, la manière de procéder au contact…) ont été envisagées pour pouvoir procéder à l'alimentation électrique des 3 pistes électriques en ITO (Figure I-13). Celle retenue, qu'on observe de la Figure I-15 à la Figure I-19, ainsi que sur la Figure II-31 p.75, s'effectue par un simple contact métal-ITO. En effet la planéité obtenue par l'usinage est de meilleure qualité que celle issue de la précédente procédure et ne nécessite pas l'ajout d'une bande cuivre. De plus, après polissage, la résistance électrique due au contact s'est montrée inférieure à celle obtenue par l'apposition d'une bande en cuivre sur l'ITO. La partie supérieure de la pièce est surélevée et percée pour qu'une fiche de sécurité électrique s'y insert entièrement (Figure II-31 p.75). L'avantage de ce système est donc de limiter les interfaces et les usinages superflus, qui altèrent la qualité du contact électrique, tout en améliorant la sécurité du système. Une autre modification concerne le changement de position de ces pièces de contact. Les bords de la pièce sont percés (sans filetage) pour qu'une vis en nylon (isolant électrique) puisse passer de part en part. Le diamètre de ce perçage est limité dans le but de réduire le jeu entre la pièce et la vis et avoir un système plus précis. Deux jeux d'écrous sont contre-serrés sur la vis autour de la pièce de contact (Figure I-17 et Figure I-19), ainsi l'abaissement de la vis, par sa rotation dans le bâti, abaisse la pièce de contact et vient la mettre en contact avec l'ITO. De cette manière, le second avantage de cette solution est que les pièces de contact électriques sont facilement interchangeables pour procéder au chauffage d'une ou des pistes voulues.

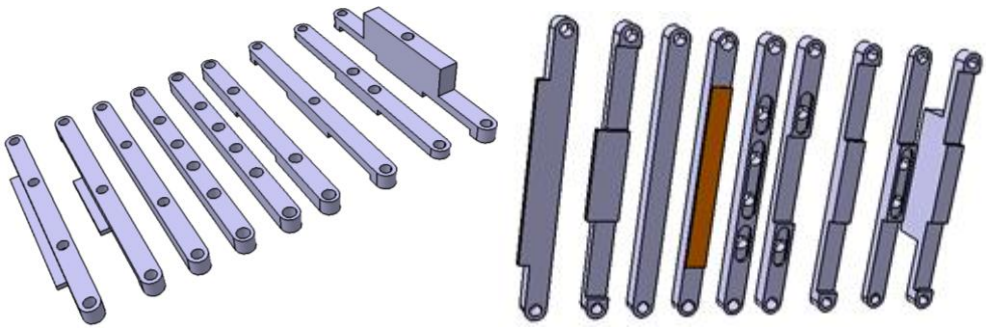


Figure I-13 Concepts de mise en contact électrique

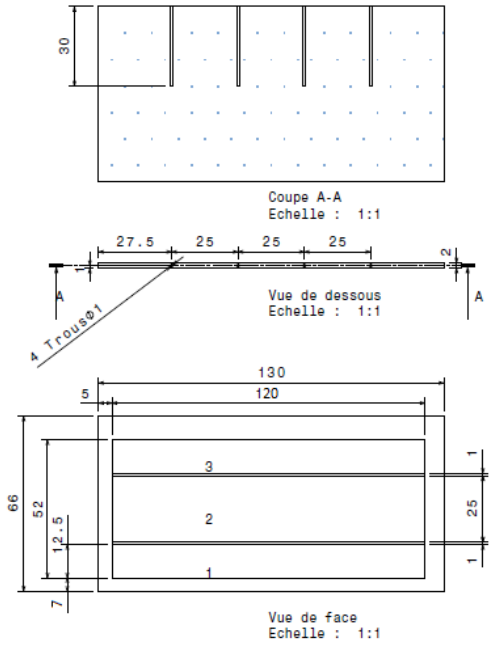


Figure I-14 Plan de la culasse en saphir

I-8. Système final

La solution qui est une directe augmentation de la taille du dispositif présenté en section I-6 n'est pas présentée car elle n'intègre pas le nouveau système de mise en contact électrique. La solution finale intègre : des modifications de dimensions de certains éléments géométriques, le nouveau système de mise en contact électrique, l'ajout d'un alésage dans le bâti pour insérer un thermocouple dans la sortie vapeur, des trous sont réalisés dans le cœur de l'évaporateur pour y insérer les thermocouples, un nombre de point de fixation de la fenêtre de visualisions du cœur de l'évaporateur et du capot plus important, 4 gorges qui sont insérées sur les côtés du bâti pour les thermocouples de la culasse, une vitre qui est placée sur le dessus du capot pour protéger la piste d'ITO d'un évènement externe mais aussi pour créer une lame d'air isolante, des filetages qui sont créés dans le bâti pour servir de point d'encrage avec le support gravitaire et intègre aussi des renforts au niveau des pieds afin de conserver leur caractère rectiligne qui avait tendance à fléchir sous l'effet des contraintes résiduelles.

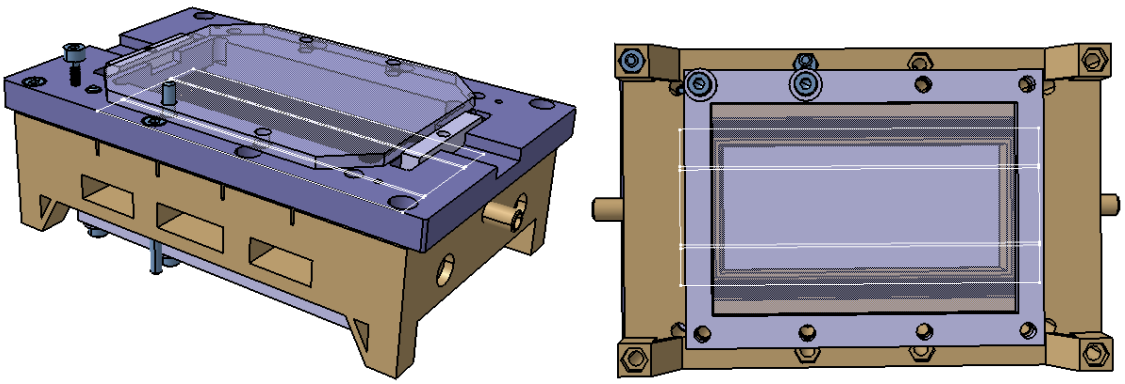


Figure I-15 Montage final, vues d'ensemble et du dessous

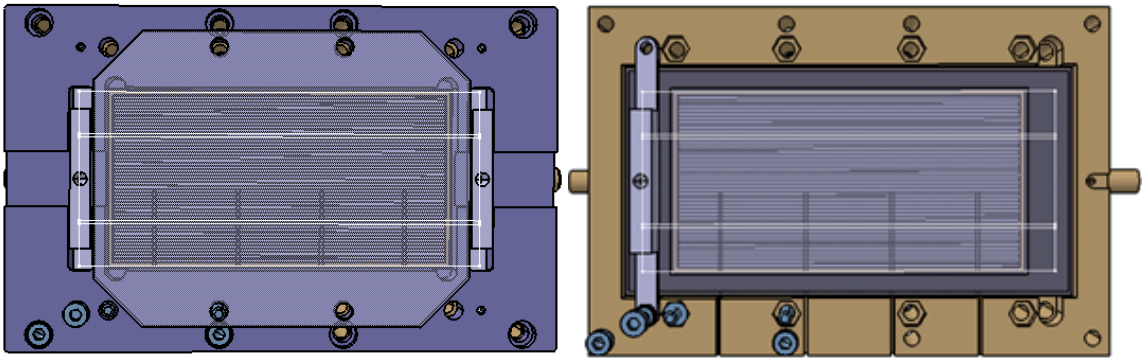


Figure I-16 Montage final, vues du dessus avec et sans capot

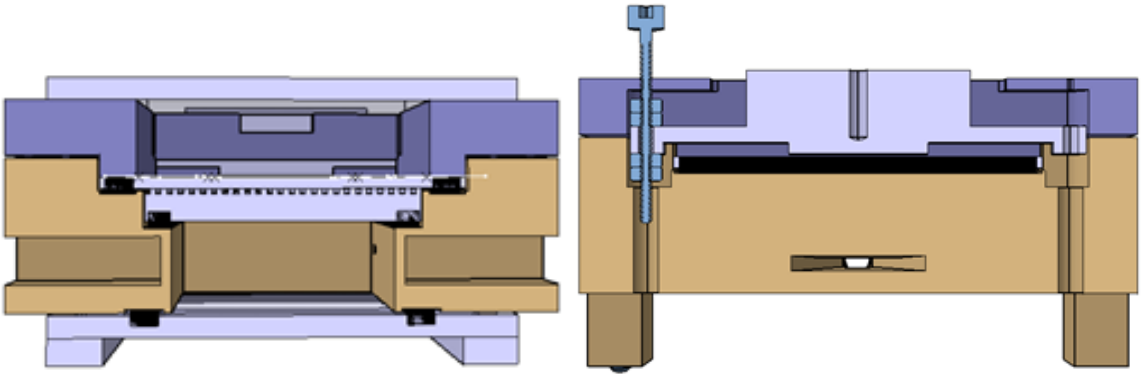


Figure I-17 Montage final, coupe transverse et coupe au niveau de la mise en contact électrique

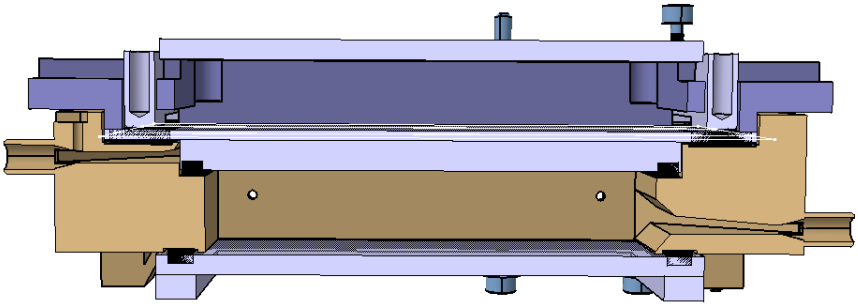


Figure I-18 Montage final, coupe transverse

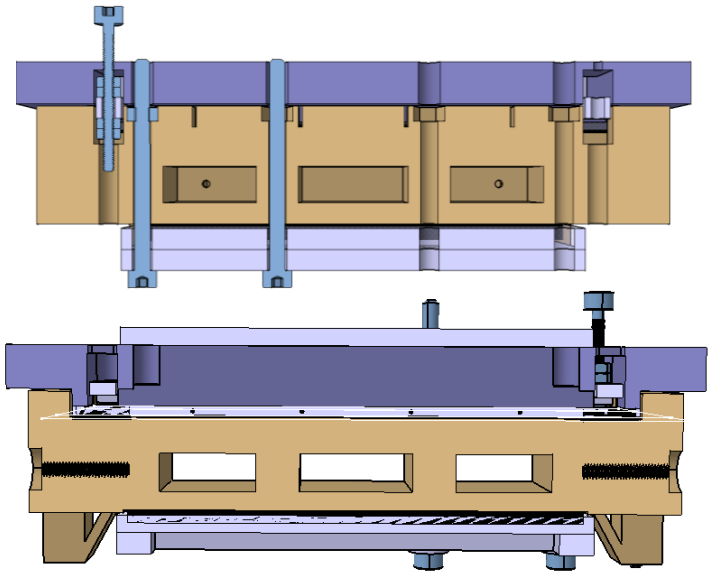


Figure I-19 Montage final, coupes transverses

Toutefois, les premiers tests d'étanchéité effectués avec une vitre en verre et un matériau non poreux n'ont pas été concluants à cause de la présence de fuite et de fêlure de la culasse (Figure I-20). Cette fêlure a également été observée en tentant de réduire le serrage tout en assurant une meilleure étanchéité par l'utilisation de téflon sur le pourtour de la culasse.



Figure I-20 Montage final, casses de la culasse avec et sans téflon

Plusieurs facteurs peuvent expliquer cette casse alors que le prototype de taille réduit est fonctionnel sans casse :

- le changement d'échelle a induit une augmentation de la taille de la mèche et de la culasse renforçant par la même la flexion causée lors de la compression ;
- un serrage inéquitable du capot provoquant une flexion de la vitre inégale et sa casse ;
- un serrage trop important de la mise en contact électrique qui viendrait sur-contraindre la vitre ;
- un état de surface du capot métallique dégradé provoquant des sur-contraintes localisées ;

- une incompatibilité chimique entre le HFE et le matériau des joints plats utilisé comme le montre la Figure I-21 où le joint a gagné en volume après plusieurs cycle avec du HFE. La connaissance exacte du matériau utilisé pour le joint est donc importante. Des tests avaient été effectués en immergeant des échantillons de joints dans du HFE pendant plusieurs mois sans observer cet effet de dilation, dont la raison est à ce jour incertaine.

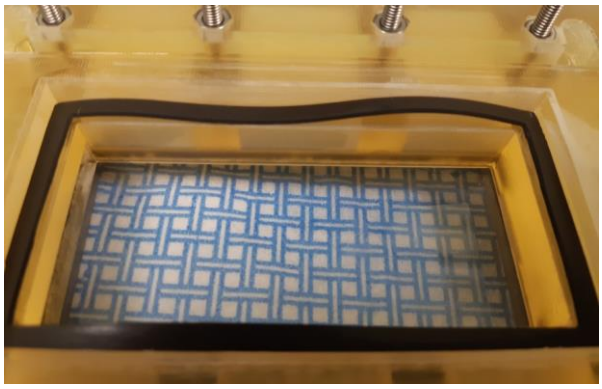


Figure I-21 Dégradation d'un joint plat

La solution provient de l'utilisation de joints plats en néoprènes, très compressible, qu'il n'a été possible d'obtenir que tardivement. Ces joints étant plus épais, un retravaille de quelques dimensions du bâti a été nécessaire mais leur utilisation s'est avérée concluante. Leur forte compressibilité a permis de mettre à la fois le joint entre la culasse et le bâti, et celui sous la mèche en compression pour assurer l'étanchéité du système, tout en limitant la contrainte de la culasse ce qui a permis d'effectuer la campagne expérimentale sans accros. Lors de cette campagne, les joints de 3 mm d'épaisseurs ont été remplacés par des joints de 5 mm entre la campagne avec une mèche aluminium et celle avec une mèche acier dans le but d'augmenter la compression du système et de renforcer l'étanchéité entre le cœur de l'évaporateur et la zone vapeur.

I-9. Perspectives

Suite à la campagne expérimentale, plusieurs perspectives ont déjà été énoncées dans ce document. Parmi ces perspectives, on retrouve la possibilité d'effectuer la campagne de mesure avec des puissances plus importantes. Pour cela, l'alimentation électrique devra être changée et pour des raisons de sécurité la mise en contact électrique pourrait être amenée à évoluer. Suivant les niveaux de courant et tension atteint pour obtenir les puissances les plus importantes, les organes d'isolation actuels (vis en nylon, scotch d'électricien) pourraient s'avérer insuffisant. Une piste, non aboutie à ce jour, pourrait être l'utilisation de pièces en résine imprimées servant de tampon entre le capot métallique, les pièces de contact électrique et les pistes d'ITO (Figure I-22). En fonction des niveaux de courant, un redimensionnement des pièces de contact électrique pourrait être nécessaire pour accueillir des câbles de sections plus importantes et ainsi limiter leurs surchauffes.

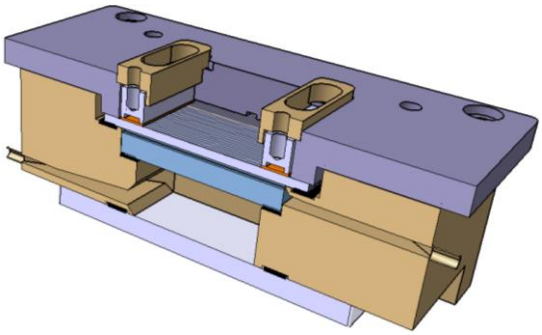


Figure I-22 Concept de mise en contact électrique avec des pièces en résine

Une autre piste d'amélioration serait la création d'entrée-sortie supplémentaire du bâti pour faciliter l'évacuation de gaz ou des bulles de vapeur, du cœur de l'évaporateur ou de la partie vapeur, dans l'environnement gravitaire (Figure I-23). Cela permettrait d'obtenir les mêmes conditions expérimentales initiales plus aisément.

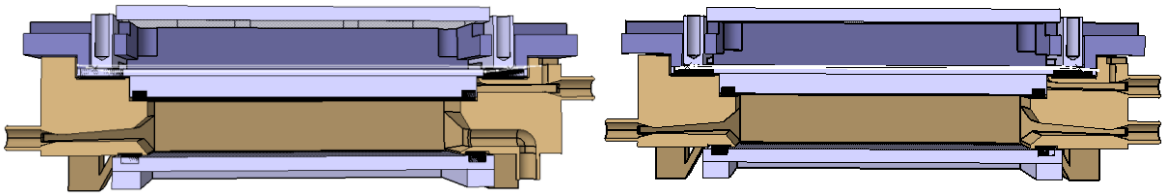


Figure I-23 Concepts de second orifice dans le cœur de l'évaporateur

Il serait également possible d'adjoindre une colonne de distillation au circuit fluide pour sous-refroidir le liquide provenant du réservoir amont.



Figure I-24 Colonne de distillation

Enfin, l'ajout d'une baïonnette dans le cœur de l'évaporateur est possible selon plusieurs concepts (Figure I-25 à Figure 27) permettant d'y observer l'écoulement, ou non, et d'y incorporer, ou non, un « réservoir » pour recueillir la vapeur produite dans le cœur de l'évaporateur.

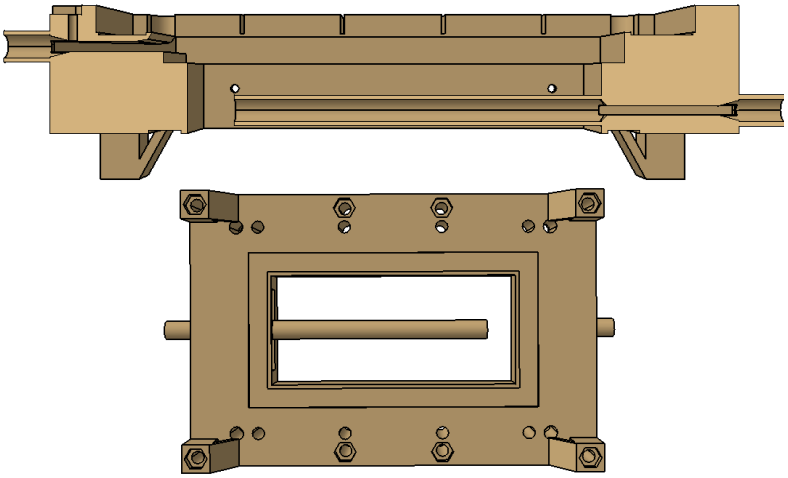


Figure I-25 Concept d'évaporateur avec baïonnette, coupe et vue du dessous

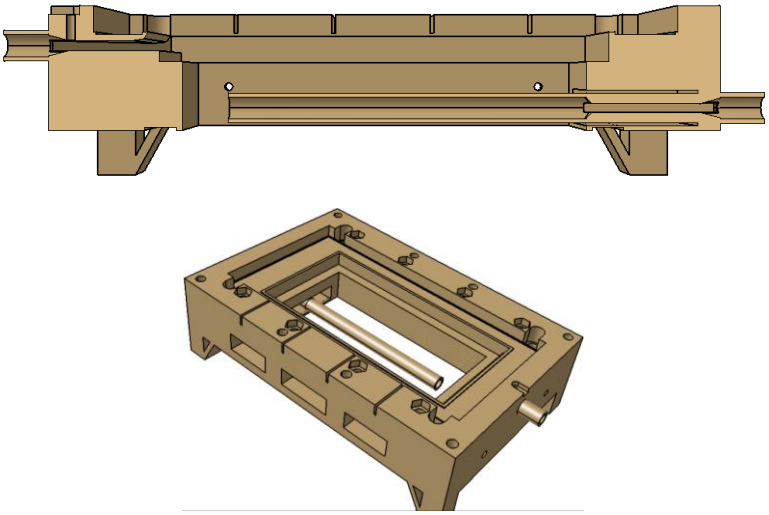


Figure I-26 Concept d'évaporateur avec baïonnette et réservoir, coupe et vue d'ensemble

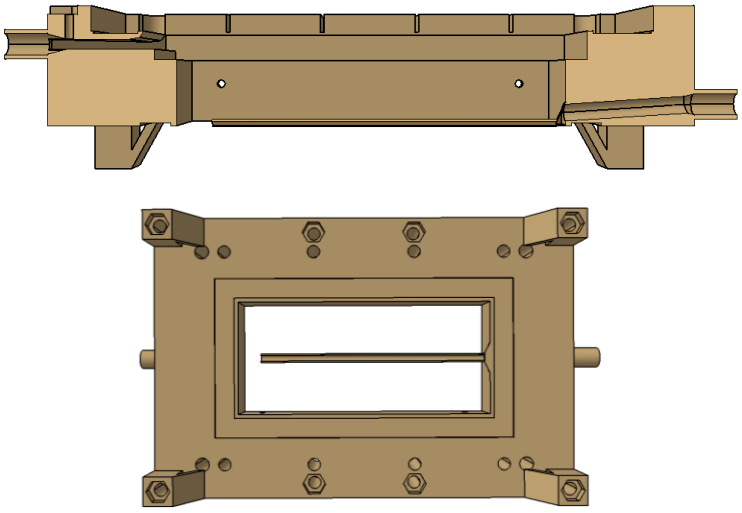


Figure I-27 Concept d'évaporateur avec baïonnette et visualisation de l'écoulement, coupe et vue du dessous

Annexe J Comportement d'un réservoir diphasique

Cette annexe a pour objectif d'exprimer le modèle physique instationnaire d'un réservoir diphasique avec une arrivée ou vidange de fluide.

On considère le réservoir comme fixe et indéformable, de volume interne Ω_r, qui contient un fluide parfait sous ses deux phases liquide et vapeur. La gravité sépare ces deux phases en deux volumes complémentaires $\Omega_{r,l}$ pour la phase liquide et $\Omega_{r,v}$ pour la phase vapeur. On a ainsi :

$$\Omega_r = \Omega_{r,l} + \Omega_{r,v} = Constante = \frac{m_r}{\rho_r} = \frac{m_{r,l}}{\rho_l} + \frac{m_{r,v}}{\rho_v} = \frac{m_{r,l} + m_{r,v}}{\rho_r} \quad \text{(IV-25)}$$

avec m_r la masse de fluide dans le réservoir, ρ_r la masse volumique moyenne dans le réservoir, $m_{r,l}$ la masse de liquide dans le réservoir et ρ_l sa masse volumique, $m_{r,v}$ la masse de vapeur dans le reservoir et ρ_v sa masse volumique.

La base du réservoir est considérée comme la référence dans l'axe vertical ascendant $\vec{z}$ de norme $\overrightarrow{e_z}$, la hauteur du réservoir est H_r et la hauteur à laquelle les deux phases sont séparées est H_r^*.

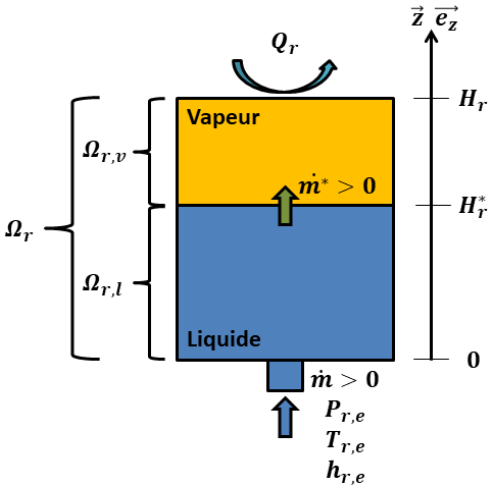


Figure J-1 Schéma d'un réservoir diphasique

J-1 Bilan de Matière

On fait l'hypothèse que dans chacun des volumes la masse volumique y est uniforme ce qui permet d'écrire :

$$m_i = \int_{\Omega_i} \rho_i \, d\omega = \rho_i \int_{\Omega_i} d\omega = \rho_i \Omega_i \quad \text{(IV-26)}$$

avec i=r, l ou v, ce qui permet d'écrire le taux de variation de la masse de fluide contenue dans le réservoir tel que :

$$\dot{m}_r = \frac{\delta m_r}{\delta t} = \frac{\delta\left(m_{r,l} + m_{r,v}\right)}{\delta t} = \frac{\delta\left(\int_{\Omega_{r,l}} \rho_l \, d\omega + \int_{\Omega_{r,v}} \rho_v \, d\omega\right)}{\delta t} \quad \text{(IV-27)}$$

Dans le modèle présenté ici, on fait l'hypothèse que le réservoir ne possède qu'une ouverture vers l'extérieur par laquelle le réservoir échange du fluide avec l'extérieur selon un débit massique $\dot{m}$ compté comme positif lorsque le fluide pénètre dans le réservoir, on a donc : $\dot{m}_r = \dot{m}$.

Les phases liquides et vapeur sont séparées par une interface mobile (symbolisé par $*$) à travers laquelle le débit massique $\dot{m}^*$ change de phase. On considère le processus d'évaporation comme donnant un débit positif $\dot{m}^* > 0$ et la condensation comme négative. Le bilan massique pour chacune des phases s'écrit donc :

$$\dot{m}_{r,l} = \frac{\delta m_{r,l}}{\delta t} = \frac{\delta \int_{\Omega_{r,l}} \rho_l \, d\omega}{\delta t} = \dot{m} - \dot{m}^* \tag{IV-28}$$

$$\dot{m}_{r,v} = \frac{\delta m_{r,v}}{\delta t} = \frac{\delta \int_{\Omega_{r,v}} \rho_v \, d\omega}{\delta t} = \dot{m}^* \tag{IV-29}$$

On pose $\alpha_r = \frac{\Omega_{r,v}}{\Omega_r}$ le taux de vide du réservoir (ou le titre volumique de vapeur du réservoir) qui varie en 0 (réservoir rempli de liquide) et 1 (réservoir vide, plein de vapeur), ce qui donne pour les volumes:

$$\Omega_{r,l} = \Omega_r - \Omega_{r,v} = (1 - \alpha_r)\Omega_r \tag{IV-30}$$

$$\Omega_{r,v} = \alpha_r \, \Omega_r \tag{IV-31}$$

Mais aussi pour les masses de chaque phase:

$$\begin{aligned} m_{r,l} &= \int_{\Omega_{r,l}} \rho_l \, d\omega = \rho_l \int_{\Omega_{r,l}} d\omega = \rho_l \Omega_{r,l} = \rho_l (1 - \alpha_r)\Omega_r = \rho_l (1 - \alpha_r) \int_{\Omega_r} d\omega \\ &= \int_{\Omega_r} \rho_l (1 - \alpha_r) \, d\omega \end{aligned} \tag{IV-32}$$

$$m_{r,v} = \int_{\Omega_{r,v}} \rho_v \, d\omega = \rho_v \int_{\Omega_{r,v}} d\omega = \rho_v \Omega_{r,v} = \rho_v \alpha_r \Omega_r = \rho_v \alpha_r \int_{\Omega_r} d\omega = \int_{\Omega_r} \rho_v \alpha_r \, d\omega \tag{IV-33}$$

Et la variation de la quantité de matière dans le temps :

$$\dot{m}_{r,l} = \frac{\delta \int_{\Omega_{r,l}} \rho_l \, d\omega}{\delta t} = \frac{\delta (\rho_l (1 - \alpha_r)\Omega_r)}{\delta t} \tag{IV-34}$$

$$\dot{m}_{r,v} = \frac{\delta \int_{\Omega_{r,v}} \rho_v \, d\omega}{\delta t} = \frac{\delta (\rho_v \alpha_r \Omega_r)}{\delta t} \tag{IV-35}$$

Soit encore :

$$\dot{m}_{r,l} = \Omega_r \frac{\delta}{\delta t} [(1 - \alpha_r)\rho_l] = \dot{m} - \dot{m}^* \tag{IV-36}$$

$$\dot{m}_{r,v} = \Omega_r \frac{\delta}{\delta t} [\alpha_r \, \rho_v] = \dot{m}^* \tag{IV-37}$$

À partir de (IV-27) et via (IV-34) à (IV-37) :

$$\dot{m}_r = \dot{m} = \Omega_r \frac{\delta}{\delta t} [(1 - \alpha_r)\rho_l + \alpha_r \rho_v] = \Omega_r \frac{\delta \rho_r}{\delta t} \tag{IV-38}$$

où la masse volumique moyenne dans le réservoir s'exprime :

$$\rho_r = (1 - \alpha_r)\rho_l + \alpha_r \rho_v \tag{IV-39}$$

J-2 Bilan Enthalpique interne

L'enthalpie du réservoir H_R (à ne pas confondre avec la hauteur du réservoir H_r) et celles des phases liquide $H_{R,l}$ et vapeur $H_{R,v}$ étant des grandeurs extensives :

$$\frac{\delta H_R}{\delta t} = \frac{\delta H_{R,l}}{\delta t} + \frac{\delta H_{R,v}}{\delta t} \tag{IV-40}$$

Et la variation de l'enthalpie de chacune des phases avec l'enthalpie massique de la phase liquide h_l et celle de la phase vapeur h_v et que tout comme la masse volumique celles-ci sont uniforme dans les volumes considérées :

$$\frac{\delta H_{R,l}}{\delta t} = \frac{\delta}{\delta t}\left(\int_{\Omega_{r,l}} \rho_l\, h_l d\omega\right) = \frac{\delta}{\delta t}\left(\rho_l h_l \Omega_{r,l}\right) = \Omega_r \frac{\delta}{\delta t}[(1-\alpha_r)\rho_l\, h_l] \tag{IV-41}$$

$$\frac{\delta H_{R,v}}{\delta t} = \frac{\delta}{\delta t}\left(\int_{\Omega_{r,v}} \rho_v\, h_v d\omega\right) = \frac{\delta}{\delta t}\left(\rho_v h_v \Omega_{r,v}\right) = \Omega_r \frac{\delta}{\delta t}[\alpha_r \rho_v\, h_v] \tag{IV-42}$$

Ce qui permet d'écrire :

$$\begin{aligned}\frac{\delta H_R}{\delta t} &= \Omega_r \frac{\delta}{\delta t}[(1-\alpha_r)\rho_l\, h_l] + \Omega_r \frac{\delta}{\delta t}[\alpha_r \rho_v\, h_v] \\ &= \Omega_r \frac{\delta}{\delta t}[\,(1-\alpha_r)\rho_l\, h_l + \alpha_r \rho_v\, h_v]\end{aligned} \tag{IV-43}$$

$$\frac{\delta H_R}{\delta t} = \Omega_r \left[\alpha_r \rho_v \frac{\delta h_v}{\delta t} + h_v \frac{\delta(\alpha_r \rho_v)}{\delta t} + (1-\alpha_r)\rho_l \frac{\delta h_l}{\delta t} + h_l \frac{\delta\big((1-\alpha_r)\rho_l\big)}{\delta t}\right]$$

$$\frac{\delta H_R}{\delta t} = \Omega_r \left[\alpha_r \rho_v \frac{\delta h_v}{\delta t} + h_v \frac{\delta(\alpha_r \rho_v)}{\delta t} + (1-\alpha_r)\rho_l \frac{\delta h_l}{\delta t} + h_l \frac{\delta\big((1-\alpha_r)\rho_l\big)}{\delta t} + h_l \frac{\delta(\alpha_r \rho_v)}{\delta t} - h_l \frac{\delta(\alpha_r \rho_v)}{\delta t}\right]$$

$$\frac{\delta H_R}{\delta t} = \Omega_r \left[\alpha_r \rho_v \frac{\delta h_v}{\delta t} + (1-\alpha_r)\rho_l \frac{\delta h_l}{\delta t} + h_v \frac{\delta(\alpha_r \rho_v)}{\delta t} - h_l \frac{\delta(\alpha_r \rho_v)}{\delta t} + h_l \frac{\delta\big((1-\alpha_r)\rho_l\big)}{\delta t} + h_l \frac{\delta(\alpha_r \rho_v)}{\delta t}\right]$$

Or le changement de phase s'exprime comme la différence entre l'enthalpie massique à l'état vapeur et celle à l'état liquide tel que : $L_v = h_v - h_l$ et avec (IV-39) :

$$\frac{\delta H_R}{\delta t} = \Omega_r \left[\alpha_r \rho_v \frac{\delta h_v}{\delta t} + (1-\alpha_r)\rho_l \frac{\delta h_l}{\delta t} + L_\mathrm{v} \frac{\delta(\alpha_r \rho_v)}{\delta t} + h_l \frac{\delta \rho_r}{\delta t}\right]$$

Ce qui donne :

$$\frac{\delta H_R}{\delta t} = \underbrace{\Omega_r\, \alpha_r \rho_v \frac{\delta h_v}{\delta t} + \Omega_r (1-\alpha_r)\rho_l \frac{\delta h_l}{\delta t}}_{44.a} + \underbrace{\Omega_r L_\mathrm{v} \frac{\delta(\alpha_r \rho_v)}{\delta t}}_{44.b} + \underbrace{h_l \dot{\mathrm{m}}}_{44.c} \tag{IV-44}$$

où avec (IV-37):

$$\frac{\delta H_R}{\delta t} = \underbrace{\Omega_r\, \alpha_r \rho_v \frac{\delta h_v}{\delta t} + \Omega_r (1-\alpha_r)\rho_l \frac{\delta h_l}{\delta t}}_{44.a} + \underbrace{L_\mathrm{v}\, \dot{m}^*}_{44.b} + \underbrace{h_l \dot{\mathrm{m}}}_{44.c} \tag{IV-45}$$

avec 44.a qui représente la variation d'énergie dans le temps du système due à la variation d'enthalpie dans le temps des deux phases correspondant aux variations de températures et

pressions dans le temps, 44.b qui représente « l'énergie » servant au changement de phase et 44.c qui représente « l'énergie » retiré au système lorsque $\dot{m}$ est négatif et la variation issue de l'ajout de fluide (qu'il faut faire passer de son état d'entrée à l'état de la phase liquide comme on le voit plus tard en incorporant les échanges avec l'extérieur) lorsque $\dot{m}$ est positif.

La différentielle de l'enthalpie permet d'écrire :

$$\frac{\delta h}{\delta t} = C_p \frac{\delta T}{\delta t} + v_m(1 - \alpha_T T)\frac{\delta P}{\delta t} \tag{IV-46}$$

avec $v_m = \frac{1}{\rho}$ le volume massique et $\alpha_T = \frac{1}{V}\left(\frac{\delta V}{\delta T}\right)_P = -\frac{1}{\rho}(\frac{\delta \rho}{\delta T})_P$ soit :

$$\frac{\delta h}{\delta t} = C_p \frac{\delta T}{\delta t} + \frac{1}{\rho}\left(1 + \frac{T}{\rho}(\frac{\delta \rho}{\delta T})_P\right)\frac{\delta P}{\delta t} \tag{IV-47}$$

44.a devient donc :

$$\begin{aligned} &\Omega_r\ \alpha_r \rho_v \frac{\delta h_v}{\delta t} + \Omega_r(1-\alpha_r)\rho_l \frac{\delta h_l}{\delta t} \\ &= \Omega_r\ \alpha_r \rho_v \left(C_{p_v}\frac{\delta T_v}{\delta t} + v_{m_v}\left(1 - \alpha_{T,v}T_v\right)\frac{\delta P_v}{\delta t}\right) \\ &+ \Omega_r(1-\alpha_r)\rho_l \left(C_{p_l}\frac{\delta T_l}{\delta t} + v_{m_l}\left(1 - \alpha_{T,l}T_l\right)\frac{\delta P_l}{\delta t}\right) \end{aligned} \tag{IV-48}$$

Hypothèses :

- Masses volumiques et enthalpies uniforme dans leur volume (cf. équation (IV-95)).
- Pression dans la phase vapeur uniforme et fluide saturant à chaque instant ce qui donne :

$$P_v = P_{sat} = P^* \tag{IV-49}$$

avec P^* la pression à l'interface liquide-vapeur (en $z = H_r^*$).

- La vitesse de déplacement de l'interface liquide-vapeur est très faible $\dot{H}_r^* = \frac{\delta H_r}{\delta t}$ en comparaison de la vitesse du son dans la phase vapeur, le gradient de pression dans la phase vapeur (bloqué par la partie supérieure du réservoir) est quasiment nul, la vitesse macroscopique du déplacement de ce volume de vapeur (la vitesse de déplacement de son centre de gravité) est quasiment nulle :

$$\int_{\Omega_{r,v}} \overrightarrow{v_v}.\overrightarrow{\nabla P_v}\, d\omega \approx 0 \tag{IV-50}$$

- Le débit de transition de phase $\dot{m}^*$ n'influence pas la vitesse des molécules dans le liquide.
- La vapeur est considérée comme un gaz parfait :

$$\alpha_{T,v} = \frac{1}{T_v} \tag{IV-51}$$

- Le liquide est considéré comme incompressible :

$$\rho_l = Cte \tag{IV-52}$$

Et indilatable y compris par la température :

$$\alpha_{T,l} = -\frac{1}{\rho_l}\left(\frac{\delta\rho_l}{\delta T_l}\right)_P = 0 \qquad \text{(IV-53)}$$

- Le gradient de pression dans le liquide provient uniquement de la gravité :

$$P_l(z) = \rho_l\, g\, (H_r^* - z) + P^* \qquad \text{(IV-54)}$$

et :

$$\nabla P_l(z) = \frac{\delta P_l}{\delta z}\,\overrightarrow{e_z} = \rho_l\, g\,\overrightarrow{e_z} \qquad \text{(IV-55)}$$

- Vitesse du liquide est dirigée suivant $\overrightarrow{e_z}$ et est fonction de la différence entre $\dot{m}$ et $\dot{m}^*$. Pour une section constante A_r du réservoir on a donc :

$$\dot{m} = \rho_l\, v_l A_r \qquad \text{(IV-56)}$$

- Pour un réservoir de quelques dizaines de centimètres de haut et pour une pression de saturation proche de la pression atmosphérique on a :

$$\begin{cases} \rho_l g\, \Delta H \sim 10^3 \times 10 \times 10.10^{-2} \sim 10^3\ [Pa] \\ P^* \sim 10^5\ [Pa] \end{cases}$$

on a donc : $\rho_l g\, \Delta H \ll P^*$ ce qui signifie que la pression dans le liquide varie avec la gravité assez peu par rapport à la pression saturante. Ainsi avec (IV-54), et en considérant une température homogène dans les phases on a la pression moyenne dans le réservoir P_r et la température moyenne dans le réservoir T_r tel que :

$$P_r = P_v = P_{sat} = P^* \qquad \text{(IV-57)}$$

$$T_r = T_{sat}(P^*) = T_v = T_l \qquad \text{(IV-58)}$$

et toujours en considérant le fluide comme saturant à chaque instant:

$$\frac{\delta P_r}{\delta t} = \frac{\delta P^*}{\delta t} = \frac{\delta P_l}{\delta t} = \frac{\delta P_v}{\delta t} = \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} \frac{\delta T_r}{\delta t} \qquad \text{(IV-59)}$$

En reprenant (IV-48) avec (IV-51), (IV-53), (IV-57) et (IV-58) on obtient :

$$\begin{aligned} &\Omega_r\, \alpha_r \rho_v \frac{\delta h_v}{\delta t} + \Omega_r (1-\alpha_r)\rho_l \frac{\delta h_l}{\delta t} \\ &\quad = \Omega_r\, \alpha_r \rho_v \left(C_{p_v}\frac{\delta T_v}{\delta t} + v_{m_v}\left(1-\alpha_{t,v}T_v\right)\frac{\delta P_v}{\delta t}\right) + \Omega_r(1-\alpha_r)\rho_l\left(C_{p_l}\frac{\delta T_l}{\delta t} + v_{m_l}\left(1-\alpha_{T,l}T_l\right)\frac{\delta P_l}{\delta t}\right) \\ &\quad = \Omega_r\, \alpha_r \rho_v \left(C_{p_v}\frac{\delta T_r}{\delta t}\right) + \Omega_r(1-\alpha_r)\rho_l\left(C_{p_l}\frac{\delta T_r}{\delta t} + v_{m_l}\frac{\delta P_r}{\delta t}\right) \\ &\quad = \Omega_r \left[\left(\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\rho_l C_{p_l}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t} + (1-\alpha_r)\frac{\delta P_r}{\delta t}\right] \end{aligned}$$

qui avec (IV-59) donne :

$$\begin{aligned} \Omega_r\, \alpha_r \rho_v \frac{\delta h_v}{\delta t} + \Omega_r(1-\alpha_r)\rho_l \frac{\delta h_l}{\delta t} &= \Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\rho_l C_{p_l} + (1-\alpha_r)\left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat}\right]\frac{\delta T_r}{\delta t} \\ &= \Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\left(\rho_l C_{p_l} + \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat}\right)\right]\frac{\delta T_r}{\delta t} \end{aligned} \qquad \text{(IV-60)}$$

En combinant (IV-45) avec (IV-60), on obtient finalement :

$$\frac{\delta H_R}{\delta t} = \Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\left(\rho_l C_{p_l} + \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat}\right)\right]\frac{\delta T_r}{\delta t} + \mathrm{L_v}\, \dot{m}^* + h_l \dot{m} \qquad \text{(IV-61)}$$

J-3 Bilan Énergétique

Si l'on considère le problème comme deux systèmes : un liquide et un vapeur, alors l'équation de l'énergie ne peut être appliquée (au contraire de la conservation de la masse) lors de la traversée de l'interface liquide-vapeur à cause de la chaleur latente. Par contre, cette énergie de transition de phase peut être prise en compte de manière plus simple si on considère le système dans sa globalité comme le montre la démarche qui a aboutie à l'équation (IV-61). C'est pour cette raison qu'on applique l'équation de l'énergie sur l'ensemble du réservoir dont une des formes est :

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{DP}{Dt} + \Phi_V - div(q) \tag{IV-62}$$

qui avec un volume constant V, de surface d'échange avec l'extérieur S et en appliquant le théorème du flux-divergence, les règles d'intégration de Leibniz et avec $\overrightarrow{n_e}$ la normale entrante, s'écrit également :

$$\frac{\delta}{\delta t}\left(\int_V \rho h \, dV\right) = \int_V \left(\frac{\delta P}{\delta t} + \vec{v}.\overrightarrow{\nabla P}\right) dV + \Phi_V + \oint_S q.\overrightarrow{n_e}\, dS + \oint_S \rho h \vec{v}.\overrightarrow{n_e}\, dS \tag{IV-63}$$

et appliquée au réservoir permet d'écrire :

$$\frac{\delta H_r}{\delta t} = \frac{\delta}{\delta t}\left(\int_{\Omega_r} \rho_r h_r \, d\omega\right) = \int_{\Omega_r} \left(\frac{\delta P}{\delta t} + \overrightarrow{v_r}.\overrightarrow{\nabla P}\right) d\omega + \Phi_r + Q_r + \oint_{\delta\Omega_r} \rho h \vec{v}.\overrightarrow{n_e}\,.dS \tag{IV-64}$$

avec Φ_r un taux de création/ destruction volumique (qu'on aurait pu prendre égale à $\dot{m}^* L_v$ si on avait appliqué la formule à chacune des phases séparément) et Q_r les échanges thermiques avec l'extérieur.

On peut ensuite s'intéresser au terme correspondant aux variations de pression et à ses conséquences sur le taux de variation de l'enthalpie.

$$\begin{aligned}\int_{\Omega_r} \frac{DP}{Dt} d\omega &= \int_{\Omega_r} \left(\frac{\delta P}{\delta t} + \overrightarrow{v_r}.\overrightarrow{\nabla P}\right) d\omega \\ &= \underbrace{\int_{\Omega_{r,l}} \left(\frac{\delta P_l}{\delta t} + \overrightarrow{v_l}.\overrightarrow{\nabla P_l}\right) d\omega}_{A} + \underbrace{\int_{\Omega_{r,v}} \left(\frac{\delta P_v}{\delta t} + \overrightarrow{v_v}.\overrightarrow{\nabla P_v}\right) d\omega}_{B}\end{aligned} \tag{IV-65}$$

$$\begin{matrix} A \\ B \end{matrix} \begin{cases} \int_{\Omega_{r,l}} \left(\frac{\delta P_l}{\delta t} + \overrightarrow{v_l}.\overrightarrow{\nabla P_l}\right) d\omega = \int_{\Omega_{r,l}} \frac{\delta P_l}{\delta t} d\omega + \int_{\Omega_{r,l}} \overrightarrow{v_l}.\overrightarrow{\nabla P_l}\, d\omega \\ \int_{\Omega_{r,v}} \left(\frac{\delta P_v}{\delta t} + \overrightarrow{v_v}.\overrightarrow{\nabla P_v}\right) d\omega = \int_{\Omega_{r,v}} \frac{\delta P_v}{\delta t} d\omega + \int_{\Omega_{r,v}} \overrightarrow{v_v}.\overrightarrow{\nabla P_v}\, d\omega \end{cases}$$

$$\begin{matrix} A \text{ combiné avec} \\ \text{les équations} \\ \text{de(IV54)(IV56) à (IV59)} \\ + \text{changement de variables} \\ B \text{ combiné avec} \\ \text{les équations} \\ \text{(IV50) et (IV59)} \end{matrix} \begin{cases} = \int_{\Omega_{r,l}} \frac{\delta P_r}{\delta t} d\omega + \int_0^{H_r^*} \frac{\rho_l}{\rho_l} \overrightarrow{v_l}.\frac{\delta P_l}{\delta z} \overrightarrow{e_z}\, A_r dz \\ = \int_{\Omega_{r,v}} \frac{\delta P_r}{\delta t} d\omega \end{cases}$$

Soit :

$$\begin{matrix} A \\ B \end{matrix}\begin{cases} = (1-\alpha_r)\Omega_r \dfrac{\delta P_r}{\delta t} + \displaystyle\int_0^{H_r^*} \frac{\dot{m}}{\rho_l}\, dP_l = (1-\alpha_r)\Omega_r \frac{\delta P_r}{\delta t} + \frac{\dot{m}}{\rho_l}[P_l(H_r^*) - P_l(0)] \\ = \alpha_r \Omega_r \dfrac{\delta P_r}{\delta t} \end{cases}$$

Ainsi avec (IV-54) et (IV-57), et sachant que la pression en entrée de réservoir correspond à la pression d'entrée ou sortie du fluide $P_l(0) = P_{re}$, puis avec (IV-59), (IV-65) devient :

$$\begin{aligned} &\int_{\Omega_r} \left(\frac{\delta P}{\delta t} + \overrightarrow{v_r}.\overrightarrow{\nabla P}\right) d\omega \;=\; (1-\alpha_r)\Omega_r \frac{\delta P_r}{\delta t} + \frac{\dot{m}}{\rho_l}(P_r - P_{re}) + \alpha_r \Omega_r \frac{\delta P_r}{\delta t} \\ &= \Omega_r \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} \frac{\delta T_r}{\delta t} + \frac{\dot{m}}{\rho_l}(P_r - P_{re}) \end{aligned} \qquad \text{(IV-66)}$$

D'autres part, pour un réservoir avec un seul raccord vers l'extérieure, si le débit est positif le fluide entre dans le réservoir aux conditions d'entrée et si le débit est négatif le fluide qui sort est aux conditions du réservoir. Ainsi la partie comptabilisant l'apport ou la perte de fluide aux frontières peut s'écrire :

$$\oint_{\delta\Omega_r} \rho h \vec{v}.\overrightarrow{n_e}\,.dS = \dot{m} h_l(\dot{m}) \qquad \text{(IV-67)}$$

avec :

$$h_l(\dot{m}) = \begin{cases} h_{r,e} & si\ \dot{m} > 0 \\ h_l & si\ \dot{m} < 0 \end{cases} \qquad \text{(IV-68)}$$

Si on considère Φ_r comme nul alors avec (IV-66) et (IV-67), (IV-64) devient :

$$\frac{\delta H_r}{\delta t} = \Omega_r \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} \frac{\delta T_r}{\delta t} + \frac{\dot{m}}{\rho_l}(P_r - P_{re}) + Q_r + \dot{m} h_l(\dot{m}) \qquad \text{(IV-69)}$$

J-4 Développements et modèle physique

On a ainsi (IV-61) qui représente le taux de variation dans le volume = (IV-69) le taux qui est échangé par les frontières soit :

$$\begin{aligned} &\Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\left(\rho_l C_{p_l} + \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat}\right)\right]\frac{\delta T_r}{\delta t} + \mathrm{L_v}\,\dot{m}^* \;+ h_l \dot{\mathrm{m}} \\ &= \Omega_r \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} \frac{\delta T_r}{\delta t} + \frac{\dot{m}}{\rho_l}(P_r - P_{re}) + Q_r + \dot{m} h_l(\dot{m}) \end{aligned} \qquad \text{(IV-70)}$$

qui donne :

$$\Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\left(\rho_l C_{p_l} + \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat}\right) - \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat}\right]\frac{\delta T_r}{\delta t} = \frac{\dot{m}}{\rho_l}(P_r - P_{re}) + Q_r + \dot{m} h_l(\dot{m}) - h_l \dot{\mathrm{m}} - \mathrm{L_v}\,\dot{m}^*$$

$$\Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\rho_l C_{p_l} - \alpha_r \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat}\right]\frac{\delta T_r}{\delta t} = \left(\frac{(P_r - P_{re})}{\rho_l} + (h_l(\dot{m}) - h_l)\right)\dot{m} + Q_r - \mathrm{L_v}\,\dot{m}^*$$

qui dans l'hypothèse d'un fluide monophasique incompressible en entrée de réservoir possède une enthalpie massique : $h(T) = C_p\left(T - T_{ref}\right) + h(T_{ref})$ donne :

$$\Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\rho_l C_{p_l} - \alpha_r \frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}\right]\frac{\delta T_r}{\delta t} = \left(\frac{(P_r - P_{re})}{\rho_l} + \overline{C_p}(T(\dot{m}) - T_r)\right)\dot{m} + Q_r - \mathrm{L_v}\,\dot{m}^* \quad \text{(IV-71)}$$

avec le terme $\overline{C_p}(T(\dot{m}) - T_r)$ qui permet d'utiliser 44.c. On comprend alors qu'il représente la quantité « d'énergie » gagnée ou perdue dans le bilan du réservoir pour faire passer la quantité de fluide $\dot{m}$ de $T_{r,e}$ à T_r. $\overline{C_p}$ est la chaleur spécifique moyenne entre les deux états du fluide. On a par ailleurs :

$$T(\dot{m}) = \begin{cases} T_{r,e} & si\ \dot{m} > 0 \\ T_r & si\ \dot{m} < 0 \end{cases} \quad \text{(IV-72)}$$

qui exprime la valeur de $T(\dot{m})$ en fonction que le liquide rentre ou sorte du réservoir.

Avec (IV-71) on possède une formulation permettant d'exprimer la variation de la température du réservoir mais qui dépend d'une variable qui n'est pas exprimée $\dot{m}^*$.

Via (IV-37) on a :

$$\dot{m}^* L_v = \Omega_r L_v \frac{\delta}{\delta t}[\alpha_r\, \rho_v] = \Omega_r L_v \left[\alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + \rho_v \frac{\delta \alpha_r}{\delta t}\right] \quad \text{(IV-73)}$$

Et via (IV-38) :

$$\dot{m} = \Omega_r \frac{\delta}{\delta t}[(1-\alpha_r)\rho_l + \alpha_r \rho_v] = \Omega_r \left[\rho_v \frac{\delta \alpha_r}{\delta t} + \alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + \frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \alpha_r \frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \rho_l \frac{\delta \alpha_r}{\delta t}\right] \quad \text{(IV-74)}$$

$$\dot{m} = \Omega_r \left[(\rho_v - \rho_l)\frac{\delta \alpha_r}{\delta t} + \alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + (1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t}\right]$$

Ce qui permet d'exprimer $\frac{\delta \alpha_r}{\delta t}$ tel que :

$$\frac{\delta \alpha_r}{\delta t} = \frac{1}{\rho_v - \rho_l}\left[\frac{\dot{m}}{\Omega_r} - \alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} - (1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t}\right]$$

$$\frac{\delta \alpha_r}{\delta t} = \frac{1}{\rho_l - \rho_v}\left[\alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + (1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right] \quad \text{(IV-75)}$$

En combinant (IV-75) avec (IV-73), $\dot{m}^* L_v = \Omega_r L_v \left[\alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + \rho_v \frac{\delta \alpha_r}{\delta t}\right]$ devient :

$$\dot{m}^* L_v = \Omega_r L_v \left[\alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + \rho_v \frac{1}{\rho_l - \rho_v}\left[\alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + (1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right]\right]$$

$$\dot{m}^* L_v = \frac{\Omega_r L_v}{\rho_l - \rho_v}\left[(\rho_l - \rho_v)\alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + \rho_v \left[\alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + (1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right]\right]$$

$$\dot{m}^* L_v = \frac{\Omega_r L_v}{\rho_l - \rho_v}\left[(\rho_l - \rho_v + \rho_v)\alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + \rho_v \left[(1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right]\right]$$

$$\dot{m}^* = \frac{\Omega_r}{\rho_l - \rho_v}\left[\rho_l \alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + \rho_v \left[(1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right]\right] \quad \text{(IV-76)}$$

Or avec l'hypothèse des gaz parfaits, on a (IV-51) mais aussi avec $r_{gp} = \frac{R_{gp}}{M_m}$.

$$\rho_v = \frac{P_v}{r_{gp} T_v} = \frac{P_r}{r_{gp} T_r} \quad \text{(IV-77)}$$

$$\frac{\delta \rho_v}{\delta t} = \frac{1}{r_{gp} T_r}\frac{\delta P_r}{\delta t} - \frac{P_r}{r_{gp} T_r^2}\frac{\delta T_r}{\delta t} = \frac{1}{r_{gp} T_r}\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}\frac{\delta T_r}{\delta t} - \frac{P_r}{r_{gp} T_r^2}\frac{\delta T_r}{\delta t}$$

$$\frac{\delta \rho_v}{\delta t} = \frac{1}{r_{gp} T_r}\left(\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t} \quad \text{(IV-78)}$$

L'équation (IV-76) devient avec (IV-78) :

$$\dot{m}^* = \frac{\Omega_r}{\rho_l - \rho_v}\left[\rho_l \alpha_r \left(\frac{1}{r_{gp} T_r}\left(\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t}\right) + \rho_v \left[(1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right]\right] \quad \text{(IV-79)}$$

Mais aussi (IV-75) qui avec (IV-78) donne :

$$\frac{\delta \alpha_r}{\delta t} = \frac{1}{\rho_l - \rho_v}\left[\frac{\alpha_r}{r_{gp} T_r}\left(\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t} + (1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right] \quad \text{(IV-80)}$$

D'autre part si on utilise (IV-71) avec (IV-79) on a :

$$\Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\rho_l C_{p_l} - \alpha_r \frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}\right]\frac{\delta T_r}{\delta t}$$
$$= \left(\frac{(P_r - P_{re})}{\rho_l} + \overline{C_p}(T(\dot{m}) - T_r)\right)\dot{m} + Q_r$$
$$- \mathrm{L_v}\frac{\Omega_r}{\rho_l - \rho_v}\left[\rho_l \alpha_r \left(\frac{1}{r_{gp} T_r}\left(\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t}\right) + \rho_v \left[(1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t} - \frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right]\right]$$

$$\Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\rho_l C_{p_l} - \alpha_r \frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}\right]\frac{\delta T_r}{\delta t}$$
$$= \dot{m}\left(\frac{(P_r - P_{re})}{\rho_l} + \overline{C_p}(T(\dot{m}) - T_r) + \frac{\rho_v L_v}{\rho_l - \rho_v}\right) + Q_r$$
$$- \frac{\Omega_r \mathrm{L_v}}{\rho_l - \rho_v}\left[\left(\frac{\rho_l \alpha_r}{r_{gp} T_r}\left(\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t}\right) + \rho_v \left[(1-\alpha_r)\frac{\delta \rho_l}{\delta t}\right]\right]$$

$$\Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\rho_l C_{p_l} - \alpha_r \frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} + \frac{L_v \alpha_r \rho_l}{(\rho_l - \rho_v) r_{gp} T_r}\left(\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\right]\frac{\delta T_r}{\delta t}$$
$$= Q_r + \dot{m}\left(\frac{(P_r - P_{re})}{\rho_l} + \overline{C_p}(T(\dot{m}) - T_r) + \frac{\rho_v L_v}{\rho_l - \rho_v}\right) - \frac{\Omega_r L_v (1-\alpha_r)\rho_v}{(\rho_l - \rho_v)}\frac{\delta \rho_l}{\delta t}$$

$$\frac{\delta T_r}{\delta t} = \frac{\left(Q_r + \dot{m}\left(\frac{(P_r - P_{re})}{\rho_l} + \overline{C_p}(T(\dot{m}) - T_r) + \frac{\rho_v L_v}{\rho_l - \rho_v}\right) - \frac{\Omega_r L_v (1-\alpha_r)\rho_v}{(\rho_l - \rho_v)}\frac{\delta \rho_l}{\delta t}\right)}{\Omega_r \left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\rho_l C_{p_l} - \alpha_r \frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} + \frac{L_v \alpha_r \rho_l}{(\rho_l - \rho_v) r_{gp} T_r}\left(\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\right]} \quad \text{(IV-81)}$$

Avec (IV-80) et (IV-81) on a un jeu d'équation permettant d'exprimer l'évolution du taux de vide dans le réservoir et celle de sa température, mais avec un paramètre difficile à estimer : $\frac{\delta \rho_l}{\delta t}$. Or avec (IV-52), les hypothèses d'un fluide incompressible et indilatable sont faites, et donc la masse volumique ne dépend pas de la température ce qui permet d'écrire :

$$\frac{\delta \rho_l}{\delta t} = 0 \tag{IV-82}$$

Ainsi on peut exprimer l'évolution du taux de vide (IV-83) et l'évolution de la température (IV-84) à partir de paramètres macroscopiques extérieurs qui sont : les conditions initiales, la connaissance des propriétés du fluide (en particulier sa courbe de saturation), la température du réservoir, sa pression et les échanges avec l'extérieur. On vérifie par ailleurs qu'avec cette formulation, si le débit $\dot{m}$ et les échanges avec l'extérieur Q_r sont nuls que la variation de ces deux paramètres est bien nulle. On note tout de même que (IV-83) s'exprime en fonction de (IV-84).

$$\frac{\delta \alpha_r}{\delta t} = \frac{1}{\rho_l - \rho_v}\left[\frac{\alpha_r}{r_{gp} T_r}\left(\left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t} + -\frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right] \tag{IV-83}$$

$$\frac{\delta T_r}{\delta t} = \frac{\left[Q_r + \dot{m}\left(\frac{(P_r - P_{re})}{\rho_l} + \overline{C_p}(T(\dot{m}) - T_r) + \frac{\rho_v L_v}{\rho_l - \rho_v}\right)\right]}{\Omega_r\left[\alpha_r \rho_v C_{p_v} + (1-\alpha_r)\rho_l C_{p_l} - \alpha_r \left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} + \frac{L_v \alpha_r \rho_l}{(\rho_l - \rho_v) r_{gp} T_r}\left(\left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\right]} \tag{IV-84}$$

En complément à partie de (IV-37), (IV-78) et (IV-83), on peut obtenir le débit massique vaporisé ou condensé en fonction de ces mêmes paramètres et de (IV-84) :

$$\dot{m}^* = \Omega_r \frac{\delta}{\delta t}[\alpha_r\, \rho_v] = \Omega_r\left[\alpha_r \frac{\delta \rho_v}{\delta t} + \rho_v \frac{\delta \alpha_r}{\delta t}\right]$$

$$\dot{m}^* = \Omega_r\left[\frac{\alpha_r}{r_{gp} T_r}\left(\left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t} + \frac{\rho_v}{\rho_l - \rho_v}\left[\frac{\alpha_r}{r_{gp} T_r}\left(\left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t} + -\frac{\dot{m}}{\Omega_r}\right]\right]$$

$$\dot{m}^* = \frac{1}{\rho_l - \rho_v}\left[\frac{\Omega_r \alpha_r \rho_l}{r_{gp} T_r}\left(\left.\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\right|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)\frac{\delta T_r}{\delta t} - \rho_v \dot{m}\right] \tag{IV-85}$$

Le terme Q_r qui représente les échanges thermiques avec l'extérieur peut dans un premier temps être exprimé tel que : $Q_r = S_r\, h_{r,amb}(T_r - T_{amb})$ avec S_r la surface d'échange du réservoir avec l'ambiance à la température T_{amb} et de coefficient d'échange avec l'ambiance $h_{r,amb}$.

J-4 Algorithme pour un réservoir

À partir des équations (IV-83), (IV-84) et (IV-85) on peut déterminer les variables dont dépendent chacun des paramètres qui nous intéressent :

$$\begin{cases} \dfrac{\delta\alpha_r}{\delta t} = f°\left(\dot{m}, \alpha_r, T_r, P_r, \dfrac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}, \dfrac{\delta T_r}{\delta t}\right) = f°\left(\dot{m}, \alpha_r, T_r, P_r, \dfrac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}, Q_r, T_{r,e}, P_{r,e}\right) \\ \dfrac{\delta T_r}{\delta t} = f°\left(\dot{m}, \alpha_r, T_r, P_r, \dfrac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}, Q_r, T_{r,e}, P_{r,e}\right) \\ \dot{m}^* = f°\left(\dot{m}, \alpha_r, T_r, P_r, \dfrac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}, \dfrac{\delta T_r}{\delta t}\right) = f°\left(\dot{m}, \alpha_r, T_r, P_r, \dfrac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}, Q_r, T_{r,e}, P_{r,e}\right) \end{cases}$$

Dans le cas où $\dot{m} > 0$ on vérifiera tout de même que $P_{r,e} > P_r$ pour respecter la physique des écoulements etc. En connaissant les propriétés du fluide utilisé alors on peut déterminer $\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat}$ aisément. Une méthode explicite permet ainsi de calculer rapidement l'évolution des différents paramètres.

$$\frac{\delta\alpha_r}{\delta t} = \frac{\alpha_r^{t+1} - \alpha_r^t}{\delta t} \quad \text{(IV-86)}$$

$$\frac{\delta T_r}{\delta t} = \frac{T_r^{t+1} - T_r^t}{\delta t} \quad \text{(IV-87)}$$

Avec (IV-84)=(IV-87), il vient naturellement :

$$T_r^{t+1} = ((\text{IV}84))^t \ \delta t + \ T_r^t \quad \text{(IV-88)}$$

$$\frac{\delta\alpha_r}{\delta t} = A_1 \frac{\delta T_r}{\delta t} + B_1 \quad \text{(IV-89)}$$

Soit :

$$\alpha_r^{t+1} = A_1 T_r^{t+1} + B_2 \quad \text{(IV-90)}$$

avec $A_1 = \frac{\alpha_r^t}{r_{gp}\, T_r^t(\rho_l - \rho_v)}\left(\frac{\delta P_r}{\delta T_r}\Big|_{sat} - \frac{P_r}{T_r}\right)$; $B_1 = -\frac{\dot{m}}{\Omega_r(\rho_l - \rho_v)}$; $B_2 = B_1\delta t - A_1 T_r^t$.

Et :

$$\dot{m}^* = C_1 \frac{\delta T_r}{\delta t} + C_2 = C_3 T_r^{t+1} + C_4 \quad \text{(IV-91)}$$

avec : $C_1 = \Omega_r \rho_l A_1$, $C_2 = \rho_v B_1$, $C_3 = \frac{C_1}{\delta t}$, $C_4 = C_2 - C_1 \frac{T_r^t}{\delta t}$.

L'algorithme suit les étapes suivantes :

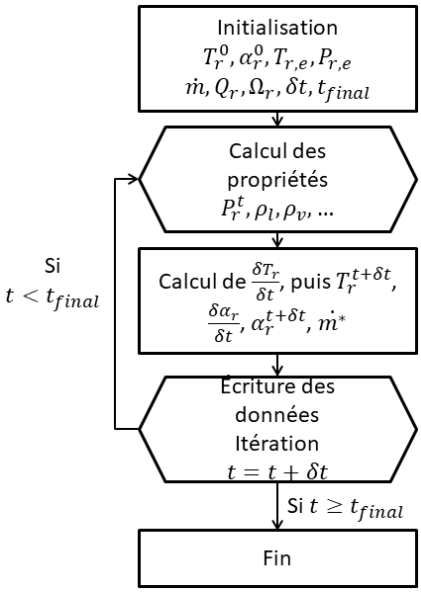


Figure J-2 Algorithme de résolution pour un réservoir

J-5 Modélisation de deux réservoirs

Afin de dimensionner les réservoirs de l'expérience plusieurs approches sont possibles. Le réservoir amont est dénoté 1 et le réservoir aval 2.

1. Approche sans pertes

Dans cette approche on considère les réservoirs comme étant à la même hauteur, on choisit un débit massique, un réservoir se vide et remplit le second et les conditions d'un réservoir sont utilisées comme conditions de l'autre.

$T_{r,e,1} = T_{r,2}$, $T_{r,e,2} = T_{r,1}$, $P_{r,e,1} = P_{r,2}$, $P_{r,e,2} = P_{r,1}$

2. Approche avec pertes

Dans la seconde approche on considère deux réservoirs, possiblement à des hauteurs différentes, reliés par une conduite avec un fluide uniquement monophasique. On impose à nouveau un débit massique $\dot{m}$ qui peut être issu d'une puissance injectée $\dot{m} = \frac{Q}{L_v}$ et on considère le fluide déjà en mouvement du réservoir amont (donc $\dot{m} < 0$) vers le réservoir aval pour lequel $\dot{m} > 0$.

On applique l'équation de Bernoulli entre $P_{r,e,1}$ et $P_{r,e,2}$:

$$\frac{v_{r,e,1}^2}{2g} + z_{r,e,1} + \frac{P_{r,e,1}}{\rho_f g} = \frac{v_{r,e,2}^2}{2g} + z_{r,e,2} + \frac{P_{r,e,2}}{\rho_f g} + dH_{charge}$$

On fait l'hypothèse d'une force motrice nulle (le fluide est déjà en mouvement), les conduites ont la même section, les propriétés du fluide dans la section sont calculées à $T_f = T_{fluide} = \frac{T_{r,e,1}+T_{r,e,2}}{2}$ et le fluide est incompressible $\rho_f = \rho_{r,e,1} = \rho_{r,e,2}$, il n'y a pas de fuite d'où :

$$\dot{m} = \dot{m_{r,e,1}} = \dot{m_{r,e,2}}$$

$$==> \quad v_{r,e,1} = v_{r,e,2} = v$$

$$z_{r,e,1} + \frac{P_{r,e,1}}{\rho_f g} = z_{r,e,2} + \frac{P_{r,e,2}}{\rho_f g} + dH_{charge}$$

$$P_{r,e,1} - P_{r,e,2} = \rho_f g\left(z_{r,e,2} - z_{r,e,1}\right) + dH_{charge} \qquad \text{(IV-92)}$$

avec en l'absence de force motrice dH_{charge} qui vaut uniquement la somme des pertes de charges. On considère uniquement une conduite rectiligne de longueur L et de diamètre hydraulique D_h :

$$dH_{charge} = \varepsilon \frac{\mathrm{L}}{\mathrm{D_h}} \frac{\rho_f v^2}{2}$$

Avec le nombre de Reynolds = $R_e = \frac{\rho_f v\, D_h}{\mu}$:

Si $R_e > 2000$ dans le cadre d'une conduite parfaitement lisse on prend l'équation de Blasius $\varepsilon = 0.3164\, R_e^{-\frac{1}{4}}$.

Si $R_e < 2000$ on est en régime laminaire et pour une conduite lisse, $\varepsilon = \frac{64}{R_e}$, ce qui donne directement $dH_{charge} = \frac{128 L \dot{m} \mu}{\pi D_h^4 \rho_f}$.

Comme le fluide se déplace de 1 vers 2 :

$$\begin{cases} P_{r,e,1} = P_{r,1} + g\rho_{r,1} H^*_{r,1} \\ P_{r,e,2} = P_{r,e,1} - \rho_f g\left(z_{r,e,2} - z_{r,e,1}\right) - dH_{charge} \end{cases}$$

$$\begin{cases} P_{r,e,1} = P_{r,1} + g\rho_{r,1}\left(1 - \alpha_{r,1}\right) H_{r,1} \\ P_{r,e,2} = P_{r,e,1} - \rho_f g\left(z_{r,e,2} - z_{r,e,1}\right) - dH_{charge} \end{cases}$$

Concernant les pertes thermiques avec l'ambiance on les exprime tel que :

$$Q_{amb} = \dot{m}\overline{C_p}\left(T_{r,e,2} - T_{r,e,1}\right) = S_{ech}\, h_{amb}\left(T_{amb} - T_f\right)$$

$$\dot{m}\overline{C_p}\left(T_{r,e,2} - T_{r,e,1}\right) = S_{ech}\, h_{amb}\left(T_{amb} - \frac{\left(T_{r,e,1} + T_{r,e,2}\right)}{2}\right)$$

$$T_{r,e,2} = \frac{\left(\dot{m}\overline{C_p} T_{r,e,1} + S_{ech}\, h_{amb}\left(T_{amb} - \frac{T_{r,e,2}}{2}\right)\right)}{\dot{m}\overline{C_p} + S_{ech}\frac{h_{amb}}{2}}$$

avec S_{ech} la surface d'échange entre ma conduite et l'ambiance à T_{amb}et h_{amb} le coefficient d'échange convectif entre la conduite et l'ambiance.

$$\begin{cases} P_{r,e,1} = P_{r,1} + g\rho_{r,1}(1-\alpha_{r,1})H_{r,1} \\ P_{r,e,2} = P_{r,e,1} - \rho_f g(z_{r,e,2} - z_{r,e,1}) - dH_{charge} \\ T_{r,e,2} = \dfrac{\left(\dot{m}\overline{C_p}T_{r,e,1} + S_{ech}\, h_{amb}\left(T_{amb} - \dfrac{T_{r,e,2}}{2}\right)\right)}{\dot{m}\overline{C_p} + S_{ech}\dfrac{h_{amb}}{2}} \end{cases} \quad \text{(IV-93)}$$

Ainsi avec (IV-93), on peut déterminer $P_{r,e,1}$ en fonction des conditions dans le réservoir amont, puis les conditions d'entrée ($P_{r,e,2}$ et $T_{r,e,2}$) dans le réservoir aval.

L'algorithme présenté en Figure J-2 reste valable avec le calcul des pertes dans les conduites et s'effectue après le calcul des propriétés, mais avant le calcul dans les réservoirs et en commençant par le réservoir 1.

3. Approche avec pertes et vaporisation

La dernière approche pourrait permettre une modélisation du système expérimental en considérant une mèche poreuse entre les deux réservoirs. Cette mèche poreuse fournirait la force motrice et le débit produit y serait calculé de la même manière que précédemment. Toutefois, cela demande de définir un milieu poreux avec ses caractéristiques mais également de travailler avec une conduite vapeur jusqu'au réservoir aval. Le modèle de réservoir présenté ci-dessus ne considérant qu'une conduite monophasique liquide, c'est la seconde approche qui est utilisée pour modéliser le comportement de deux réservoirs reliés entre eux et dont les résultats sont présentés dans la Partie II.II.3.e) p80.

Annexe K Sécurité de l'installation

L'utilisation de ce dispositif expérimental pour la campagne de mesure est soumise à l'approbation du responsable Sécurité du Laboratoire. Pour cela, certaines mesures de sécurités ont été mises en place et ce depuis la conception de l'expérience :

- Limitation du risque de brulure par utilisation d'un fluide se vaporisant à 34 °C à pression atmosphérique, capotage plexiglass autour de l'évaporateur dans le support gyroscopique, vitre d'isolation thermique, protection logicielle pour toute température dépassant celle de consigne (ex : 60 °C), signalétique adaptée .
- Limitation du risque électrique par isolation des pistes électriques du reste des éléments métallique, via l'utilisation de vis en nylon, de scotch d'isolation, d'un capotage plexiglass, de fiche électrique de sécurité, mise à la masse du système, protection différentielle, arrêt coup de poing, utilisation d'un fluide diélectrique, formation d'habilitation électrique, signalétique .

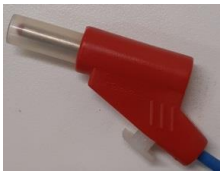


Figure K-1 Fiche de sécurité électrique

- Limitation des risques de chocs et d'écrasements par application du protocole et l'interdiction de manipuler le bâti pour effectuer les rotations seuls, interdiction de se déplacer sous le bâti, signalétique . Le maintien en position du bâti est réalisé via des vis, seul une manipulation volontaire ou la casse de ces vis peut occasionner un mouvement et un risque de l'ensemble.
- Risque de chute limité par confinement des câbles dans des régions spécifiques de la pièce. Des vannes 3 voies servent à fermer le circuit hydraulique lors de la non-utilisation de la manipulation et ainsi éviter, en cas de rupture d'un des raccords, le risque d'une flaque pouvant provoquer une chute.
- Limitation du risque chimique par l'utilisation du HFE 700, non corrodant, dont la fiche sécurité est disponible en annexe. Limitation du risque toxique (par un dégagement de fumée si le chauffage est trop important) par ventilation de la salle et une température maximale de sécurité mesurée basse (ex : 60 °C). Enfin, le fluide n'est pas un combustible mais un extincteur CO2 est disponible à 10 m.

Annexe L Protocole Expérimental

A- <u>Première utilisation : Vérification des outils</u>

a. Vérification de la non-mise sous tension de tous les éléments
b. Vérification du bon maintien du bâti dans sa position actuelle. Si 5 (Protocole d'arrêt) a été effectuée cela correspond aux angles : 0° 0°.
c. Vérification du serrage du capot de l'évaporateur (entre 0.45 et 0.5 mm de jeu sur les côtés) pour éviter des fuites et la rupture de la vitre.
d. Vérification de la non-continuité électrique entre le capot de l'évaporateur et l'alimentation électrique
e. Vérification du branchement des thermocouples
f. Vérification de l'étanchéité du circuit hydraulique et ouverture des vannes
g. Mise en route des bains thermostatés à une température comprise entre 25 °C (Plus chaude que l'ambiance) et 30 °C
h. Si besoin après quelques minutes, effectuer un dégazage des incondensables dans les ballons
i. Mise en contact des pièces de contacts électriques avec l'ITO
j. Vérification de la non-continuité électrique entre le capot de l'évaporateur et l'alimentation électrique

B- <u>Mise en route (si A effectué) et première mesure</u>

a. Mise en position du bâti dans l'orientation voulue
    i. Procédure à effectuer accompagné d'une autre personne
    ii. Fermeture des vannes liquides
    iii. Vérification de la non-obturation de l'espace de rotation ou du blocage en rotation par les câbles
    iv. Dévissage puis retrait des béquilles de soutient
    v. En fonction de l'angle initial du bâti
        1. <u>Position verticale :</u>
            a. Les deux utilisateurs se placent de part et d'autre du bâti, alors qu'ils maintiennent le bâti d'une main, ils procèdent au déverrouillage du système en dévissant les deux vis de fixations
            b. Rotation du bâti : alors qu'un des deux utilisateurs se déplace sur le côté pour retenir le bâti, le second reste proche des paliers pour lire l'angle et insérer la première vis de fixation une fois l'angle voulu atteint
            c. Une fois la première vis de fixation mise en place, l'utilisateur fait le tour du bâti pour insérer la deuxième vis de fixation et ainsi verrouiller le système
        2. <u>Autres positions inclinées :</u>
            a. Un utilisateur se place proche du côté inclinée le plus en hauteur pour retenir le bâti dans sa position, le second utilisateur dévisse une vis de fixation puis fait le tour bâti pour dévisser la seconde
            b. Une fois le bâti libéré, rotation lente jusqu'à obtention de l'angle voulu.
            c. Alors qu'un utilisateur maintient le bâti en place, le second met en place les deux vis de fixations pour verrouiller le système.
    vi. Vérification de la fixation du bâti, de l'angle obtenu, des branchements électriques et des tuyaux d'alimentation en liquide.
    vii. Mise en place des béquilles de soutient
b. Branchement puis Allumage des différents équipements électroniques (**<u>en priorité</u>** le Daq d'acquisition avant l'alimentation)
c. Ouverture des vannes

d. Remplissage de l'évaporateur de liquide et positionnement des ballons
e. Branchement de l'alimentation électrique à l'évaporateur si non effectué
f. Ouverture des softs d'acquisitions caméras et du soft Labview : LHP
g. Sélection du nom du fichier résultat dans LHP ainsi que l'emplacement de sauvegarde
h. Sélection de la puissance à appliquer
    i. Si le couple tension / courant est inconnu alors procéder par plage jusqu'à obtention de la valeur voulue mais prendre garde à la redescente à la température initiale
    ii. Attendre le cas quasi-permanent
i. Début de l'acquisition
j. Fin de l'acquisition si l'un des cas suivants est rencontré :
    i. Vidange totale et cas permanent (observé par l'utilisateur)
    ii. Cas permanent (observé par l'utilisateur)
    iii. Température trop importante (asservit par ordinateur)
    iv. Réservoir amont proche de sa vidange (observé par l'utilisateur) (dans le cas extrême d'une vidange totale d'un réservoir cela provoque l'assèchement du matériau poreux et par conséquent une élévation de température qui est détecté par **iii**.)
    v. Mémoire saturée (bug informatique, arrêt de l'alimentation manuelle à faire)
    vi. Problèmes…
k. Vérification d'une consigne de courant nulle (bouton stop current, remise à 0V et 0A de la consigne avant de quitter le logiciel)

C- Mesures suivantes :

a. Dans le cas d'un réservoir amont proche de sa vidange, le remplir via le réservoir aval
b. Remplissage de l'évaporateur de liquide en prenant garde à bien évacuer les bulles de vapeur
c. Redescente en température du bâti jusqu'à son ancienne température initiale
d. Modification de la position du bâti si nécessaire (cf. point **B-a**)
e. Modification du nom du fichier de sauvegarde
f. Modification de la consigne de courant / puissance à appliquer si nécessaire
g. Reprendre aux points h-i et j du point **B.**
h. Reprendre au point **C-a** ou arrêter le système **(D Protocole d'arrêt)**

D- Protocole d'arrêt :

a. Vérification de l'arrêt de la consigne d'alimentation puis mise à 0 V et 0 A de la consigne
b. Si le courant est bien nul, après sauvegarde, extinction du matériel électronique et débranchement (évite d'éventuels surtension et l'endommagement des systèmes). On commence en **PRIORITE** par éteindre l'alimentation puis par la débrancher avant de s'occuper des autres équipements (évite de remettre une consigne différente de 0 W à l'alimentation lors du débranchement du Daq avant l'alimentation).
c. Remonter les pièces en contact avec l'ITO
d. Arrêt des bains thermostatés
e. Fermeture des vannes du circuit fluide
f. Remise en position de repos de l'orientation du bâti (angles 0° 0° ou 180°0°)
g. Si fluide absent de l'évaporateur, desserrage partiel du capot de l'évaporateur, sinon le laisser serrer pour éviter l'introduction d'incondensable.

Annexe M Fiches de Sécurité du HFE 7000

Le document présenté ci-après est disponible au téléchargement sur le site du fournisseur du fluide Novec (3m.com) dans la rubrique Novec 7000 tout comme des informations supplémentaires.

3M(TM)FLUIDE NOVEC(TM) 7000 (anciennement HFE-7000)

Fiche de données de sécurité

Copyright, 2018, Compagnie 3M Tous droits réservés. La copie et/ou le chargement de cette information dans le but d'utiliser correctement les produits 3M est autorisé à condition que (1) l'information soit copiée dans sa totalité, sans aucun changement, sauf accord écrit préalable 3M, et (2) ni la copie, ni l'original ne soit revendu ou distribué autrement avec l'intention d'en tirer un quelconque profit.

Référence FDS:	16-2638-1	**Numéro de version:**	4.03
Date de révision:	03/04/2018	**Annule et remplace la version du :**	11/01/2016

Numéro de version Transport:

Cette fiche de données de sécurité est conforme au règlement REACH n° 1907/2006 et à ses modifications.

1. IDENTIFICATION DE LA SUBSTANCE / DU MELANGE ET DE LA SOCIETE / ENTREPRISE

1.1 Identification de la substance ou du mélange:
3M(TM)FLUIDE NOVEC(TM) 7000 (anciennement HFE-7000)

N° enregistrement REACH	Numéro CAS	Numéro CE	Désignation ingrédient
01-0000020246-76-0000	375-03-1	ELINCS 484-450-7	Ether de méthyle et de perfluropropyle

Numéros d'identification de produit
98-0212-2970-7 98-0212-2971-5

7100003719 7100003724

1.2. Utilisations identifiées pertinentes de la substance ou du mélange et utilisations déconseillées:

- **Utilisations identifiées:**
Pour usage industriel exclusivement. Ne doit pas être utilisé pour un usage médical ou pharmaceutique.

1.3. Details du fournisseur de la fiche de données de sécurité

ADRESSE: 3M France, Boulevard de l'Oise, 95006 Cergy-Pontoise Cedex
Téléphone: 01 30 31 61 61
E-mail: tfr@mmm.com
Site internet htpp://3m.quickfds.com

1.4 Numéro d'appel d'urgence:
Téléphone ORFILA: 01.45.42.59.59

2. IDENTIFICATION DES DANGERS

2.1. Classification de la substance ou du mélange:
Règlement Européen CLP N° 1272/2008/CE

CLASSIFICATION:
Ce produit n'est pas classé comme dangereux conformément au règlement (CE) n ° 1272/2008, tel que modifié, relatif à la classification, l'étiquetage et l'emballage des substances et des mélanges.

Page: 1 de 10

2.2. Eléments de l'étiquette
Règlement Européen CLP N° 1272/2008/CE
Ne s'applique pas.

Ingrédients :

Ingrédient	Numéro CAS	EC No.	% par poids
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	484-450-7	> 99,5

2.3 .Autres dangers

Inconnu

3. COMPOSITION / INFORMATIONS SUR LES COMPOSANTS

Ingrédient	Numéro CAS	EC No.	REACH Registration No.	% par poids	Classification
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	ELINCS 484-450-7		> 99,5	Substance avec une limite d'exposition

Voir en section 16 pour le texte complet des phrases H de cette section.

Pour les informations relatives aux valeurs limites d'exposition des ingrédients ou au statut PBT ou vPvB, consulter les sections 8 et 12 de cette Fiche de Données de Sécurité.

4. PREMIERS SOINS

4.1. Description des premiers secours:

Inhalation:
Transporter la personne à l'air frais. Si vous êtes concernés, consulter un médecin.

Contact avec la peau:
Laver avec du savon et de l'eau. Si des signes / symptômes se développent consulter un médecin.

Contact avec les yeux:
Rincer avec de grandes quantités d'eau. Enlever les lentilles de contact si la victime en porte et si elles peuvent être facilement enlevées. Continuer à rincer. Si les symptômes persistent, consulter un médecin.

En cas d'ingestion:
Aucun premier secours n'est anticipé.

4.2. Symptômes et effets principaux, aigus et différés:
Voir en section 11.1: information sur les effets toxicologiques.

4.3. Indication des soins médicaux immédiats et traitements particuliers nécessaires:
Non applicable

5. MESURES DE LUTTE CONTRE L'INCENDIE

5.1. Moyens d'extinction:
Non combustible. Utiliser un matériau approprié pour cerner le feu.

5.2. Dangers particuliers résultant de la substance ou du mélange:
L'exposition à des températures extrêmes peut entrainer une décomposition thermique. Voir chapitre 10, stabilité et réactivité.

Décomposition dangereuse ou sous-produits

Substance	Condition
Monoxyde de carbone	Pendant la combustion.
Dioxyde de carbone	Pendant la combustion.

5.3. Conseils aux pompiers:
En cas d'incendie grave et si le produit peut se décomposer thermiquement totalement, porter un vêtement de protection intégral comprenant : casque, système de protection respiratoire autonome avec adduction d'air créant une pression positive à l'intérieur du casque, tablier et pantalon et manches resserrées autour des bras et des jambes, masque facial et chasuble pour protéger la tête.

6. Mesures à prendre en cas de dispersion accidentelle

6.1. Précautions individuelles, équipement de protection et procédures d'urgence:
Ventiler la zone. En cas déversement important dans des zones confinées, apporter une ventilation mécanique pour disperser ou extraire les vapeurs selon les bonnes pratiques HSE.

6.2. Précautions pour la protection de l'environnement:
Eviter le rejet dans l'environnement. Consulter les instructions En cas de renversements importants, couvrir les évacuations et construire des digues pour éviter l'écoulement du produit dans les égouts ou les cours d'eau.

6.3. Méthodes et matériel de confinement et de nettoyage:
Contenir le renversement. Couvrir avec un matériau absorbant inorganique. Récupérer le matériau répandu. Mettre dans un récipient fermé. Récupérer les résidus contenant la solution. Nettoyer les résidus avec un solvant approprié sélectionné par des personnes compétentes. Ventiler la zone. Lire et suivre les précautions d'emploi sur l'étiquette et la fiche de sécurité du solvant. Fermer le récipient. Éliminer le produit collecté dès que possible conformément aux règlementations locales / régionales / nationales / internationales applicables

6.4. Références à d'autres sections:
Se référer à la section 8 et à la section 13 pour plus d'informations

7. Manipulation et stockage

7.1. Précautions à prendre pour une manipulation sans danger:
Le contenu peut être sous pression: ouvrir avec précaution. Eviter l'inhalation des produits de décomposition thermique. Pour usage professionnel/industriel uniquement. Eviter le rejet dans l'environnement. Consulter les instructions Éviter tout contact avec des agents oxydants (par exemple: Chlore, l'acide chromique, etc)

7.2. Conditions d'un stockage sûr, y compris d'éventuelles incompatibilités:
Stocker dans un endroit bien ventilé. Stocker à une température ne dépassant pas 38°C/100°F Stocker à l'écart des acides. Stocker à l'écart des bases fortes. Stocker à l'écart des agents oxydants.

7.3. Utilisation(s) finale(s) particulière(s):
Pour plus d'informations: voir section 7.1 et 7.2 pour des recommandations de manutention et de stockage. Voir section 8 pour les contrôles d'exposition et les recommandations de protection individuelle.

8. Contrôles de l'exposition/protection individuelle

8.1. Valeurs limites d'exposition:

Limites d'exposition professionnelle
Si un composant est divulgué à l'article 3, mais n'apparaît pas dans le tableau ci-dessous, une limite d'exposition professionnelle n'est pas disponible pour le composant.

Ingrédient	Numéro CAS	Agence:	Type de limite	Informations complémentaires:
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	Déterminé par le fabricant	VLEP ::250 ppm	

VLEPs France : France. Valeurs Limites d'Exposition Professionnelle (VLEP) aux agents chimiques en France (INRS, ED 984)
VLEP
Valeurs limites de moyenne d''exposition
/

Valeurs limites biologiques
Il n'existe pas de limites biologiques pour les composants listés à la section 3 de cette fiche de données de sécurité.

8.2. Contrôles de l'exposition:

8.2.1. Contrôles techniques appropriés
Fournir une ventilation extractive appropriée sur les récipients ouverts. Fournir une ventilation locale appropriée quand le produit est chauffé. Utiliser une ventilation générale et/ou une ventilation extractive locale pour maintenir les expositions à l'air en dessous des valeurs limites d'exposition et/ou contrôler la poussière / fumées /gaz / brouillards / vapeurs / aérosols. Si la ventilation n'est pas appropriée, utiliser une protection respiratoire.

8.2.2. Mesures de protection individuelle, telles que les équipements de protection individuelle (EPI)

Protection des yeux/du visage:

Sur la base des résultats d'évaluation de l'exposition, sélectionner et utiliser une protection des yeux / du visage pour éviter tout contact. La protection des yeux / du visage suivante est recommandée:
Lunettes de sécurité avec protection latérale.

Normes applicables / Standards
Utiliser une protection oculaire conforme à l'EN 166.

Protection de la peau/la main
Pas de gants de protection chimique sont requises

Protection respiratoire:

Lors du chauffage :

Utiliser un appareil respiratoire avec adduction d'air s'il y a un risque de sur-exposition dans le cas d'un rejet incontrôlé ou si les niveaux d'exposition sont inconnus ou dans toutes autres circonstances où les systèmes respiratoires purificateurs ne procurent pas une protection adéquate.

9. PROPRIETES PHYSIQUES ET CHIMIQUES

9.1. Informations sur les propriétés physiques et chimiques essentielles:

Etat physique:	Liquide
Aspect physique spécifique::	Liquide
Apparence/odeur:	Liquide incolore, légère odeur d'éther
Valeur de seuil d'odeur	*Pas de données de tests disponibles.*
pH	*Non applicable.*
Point/intervalle d'ébullition:	34 °C
Point de fusion:	-122,5 °C
Inflammabilité (solide, gaz):	Non applicable.

Dangers d'explosion:	Non classifié
Propriétés comburantes:	Non classifié
Point d'éclair:	Pas de point d'éclair
Température d'inflammation spontanée	415 °C
Limites d'inflammabilité (LEL)	Aucune détectée
Limites d'inflammabilité (UEL)	Aucune détectée
Pression de vapeur	53 728,8 Pa [@ 20 °C]
Densité relative	1,41 [*Réf. Standard* :Eau = 1]
Hydrosolubilité	Négligeable
Solubilité (non-eau)	*Pas de données de tests disponibles.*
Coefficient de partage n-octanol / eau	*Pas de données de tests disponibles.*
Taux d'évaporation:	*Pas de données de tests disponibles.*
Densité de vapeur	0,51 [@ 25 °C]
Température de décomposition	*Non applicable.*
Viscosité	0,00047 Pa.s
Densité	1,41 g/ml

9.2. Autres informations:

Composés Organiques Volatils	1 410 g/l
Masse moléculaire:	*Pas de données de tests disponibles.*
Teneur en matières volatiles:	100 %

10. STABILITE ET REACTIVITE

10.1 Réactivité:
Ce produit peut être réactif avec certains agents sous certaines conditions - voir les autres rubriques de cette section.

10.2 Stabilité chimique:
Stable.

10.3. Possibilité de réactions dangereuses:
Une polymérisation dangereuse ne se produira pas.

10.4. Conditions à éviter:
Non applicable

10.5 Matériaux à éviter:
Acides forts
Bases fortes
Agents oxydants forts.

10.6. Produits de décomposition dangereux:

Substance	Condition
Fluorure de carbonyle	aux températures élevées - Des conditions extrêmes de chaleur
Fluorure d'hydrogène	aux températures élevées - Des conditions extrêmes de chaleur
Vapeur toxique, gaz, particule.	aux températures élevées - Des conditions extrêmes de chaleur

Regarder section 5.2 pour les produits de décomposition pendant la combustion

Si le produit est soumis à des températures extrêmes suite à une mauvaise utilisation ou à une défaillance d'équipement, il peut se décomposer en émettant des produits toxiques tels que l'acide fluorhydrique et le perfluoroisobutylène. Dans les

situations où l'on a une montée extrême de la température comme une mauvaise utilisation ou un défaut d'équipement du fluorure d'hydrogène (produit de décomposition) peut être généré.

11. INFORMATIONS TOXICOLOGIQUES

Il est possible que les informations suivantes ne correspondent pas à la classification de documents de l'UE dans la section 2 et / ou les classifications de certains ingrédients dans la section 3 si les classifications de certains ingrédients sont attribuées par une autorité compétente. En outre, les données dans le section 11 sont fondées sur les règles de classifications selon SGH UN et selon les classifications dérivées d'avis 3M.

11.1. Informations sur les effets toxicologiques:

Les signes et symptômes d'exposition

Sur la base de données de tests et/ou d' informations sur les composants, ce produit peut provoquer les effets suivants sur la santé:

Inhalation:
Aucun effet sur la santé connu.

Contact avec la peau:
Une irritation significative de la peau est peu probable en cas de contact, pendant l'utilisation du produit.

Contact avec les yeux:
Une irritation significative des yeux est peu probable en cas de contact, pendant l'utilisation du produit.

Ingestion:
Aucun effet sur la santé connu.

Données toxicologiques
Si un composant est listé en section 3 mais n'apparait pas dans une table ci-dessous, soit aucune donnée n'est disponible pour ce danger, soit les données ne sont pas suffisantes pour établir une classification.

Toxicité aigue

Nom	Route	Organisms	Valeur
Ether de méthyle et de perfluropropyle	Inhalation - Vapeur (4 heures)	Souris	LC50 820 mg/l
Ether de méthyle et de perfluropropyle	Ingestion	Rat	LD50 > 2 000 mg/kg

TAE = Toxicité Aigue Estimée

Corrosion / irritation cutanée

Nom	Organisms	Valeur
Ether de méthyle et de perfluropropyle	Lapin	Aucune irritation significative

Lésions oculaires graves / irritation oculaire

Nom	Organisms	Valeur
Ether de méthyle et de perfluropropyle	Lapin	Aucune irritation significative

Sensibilisation de la peau

Nom	Organisms	Valeur
Ether de méthyle et de perfluropropyle	Souris	Non-classifié

Sensibilisation des voies respiratoires
Pour le composant/les composants, soit aucune donnée n'est disponible pour ce danger, soit les données ne sont pas suffisantes pour établir une classification.

Mutagénicité cellules germinales

Nom	Route	Valeur
Ether de méthyle et de perfluropropyle	In vitro	Non mutagène

Cancérogénicité
Pour le composant/les composants, soit aucune donnée n'est disponible pour ce danger, soit les données ne sont pas suffisantes pour établir une classification.

Toxicité pour la reproduction

Effets sur la reproduction et / ou sur le développement
Pour le composant/les composants, soit aucune donnée n'est disponible pour ce danger, soit les données ne sont pas suffisantes pour établir une classification.

Organe(s) cible(s)

Toxicité pour certains organes cibles - exposition unique
Pour le composant/les composants, soit aucune donnée n'est disponible pour ce danger, soit les données ne sont pas suffisantes pour établir une classification.

Toxicité pour certains organes cibles - exposition répétée

Nom	Route	Organe(s) cible(s)	Valeur	Organisms	Test résultat	Durée d'exposition
Ether de méthyle et de perfluropropyle	Inhalation	rénale et / ou de la vessie	Certaines données positives existent, mais ces données ne sont pas suffisantes pour justifier une classification.	Rat	NOAEL 82 mg/l	30 jours
Ether de méthyle et de perfluropropyle	Inhalation	sang | Foie | Coeur | Système endocrine | système hématopoïétique | Système nerveux | système respiratoire	Non-classifié	Rat	NOAEL 246 mg/l	30 jours

Danger par aspiration
Pour le composant/les composants, soit aucune donnée n'est disponible pour ce danger, soit les données ne sont pas suffisantes pour établir une classification.

Contacter l'adresse ou le numéro de téléphone indiqué sur la première page de la FDS pour informations toxicologiques sur cette matière et / ou de ses composants.

12. INFORMATIONS ECOLOGIQUES

Il est possible que les informations suivantes ne correspondent pas à la classification de documents de l'UE dans le section 2 et / ou les classifications de certains ingrédients dans le section 3 si les classifications de certains ingrédients sont attribuées par une autorité compétente. En outre, les données dans le section 12 sont fondées sur les règles de classification selon SGH UN et selon les classifications dérivées d'avis 3M.

12.1 Toxicité:

Aucun test sur le produit disponible

3M(TM)FLUIDE NOVEC(TM) 7000 (anciennement HFE-7000)

Matériel	N° CAS	Organisme	type	Exposition	Test point final	Test résultat
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	puce d'eau	expérimental	48 heures	Effet concentration 50%	>100 mg/l
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	poisson zèbre	expérimental	96 heures	Concentration léthale 50%	>100 mg/l
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	Algues vertes	expérimental	48 heures	Effet concentration 50%	>100 mg/l

12.2 Persistance et dégradabilité:

Matériel	N° CAS	Type de test	Durée	Type d'étude	Test résultat	Protocole
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	expérimental Photolyse		Demi-vie photolytique (dans l'air)	7.45 Années (t 1/2)	Autres méthodes
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	expérimental Biodégradation	28 jours	Demande biologique en oxygène	45 % en poids	OCDE 301D

12.3. Potentiel de bioaccumulation:

Matériel	N° CAS	Type de test	Durée	Type d'étude	Test résultat	Protocole
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	expérimental Bioconcentratie		Lod du Coefficient de partage octanol/eau	3.53	Autres méthodes

12.4. Mobilité dans le sol:
Contacter le fournisseur pour plus d'informations.

12.5. Résultats de l'évaluation PBT et vPvB:

Pas de données de tests disponibles à l'heure actuelle, contacter le fournisseur pour plus d'informations.

12.6. Autres effets néfastes:

Matériel	N° CAS	Potential d'appauvrissement de la couche d'ozone	Potentiel de réchauffement global
Ether de méthyle et de perfluropropyle	375-03-1	0	

13. CONSIDERATIONS RELATIVES A L'ELIMINATION

13.1. Méthode de traitement des déchets:
Voir en section 11.1: information sur les effets toxicologiques.

Eliminer les déchets dans une installation de déchets industriels autorisés. Les produits de combustion contiendront du HF. L'installation doit être capable de traiter les matériaux halogénés. Les produits de combustion comprendront l'acide halogénique (HCl / HF / HBr). L'installation doit être capable de traiter les matériaux halogénés. Les contenants vides et propres peut être disposé comme des déchets non-dangereux. Consultez votre réglementation spécifique et les fournisseurs de services afin de déterminer les options disponibles et les exigences.

Le code déchets est basé sur l'application du produit par le client.Puisque cet aspect est hors de contrôle 3M, aucun code déchets pour les produits après utilisation ne sera fourni. Merci de vous référer au Code Déchets Européen (EWC-2000/532/CE et ses amendements) pour attibuer le code déchets correct à votre propre résidu. Assurez vous d'être en conformité avec les réglementations nationales et/ou locales applicables et utilisez toujours un opérateur de traitement des

déchets agrée.

Code déchets EU (produit tel que vendu)

070103*	Solvants, liquides de lavage et liqueurs mères organiques halogénés.
14 06 02*	Autres solvants et mélanges de solvants halogénés.

14. INFORMATIONS RELATIVES AU TRANSPORT

98-0212-2970-7, 98-0212-2971-5

Non règlementé pour le transport

15. INFORMATIONS REGLEMENTAIRES

15.1. Législations spécifiques relatives à la sécurité, santé et réglementations environnementales de la substance ou du mélange

Statut des inventaires

Contacter le fournisseur pour plus d'informations. Les composants de ce produit sont conformes à l'inventaire Chemical Control Act Coréen. Pour de plus amples informations veuillez contacter la division de ventes. Les composants de ce produit sont en conformité avec les dispositions du "Japan Chemical Substance Control Law. Certaines restrictions peuvent s'appliquer . Contacter la division de vente pour plus d'informations. Les composants de ce produit sont conformes avec la réglementation des Philippines RA 6969. Certaines restrictions peuvent s'appliquer. Les composants de ce produit sont conformes aux exigences de notification chimique du TSCA. Ce produit est conforme aux mesures sur la gestion environnementale des nouvelles substances chimiques . Tous les ingrédients sont listés ou exemptés de l'inventaire Chinois IECSC .

Tableau des maladies professionnelles

32	Affections professionnelles provoquées par le fluor, l'acide fluorhydrique et ses sels minéraux
84	Affections engendrées par les solvants organiques liquides à usage professionnel : hydrocarbures liquides aliphatiques ou cycliques saturés ou insaturés et leurs mélanges ; hydrocarbures halogénés liquides ; dérivés nitrés des hydrocarbures aliphatiques ; alcools ; glycols, éthers ; diméthylformamide et dimétylacétamine ; acétonitrile et propionitrile ; pyridine ; diméthylsulfone et diméthylsulfoxyde.

15.2. Evaluation de la Sécurité Chimique

Une évaluation de la sécurité chimique a été réalisée pour cette substance / ce mélange conformément au règlement (CE) n ° 1907/2006, tel que modifié.

16. AUTRES INFORMATIONS

Raison de la révision:

Section 1: désignation commerciale du produit. - L'information a été modifiée.
Section 1: Numéro d'enregistrement REACH - L'information a été modifiée.
Section 01: N° d'identification SAP - L'information a été ajoutée.
Section 1: Information "Utilisations déconseillées" - L'information a été supprimée.
CLP: Tableau ingrédient - L'information a été ajoutée.
Section 3 : Composition / Information des ingrédients - L'information a été ajoutée.
Section 3 : Composition / Information des ingrédients - L'information a été supprimée.
Section 6: Rejet accidentel de nettoyage (Information) - L'information a été modifiée.
Section 6: Rejet accidentel personal (Information) - L'information a été modifiée.
Section 7: Précautions de la manipulation (Information) - L'information a été modifiée.
Section 9: Description de la propriété pour les propriétés optionnelles - L'information a été modifiée.
Section 9: Densité de vapeur (valeur) - L'information a été modifiée.
Section 11: Tableau Sensibilisation de la peau - L'information a été modifiée.

Section 11: Tableau Organes Cibles - exposition répétée - L'information a été modifiée.
12. INFORMATIONS ECOLOGIQUES - L'information a été modifiée.
Quand il n'y a pas de dates - aucunes données est affichées - L'information a été supprimée.
Section 13 : information codes déchets UE - L'information a été modifiée.
Section 13: Phrase générale - Catégorie déchets GHS - L'information a été modifiée.
Section 15: Evaluation de la sécurité chimique - L'information a été modifiée.
Section 15 : Tableau des maladies professionelles. - L'information a été modifiée.
Section 15: Régulations - Inventaires - L'information a été modifiée.

Les renseignements contenus dans cette fiche de données de sécurité sont basés sur l'état actuel de nos connaissances relatives au produit concerné , à la date indiquée. Ils sont donnés de bonne foi. L'attention des utilisateurs est en outre attirée sur les risques éventuellement encourus lorsqu'un produit est utilisé à d'autres usages que ceux pour lesquels il est conçu. Elle ne dispense en aucun cas l'utilisateur de connaitre et d'appliquer l'ensemble des textes réglementaires applicables à son activité. Nous ne sommes pas responsables pour quelconque dommage (matériel et immatériel aussi bien que direct et indirect) qui est la conséquence d'un usage qui n'est pas en accord avec les notices d'utilisation et les recommandations qui se trouvent dans la fiche de données de sécurité.

Les FDS de 3M en France sont disponibles sur le site www.3m.fr

Annexe N Discussion à propos de l'équation (III-29)

Dans la Partie III.Chapitre IV, lors de la présentation du modèle réseau de pores, on indique utiliser l'équation (III-29) rappelée ci-dessous :

$$Q_{evap,gw} = \left(-\lambda_l^{eff} \nabla T\right).n = L_v \rho_l U_l .n = L_v \frac{\dot{m}_{grooves-wick}}{S}$$

pour calculer le débit vaporisé à l'interface liquide-vapeur de l'interface entre la mèche et le canal vapeur.

Dans le cas d'une interface liquide-vapeur située dans la mèche on utilise l'équation (III-44) :

$$Q_{evap,IF} = \left(-\lambda_l^{eff} \nabla T\right).n - \left(-\lambda_v^{eff} \nabla T\right).n = L_v \rho_l U_l .n = L_v \rho_v U_v .n = L_v \frac{\dot{m}_{IF}}{S}$$

et on indique par la suite ne pas tenir compte du terme conductif entre l'interface et la vapeur qui s'écrirait $(-\lambda_v \nabla T).n$ dans le cas d'une interface liquide-vapeur à l'interface entre la mèche et le canal vapeur car la vapeur y est considérée comme étant à saturation.

Toutefois, les résultats du modèle Comsol présenté dans la Partie III.V.1 ont montré que la température de la vapeur pouvait être bien supérieure à la température de saturation. Par conséquent, on peut légitimement s'interroger sur l'ajout du transfert thermique entre la paroi poreuse à saturation et la vapeur surchauffée pour le calcul du débit. Avant de se plonger dans la réflexion sur l'ajout de cet échange via un flux extrait de Comsol ou l'utilisation d'un des coefficients convectifs calculés par le modèle pour améliorer le calcul du débit, on peut s'interroger sur la proportion qu'un tel échange prendrait dans le calcul du débit.

En utilisant les résultats du modèle Comsol présenté dans la Partie III.V.1 p.219, il est possible de déterminer le flux vaporisé à l'interface grâce à la vitesse d'injection qui y est imposée via:

$$Q_{vapo} = L_v \dot{m_{vapo}} = L_v \int_0^{L_z} \int_0^{L_{xg}} u_{inj-bottom} \ \rho_v dxdz \ \ en\ y = 0 \qquad \text{(IV-94)}$$

ici pour la surface 5 de la Figure V-4, et de manière similaire pour la surface latérale quand les canaux sont construits dans la mèche.

En raison des conditions aux limites du modèle réseau de pores, ce flux vaporisé est donc égale au flux diffusif provenant de la mèche $\left(-\lambda_l^{eff} \nabla T\right).n$.

Via Comsol il est ensuite possible de déterminer le flux conductif à la surface provenant de la vapeur :

$$Q_{vapeur} = \int_0^{L_z} \int_0^{L_{xg}} (-\lambda_v \nabla T).n \, dxdz \ \ en\ y = 0 \qquad \text{(IV-95)}$$

ici pour la surface 5 de la Figure V-4, et de manière similaire pour la surface latérale quand les canaux sont construits dans la mèche.

Le ratio entre le flux provenant de la vapeur et le flux vaporisé Q_{vapeur}/Q_{vapo} pour les deux surfaces et les deux géométries est illustré sur la figure ci-dessous. On constate que pour les surfaces où les vitesses l'injection sont les plus importantes, que le ratio est inférieur à 1% et que celui-ci atteint 3% pour la surface vaporisant le moins de fluide dans le cas où les canaux sont construits dans la mèche.

Ces résultats tendent à montrer le caractère négligeable de l'apport d'énergie de la vapeur surchauffée vers la surface de vaporisation, pour le calcul du débit dans les cas permanent s étudiés, et à valider la formulation utilisée dans l'équation (III-29).

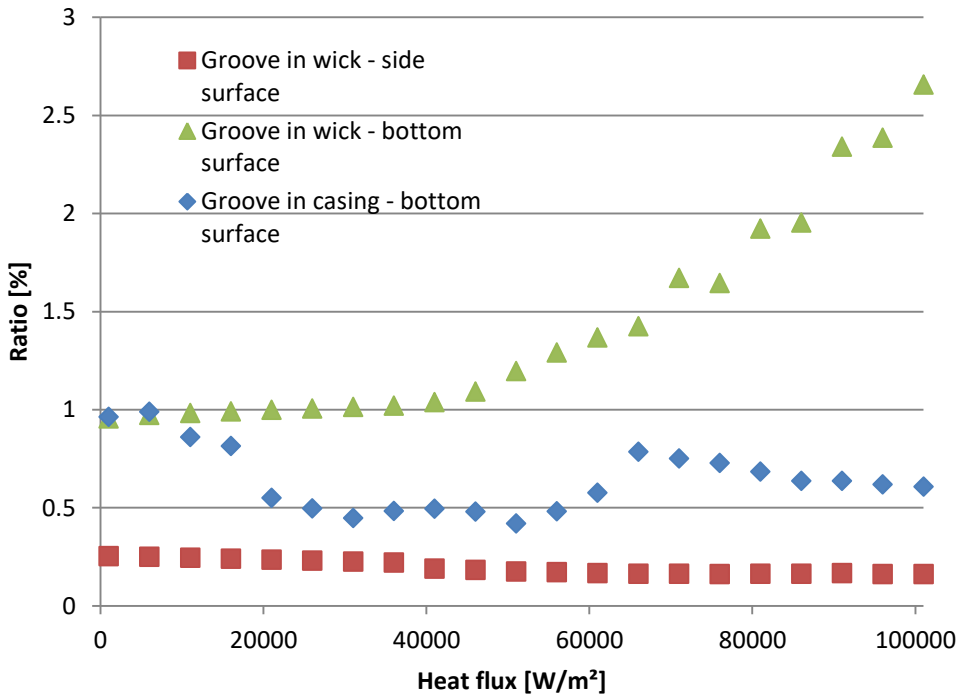


Figure N-1 Schéma du concept de l'expérience HKS

Annexe O Images complémentaires

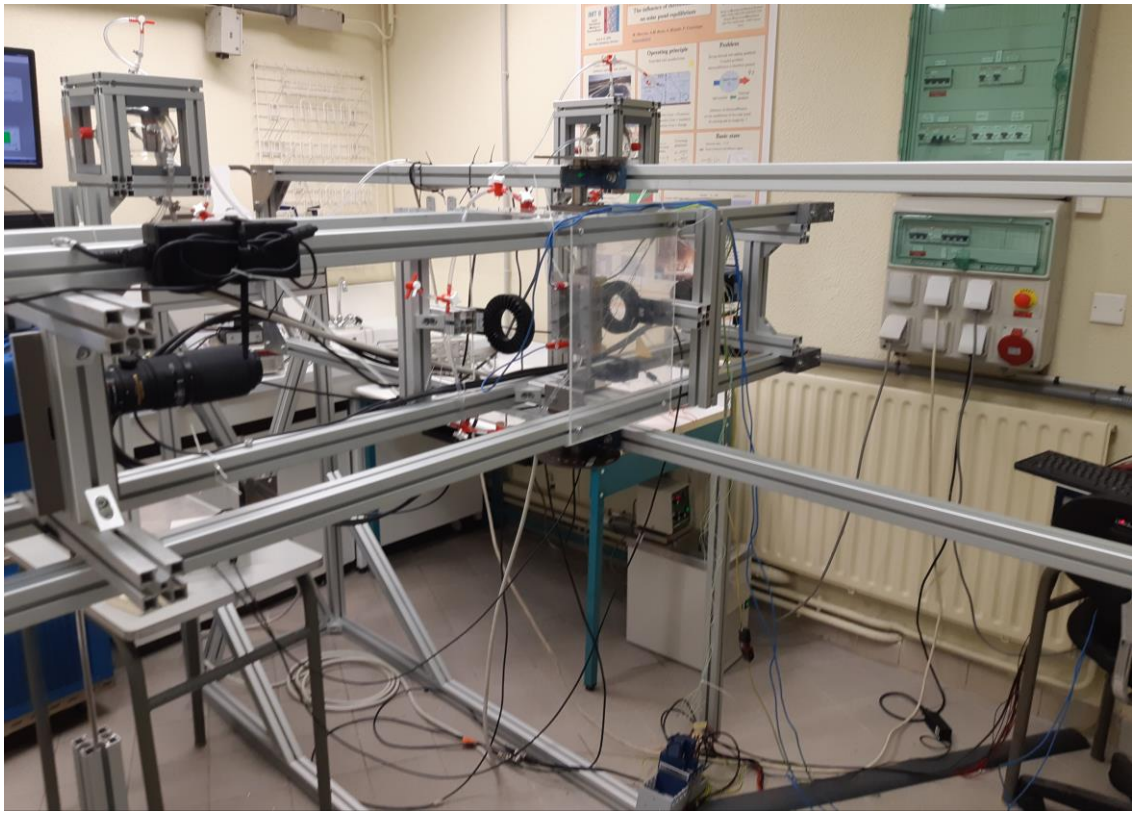


Figure O-1 Montage expérimental pour une rotation α=0, θ=-90°, sortie vapeur vers le haut

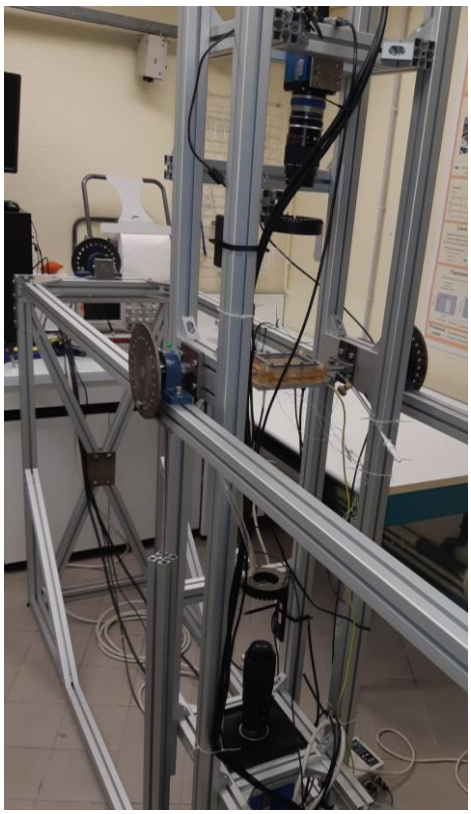


Figure O-2 Montage expérimental pour une rotation α=180, θ=0°

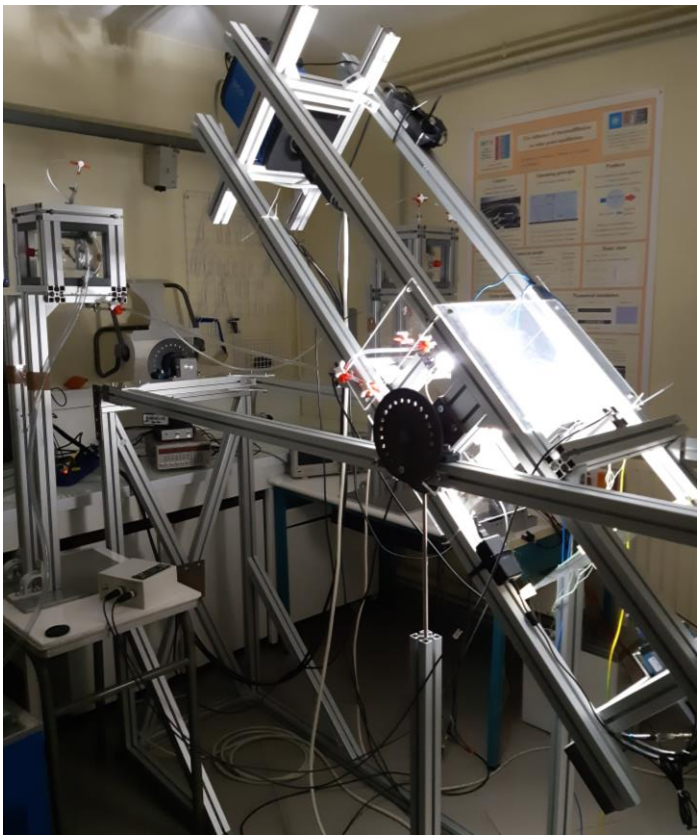


Figure O-3 Montage expérimental pour une rotation α=45, θ=0°



Figure O-4 Montage expérimental pour une rotation α=180, θ=-45°

Références

[1] C. Figus, “Changement de phase en milieu poreux. Application à l’étude d’un évaporateur capillaire,” Institut National Polytechnique de Toulouse, 1996.

[2] T. Coquard, “Transferts couplés de masse et de chaleur dans un élément d’évaporateur capillaire,” Institut National Polytechnique de Toulouse, 2006.

[3] C. Louriou, “Modélisation Instationnaire des Transferts de Masse et de Chaleur au sein des Évaporateurs Capillaires,” Institut National Polytechnique de Toulouse, 2010.

[4] L. Mottet, “Simulations of heat and mass transfer within the capillary evaporator of a two-phase loop,” Institut National Polytechnique de Toulouse, 2016.

[5] V. Ayel, L. Lachassagne, Y. Bertin, C. Romestant, and D. Lossouarn, “Experimental analysis of a capillary pumped loop for terrestrial application,” *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 25, no. 4, pp. 561–571, 2011.

[6] L. Lachassagne, V. Ayel, C. Romestant, and Y. Bertin, “Experimental study of capillary pumped loop for integrated power in gravity field,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 35, no. 1, pp. 166–176, 2012.

[7] L. Lachassagne, Y. Bertin, V. Ayel, and C. Romestant, “Steady-state modeling of Capillary Pumped Loop in gravity field,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 64, pp. 62–80, 2013.

[8] F. Accorinti, V. Ayel, and Y. Bertin, “Steady-state analysis of a Capillary Pumped Loop for Terrestrial Application with methanol and ethanol as working fluids,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 137, no. December 2018, pp. 571–583, 2019.

[9] L. Lachassagne, “Developpement experimental et modelisation numerique d’une boucle diphasique a pompage capillaire en environnement gravitaire : application au refroidissement de composants d’electronique de puissance en contexte automobile,” L’Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d’Aerotechnique de Poitiers, 2011.

[10] S. Carubelli, “Contribution à l’identification et à l’estimation des contraintes de fatigue thermique des convertisseurs intégrés pour la traction électrique,” Université Henri Poincaré, Nancy 1, 2003.

[11] M. Junghänel and U. Scheuermann, “Impact of load pulse duration on power cycling lifetime of chip interconnection solder joints,” *Microelectron. Reliab.*, vol. 76–77, pp. 480–484, 2017.

[12] M. Junghänel, R. Schmidt, J. Strobel, and U. Scheuermann, “Investigation on Isolated Failure Mechanisms in Active Power Cycle Testing,” *PCIM Eur. 2015; Int. Exhib. Conf. Power Electron. Intell. Motion, Renew. Energy Energy Manag. Proc.*, no. May, pp. 19–21, 2015.

[13] L. B. Kish, “End of Moore’s law: Thermal (noise) death of integration in micro and nano electronics,” *Phys. Lett. Sect. A Gen. At. Solid State Phys.*, vol. 305, no. 3–4, pp. 144–149, 2002.

[14] S. Krishnan, S. V. Garimella, G. M. Chrysler, R. V. Mahajan, and S. Member, “Towards a Thermal Moore ’ s Law,” *Adv. Electron. Packag. Parts A, B, C*, vol. 30, no. 3, pp. 462–474, 2007.

[15] Y. F. Maidanik, S. V. Vershinin, V. F. Kholodov, and Y. E. Dolgirev, “United States Patent,” US Patent No. 4515209, 1985.

[16] J. Ku, L. Ottenstein, T. Pham, and D. Douglas, “Miniature Loop Heat Pipe with Multiple Evaporators for Small Spacecraft Thermal Control.”

[17] T. T. Hoang and J. Ku, “Mathematical modeling of Loop Heat Pipes with multiple evaporators and multiple condensers,” *Collect. Tech. Pap. - 3rd Int. Energy Convers. Eng. Conf.*, vol. 3, no. August, pp. 1482–1492, 2005.

[18] Y. Qu, S. Wang, and Y. Tian, “A review of thermal performance in multiple evaporators loop heat pipe,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 143, no. November 2017. pp. 209–224, 2018.

[19] H. Nagano and J. Ku, “Capillary Limit of a Multiple-Evaporator and Multiple-Condenser Miniature Loop Heat Pipe,” *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 21, no. 4, pp. 694–701, 2007.

[20] B. Xiao *et al.*, “Experimental investigation of loop heat pipe with a large squared evaporator for multi-heat sources cooling,” *Renew. Energy*, vol. 147, pp. 239–248, 2020.

[21] N. Watanabe, N. Phan, Y. Saito, S. Hayashi, N. Katayama, and H. Nagano, “Operating characteristics of an anti-gravity loop heat pipe with a flat evaporator that has the capability of a loop thermosyphon,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 205, no. August 2019, p. 112431, 2020.

[22] A. B. Solomon *et al.*, “Application of bio-wick in compact loop heat pipe,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 169, no. July 2019, p. 114927, 2020.

[23] H. Guo, X. Ji, and J. Xu, “Enhancement of loop heat pipe heat transfer performance with superhydrophilic porous wick,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 156, no. March, p. 106466, 2020.

[24] L. Han, Y. Xie, J. Zhu, H. Wu, and H. Zhang, “Experimental and analytical study of dual compensation chamber loop heat pipe under acceleration force assisted condition,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 153, p. 119615, 2020.

[25] Y. XIE, X. LI, S. DONG, H. ZHANG, and H. WU, “Experimental investigation on operating behaviors of loop heat pipe with thermoelectric cooler under acceleration conditions,” *Chinese J. Aeronaut.*, vol. 33, no. 3, pp. 852–860, 2020.

[26] Z. Hu, D. Wang, J. Xu, and L. Zhang, “Development of a loop heat pipe with the 3D printed stainless steel wick in the application of thermal management,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 161, 2020.

[27] Q. Zhang, G. Lin, X. Shen, L. Bai, and D. Wen, “Visualization study on the heat and mass transfer in the evaporator-compensation chamber of a loop heat pipe,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 164, no. September 2019, p. 114472, 2020.

[28] A. R. Anand, A. Ambirajan, and P. Dutta, “Investigations on vapour blanket formation inside capillary wick of loop heat pipe,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 156, p. 119685, 2020.

[29] S. Du, Q. Zhang, P. Hou, C. Yue, and S. Zou, “Experimental study and steady-state model of a novel plate loop heat pipe without compensation chamber for CPU cooling,” *Sustain. Cities Soc.*, vol. 53, no. May 2019, p. 101894, 2020.

[30] E. G. Jung and J. H. Boo, “Overshoot elimination of the evaporator wall temperature of a loop heat pipe through a bypass line,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 165, no. October 2019, p. 114594, 2020.

[31] H. Wang, G. Lin, L. Bai, Y. Tao, and D. Wen, “Comparative study of two loop heat pipes using R134a as the working fluid,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 164, no. September 2019, p. 114459, 2020.

[32] N. Phan and H. Nagano, “Fabrication and testing of a miniature flat evaporator loop heat pipe with polydimethylsiloxane and molding,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 175, no. April, p. 115377, 2020.

[33] Y. Maydanik, M. Chernysheva, and S. Vershinin, “High-capacity loop heat pipe with flat evaporator for efficient cooling systems,” *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 34, no. 3, pp. 465–475, 2020.

[34] H. Wang, G. Lin, X. Shen, L. Bai, R. Yang, and D. Wen, “Effect of evaporator/condenser elevations on a loop heat pipe with non-condensable gas,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 180, no. July, p. 115711, 2020.

[35] N. Jesuthasan, “Modeling of Thermofluid Phenomena in Segmented Network Simulations of Loop Heat Pipes,” McGill University, 2011.

[36] B. Siedel, “Analyse de la distribution des flux de chaleur et des écoulements au sein d’une LHP : modélisation par voies analytique et numérique et observations expérimentales,” 2014.

[37] M. Limaye, “Performance of Flexible Evaporator for Loop Heat Pipe Technologies,” UNIVERSITY OF FLORIDA, 2007.

[38] S. Rossomme, “Modélisation de l’évaporation des films liquides minces, y compris au voisinage des lignes de contact : Application aux caloducs à rainures,” Université Libre de Bruxelles, 2008.

[39] P.-Y. A. Chuang, “An improved steady-state model of loop heat pipe based on experimental and theorical analyses,” The Pennsylvania State University, 2003.

[40] N. Blet, “Analyse expérimentale et par voie de modélisation d’une boucle gravitaire à pompage capillaire multi-évaporateurs,” ENSMA Poitiers, 2015.

[41] R. Giraudon, “Contribution to the manufacturing and the understanding of the thermal behaviour of capillary structures dedicated to Loop Heat Pipes,” Université de Lyon, 2018.

[42] R. Bertossi, “Modélisation des transferts de chaleur et de masse dans les caloducs. Contribution à l’analyse des phénomènes d’interfaces intervenants dans les écoulements diphasiques,” ENSMA Poitiers, 2010.

[43] V. Dupont, “Etude expérimentale du déclenchement de l’ébullition en milieu confiné horizontal : application à l’amorçage des boucles fluides diphasiques à pompage,” Université Paul Sabatier, 2001.

[44] C. Romestant, “Etudes théoriques et expérimentales de caloducs et de thermosiphons soumis à de fortes accélérations,” ENSMA Poitiers, 2007.

[45] M. O. Hamdan, “Loop Heat Pipe (LHP) Modeling and Development by Utilizing Coherent Porous Silicon (CPS) Wicks,” University of Cincinnati, 2014.

[46] P. Soler, “Expérimentation et modélisation thermohydraulique des boucles à pompage capillaire de type Loop Heat Pipe (LHP) : étude du lien entre la chambre de compensation et l’évaporateur,” Université de Provence, 2009.

[47] R. Boubaker, “Modélisation thermodynamique instationnaire d’une boucle fluide diphasique à pompage capillaire pour la traction ferroviaire : étude du phénomène de changement de phase dans l ’évaporateur,” Université de Pau et des Pays de l’Adour, 2014.

[48] K. R. Wrenn, “Capillary Pumped Loop Performance Investigation Through Flow Visualization,” 2015.

[49] V. Serin, “Etude hydrodynamique et thermique de la vaporisation dans un micro-canal de section carrée : application aux micro-boucles diphasiques à pompage capillaire .,” Université Paul Sabatier, 2007.

[50] N. Delalandre, “Analyse par voie de modélisation du comportement thermohydraulique instationnaire de boucles diphasiques à pompage capillaire en environnement gravitaire : application au refroidissement de composants électroniques de puissance soumis à des sollicitations,” ENSMA Poitiers, 2011.

[51] A. Faghri, *Heat Pipe Science and Technology*. 1995.

[52] D. Reay, P. Kew, and R. McGlen, *Heat Pipes Theory, Design and Applications (Sixth Edition)*. Elsevier, 2014.

[53] V. S. Ajaev, *Interfacial Fluid Mechanics A Mathematical Modeling Approach*, Springer. 2012.

[54] J. Bonjour *et al.*, “Systèmes diphasiques de contrôle thermique - Boucles capillaires et gravitaires,” *Tech. l’Ingénieurs*, 2011.

[55] D. Khrustalev and A. Faghri, “Heat transfer in the inverted meniscus type evaporator at high

heat fluxes," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 16, pp. 3091–3101, 1995.

[56] M. Ghajar and J. Darabi, "Evaporative heat transfer analysis of a micro loop heat pipe with rectangular grooves," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 79, pp. 51–59, 2014.

[57] F. W. Holm and S. P. Goplen, "Heat Transfer in the Meniscus Thin-Film Transition Region," *J. Heat Transfer*, vol. 101, no. August 1979, pp. 543–547, 1979.

[58] J. M. Ha and G. P. Peterson, "The Interline Heat Transfer of Evaporating Thin Films Along a Micro Grooved Surface," *J. Heat Transfer*, vol. 118, no. August 1996, p. 747, 1996.

[59] V. S. Ajaev and O. A. Kabov, "Heat and mass transfer near contact lines on heated surfaces," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 108, pp. 918–932, 2017.

[60] Y. F. Maydanik, M. A. Chernysheva, and V. G. Pastukhov, "Review: Loop heat pipes with flat evaporators," *Applied Thermal Engineering*, vol. 67, no. 1–2. pp. 294–307, 2014.

[61] Y. F. Maydanik, "Loop heat pipes," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, no. 5–6. pp. 635–657, 2005.

[62] S. Launay and M. Vallée, "State-of-the-Art Experimental Studies on Loop Heat Pipes," *Front. Heat Pipes*, vol. 2, no. 1, 2011.

[63] S. Launay, V. Sartre, and J. Bonjour, "Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 46, no. 7. pp. 621–636, 2007.

[64] B. Siedel, V. Sartre, and F. Lefèvre, "Literature review: Steady-state modelling of loop heat pipes," *Applied Thermal Engineering*, vol. 75. pp. 709–723, 2015.

[65] A. Ambirajan, A. A. Adoni, J. S. Vaidya, A. A. Rajendran, D. Kumar, and P. Dutta, "Loop heat pipes: A review of fundamentals, operation, and design," *Heat Transfer Engineering*, vol. 33, no. 4–5. pp. 387–405, 2012.

[66] S. Chang, Y. Zhao, H. Zheng, Q. Su, and C. Dang, "A review of loop heat pipes for aircraft anti-icing applications," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 130, pp. 528–540, 2017.

[67] L. Bai, L. Zhang, G. Lin, J. He, and D. Wen, "Development of cryogenic loop heat pipes: A review and comparative analysis," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 89, pp. 180–191, 2015.

[68] J. Jose and R. Baby, "Recent advances in loop heat pipes: A review," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 396, no. 1, pp. 0–8, 2018.

[69] I. Muraoka, F. M. Ramos, and V. V. Vlassov, "Analysis of the operational characteristics and limits of a loop heat pipe with porous element in the condenser," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 12, pp. 2287–2297, 2001.

[70] M. Nikitkin, E. Kotlyarov, and G. Serov, "Basics of Loop Heat Pipe Temperature Control," in *29th International Conference on Environmental Systems*, 1999, no. 724.

[71] M. Nikitkin and B. Cullimore, "CPL and LHP technologies: What are the differences, what are the similarities?," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 1998.

[72] Z. Wang and J. M. Ochterbeck, "Steady state operation of cylindrical loop heat pipe evaporators," *13th Int. Heat Transf. Conf.*, 2006.

[73] L. Mottet, T. Coquard, and M. Prat, "Three dimensional liquid and vapour distribution in the wick of capillary evaporators," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 83, pp. 636–651, 2015.

[74] P. Prado-Montes, D. Mishkinis, A. Kulakov, A. Torres, and I. Pérez-Grande, "Effects of non condensable gas in an ammonia loop heat pipe operating up to 125 C," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 66, no. 1–2, pp. 474–484, 2014.

[75] M. A. Chernysheva, S. V Vershinin, and Y. F. Maydanik, "Operating temperature and distribution of a working fluid in LHP," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 13–14, pp. 2704–

2713, 2007.

[76] S. Launay, V. Sartre, and J. Bonjour, “Analytical Model for Characterization of Loop Heat Pipes,” *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 22, no. 4, pp. 623–631, 2008.

[77] A. Faghri, “Heat Pipes: Review, Opportunities and Challenges,” *Front. Heat Pipes*, vol. 5, no. 1, 2014.

[78] P. Wallin, “Heat Pipe, selection of working fluid,” 2012.

[79] R. Hatakenaka, A. Okamoto, Y. Mase, M. Murakami, and H. Iikura, “Visualization of Internal Fluid Behavior in a Miniature Loop Heat Pipe using Neutron Radiography,” *41st Int. Conf. Environ. Syst.*, no. July, p. 11, 2011.

[80] A. J. Kelly and R. A. Moss, “Neutron Radiographic Study of Limiting Planar Heat Pipe Performance,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 13, pp. 491–502, 1969.

[81] J. M. Cimbala *et al.*, “Study of a loop heat pipe using neutron radiography,” *Appl. Radiat. Isot.*, vol. 61, no. 4, pp. 701–705, 2004.

[82] P. Y. A. Chuang, J. M. Cimbala, and J. S. Brenizer, “Experimental and analytical study of a loop heat pipe at a positive elevation using neutron radiography,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 77, pp. 84–95, 2014.

[83] N. S. Ramasamy, P. Kumar, B. Wangaskar, S. Khandekar, and Y. F. Maydanik, “Miniature ammonia loop heat pipe for terrestrial applications: Experiments and modeling,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 124, no. November 2017, pp. 263–278, 2018.

[84] P. Nemec and M. Malcho, “Distribution of heat flux by working fluid in loop heat pipe,” in *EPJ Web of Conferences*, 2016, vol. 114, p. 02081.

[85] K. R. Kolos, K. E. Herold, E. J. Kroliczek, and T. D. Swanson, “Flow visualization in capillary pumped loop systems,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 361, no. 1996, pp. 731–738, 1996.

[86] J. Ku, T. D. Swanson, K. Herold, and K. Kolos, “Flow Visualization within a Capillary Evaporator,” *SAE Tech. Pap. Ser.*, no. 412, 1993.

[87] H. Wang, G. Lin, X. Shen, L. Bai, and D. Wen, “Effect of evaporator tilt on a loop heat pipe with non-condensable gas,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 128, pp. 1072–1080, 2019.

[88] D. Mishkinis, G. Wang, and D. Nikanpour, “A laboratory setup for observation of loop heat pipe characteristics,” in *SAE Technical Papers*, 2006, no. January 2015.

[89] G. Wang and D. Nikanpour, “Visual observations of flow and phase phenomena in loop heat Pipes,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 914, pp. 291–298, 2007.

[90] G. Lin, N. Li, L. Bai, and D. Wen, “Experimental investigation of a dual compensation chamber loop heat pipe,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 15–16, pp. 3231–3240, 2010.

[91] E. Bartuli, S. Vershinin, and Y. Maydanik, “Visual and instrumental investigations of a copper-water loop heat pipe,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 61, no. 1, pp. 35–40, 2013.

[92] B. P. D’Entremont and J. M. Ochterbeck, “Investigation of Loop Heat Pipe Startup Using Liquid Core Visualization,” in *2008 ASME Summer Heat Transfer Conference*, 2008, no. HT2008-56387.

[93] X. Chang, N. Watanabe, and H. Nagano, “Visualization study of a loop heat pipe with two evaporators and one condenser under gravity-assisted condition,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 135, pp. 378–391, 2019.

[94] J. Suh, D. Cytrynowicz, P. Medis, F. M. Gerner, and H. T. Henderson, “Flow visualization within the evaporator of planar loop heat pipe,” *AIP Conf. Proc.*, vol. 746, no. 2005, pp. 195–202, 2005.

[95] G. Zhou and J. Li, “Two-phase flow characteristics of a high performance loop heat pipe with flat evaporator under gravity,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 117, pp. 1063–1074, 2018.

[96] K. Odagiri, M. Nishikawara, and H. Nagano, “Microscale Infrared Observation of Liquid-Vapor Phase Change Process on the Surface of Porous Media for Loop Heat Pipe,” *J. Electron. Cool. Therm. Control*, vol. 6, no. June, pp. 33–41, 2016.

[97] J. Xu, L. Zhang, H. Xu, J. Zhong, and J. Xuan, “Experimental investigation and visual observation of loop heat pipes with two-layer composite wicks,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 72, pp. 378–387, 2014.

[98] S. Lips, F. Lefèvre, and J. Bonjour, “Nucleate boiling in a flat grooved heat pipe,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 48, no. 7, pp. 1273–1278, 2009.

[99] F. Yu, C. Yu, J. Cao, and Y. Chen, “Experimental analysis of the evaporation regimes of an axially grooved heat pipe at small tilt angles,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 126, pp. 334–341, 2018.

[100] M. Nishikawara, K. Otani, Y. Ueda, and H. Yanada, “Liquid–vapor phase behavior and operating characteristics of the capillary evaporator of a loop heat pipe at start-up,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 129, no. February, pp. 426–433, 2018.

[101] M. Nishikawara, K. Otani, Y. Ueda, and H. Yanada, “Fabrication and Visualization of Loop-Heat-Pipe Evaporators using transparent tubes,” 2017, p. 5.

[102] M. Nishikawara, Y. Ueda, and H. Yanada, “Static and Dynamic Liquid-Vapor Phase Distribution in the Capillary Evaporator of a Loop Heat Pipe,” *Microgravity Sci. Technol.*, p. 11, 2018.

[103] R. Gupta, K. D. M. Rao, S. Kiruthika, and G. U. Kulkarni, “Visibly Transparent Heaters,” *ACS Applied Materials and Interfaces*, vol. 8, no. 20. pp. 12559–12575, 2016.

[104] J. Ku, “Operating Characteristics of Loop Heat Pipes,” *29 th Int. Conf. Environ. Syst.*, p. 16, 1999.

[105] M. Prat, “Pore Network Models for the Study of Transfers in the Porous Wick of Loop Heat Pipes,” *Heat Pipe Sci. Technol. An Int. J.*, vol. 1, no. 2, pp. 129–149, 2010.

[106] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1980.

[107] J. Li and G. P. Peterson, “3D heat transfer analysis in a loop heat pipe evaporator with a fully saturated wick,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 1–3, pp. 564–574, 2011.

[108] T. Kaya and J. Goldak, “Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 17–18, pp. 3211–3220, 2006.

[109] M. A. Chernysheva and Y. F. Maydanik, “Peculiarities of heat transfer in a flat disk-shaped evaporator of a loop heat pipe,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 92, pp. 1026–1033, 2016.

[110] C. A. Sleicher and M. W. Rouse, “A convenient correlation for heat transfer to constant and variable property fluids in turbulent pipe flow,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 18, no. 5, pp. 677–683, 1975.

[111] M. Adams *et al.*, “Portable, Extensible Toolkit for Scientific Computation.” 2015.

[112] J. Hoshen and R. Kopelman, “Percolation and cluster distribution. I. Cluster multiple labeling technique and critical concentration algorithm,” *Phys. Rev. B*, vol. 14, no. 8, pp. 3438–3445, 1976.

[113] Z. M. Wan, J. Liu, J. H. Wan, Z. K. Tu, and W. Liu, “An overall numerical investigation on heat and mass transfer for miniature flat plate capillary pumped loop evaporator,” *Thermochim. Acta*, vol. 518, no. 1–2, pp. 82–88, 2011.

[114] X. Zhang, X. Li, and S. Wang, “Three-dimensional simulation on heat transfer in the flat evaporator of miniature loop heat pipe,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 54, pp. 188–198, 2012.

[115] S. Launay, V. Platel, S. Dutour, and J.-L. Joly, “Transient Modeling of Loop Heat Pipes for the Oscillating Behavior Study,” *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 21, no. 3, pp. 487–495, 2007.

[116] T. Adachi, K. Fujita, and H. Nagai, “Numerical study of temperature oscillation in loop heat pipe,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 163, no. August, p. 114281, 2019.

[117] Y. Cao and A. Faghri, “Conjugate analysis of a flat-plate type evaporator for capillary pumped loops with three-dimensional vapor flow in the groove,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 3, pp. 401–409, 1994.

[118] M. Nishikawara, H. Nagano, L. Mottet, and M. Prat, “Formation of unsaturated regions in the porous wick of a capillary evaporator,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 89, pp. 588–595, 2015.

[119] A. A. Moghaddam, A. Kharaghani, E. Tsotsas, and M. Prat, “Kinematics in a slowly drying porous medium: Reconciliation of pore network simulations and continuum modeling,” *Phys. Fluids*, vol. 29, no. 2, 2017.

[120] L. Mottet and M. Prat, “Numerical simulation of heat and mass transfer in bidispersed capillary structures: Application to the evaporator of a loop heat pipe,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 102, pp. 770–784, 2016.

[121] R. M. TERRILL and P. W. THOMAS, “ON LAMINAR FLOW THROUGH A UNIFORMLY POROUS PIPE,” pp. 37–67, 1969.

[122] T. Bergman, F. Incropera, D. De Witt, and A. Lavine, *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley, 2011.

[123] C. Louriou and M. Prat, “Pore network study of bubble growth by vaporisation in a porous medium heated laterally,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 52, no. 1, pp. 8–21, 2012.

[124] L. Zhou, Z. G. Qu, G. Chen, J. Y. Huang, and J. Y. Miao, “One-dimensional numerical study for loop heat pipe with two-phase heat leak model,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 137, no. March 2018, pp. 467–481, 2019.

[125] E. Pouzet, J. L. Joly, V. Platel, J. Y. Grandpeix, and C. Butto, “Dynamic response of a capillary pumped loop subjected to various heat load transients,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 10–11, pp. 2293–2316, 2004.

[126] S. M. Kim and I. Mudawar, “Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/micro-channel flows,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 11–12, pp. 3246–3261, 2012.

[127] S. M. Kim and I. Mudawar, “Consolidated method to predicting pressure drop and heat transfer coefficient for both subcooled and saturated flow boiling in micro-channel heat sinks,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 13–14, pp. 3720–3731, 2012.

[128] W. Joung, J. Lee, S. Lee, and J. Lee, “Derivation and Validation of a Figure of Merit for Loop Heat Pipes With Medium Temperature Working Fluids,” *J. Heat Transfer*, vol. 138, no. 5, p. 052901, 2016.

[129] L. Dunbar and P. Cadell, “Working Fluids and Figure of Merit for CPL/LHP Applications,” in *CPL-98 Workshop, The Aerospace Corporation, El Segundo, CA*, 1998.

[130] I. W. Eames, N. J. Marr, and H. Sabir, “The evaporation coefficient of water: a review,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 40, no. 12, pp. 2963–2973, 1997.

[131] A. H. Persad and C. A. Ward, “Expressions for the Evaporation and Condensation Coefficients in the Hertz-Knudsen Relation,” *Chem. Rev.*, vol. 116, no. 14, pp. 7727–7767, 2016.

[132] T. S. Zhao and Q. Liao, “On capillary-driven flow and phase-change heat transfer in a porous structure heated by a finned surface : measurements and modeling,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, 2000.

[133] R. Marek and J. Straub, “Analysis of the evaporation coefficient and the condensation

coefficient of water," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 1, pp. 39–53, 2001.

[134] J. BARRET and C. CLEMENT, "Kinetic Evaporation and Condensation Rates and Their Coefficients," *J. Colloid Interface Sci.*, vol. 150, no. 2, pp. 352–364, 1992.

[135] Z. Liang, T. Biben, and P. Keblinski, "Molecular simulation of steady-state evaporation and condensation: Validity of the Schrage relationships," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 114, pp. 105–114, 2017.

[136] L. D. Koffman, M. S. Plesset, and L. Lees, "Theory of evaporation and condensation," *Phys. Fluids*, vol. 27, no. 4, pp. 876–880, 1984.

[137] V. P. Carey, *Liquid-Vapor phase-change phenomena, An Introduction of the Thermo-physics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipement*. 1992.

[138] N. Kumar and J. H. Arakeri, "A unique experimental apparatus for understanding mass transport from low porosity surfaces like a leaf," no. 1881, 2007.

[139] X. Hu, X. Meng, K. Wei, W. Li, and J. Wu, "Compressed Liquid Viscosity Measurements of HFE-7000 , HFE-7100 , HFE-7200 , and HFE-7500 at Temperatures from (253 to 373) K and Pressures up to 30 MPa," *J. Chem. Eng. Data*, vol. 60, 2015.

[140] H. Qi, D. Fang, X. Meng, and J. Wu, "Liquid density of HFE-7000 and HFE-7100 from T = (283 to 363) K at pressures up to 100 MPa," *J. Chem. Thermodyn.*, vol. 77, pp. 131–136, 2014.

[141] K. Watanabe and J. V Widiatmo, "Alternative Refrigerants and their Thermophysical Properties Research." .

[142] Y. Zheng, Z. Wei, and X. Song, "Measurements of isobaric heat capacities for HFE-7000 and HFE-7100 at different temperatures and pressures," *Fluid Phase Equilib.*, vol. 425, pp. 335–341, 2016.

[143] M. H. Rausch, L. Kretschmer, S. Will, and A. Leipertz, "Density, Surface Tension, and Kinematic Viscosity of Hydrofluoroethers HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-7300, and HFE-7500," *J. Chem. Eng. Data*, vol. 60, pp. 3759–3765, 2015.

[144] H. Ohta, Y. Morimoto, J. V Widiatmo, and K. Watanabe, "Liquid-Phase Thermodynamic Properties of New Refrigerants : Pentafluoroethyl Methyl Ether and Heptafluoropropyl Methyl Ether," *J. Chem. Eng. Data*, vol. 46, no. 5, pp. 1020–1024, 2001.

[145] J. Klomfar and M. Souc, "Surface Tension and p−ρ−T Data for 1,1,1,3,3-Pentafluorobutane (HFC-365mfc) and 1,1,1,2,2,3,3-Heptafluoro-3-methoxy-propane (HFE-347mcc)," *J. Chem. Eng. Data*, vol. 56, pp. 2316–2325, 2013.

[146] I. Cachadiña, J. Tian, and A. Mulero, "New corresponding-states correlation model for the surface tension of refrigerants," *J. Chem. Thermodyn.*, vol. 110, pp. 201–210, 2017.

[147] I. Cachadiña, A. Mulero, and J. Tian, "Surface tension of refrigerants : A new correlation using the boiling point as reference," *Fluid Phase Equilib.*, vol. 442, pp. 68–80, 2017.

[148] I. Cachadiña, A. Mulero, and J. Tian, "Surface Tension of Refrigerants — Selection of Data and Recommended Correlations," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 023104, no. 2015, 2016.

[149] Y. Díaz-de-Mera, A. Aranda, I. Bravo, D. Rodríguez, A. Rodríguez, and E. Moreno, "Atmospheric chemistry of HFE-7000 (CF(3)CF (2)CF (2)OCH (3)) and 2,2,3,3,4,4,4-heptafluoro-1-butanol (CF (3)CF (2)CF (2)CH (2)OH): kinetic rate coefficients and temperature dependence of reactions with chlorine atoms.," *Environ. Sci. Pollut. Res. Int.*, vol. 15, no. 7, pp. 584–91, 2008.

[150] R. A. Perkins and M. O. Mclinden, "Spherical resonator for vapor-phase speed of sound and measurements," *J. Chem. Thermodyn.*, vol. 91, pp. 43–61, 2015.