

# THESE

Pour l'obtention du grade de

**DOCTEUR DE L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DE MECANIQUE  
ET D'AEROTECHNIQUE DE POITIERS**

(Diplôme National - Arrêté du 7 août 2006)

Ecole doctorale: Sciences et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Energétique et  
Aéronautique

Secteur de recherche : Mécanique des milieux fluides et Énergie, Thermique, Combustion

Présentée par

**Laurent LACHASSAGNE**

---

**Développement expérimental et modélisation  
numérique d'une boucle diphasique à pompage  
capillaire en environnement gravitaire : application  
au refroidissement de composants d'électronique de  
puissance en contexte automobile**

---

Directeur de thèse : **Yves BERTIN**

Co-direction : **Cyril ROMESTANT**

\*\*\*\*\*

Soutenue le 2 Décembre 2010

\*\*\*\*\*

## **- JURY -**

Jocelyn BONJOUR	Professeur, INSA de Lyon	Rapporteur
Vincent PLATEL	Maître de Conférences HDR, UPPA	Rapporteur
Yves BERTIN	Professeur, P' ENSMA	Examineur
Jacques BOREE	Professeur, P' ENSMA	Examineur
Fabien MERCIER-CALVAIRAC	Responsable R&D PSA, La Garenne	Examineur
Cyril ROMESTANT	Ingénieur de Recherche CNRS, P' ENSMA	Examineur



# Remerciements

Je tiens avant toute chose à remercier mes deux rapporteurs, Jocelyn Bonjour et Vincent Platel, d'avoir accordé leur temps et leur attention à mon travail de thèse. Leurs remarques, suggestions et conseils auront été plus que profitables à l'aboutissement de mon travail. Je les remercie également d'avoir participé à mon jury de thèse en ce 2 décembre 2010, et ce malgré les conditions météorologiques...

Je réitère ces remerciements pour chaque membre de mon jury. Tout d'abord Jacques Borée qui a assumé la fonction de président et je l'en remercie avec chaleur. Viennent ensuite les invités. Merci à Nawal Jaljal et Fabien Mercier, représentant la société PSA, pour la liberté et le soutien qu'ils m'ont accordé tout au long de ce travail de collaboration ainsi que pour leurs remarques lors de mon jury qui m'ont particulièrement touché. J'ai également une pensée pour Vincent Mulot et Emmanuel Boudard qui ont été mes premiers contacts au sein de PSA et qui m'ont accompagné au début de ce travail. Je remercie enfin Vincent Dupont, représentant la société EHP, pour son implication dans mon travail et sa contribution à mon jury.

Je tiens également à remercier l'ensemble des personnes qui m'ont encadré durant cette thèse, mon directeur Yves Bertin, mon co-directeur Cyril Romestant et je n'oublie pas le petit dernier de l'équipe, Vincent Ayel. Ils forment à eux trois la trinité du diphasique à Poitiers, d'ailleurs une obscure rumeur circule à leur sujet, évoquant les rois mages... Il va de soi que ces années « de vie commune » ne peuvent se résumer à seulement quelques lignes de remerciements ! Merci également à Alain Alexandre, qui s'est toujours intéressé à mon travail, même du fin fond de sa douce retraite en Lozère...

Je veux également dire merci à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à ce travail. Je pense tout d'abord à Gwenaël Burban, technicien au LET, qui m'a été d'un grand secours pour tout ce qui concerne les développements expérimentaux et plus particulièrement la gestion de l'instrumentation du banc expérimental. Je n'oublie pas non plus les stagiaires qui ont pu participer à mes côtés à la conception de ce banc expérimental : Séverine, Hugues, Thomas et Dominique qui, je l'espère, auront autant que

moi apprécié cette expérience !

Plus généralement, un grand merci à tous les personnels (pré et post-retraités !) de l'ex LET. Je ne peux tous vous citer ici mais j'ai une pensée pour chacun d'entre vous.

Il est temps d'évoquer mes compagnons d'aventure... Ils furent nombreux les bons moments passés en compagnie de tous ces joyeux drilles ! Je pense d'abord à Ahlem avec qui j'ai découvert l'univers du thésard et je veux simplement signaler qu'une manip brûlée doit parfois s'interpréter comme une preuve d'affection ! Elle était l'une des quatre du bureau des « Anciens » : Olivier, toujours prompt au rire, David, toujours prompt à faire rire et Ronan, le Magnifique. Mais ils n'étaient pas seuls ... Il y avait aussi Damian qui ne refusait jamais un tarot ou une partie de fléchettes dans son bureau aménagé en club privé, Antoine et sa passion pour le vol des mouches, Yassine et son utilisation détournée des ventilateurs, Sonia qui s'est envolée vers d'autres cieux, Jérôme avec son regard dévastateur, et enfin Daniel qui aurait peut-être souhaité une cloison supplémentaire entre nos bureaux respectifs... Voilà pour les anciens ! Mais il en est d'autres que j'ai vu arriver et auxquels je souhaite bonne chance pour la suite et la fin de leur thèse : Clémence, à laquelle je dois beaucoup, Manu dit « Luthor » sur les forums du monde entier, Francis le lion indomptable, Nicolas C., réincarnation officieuse de Bob Marley et Jean-François qui a encore du pain sur la planche !

Les derniers mais non les moindres sont mes deux comparses et collègues de bureau Rémi et Nicolas. Il semblerait qu'avec Rémi nous partagions le même bureau depuis le Master et que cela doive continuer encore un peu, ce qui fait pas mal jaser dans les chaumières. Des mots comme « indissociables », « Pacs » ou « meubles » ont même été prononcés ! Quant à Nicolas, bien qu'arrivé plus tard, j'ai vite compris que notre région d'origine commune (le Limousin) faisait de nous des êtres un peu à part avec nos codes et certaines choses à jamais incompréhensibles au commun des mortels... Quoi qu'il en soit, ces deux-là ont le mérite de m'avoir supporté, moi et toutes mes facéties, ce qui n'est pas une mince affaire ! J'espère qu'ils auront apprécié autant que moi les bons moments vécus ensembles.

Voilà, il faut bien finir par terminer, même si des noms se présentent sans cesse à mon esprit. Et si vous n'apparaissez pas dans les lignes qui précèdent, ne m'en tenez pas rigueur et sachez seulement que les gens que j'apprécie et remercie sont trop nombreux pour être simplement résumés en quelques pages.

Ma dernière pensée va à ma chère et tendre, à ma famille et à mes amis... Merci !

# Table des matières

Table des figures	ix
Liste des tableaux	xix
Nomenclature	xxi
Introduction générale	1
<b>I Véhicules hybrides et électronique de puissance embarquée</b>	<b>5</b>
1 Transition technique et psychologique : le véhicule hybride . . . . .	5
1.1 Raison d'être du véhicule hybride . . . . .	5
1.2 Deux sources d'énergie différentes . . . . .	6
1.2.1 Le moteur thermique : . . . . .	6
1.2.2 Les machines électriques et l'électronique de puissance associée : . . . . .	6
1.2.3 Le taux d'hybridation : . . . . .	6
1.3 Gestion énergétique du véhicule . . . . .	7
1.3.1 Le mode thermique pur : . . . . .	7
1.3.2 Le mode électrique pur : . . . . .	8
1.3.3 Le mode hybride : . . . . .	8
1.4 Plusieurs architectures possibles . . . . .	9
1.4.1 Le véhicule hybride série . . . . .	9
1.4.2 Le véhicule hybride parallèle . . . . .	10
1.4.3 Synthèse comparative entre architectures série et parallèle	13
2 Le choix de PSA Peugeot Citroën . . . . .	13
3 De nouveaux composants au sein des véhicules, de nouvelles problématiques à résoudre : l'électronique de puissance . . . . .	15

3.1	Une brève description des composants de l'électronique de puissance	16
3.1.1	Principes fondamentaux	16
3.1.2	Composants usuels	17
3.2	La technologie choisie par PSA Peugeot Citroën	20
3.3	Les enjeux du refroidissement	22
4	Conclusions	24

**II Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement** **27**

1	Synthèse bibliographique sur les BFDPT	27
1.1	L'origine	27
1.2	Fonctionnement d'une BFDPT	29
1.2.1	Principe général	29
1.2.2	Mise en mouvement du fluide	30
1.3	Deux types de boucles diphasiques	32
1.4	Points clés du fonctionnement d'une LHP	33
1.5	Cycle thermodynamique d'une CPL	34
1.6	Comportement typique d'une CPL face à un échelon de puissance appliquée	36
1.6.1	Echelon de puissance en fonctionnement	36
1.6.2	Démarrage d'une CPL	38
1.6.3	Remarque	39
1.7	Les limites de fonctionnement	39
1.8	Les différents composants	40
1.8.1	L'évaporateur	40
1.8.2	Le condenseur	44
1.8.3	Le réservoir	45
1.9	Paramètres importants pour une application terrestre	46
1.9.1	La gravité	46
1.9.2	Les fluides de travail	46
1.10	Une nouvelle technologie	48
2	Etude de dimensionnement d'une BFDPT	50
2.1	Objectif	50
2.2	Méthode de calcul	50
2.2.1	L'équation utilisée	51

2.2.2	Déroulement du calcul . . . . .	52
2.3	Résultats et analyse . . . . .	53
2.3.1	Puissances de 400 W et 1800 W . . . . .	53
2.3.2	Nombre de mérite des fluides étudiés . . . . .	55
2.3.3	Influence des propriétés des fluides sur les performances . . . . .	56
3	Conclusions . . . . .	59
<b>III Description des moyens expérimentaux</b>		<b>61</b>
1	Présentation du dispositif CPLIP-1.2 . . . . .	61
1.1	Le banc expérimental . . . . .	61
1.2	Présentation détaillée de chaque composant . . . . .	62
1.2.1	Assemblage réservoir/évaporateur . . . . .	62
1.2.2	Le condenseur et les conduites . . . . .	64
2	Instrumentation du banc expérimental . . . . .	65
2.1	Conditions limites imposées . . . . .	65
2.1.1	Application de puissance . . . . .	65
2.1.2	Contrôle de la source froide . . . . .	66
2.1.3	Régulation en température du réservoir . . . . .	68
2.1.4	Isolation . . . . .	68
2.2	Instrumentation . . . . .	69
2.2.1	Mesures de température . . . . .	69
2.2.2	Mesures de pression . . . . .	71
2.2.3	Mesures de débit . . . . .	72
2.3	Sécurités . . . . .	75
2.4	Gestion du banc expérimental . . . . .	76
3	Bilan des évolutions depuis CPLIP-1.1 . . . . .	77
4	Premiers tests et premiers écueils : campagne d'essais à l'acétone . . . . .	78
5	Gaz non condensables . . . . .	79
6	Essai de référence à l'éthanol . . . . .	83
6.1	Evolution des températures mesurées dans la boucle . . . . .	84
6.2	Profils de température sur la face chauffée de l'évaporateur . . . . .	86
6.3	Evolution des débits mesurés dans la boucle . . . . .	87
6.4	Evolution des pressions absolues mesurées dans la boucle . . . . .	90
7	Conclusions . . . . .	92

---

<b>IV</b>	<b>Modèle permanent de CPLIP</b>	<b>95</b>
1	Etat de l'art sur la modélisation des BFDPT en régime permanent . . . . .	95
1.1	Objectifs des modèles . . . . .	95
1.2	Les prémices . . . . .	96
1.3	Modèle analytique de Kaya et Hoang . . . . .	96
1.4	Modèle de LHP de Chuang . . . . .	97
1.5	Développements parallèles . . . . .	98
1.6	Les travaux récents . . . . .	99
1.7	Conclusions . . . . .	99
2	Description du modèle . . . . .	100
2.1	Hypothèses . . . . .	100
2.2	Méthode utilisée . . . . .	101
2.2.1	Remarque : . . . . .	103
2.3	Titre massique de vapeur et propriétés thermophysiques du fluide .	103
2.4	Condenseur . . . . .	104
2.5	Conduites . . . . .	107
2.6	Evaporateur . . . . .	108
2.7	Réservoir . . . . .	112
3	Recalage et validation du modèle . . . . .	113
3.1	Recalage et validation thermique sur le banc expérimental CPLIP 1.1	114
3.1.1	Procédure de validation du modèle et d'identification des conductances . . . . .	114
3.1.2	Validation du modèle au condenseur . . . . .	114
3.1.3	Le réservoir . . . . .	118
3.1.4	L'évaporateur . . . . .	120
3.2	Validation hydraulique sur le banc expérimental CPLIP 1.2 . . . . .	123
3.2.1	Influence des débitmètres sur les performances . . . . .	123
3.2.2	Validation du modèle en débit et pressions . . . . .	123
4	Conclusions . . . . .	128
<b>V</b>	<b>Analyse des résultats de la modélisation thermo-hydraulique en régime permanent de la CPLIP</b>	<b>129</b>
1	Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites . . . . .	129
1.1	Résultats d'un essai de référence . . . . .	130
1.1.1	Evolution des températures avec la puissance . . . . .	130

1.1.2	Evolution de la longueur diphasique dans le condenseur . . .	132
1.1.3	Evolution de la répartition du fluide dans le réservoir . . .	132
1.1.4	Condensation dans la conduite vapeur . . . . .	134
1.1.5	Evolution des différences de pressions dans la boucle . . .	135
1.2	Influence des températures de source froide et de consigne . . . . .	137
1.2.1	Influence de la température d'entrée du fluide de refroidissement au condenseur . . . . .	137
1.2.2	Influence de la température de consigne au réservoir . . .	142
2	Etudes paramétriques . . . . .	147
2.1	Influence de la position du condenseur par rapport à l'ensemble évaporateur/réservoir . . . . .	147
2.2	Influence des dimensions des conduites . . . . .	148
2.3	Influence des caractéristiques du milieu poreux . . . . .	150
2.4	Influence des conditions extérieures . . . . .	152
2.5	Influence de la masse de fluide dans la boucle . . . . .	152
2.6	Récapitulatif des sensibilités étudiées . . . . .	154
3	Conclusions . . . . .	156
<b>VI Analyse des résultats expérimentaux du banc CPLIP-1.2</b>		<b>159</b>
1	Analyse du comportement en régime permanent . . . . .	159
1.1	Influence de la température de source froide . . . . .	161
1.2	Phénomène d'hystérésis . . . . .	163
2	Analyse du comportement en régime transitoire . . . . .	164
2.1	Démarrages . . . . .	164
2.1.1	Démarrage pour deux puissances différentes . . . . .	164
2.1.2	Influence de la température de consigne sur le démarrage .	173
2.1.3	Influence de la température de source froide sur le démarrage	179
2.1.4	Bilan sur les temps de démarrage . . . . .	183
2.2	Echelons de puissance appliquée . . . . .	183
3	Réponse à l'application de cycles de puissance à l'évaporateur . . . . .	190
4	Application de puissance par zones sur l'évaporateur . . . . .	196
5	Conclusions . . . . .	200
<b>Conclusion générale et perspectives</b>		<b>203</b>
<b>Références bibliographiques</b>		<b>207</b>

<b>A</b>	<b>Quelques propriétés de fluides</b>	<b>213</b>
<b>B</b>	<b>Etalonnage des débitmètres</b>	<b>217</b>
<b>C</b>	<b>La méthode nodale et ESACAP</b>	<b>221</b>
1	Fondement de la méthode nodale . . . . .	221
2	Equations de bilan et notion de conductance . . . . .	221
3	Analogie entre système différentiel et réseau thermique/électrique . . . . .	222
4	Notion de conductance fluidique . . . . .	224
5	Le logiciel solveur de réseaux ESACAP . . . . .	224

# Table des figures

<b>Véhicules hybrides et électronique de puissance embarquée</b>	<b>5</b>
I.1 Modes de fonctionnement d'un véhicule hybride dans le plan des puissances	7
I.2 Cartographie de rendement du moteur thermique [Jal07]	9
I.3 Architecture hybride série [Jal07]	10
I.4 Architecture hybride parallèle	11
I.5 Architecture hybride parallèle à addition de couple simple arbre [Jal07]	12
I.6 Architecture hybride parallèle à addition de couple double arbre [Jal07]	12
I.7 Architecture hybride parallèle à addition de vitesse avec dérivation de puissance [Jal07]	13
I.8 Architecture hybride choisie par PSA [Jal07]	15
I.9 Thyristor [Ber00a]	18
I.10 Cellules élémentaires en parallèle pour la réalisation de composants semi-conducteurs [Ber00a]	19
I.11 Pont redresseur composé de deux thyristors et de deux diodes [Los08] - (a) anode, (k) cathode, (g) gâchette	20
I.12 Vue éclatée d'un module Semikron SKAI [GBB06]	21
I.13 Vue en coupe de la conception d'un module SKAI [GBB06]	21
I.14 Augmentation du courant des IGBT avec la température de jonction [GBB06]	23
I.15 Protocole de test de cyclage en puissance [GBB06]	23
<b>Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement</b>	<b>27</b>
II.1 Performances relatives de divers moyens de contrôle thermique	28
II.2 Le caloduc : coupes longitudinale et transversale	28
II.3 Exemple de boucle diphasique	30

## Table des figures

---

II.4	Vue en coupe de la zone d'évaporation . . . . .	30
II.5	Ménisque dans un tube capillaire . . . . .	31
II.6	CPL et LHP : deux conceptions distinctes . . . . .	32
II.7	Modes de conductance d'une LHP [Los08] . . . . .	33
II.8	Schéma de boucle diphasique . . . . .	35
II.9	Diagramme P-T de fonctionnement de la boucle diphasique . . . . .	35
II.10	Comportement typique d'une CPL soumise à un échelon de puissance (inspiré de [Pla]) . . . . .	37
II.11	Vues en coupe d'un évaporateur cylindrique (en haut) et d'un évapora- teur plat (en bas) . . . . .	41
II.12	Succession des différents régimes d'écoulement lors de la condensation convective dans un tube centimétrique et pour une faible valeur de flux massique [Car92] . . . . .	44
II.13	Effet de l'élévation sur la température de fonctionnement en régime per- manent d'une LHP ( $T_{sink} = 5^{\circ}C, T_{amb} = 19^{\circ}C$ )(Chuang [Chu03]) . . . . .	47
II.14	« Capillary Pumped Loop for Integrated Power » (CPLIP) . . . . .	49
II.15	Organigramme du calcul . . . . .	54
II.16	Masse de fluide nécessaire à 1800W . . . . .	55
II.17	Variation relative de volume . . . . .	56
II.18	Nombre de mérite vapeur . . . . .	57
II.19	Masse de fluide <i>vs</i> nombre de mérite . . . . .	57
<b>Description des moyens expérimentaux</b>		<b>61</b>
III.1	Vue d'ensemble du banc expérimental CPLIP-1.2 . . . . .	62
III.2	Vue schématisée de la boucle CPLIP-1.2 . . . . .	63
III.3	Vue en coupe du réservoir de CPLIP-1.2 . . . . .	63
III.4	Photographie de l'évaporateur de CPLIP-1.2 . . . . .	64
III.5	Vue en coupe de l'évaporateur de CPLIP-1.2 . . . . .	64
III.6	Dispositif d'application de puissance à l'évaporateur . . . . .	67
III.7	Répartition des zones de chauffe sur la face active de l'évaporateur . . . . .	67
III.8	Régulation thermique du réservoir . . . . .	68
III.9	Emplacement des sondes de température sur CPLIP-1.2 . . . . .	70
III.10	Instrumentation de l'évaporateur en thermocouples . . . . .	70
III.11	Emplacement des sondes de pression absolue et de débit sur CPLIP-1.2 . . . . .	73

III.12	Implantation d'un capteur de pression absolue sur la boucle . . . . .	73
III.13	Implantation des débitmètres sur la boucle et leur schéma de fonctionnement . . . . .	74
III.14	Organisation du banc expérimental . . . . .	77
III.15	Profils de température gauche et droit de la face active de l'évaporateur (échelons montants de puissance appliquée, réservoir 50°C et condenseur 20°C) . . . . .	79
III.16	Génération de GNC sur les 10 premiers essais de la campagne à l'éthanol	80
III.17	Chromatogramme d'un prélèvement au réservoir . . . . .	82
III.18	Taux de génération de GNC sur 37 essais . . . . .	83
III.19	Evolution des températures en différentes positions de la boucle et de la puissance (essai de caractérisation, réservoir 72°C, condenseur 20°C) . .	85
III.20	Profils de température gauche et droit de la face active de l'évaporateur (échelons montants de puissance appliquée, réservoir 72°C et condenseur 20°C) . . . . .	86
III.21	Profils de température gauche et droit de la face active de l'évaporateur (échelons descendants de puissance appliquée, réservoir 72°C et condenseur 20°C) . . . . .	87
III.22	Evolution des débits massiques du liquide et de la vapeur (essai de caractérisation, réservoir 72°C et condenseur 20°C) . . . . .	89
III.23	Variation des masses volumiques vapeur et liquide de l'éthanol dans les conduites (essai de caractérisation, réservoir 72°C et condenseur 20°C), à droite : zoom sur la masse volumique mesurée par le débitmètre vapeur	90
III.24	Evolution temporelle des pressions absolues dans la CPLIP (essai de caractérisation, réservoir 72°C et condenseur 20°C) . . . . .	91
<b>Modèle permanent de CPLIP</b>		<b>95</b>
IV.1	Synthèse des effets de divers paramètres sur le comportement de la LHP de Chuang [Chu03] . . . . .	97
IV.2	Schéma des nœuds de la CPLIP . . . . .	100
IV.3	Représentation simplifiée des fonctions $h(T)$ et $T(h)$ . . . . .	102
IV.4	Couplages des réseaux enthalpique et thermique . . . . .	102
IV.5	Les trois réseaux du condenseur . . . . .	105
IV.6	Vue éclatée de la discrétisation de l'évaporateur . . . . .	108

IV.7	Les trois réseaux pour une seule zone de l'évaporateur et le réservoir . . .	109
IV.8	La conductance $G_{evap}$ dans l'évaporateur . . . . .	110
IV.9	Le réseau thermique dans le réservoir . . . . .	113
IV.10	Comparaison entre modèle et expérience : température moyenne de conduite liquide (4 températures de source froide, réservoir 73°C) . . . . .	115
IV.11	Sensibilité au coefficient de transfert thermique en zone d'écoulement diphase (4000 W, réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	116
IV.12	Sensibilité au coefficient de transfert thermique en zone d'écoulement sous-refroidi (4000 W, réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	117
IV.13	Conductance identifiée entre parties haute et basse du réservoir (4 tem- pératures de source froide, réservoir 73°C) . . . . .	119
IV.14	Conductance identifiée entre parties haute et basse du réservoir (3 tem- pératures de réservoir, condenseur 20°C) . . . . .	119
IV.15	Conductance à l'évaporateur recalée (4 températures de source froide, réservoir 73°C) . . . . .	121
IV.16	Conductance à l'évaporateur recalée (4 températures de réservoir, conden- seur 20°C) . . . . .	121
IV.17	Comparaison entre modèle et expérience : température moyenne de conduite vapeur (4 températures de source froide, consigne au réservoir 73°C, sa- turation mesurée 71,9 °C) . . . . .	122
IV.18	Influence de la présence des débitmètres sur le saut de pression capillaire à l'évaporateur (réservoir 73°C, condenseur 20°C) . . . . .	124
IV.19	Comparaison entre modèle et expérience : débit (réservoir 73°C, conden- seur 20°C) . . . . .	125
IV.20	Vue schématique des pertes de charge dans la CPLIP(liquide en bleu, vapeur en rouge) . . . . .	126
IV.21	Comparaison entre modèle (trait plein) et expérience (pointillés) : diffé- rences de pression (réservoir 73°C, condenseur 20°C) . . . . .	127

**Analyse des résultats de la modélisation thermo-hydraulique en régime permanent de la CPLIP** **129**

V.1	Evolution des températures avec la puissance appliquée et comparaison avec l'expérience (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	130
-----	--	-----

---

V.2	Evolution du pourcentage du flux de fuite par rapport au flux total avec la puissance appliquée (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	131
V.3	Evolution de la longueur diphasique dans le condenseur avec la puissance appliquée (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	132
V.4	Evolution de la hauteur de liquide et du titre volumique de vapeur en partie haute de réservoir avec la puissance appliquée (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	133
V.5	Evolution du titre massique de vapeur pour 3 nœuds de la conduite vapeur et du pourcentage de flux perdu par condensation (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	135
V.6	Répartition des pertes de charge dans la CPLIP . . . . .	136
V.7	Evolution des pertes de charge dans la boucle avec la puissance appliquée (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	136
V.8	Evolution des températures en fonction de la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée) . . . . .	138
V.9	Evolution du flux dans le réservoir avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée) . . . . .	139
V.10	Evolution du débit massique et du flux de fuite avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée) . . . . .	140
V.11	Evolution des pertes de charge dans la boucle avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée) . . . . .	140
V.12	Evolution de la longueur diphasique dans le condenseur avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée)	141
V.13	Evolution de la hauteur de liquide et du titre volumique de vapeur en partie haute du réservoir avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée) . . . . .	142
V.14	Evolution des températures en fonction de la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée) . . . . .	143
V.15	Evolution du flux thermique dans le réservoir avec la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée)	144
V.16	Evolution du débit massique et du flux de fuite avec la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée)	144
V.17	Evolution des pertes de charge dans la boucle avec la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée)	145

V.18	Evolution de la longueur diphasique dans le condenseur avec la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée) . . . . .	146
V.19	Evolution de la hauteur de liquide et du titre volumique de vapeur en partie haute du réservoir en fonction de la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée) . . . . .	146
V.20	Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la position du condenseur pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . .	148
V.21	Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire au diamètre de la ligne liquide pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . .	149
V.22	Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire au diamètre de la ligne vapeur pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . .	149
V.23	Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la longueur de la ligne liquide pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . .	150
V.24	Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la longueur de la ligne vapeur pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . .	150
V.25	Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la perméabilité du milieu poreux pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . .	151
V.26	Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire au coefficient de transfert thermique avec l'extérieur pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	152
V.27	Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la température extérieure ( $h_{ext} = 10 \text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$ ) pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	153
V.28	Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la masse de fluide dans la boucle pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . .	153

<b>Analyse des résultats expérimentaux du banc CPLIP-1.2</b>	<b>159</b>
VI.1 Evolution des températures en différentes positions de la boucle et puissance en fonction du temps (essai de caractérisation, réservoir 72°C, condenseur 20°C) . . . . .	160
VI.2 Sensibilité de la température moyenne de chaque face de l'évaporateur à la température de source froide (réservoir 73°C) . . . . .	161
VI.3 Sensibilité du débit massique à la température de source froide (réservoir 73°C) . . . . .	162
VI.4 Sensibilité des pertes de charge à la température de source froide (puissance appliquée de 1000 W, réservoir 73°C) . . . . .	163
VI.5 Phénomène d'hystérésis observé au niveau de la face active de l'évaporateur (réservoir 73°C) . . . . .	164
VI.6 Répartition des zones de chauffe de l'évaporateur . . . . .	167
VI.7 Evolution des températures des 4 zones de la face chauffée de l'évaporateur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas) . . . . .	168
VI.8 Evolution des températures des 4 zones de la face non chauffée de l'évaporateur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas) . . . . .	169
VI.9 Evolution des températures en divers points de la CPLIP (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas) . . . . .	170
VI.10 Evolution des débits du liquide et de la vapeur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas) . . . . .	171
VI.11 Evolution des pressions en divers points de la CPLIP (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas) . . . . .	172
VI.12 Evolution des températures des 4 zones de la face chauffée de l'évaporateur (démarrages à 500 W et condenseur 20°C) : réservoir 60°C (haut) et 80°C (bas) . . . . .	175
VI.13 Evolution des températures en divers points de la CPLIP (démarrages à 500 W et condenseur 20°C) : réservoir 60°C (haut) et 80°C (bas) . . . . .	176
VI.14 Evolution des débits du liquide et de la vapeur (démarrages à 500 W et condenseur 20°C) : réservoir 60°C (haut) et 80°C (bas) . . . . .	177
VI.15 Evolution des pressions en divers points de la CPLIP (démarrages à 500 W et condenseur 20°C) : réservoir 60°C (haut) et 80°C (bas) . . . . .	178

VI.16	Evolution des températures en divers points de la CPLIP (démarrages à 500 W et réservoir 73°C) : condenseur 0°C (haut) et 60°C (bas) . . . . .	180
VI.17	Evolution des débits du liquide et de la vapeur (démarrages à 500 W et réservoir 73°C) : condenseur 0°C (haut) et 60°C (bas) . . . . .	181
VI.18	Evolution des pressions en divers points de la CPLIP (démarrages à 500 W et réservoir 73°C) : condenseur 0°C (haut) et 60°C (bas) . . . . .	182
VI.19	Temps caractéristique de montée en température de l'évaporateur de la CPLIP en fonction de la puissance appliquée (réservoir 73°C, condenseur 20°C) . . . . .	183
VI.20	Evolution des températures des 4 zones de la face chauffée de l'évaporateur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas) . . . . .	185
VI.21	Evolution des températures des 4 zones de la face non chauffée de l'évaporateur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas) . . . . .	186
VI.22	Evolution des températures en divers points de la CPLIP (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas) . . . . .	187
VI.23	Evolution des débits du liquide et de la vapeur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas) . . . . .	188
VI.24	Evolution des pressions en divers points de la CPLIP (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas) . . . . .	189
VI.25	Evolution des températures des 4 zones de la face chauffée de l'évaporateur pour un cycle de puissance sévère (haut) et moyenné (bas), (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	192
VI.26	Evolution des températures des 4 zones de la face non chauffée de l'évaporateur pour un cycle de puissance sévère (haut) et moyenné (bas), (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	193
VI.27	Evolution des températures et débits dans la CPLIP pour un cycle de puissance sévère (haut) et moyenné (bas), (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	194
VI.28	Evolution de la température et de la puissance de régulation en partie haute de réservoir pour un cycle de puissance sévère (haut) et moyenné (bas), (réservoir 73°C et condenseur 20°C) . . . . .	195

VI.29	Conductance sur chaque zone de chauffe lors d'une application de puissance localisée à ces zones (réservoir 73°C, condenseur 20°C) . . . . .	197
VI.30	Profils de température gauche et droit de la face chauffée de l'évaporateur (puissance appliquée sur le haut : zones 1 et 3, réservoir 72°C et condenseur 20°C) . . . . .	198
VI.31	Profils de température gauche et droit de la face chauffée de l'évaporateur (puissance appliquée sur le bas : zones 2 et 4, réservoir 72°C et condenseur 20°C) . . . . .	198
VI.32	Profils de température gauche et droit de la face chauffée de l'évaporateur (puissance appliquée sur la gauche : zones 1 et 2, réservoir 72°C et condenseur 20°C) . . . . .	199
VI.33	Profils de température gauche et droit de la face chauffée de l'évaporateur (puissance appliquée sur la droite : zones 3 et 4, réservoir 72°C et condenseur 20°C) . . . . .	199
<b>Quelques propriétés de fluides</b>		<b>213</b>
A.1	Viscosité cinématique de la vapeur . . . . .	213
A.2	Viscosité cinématique du liquide . . . . .	214
A.3	Masse volumique de la vapeur . . . . .	214
A.4	Masse volumique du liquide . . . . .	215
A.5	Chaleur latente d'évaporation . . . . .	215
A.6	Tension de surface . . . . .	216
<b>Etalonnage des débitmètres</b>		<b>217</b>
A.1	Données du fabricant pour le débitmètre en phase liquide . . . . .	218
A.2	Données du fabricant pour le débitmètre en phase vapeur . . . . .	219
<b>La méthode nodale et ESACAP</b>		<b>221</b>
A.1	Exemple de décomposition d'un système avec écoulement . . . . .	221
A.2	Analogie entre réseaux électrique et thermique . . . . .	223
A.3	Représentation et codage d'une conductance fluidique . . . . .	224

## Table des figures

---

# Liste des tableaux

I.1	Hybride série ou parallèle? [Jal07]	14
I.2	Genèse des composants de l'électronique de puissance [Ber00a]	17
I.3	Critère de choix des composants d'électronique de puissance [Ber00a]	19
<b>Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement</b>		<b>27</b>
II.1	Divers modèles de conductivité thermique équivalente pour un milieu poreux saturé de fluide [Kav95] et leur application à notre cas d'étude	43
II.2	Synthèse bibliographique sur la compatibilités des ensembles fluide/bâti/poreux [MPS <sup>+</sup> 10]	48
II.3	Géométrie du problème	53
II.4	Saut de pression capillaire maximal pour chaque fluide	58
<b>Description des moyens expérimentaux</b>		<b>61</b>
III.1	Dimensions et caractéristiques des divers composants de CPLIP-1.2	65
III.2	Calcul des fréquences maximales selon Erber [ERB83]	72
III.3	Limites internes de la boucle en fonction du fluide utilisé	75
<b>Modèle permanent de CPLIP</b>		<b>95</b>
<b>Analyse des résultats de la modélisation thermo-hydraulique en régime permanent de la CPLIP</b>		<b>129</b>
V.1	Récapitulatif de la sensibilité des résultats du modèle à divers paramètres	155
<b>Analyse des résultats expérimentaux du banc CPLIP-1.2</b>		<b>159</b>

<b>Quelques propriétés de fluides</b>	<b>213</b>
<b>Etalonnage des débitmètres</b>	<b>217</b>
<b>La méthode nodale et ESACAP</b>	<b>221</b>
A.1 Correspondance entre grandeurs électriques et thermiques . . . . .	223

# Nomenclature

$C_p$	chaleur spécifique	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$D$	diamètre	m
$e$	épaisseur	m
$F$	fréquence	Hz
$G$	conductance thermique	$\text{W.K}^{-1}$
$g$	accélération de pesanteur	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
$GP$	conductance hydraulique	$\text{kg.Pa}^{-1}.\text{s}^{-1}$
$H$	hauteur	m
$h$	enthalpie massique	$\text{J.kg}^{-1}$
$h_{conv}$	coefficient d'échange convectif	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
$H_{lv}$	chaleur latente de vaporisation	$\text{J.kg}^{-1}$
$k$	perméabilité du poreux	$\text{m}^{-2}$
$L$	longueur	m
$N_m$	nombre de mérite	
$Nu$	nombre de Nusselt	
$P$	pression	Pa
$Pr$	nombre de Prandtl	
$\dot{m}$	Débit massique	$\text{kg.s}^{-1}$
$Q$	flux traversant une conductance thermique	W

## Nomenclature

---

$q$	source de flux thermique	W
$r$	rayon	m
$Re$	nombre de Reynolds	
$S$	section	m <sup>2</sup>
$T$	température	K
$t$	temps	s
$V$	volume	m <sup>3</sup>
$x$	titre massique de vapeur	
$z$	position verticale	m

### Lettres grecques

$\alpha$	titre volumique de vapeur	
$\Delta$	différence	
$\epsilon$	porosité	
$\eta$	longueur de la zone diphasique	m
$\gamma$	variation relative de volume	
$\lambda$	conductivité thermique	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$\mu$	viscosité dynamique	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>
$\nu$	viscosité cinématique	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>
$\dot{q}$	densité de flux	W.m <sup>-2</sup>
$\Phi$	densité de flux	W.m <sup>-2</sup>
$\rho$	masse volumique	kg.m <sup>-3</sup>
$\sigma$	tension de surface	N.m <sup>-1</sup>
$\theta$	angle de mouillage	rad

### Indices

$a, art$  artère

<i>bati</i>	bâti de l'évaporateur
<i>c, cap</i>	capillaire
<i>c.res/evapo</i>	conduite réservoir/évaporateur
<i>can</i>	cannelures
<i>con</i>	consigne
<i>cond</i>	condenseur
<i>crit</i>	critique
<i>diph</i>	diphasique
<i>eff</i>	effectif
<i>eq</i>	équivalent
<i>evap</i>	évaporation
<i>evapb</i>	côté liquide des ménisques de l'interface d'évaporation
<i>evaph</i>	côté vapeur des ménisques de l'interface d'évaporation
<i>évap</i>	évaporateur
<i>f</i>	fluide
<i>grav</i>	gravitaire
<i>h</i>	hydraulique
<i>i, j, k</i>	indices de noeud
<i>inox</i>	acier inoxydable
<i>l</i>	liquide
<i>lam</i>	laminaire
<i>liq</i>	conduite liquide
<i>max</i>	maximal
<i>p</i>	poreux
<i>pc</i>	pertes de charge

## Nomenclature

---

*r* rainurées

*R, res* réservoir

*res.bas, resb* partie basse du réservoir

*res.haut, resh* partie haute du réservoir

*s* solide

*sat* saturation

*ssref* zone sous-refroidie

*turb* turbulent

*v* vapeur

*vap* conduite vapeur

*vapsur* surchauffe de la vapeur

*vd* dernier noeud de conduite vapeur

*zone* zone de chauffe à l'évaporateur

### **Abréviations**

BFDPT Boucle Fluide Diphasique à Pompage Thermocapillaire

BT Basse Température

CNES Centre National d'Etudes Spatiales

CPL « Capillary Pumped Loop »

CPLIP « Capillary Pumped Loop for Integrated Power »

EHP « Euro Heat Pipe »

ESA « European Space Agency »

GNC Gaz Non Condensable

GPL Gaz de Pétrole Liquéfié

HICEPS « Highly Integrated Combustion Electric Propulsion System »

HT Haute Température

IGBT « Insulated Gate Bipolar Transistor »

LHP « Loop Heat Pipe »

MOSFET « Metal Oxide Silicon Field Effect Transistor »

NASA « National Aeronautics and Space Agency »

NIST « National Institute of Standards and Technology »

NRL « Naval Research Laboratory »

PID Proportionnel Intégral Dérivé

PTMU « Power Train Management Unit »

SKAI « SemiKron Advanced Integration »

ZEV « Zero Emission Vehicule »

## Nomenclature

---

# Introduction générale

C'est emprunter des sentiers battus et rebattus que d'affirmer que notre monde est en perpétuelle évolution. Il semblerait que ce soit le propre de l'homme moderne que de chercher à façonner son environnement. Quoi de plus rassurant en effet que d'avoir la certitude que l'on peut maîtriser parfaitement son cadre de vie. Mais gardons nous de cette chimère ! Si l'homme a toujours cherché à comprendre le monde qui l'entoure, à augmenter ses connaissances, il a cependant toujours eu conscience que son pouvoir sur le monde présentait des limites. Mais ce qui se trouve au delà de ces limites, l'homme a également besoin de l'expliquer. On parle alors de mythologie, de religion ou de métaphysique. Ne nous engageons pas sur ces sentiers... Gardons simplement à l'esprit que si la connaissance scientifique nous permet de repousser les limites de notre entendement, d'innover toujours plus, il est bon de reconnaître avec humilité que nous restons des hommes avec simplement l'illusion de contrôler notre petit monde. C'est donc avec humilité que nous allons présenter ce travail de thèse. Nous avons conscience que, comme pour tout travail de recherche, nos conclusions scientifiques ne resteront valables que le temps que de nouveaux travaux puissent prouver le contraire.

En ce qui concerne l'aspect technique de notre travail, il entre dans le cadre du besoin d'innovation de notre société moderne, qui doit faire face à toujours plus de nouveaux défis technologiques. C'est en surmontant ces épreuves que la société évolue, et, si besoin, l'homme se crée lui-même ses propres challenges pour progresser. A l'échelle de l'individu, la thèse est d'ailleurs un modeste défi à elle toute seule... Le travail que nous allons présenter dans ce mémoire a pour objectif de répondre au besoin particulier d'un constructeur automobile mais nous espérons que nos conclusions pourront être utilisées dans le plus large cadre d'applications possible. Le besoin dont nous parlons provient de la tendance de plus en plus poussée à l'électrification des systèmes dans le domaine des transports. En effet, la volonté actuelle de s'affranchir des énergies fossiles amène les constructeurs automobiles à développer des modes de propulsion alternatifs où l'énergie électrique prend une part de plus en plus importante. Le véhicule hybride est une des formes de ces nouveaux genres de propulsion. De part son caractère innovant, ce type de véhicule constitue une véritable pépinière pour voir émerger de nouvelles technologies. C'est pourquoi, sous l'égide de la commission européenne, divers constructeurs et équipementiers automobiles ainsi que des laboratoires de recherche, ont saisi cette opportunité de mettre en commun leurs capacités pour développer le véhicule hybride du futur. Ce projet, qui a pour nom

HICEPS<sup>1</sup>, est destiné non seulement à concevoir un prototype fonctionnel de véhicule hybride mais encore à développer des technologies innovantes qui pourront être utilisées dans les futurs véhicules. Ce travail de thèse, mené en collaboration avec PSA Peugeot Citroën, entre dans le cadre du second objectif de ce projet.

Intégrer dans nos véhicules des équipements électriques destinés à la propulsion est synonyme de nouvelles sources de dissipation thermique à gérer. Après une brève description des véhicules automobiles hybrides, le premier chapitre de cette thèse s'attachera à expliquer le fonctionnement de l'électronique de puissance utilisée au sein de ces véhicules puis à mettre en évidence les nouvelles problématiques de refroidissement auxquelles les constructeurs automobiles sont confrontés. C'est alors qu'intervient le système de transfert thermique innovant dont cette thèse fait l'objet : **la boucle diphasique à pompage thermocapillaire**.

Le deuxième chapitre de cette thèse consistera donc en une étude bibliographique de ces systèmes de transfert thermique passifs qui sont déjà utilisés depuis une cinquantaine d'années dans le domaine spatial. Nous ferons apparaître l'intérêt de l'adaptation de ces systèmes au domaine du transport terrestre ainsi que les problématiques qui en découlent. L'usage des boucles diphasiques en environnement gravitaire conduit en effet à des comportements thermo-hydrauliques particuliers à propos desquels nous espérons que ce travail pourra apporter quelque lumière. Une architecture particulière de boucle diphasique sera finalement décrite, où l'agencement des différents composants joue un rôle très important que nous définirons tout au long de ce mémoire, notamment en terme de contrôle efficace de la température des équipements électroniques à refroidir. La fin de ce deuxième chapitre sera consacrée à une brève étude de pré-dimensionnement qui nous permettra de comparer les performances attendues de différents fluides de travail pour notre boucle diphasique en fonction de l'application automobile qui nous intéresse.

L'architecture particulière de boucle diphasique que nous venons d'évoquer a été mise en pratique sous forme de prototype au sein d'un banc expérimental intégralement développé au cours de cette thèse, avec le concours de l'entreprise belge EHP<sup>2</sup>. La description de ces moyens expérimentaux, des mesures effectuées et des problèmes rencontrés, fait l'objet de notre troisième chapitre. Nous verrons en effet que ce banc expérimental propose des fonctionnalités poussées de gestion de la puissance thermique appliquée ainsi que de mesures de températures, débits et pressions de manière à obtenir le plus de données possibles susceptibles de nous aider à appréhender correctement les couplages thermo-hydrauliques régissant un tel système.

Une modélisation des boucles diphasiques en régime de fonctionnement permanent est présentée dans le quatrième chapitre. Le modèle nodal global de boucle ainsi développé sera confronté aux résultats expérimentaux dont nous disposons. Après avoir fait ses preuves, ce modèle pourra donc exprimer pleinement son potentiel, ainsi que ses limitations, dans le chapitre suivant. Le cinquième chapitre a en effet pour objectif de présenter une analyse des résultats de diverses simulations en régime permanent pour d'une part, caractériser la réponse du système à une dissipation thermique de l'électro-

---

1. Highly Integrated Combustion Electric Propulsion System

2. Euro Heat Pipe

nique, et d'autre part, mettre en évidence le rôle de certains paramètres ou conditions limites sur le fonctionnement de cette boucle diphasique.

Enfin, à la suite de l'éclairage apporté par la modélisation en régime permanent, le dernier chapitre sera consacré à l'analyse des différents résultats expérimentaux obtenus durant cette thèse. Après avoir traité des résultats obtenus lors du fonctionnement en régime permanent du prototype de boucle, nous nous intéresserons à ses phases de fonctionnement transitoire. La phase de démarrage du système sera décomposée et analysée, ainsi que les échelons montants et descendants de puissance appliquée. Puis, dans un souci de nous rapprocher le plus possible de notre contexte automobile, une partie de ce dernier chapitre sera consacrée à l'application à la boucle d'un cycle réel et sévère de dissipation thermique d'un module d'électronique de puissance. Nous clôturerons ce dernier chapitre en mettant à profit une fonctionnalité de notre banc expérimental qui nous permet d'étudier la réponse du système à une dissipation localisée de puissance thermique.

Nous concluerons finalement ce mémoire par un bilan des réponses apportées et des points importants apparus tout au long de ce travail, qui ouvriront nombre de perspectives sur l'avenir du système de boucle diphasique dont cette thèse aura fait l'objet.



# Chapitre I

## Véhicules hybrides et électronique de puissance embarquée

### 1 Transition technique et psychologique : le véhicule hybride

#### 1.1 Raison d'être du véhicule hybride

La mutation du parc automobile européen est engagée. Elle n'est certes pas encore évidente sur nos routes mais il ne faut pas s'y méprendre, de nouvelles énergies font peu à peu leur apparition dans nos véhicules. La volonté de réduire les émissions polluantes d'une part et la raréfaction des ressources pétrolières mondiales d'autre part rendent indispensable ce changement. Le passage du mode de propulsion thermique au mode de propulsion électrique n'en est qu'un exemple parmi d'autres et marque une rupture non seulement technologique mais aussi psychologique dans nos habitudes. Le véhicule hybride permet d'assurer cette transition de manière douce pour le consommateur. En effet, si les acheteurs sont séduits par l'idée de véhicules consommant moins et polluant peu, ils ne veulent pas pour autant renoncer à leurs exigences actuelles : sécurité, habitabilité, agrément de conduite, performances, confort, autonomie et faible prix de revient au km. Or la motorisation hybride thermique/électrique permet de rouler en mode tout électrique en zone urbaine alors qu'en zone routière et autoroutière le moteur thermique prend le relais dans son point de fonctionnement optimal. Consommation et pollution sont ainsi réduites dans les deux cas tout en conservant les performances attendues d'un véhicule classique. Même si la conception de ce type de véhicule est très complexe et oblige les constructeurs à étendre et combiner leurs domaines de savoir-faire, le véhicule hybride est une solution de transition viable vers le véhicule tout électrique pour accompagner le changement de mentalité des consommateurs que nous sommes. Et il est certain qu'un changement de mentalité à l'échelle de la société nécessite du temps et de l'éducation !

### 1.2 Deux sources d'énergie différentes

Rappelons tout d'abord la définition d'un véhicule hybride [Jal07] : « Un véhicule hybride est un véhicule propulsé par au moins deux sources d'énergie différentes ». Les véhicules hybrides décrits ici combinent les propulsions d'origine thermique et électrique.

#### 1.2.1 Le moteur thermique :

Toutes les technologies de moteur thermique peuvent être utilisées, y compris celles faisant intervenir des carburants non conventionnels. Par exemple le GPL, le gaz naturel ou encore le bio-éthanol. Chacune de ces technologies impacte différemment la pollution, la consommation, les performances, le rendement, l'encombrement et le poids du véhicule. Cependant, les motorisations les plus utilisées pour l'hybridation restent le Diesel et l'essence. Les progrès réalisés ces dernières années dans l'optimisation des motorisations classiques restent donc d'actualité avec le véhicule hybride.

#### 1.2.2 Les machines électriques et l'électronique de puissance associée :

Contrairement aux machines thermiques, les machines électriques représentent une source d'énergie réversible. En effet, les échanges de puissance entre les parties mécanique et électrique se font dans les deux sens. Associée à un système de stockage efficace (les batteries par exemple), cette caractéristique ouvre donc un nouvel horizon au véhicule hybride : la récupération d'énergie en phase de freinage. Quoi qu'il en soit les machines électriques utilisées peuvent être de tous types. Les plus utilisées aujourd'hui sont de type synchrone à aimants du fait de leurs rendement et puissance volumique élevés. Associés à une électronique de puissance (onduleur réversible) et à une commande appropriée, les points de fonctionnement de ces machines sont parfaitement contrôlés en couple et en vitesse.

#### 1.2.3 Le taux d'hybridation :

C'est le rapport entre la puissance du moteur thermique et la puissance totale embarquée à bord du véhicule [Jal07]. Lorsque le taux d'hybridation est proche de 1 la machine électrique a une faible puissance. Lorsque ce taux est proche de 0,5 la ou les machines électriques participent à la propulsion du véhicule et/ou à la recharge des batteries. Trois types d'hybridation sont possibles :

- **Le micro-hybride** pour lequel le taux d'hybridation est voisin de 1. Le système d'alternateur-démarrateur qui permet la mise en marche-arrêt automatique du moteur thermique en est un bon exemple. Le système « Stop & Start » développé par Valéo en collaboration avec PSA Peugeot Citroën engendre à lui seul une réduction de la consommation de carburant de l'ordre de 10 % en parcours urbain.
- **Le semi-hybride** est en fait un micro-hybride doublé d'une assistance électrique au moteur thermique, généralement de petite cylindrée. Le véhicule peut aussi être équipé pour assurer la récupération d'énergie au freinage. Cette technologie est

## I.1 Transition technique et psychologique : le véhicule hybride

utilisée sur les Honda Civic hybrides ainsi que sur la Mazda Demio commercialisée au Japon.

- **L’hybride intégral** possède quand à lui une machine électrique qui assure seule la propulsion du véhicule quand la vitesse est réduite. L’équipement à mettre en place est dans ce cas plus important et l’habitabilité du véhicule peut s’en retrouver réduite notamment à cause de la taille des batteries. Cependant, cette catégorie plus aboutie et moins consommatrice de carburant semble faire l’unanimité auprès des constructeurs. La Toyota Prius était jusqu’à présent la principale représentante de cette catégorie en Europe. Les hybrides PSA Peugeot Citroën « HDI hybrides » fraîchement commercialisées utilisent aussi ce type d’hybridation.

### 1.3 Gestion énergétique du véhicule

La présence de deux sources énergétiques différentes au sein d’un même véhicule offre tout un panel de modes de fonctionnement. Les moteurs thermique et électrique peuvent en effet être utilisés ensemble ou séparément selon le scénario de roulage considéré (accélération ou freinage par exemple). La figure I.1 représente les trois espaces de fonctionnement d’une motorisation hybride dans le plan des puissances [Jal07].

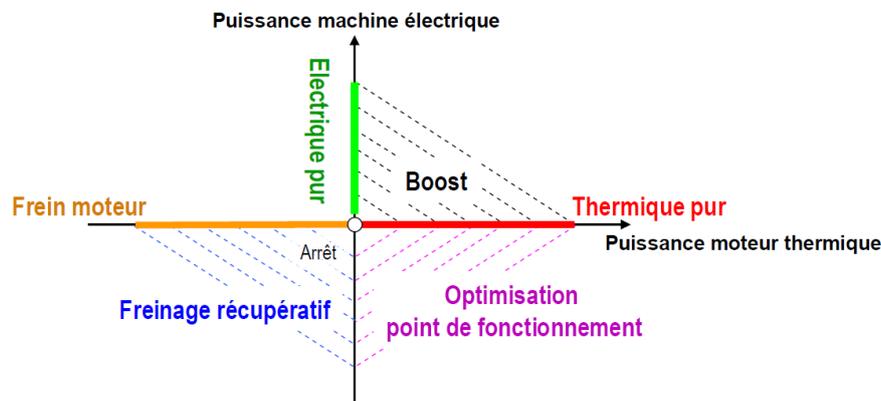


Figure I.1 – Modes de fonctionnement d’un véhicule hybride dans le plan des puissances

#### 1.3.1 Le mode thermique pur :

Ce mode correspond à une propulsion du véhicule intégralement assurée par le moteur thermique. Dans ce cas les performances en termes de consommation et de pollution sont similaires à celles d’un véhicule classique moyennant la prise en compte du surpoids dû aux batteries et autres équipements d’hybridation.

### 1.3.2 Le mode électrique pur :

Dans ce mode de fonctionnement, le moteur thermique est arrêté et la propulsion du véhicule est intégralement assurée par le moteur électrique. Ce mode de fonctionnement se rencontre uniquement pour des véhicules hybrides dont l'architecture permet de déconnecter le moteur thermique de la transmission à l'aide, par exemple d'un embrayage. Ce mode de fonctionnement est géré par le calculateur de bord. Deux cas de figure se présentent alors. Soit le calculateur passe automatiquement en mode électrique pur pour l'optimisation énergétique du véhicule à faible vitesse. Soit, si l'état de charge des batteries le permet, le conducteur a la possibilité de « forcer » le passage en mode tout électrique appelé aussi mode ZEV<sup>1</sup>. ces possibilités sont particulièrement intéressantes en circulation urbaine. Dans ce cas les performances dynamiques et d'agrément de conduite correspondent à celles d'un véhicule électrique classique.

### 1.3.3 Le mode hybride :

Dans ce mode la propulsion est assurée à la fois par le moteur thermique et le moteur électrique. Plusieurs scénarios d'utilisations sont envisageables pour ce mode :

- La fonction « boost » ;
- L'assistance aux changements de rapports ;
- Le système « Stop & Start » ;
- La récupération d'énergie au freinage ;
- L'optimisation du point de fonctionnement.

La fonction « boost » correspond à l'assistance électrique à la traction. Dans ce scénario le moteur électrique fournit un couple qui vient s'ajouter à celui du moteur thermique pour propulser le véhicule surtout en cas de forte accélération. Cette fonction permet notamment l'utilisation de moteurs thermiques de plus petite cylindrée limitant ainsi la consommation du véhicule. Le couple du moteur électrique peut également être utilisé pour maintenir l'effort de traction durant le passage des rapports de la boîte de vitesse. Moyennant une géométrie adaptée, cette fonction améliore l'agrément de conduite du véhicule. La fonction « Stop & Start » assure quant à elle l'arrêt et la marche automatique du moteur thermique, à un feu rouge par exemple. Ce système de mise en veille n'est actif que si le moteur est à sa température normale de fonctionnement et si le bilan électrique des batteries le permet. Sur un véhicule conventionnel, l'énergie de décélération est intégralement perdue sous forme de chaleur au niveau des freins. Pour un véhicule hybride, cette énergie peut permettre de recharger les batteries moyennant quelques limitations :

- la récupération d'énergie est limitée aux essieux comportant un système de freinage électrique
- la capacité de charge de la batterie est fonction de son état de charge (plus la batterie est chargée, moins il est possible de la recharger)
- l'énergie perdue au freinage peut excéder la puissance maximale du générateur électrique

---

1. « Zero Emission Vehicule »

## I.1 Transition technique et psychologique : le véhicule hybride

L'optimisation du point de fonctionnement du moteur thermique peut présenter deux facettes. D'une part, l'énergie nécessaire à la propulsion du véhicule peut être délivrée par le moteur thermique seul, le moteur électrique étant utilisé pour recharger les batteries. D'autre part la traction du véhicule peut être simultanément assurée par les moteurs thermique et électrique. Dans le premier cas le moteur thermique délivre un couple plus grand que dans un véhicule classique. La figure I.2 montre que le rendement s'en trouve alors amélioré. Il faut noter ici que cette figure ne se réfère à aucun moteur existant [Jal07]. Dans le second cas la répartition de puissance délivrée par les deux moteurs résulte alors d'une commande de stratégie du calculateur de bord qui correspond à une optimisation énergétique.

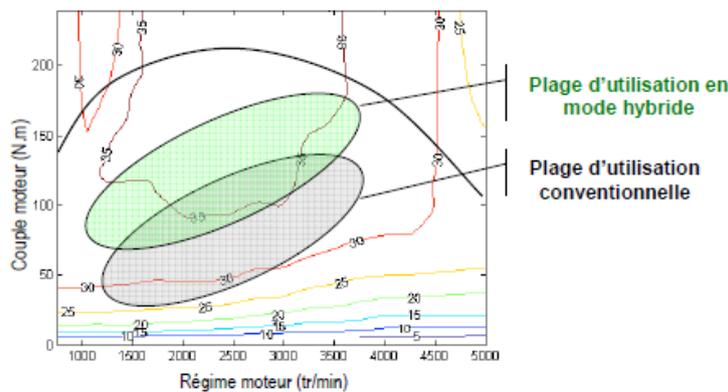


Figure I.2 – Cartographie de rendement du moteur thermique [Jal07]

### 1.4 Plusieurs architectures possibles

il existe de nombreuses manières de combiner les énergies thermique et électrique au sein d'un véhicule hybride. Ces différentes architectures sont classées selon la nature du point de jonction - appelé « noeud » - où ces deux énergies s'additionnent. Deux principales familles de véhicules hybrides existent alors : série et parallèle.

#### 1.4.1 Le véhicule hybride série

Dans un véhicule d'architecture hybride série, le « noeud » est de nature électrique. En effet, ce type de véhicule est entièrement propulsé par la machine électrique comme le montre la figure I.3. En amont de ce moteur électrique, le moteur thermique est uniquement utilisé pour entraîner une génératrice qui recharge les batteries. De ce fait, il ne s'agit ni plus ni moins que d'un véhicule électrique muni d'un groupe électrogène. Le taux d'hybridation d'un véhicule hybride série est donc généralement proche de 0.

En ville, l'état de charge des batteries permet de rouler sur de courts trajets en mode tout électrique. Sur route, la génératrice entraînée par le moteur thermique assure la recharge des batteries et l'alimentation du moteur électrique et donc l'autonomie et la

vitesse de croisière du véhicule. Dans le cas où la puissance est insuffisante, la batterie peut intervenir ponctuellement, par exemple pour de fortes accélérations.

**1.4.1.1 Avantages :** Du point de vue du concepteur, l'absence de liaison mécanique entre le moteur thermique et les roues rend l'agencement des différents composants au sein du véhicule plus aisé. Du point de vue écologique, la consommation et la pollution d'un tel véhicule sont minimales. En effet le régime et le couple du moteur thermique peuvent être choisis quasiment indépendamment des conditions de conduites. Le moteur thermique est ainsi toujours utilisé dans sa plage de fonctionnement optimale.

**1.4.1.2 Inconvénients :** Du point de vue énergétique, le rendement global souffre du cumul des rendements des trois machines (une thermique et deux électriques). La conversion énergétique thermique-mécanique-électrique-mécanique peut donc s'avérer difficilement justifiable au vu des pertes énergétiques qu'elle engendre. De plus, les besoins en vitesse et en accélération nécessitent un moteur électrique de forte puissance puisqu'il doit assurer à lui seul la propulsion du véhicule.

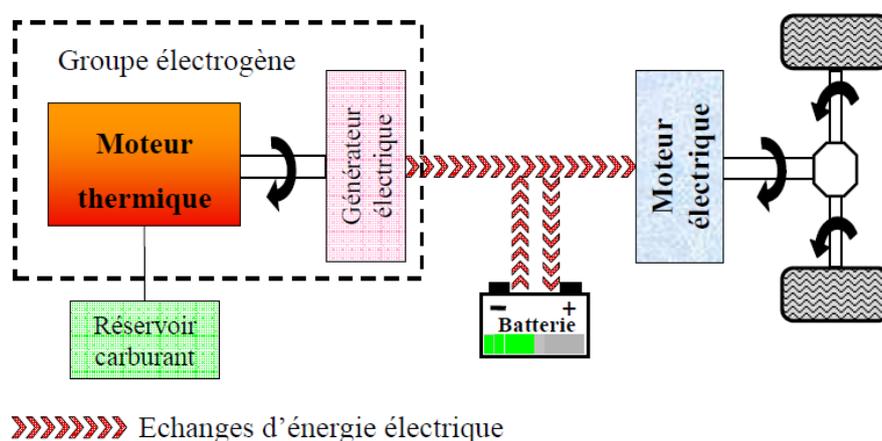


Figure I.3 – Architecture hybride série [Jal07]

### 1.4.2 Le véhicule hybride parallèle

Dans ce type d'architecture le « noeud » est de nature mécanique. Le moteur thermique conventionnel (Diesel, essence ou GPL) est en effet directement connecté aux roues par divers types de transmission et assure l'autonomie principale du véhicule. Il est cependant possible de débrayer ce moteur en cas de fonctionnement en mode tout électrique. La machine électrique n'a plus alors qu'à assurer la propulsion du véhicule sur cycle urbain. Elle est ainsi beaucoup moins imposante que dans le cas hybride série puisqu'elle n'a pas à fournir la puissance nécessaire à un régime de croisière périurbain ou autoroutier. Ainsi, le mode ZEV correspond aux situations où le moteur thermique serait peu efficace

## I.1 Transition technique et psychologique : le véhicule hybride

(consommation et pollution élevées). La recharge des batteries peut éventuellement se faire à l'arrêt par branchement sur le réseau électrique. Mais les batteries peuvent aussi être rechargées en roulage en utilisant la machine électrique en mode générateur. Dans ce cas, soit le moteur thermique assure à la fois la traction et la recharge, soit l'énergie cinétique des phases de décélération et de freinage est récupérée puis convertie (cf par. 1.3.3). Les performances d'un véhicule hybride parallèle peuvent ainsi rivaliser avec celles des berlines thermiques classiques, même en cycle routier. Plusieurs types de transmissions existent pour coupler les moteurs thermique et électrique. La figure I.4 donne un classement des grandes familles d'architectures parallèles existantes.

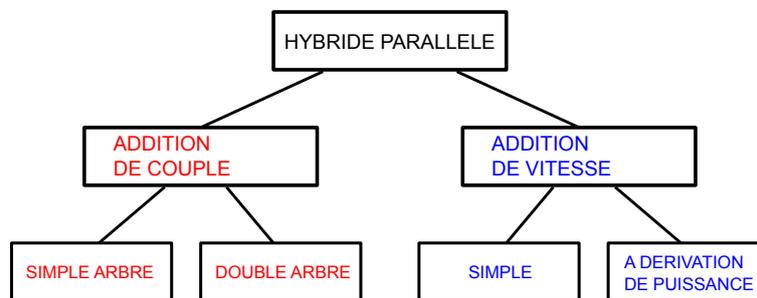


Figure I.4 – Architecture hybride parallèle

Dans le cas de « l'addition de couple », le couple à la roue est la somme des couples fournis par les deux moteurs. Deux possibilités s'offrent alors : une addition de couple dite « simple arbre » (fig. I.5) ou bien une addition de couple dite « double arbre » (fig. I.6). La différence majeure entre ces deux architectures concerne les régimes respectifs des moteurs thermique et électrique. Dans le premier cas, le régime du moteur électrique est dépendant de la vitesse du véhicule et du rapport de transmission. A l'inverse, l'architecture double arbre permet de régler indépendamment le point de fonctionnement des deux moteurs moyennant une boîte de vitesse supplémentaire. Ceci confère à l'architecture double arbre une meilleure optimisation énergétique et un meilleur agrément de conduite. Par contre, cette dernière est plus complexe à mettre en oeuvre et plus chère à produire.

La deuxième famille d'architecture parallèle dite à « addition de vitesse » utilise un train épicycloïdal pour assurer la transmission de puissance entre les deux moteurs et les roues. L'addition de vitesse est généralement accompagnée d'une dérivation de puissance réalisée par un deuxième moteur électrique comme le montre la figure I.7. La machine électrique associée au train planétaire agit alors comme un variateur de vitesse pour le moteur thermique. Le régime de ce dernier est donc réglé par le moteur électrique variateur tandis que son couple est défini par le moteur électrique de traction. La puissance du moteur thermique se sépare donc en une partie mécanique et une partie électrique, d'où le nom de cette architecture. Cette dernière architecture est celle du premier véhicule hybride commercialisé en grande série : la TOYOTA PRIUS.

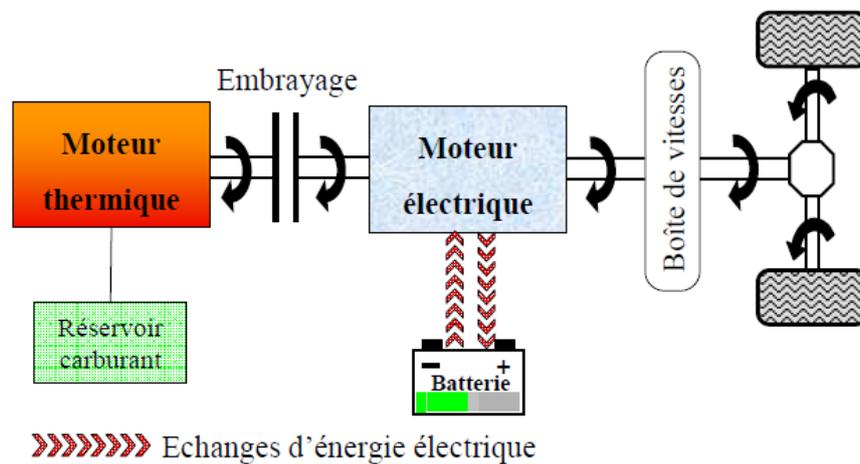


Figure I.5 – Architecture hybride parallèle à addition de couple simple arbre [Jal07]

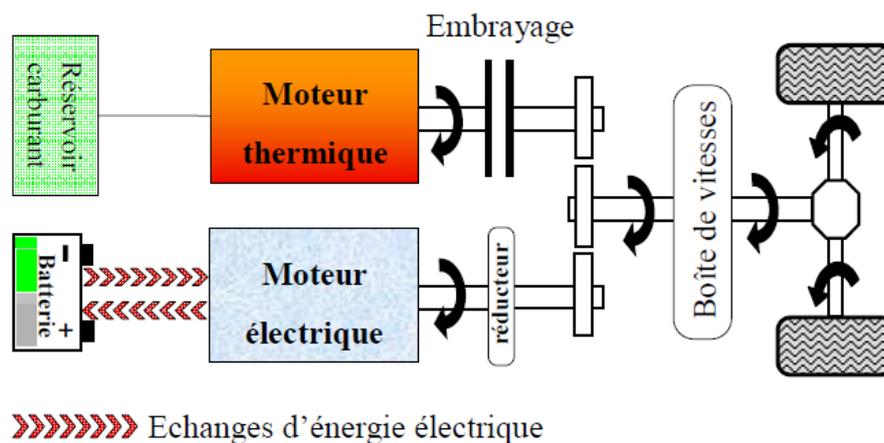
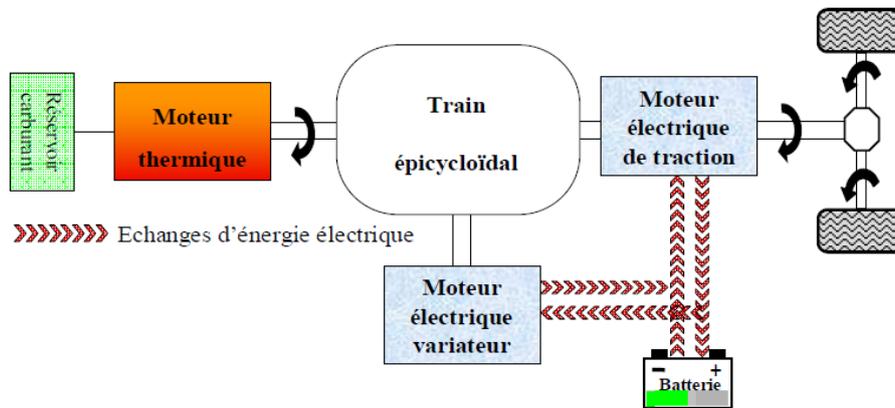


Figure I.6 – Architecture hybride parallèle à addition de couple double arbre [Jal07]



**Figure I.7** – Architecture hybride parallèle à addition de vitesse avec dérivation de puissance [Jal07]

### 1.4.3 Synthèse comparative entre architectures série et parallèle

Le tableau I.1 [Jal07] propose une synthèse comparative entre les deux architectures décrites précédemment. Il présente les principaux critères à examiner lorsqu'il s'agit de choisir entre les architectures hybride série et parallèle.

## 2 Le choix de PSA Peugeot Citroën

Dans ce paragraphe est présentée l'architecture développée par PSA Peugeot Citroën pour équiper les véhicules « Hybrides HDI » commercialisés en 2010. L'architecture choisie est de type « hybride parallèle simple arbre ». Ce choix s'inscrit dans la politique d'organes et de plates-formes du groupe car il permet de récupérer un maximum de composants majeurs existants comme le moteur thermique et la boîte de vitesse par exemple. La figure I.8 présente cette architecture.

La transmission se fait essentiellement par voie mécanique à l'aide d'une boîte de vitesse manuelle pilotée à six rapports, ce qui engendre un bon rendement dans toutes les conditions de roulage (routier, autoroutier, montagne, remorquage,...) et offre un bon niveau de consommation. En effet la consommation moyenne est de 3,4 l aux 100 km soit 90 g de CO<sub>2</sub> par km pour les concept cars 307 et C4 hybride HDI. Au moteur Diesel HDI 1,6 l doté d'un système filtre à particules est associé un système Stop & Start de dernière génération ainsi qu'un ensemble de systèmes électriques. Ces derniers sont une machine électrique de type synchrone à aimants permanents, un onduleur, une batterie haute tension composée de 168 éléments de type Ni-MH<sup>2</sup> et une électronique de contrôle dédiée. Lors d'une décélération ou d'un freinage du véhicule, le dispositif de freinage piloté assure la transformation de l'énergie cinétique en énergie électrique qui est alors stockée dans la batterie. La puissance de la machine électrique a quant à elle été déterminée pour

2. Nickel-Métal Hydrure

Architecture	Hybride série	Hybride parallèle
<b>Avantages</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– bon rendement aux faibles vitesses</li> <li>– très bon contrôle du point de fonctionnement du moteur thermique</li> <li>– possibilité d'utiliser des moteurs thermiques aux performances dynamiques réduites</li> <li>– facilité d'implantation et de commande du moteur thermique</li> <li>– confort d'utilisation</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– bon rendement énergétique</li> <li>– modifications réduites de l'architecture de la transmission (notamment en simple arbre)</li> <li>– nombre de composants limité</li> <li>– utilisation possible en mode tout thermique</li> </ul>
<b>Inconvénients</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– faible rendement énergétique</li> <li>– nécessité d'utiliser deux machines électriques dont l'une de forte puissance pour la traction</li> <li>– augmentation du coût, du poids et de l'encombrement</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– couplage mécanique complexe</li> <li>– gestion de fonctionnement et commande délicate</li> </ul>

**Tableau I.1** – Hybride série ou parallèle ? [Jal07]

### I.3 De nouveaux composants au sein des véhicules, de nouvelles problématiques à résoudre : l'électronique de puissance

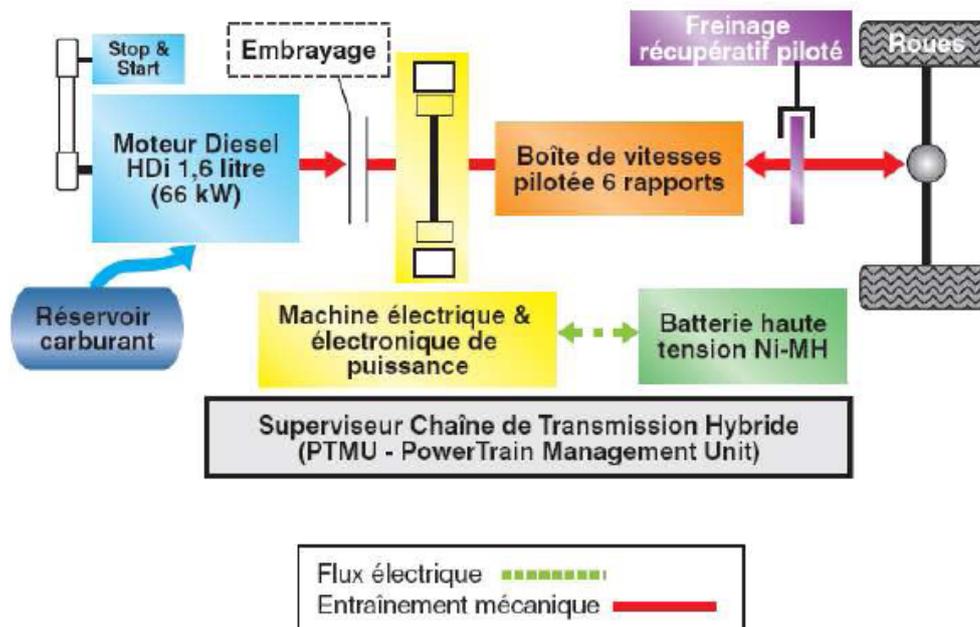


Figure I.8 – Architecture hybride choisie par PSA [Jal07]

assurer l'usage en mode électrique pur pour des vitesses inférieures ou égales à 50 km/h qui représentent les conditions d'utilisation urbaine d'un véhicule. La fonction de mise en veille du moteur thermique peut donc intervenir à tout moment, en fonction de l'usage du véhicule et de la stratégie d'optimisation énergétique. Lors d'une accélération soutenue le système Stop & Start assure instantanément et automatiquement le redémarrage du moteur thermique. L'ensemble de toutes ces opérations est coordonné par le système de contrôle de la chaîne de traction et de freinage nommé PTMU<sup>3</sup>. Pour privilégier une faible consommation, le PTMU sélectionne le meilleur mode de fonctionnement en fonction des sollicitations du conducteur et de la stratégie d'optimisation énergétique du constructeur.

## 3 De nouveaux composants au sein des véhicules, de nouvelles problématiques à résoudre : l'électronique de puissance

Machines électriques, batteries, systèmes de conversion d'énergie, etc... Tous ces systèmes qui font leur apparition dans un véhicule hybride ne simplifient pas la gestion énergétique du véhicule, bien au contraire. De fortes puissances électriques entrent désormais en jeu au sein des véhicules. Dans ce type d'application, l'électronique de puissance trouve naturellement sa place pour assurer la conversion d'énergie électrique [Tou07] :

3. Power Train Management Unit

- « DC-AC » entre les batteries et le moteur électrique ;
- « DC-DC » entre les batteries et les organes de motorisation électrique tels que les lève-vitres ;
- « AC-DC » réversible du moteur électrique vers les batteries (récupération d'énergie).

### 3.1 Une brève description des composants de l'électronique de puissance

#### 3.1.1 Principes fondamentaux

A l'origine de l'électronique de puissance se trouve donc la problématique du contrôle du transfert de puissance électrique au sein d'un dispositif. Pour bien comprendre le principe et l'utilité de la conversion de puissance à découpage, Bernot [Ber00b] présente une analogie hydraulique comparant une régulation proportionnelle classique à la commande à découpage. Imaginons une baignoire remplie d'eau mais percée en son fond. Deux types de robinet sont disponibles pour compenser la fuite et maintenir le niveau de l'eau dans la baignoire.

- Le premier type de robinet est dit « analogique ». Il peut en effet être assimilé à un système de régulation proportionnelle du niveau d'eau dans la baignoire. En effet son débit est réglé par action progressive sur la manette. Par conséquent ce robinet est le siège de pertes de charges qui seront d'autant plus importantes que le débit est élevé.
- Le second type de robinet est dit « à découpage ». Son débit est ajusté en ouvrant puis fermant complètement la vanne de façon régulière. Ce robinet est donc soit ouvert, soit fermé, d'où la notion de découpage. Les pertes de charges se limitent donc à celles dues aux transitions d'état.

D'après cette analogie entre débit et courant ainsi qu'entre pression et tension, le domaine d'utilisation de la régulation proportionnelle se limite aux faibles débits à cause des pertes de charge qui sont engendrées. Séguier [Ség88] applique bien cette idée dans le domaine électronique. Dans le domaine des courants faibles, la caractéristique principale est le *gain*, rapport entre les niveaux des signaux de sortie et d'entrée. Le transfert de puissance se fait donc par *modulation* de la chute de tension associée. En électronique des courants forts, la notion principale devient celle de *rendement*. Le transfert de puissance ne peut plus alors se faire par modulation car les pertes (produit du courant par la chute de tension) grèveraient trop lourdement le rendement, tout comme dans l'analogie hydraulique. Il devient alors nécessaire de travailler en *commutation*, autre nom que les électroniciens donnent au découpage. Le composant de base de toute l'électronique de puissance est par conséquent le semi-conducteur fonctionnant en interrupteur. La jonction P-N en est l'exemple le plus simple.

Les matériaux de la quatrième colonne de la classification périodique des éléments et plus particulièrement le silicium et le germanium présentent la particularité d'être partiellement conducteurs par rapport aux métaux classiques. Une fois débarrassés de

### I.3 De nouveaux composants au sein des véhicules, de nouvelles problématiques à résoudre : l'électronique de puissance

1930	Diode à jonction
1947	Transistor bipolaire de Bardeen, Shockley et Brattain
1948	Transistor unijonction de Shockley
1954	Transistor à effet de champ de Shockley (déjà proposé par Lilienfeld en 1925)
1955	Transistor bipolaire moderne à base diffusée
1956	Thyristor (d'après York)
1959	Premier circuit intégré (d'après Kilby)

**Tableau I.2** – Genèse des composants de l'électronique de puissance [Ber00a]

leurs impuretés, ils sont dopés en électrons d'une part (zone de type N) et en protons de l'autre (zone de type P). Ce dopage crée un champ électrostatique  $E_0$  dirigé de N vers P. Une barrière de potentiel empêche alors le matériau de conduire le courant [Ber00a]. Si l'on applique une tension positive aux bornes de ce dipôle dans le sens P-N, le champ électrique  $e$  créé s'oppose à  $E_0$  et favorise la diffusion des charges entre N et P. Le courant s'établit alors entre les bornes. L'inversion des polarités du générateur amplifie le champ  $E_0$  et bloque le passage du courant. La jonction P-N mentionnée plus haut n'est autre que l'assemblage de ces deux zones (P et N). Lorsqu'elle est connectée en direct elle est passante avec une résistance très faible, tandis qu'en inverse elle est bloquante avec une très grande résistance interne. C'est la définition d'une *diode*. Les composants de l'électronique de puissance ont été développés dès les années 30 (tableau I.2) à partir de ce composant de base.

#### 3.1.2 Composants usuels

Les états bloqué ou passant de la diode dépendent complètement du sens du courant qui la traverse. Les applications complexes de l'électronique de puissance exigent plus de flexibilité et surtout une commutation moins dépendante du courant. C'est pourquoi les développements de semi-conducteurs se sont rapidement orientés vers des composants commandés. Le premier pas consiste à diversifier les dopages et les jonctions des composants. Le transistor bipolaire, autre composant classique mentionné dans le tableau I.2, est notamment réalisé avec deux jonctions PN placées tête-bêche. Deux types de transistors sont donc disponibles : NPN et PNP. Cependant, les porteurs de type P étant moins efficaces que leurs homologues de type N [Ber00a], le transistor PNP est moins rapide et supporte moins les tensions élevées que le transistor NPN, par là même beaucoup plus répandu. Le thyristor, inventé en 1956, est un empilement de 4 couches PNPN et présente donc 3 jonctions : PN-NP-PN. Comme la diode il est composé d'une anode, d'une cathode et est asymétrique en tension. Sa particularité réside dans sa commande appelée « gâchette » (figure I.9). Il peut être assimilé à une diode commandée. Pour qu'il soit passant il faut que les deux conditions suivantes soient réunies :

- une tension  $V_{AK}$  positive entre anode et cathode ;
- une impulsion de courant de quelques centaines de milliampères dans la gâchette.

Il devient bloquant dès que le courant qui le traverse s'annule. Par rapport à une diode, l'instant où le thyristor devient passant peut être retardé. Citons notamment comme

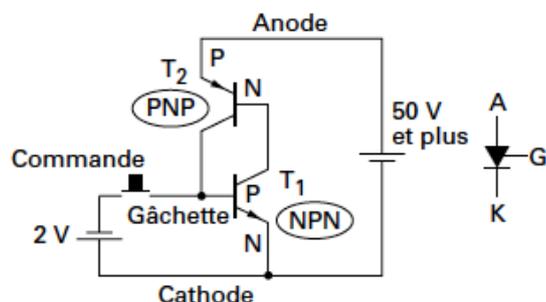


Figure I.9 – Thyristor [Ber00a]

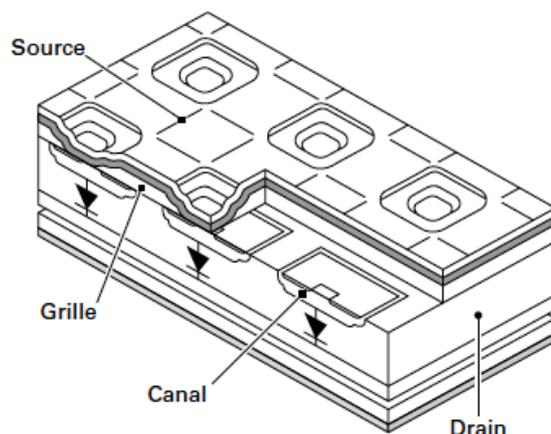
autres composants commandés en courant les thyristors rapides GTO<sup>4</sup> et les Triacs [Ber00a]. Ces derniers sont l'assemblage de deux thyristors connectés tête-bêche et fonctionnant indépendamment l'un de l'autre.

Un second type de composant commandé en tension fait son apparition dans les années 1960 avec le transistor MOSFET<sup>5</sup>. Il peut être considéré comme une résistance variable. Très rapides, ces composants présentent cependant une chute de tension à l'état passant de l'ordre de 1%, ce qui rend les pertes rédhibitoires pour les modèles haute tension (perte de 10 V pour 1 kV). Par contre, les modèles basse tension (< 50 V) sont les meilleurs du marché tant au niveau du prix que des performances [Ber00a]. Dans les années 1980 apparaît le transistor IGBT<sup>6</sup> qui allie la faible chute de tension directe du transistor bipolaire à la commande du MOSFET. D'un point de vue fonctionnel très général, l'IGBT peut être assimilé à un thyristor dont on commande également la fermeture. La partie puissance des onduleurs et redresseurs des systèmes de traction est aujourd'hui essentiellement assurée par ce type de composant. L'IGBT est toujours associé à une diode dite de *roue libre* en antiparallèle de manière à réaliser un interrupteur bidirectionnel en courant [Los08]. En effet, lorsque l'IGBT est bloqué, il tient la tension négative appliquée entre collecteur et émetteur mais aucun courant ne le traverse. Dans un montage de puissance commandant un moteur par exemple, cette diode permet de garder une continuité du courant dans les bobinages du moteur lorsque l'IGBT qu'elle protège est bloqué. Cette fonction permet d'éviter d'éventuelles détériorations.

Comme l'illustre la figure I.10, les composants électroniques modernes sont toujours réalisés à partir de millions de cellules élémentaires mises en parallèle [Ber00a]. Pour une puce IGBT par exemple, deux millions de cellules élémentaires s'étendent au maximum sur 2 cm<sup>2</sup>. Cette limite provient du compromis entre les possibilités technologiques de miniaturisation et la quantité de puces qui peut être extraite d'un *wafers*<sup>7</sup>. Il est donc

4. Gate Turn Over
5. Metal Oxide Semi-conductor Field Effect Transistor
6. Insulated Gate Bipolar Transistor
7. disque de matériau semi-conducteur purifié

### I.3 De nouveaux composants au sein des véhicules, de nouvelles problématiques à résoudre : l'électronique de puissance



**Figure I.10** – Cellules élémentaires en parallèle pour la réalisation de composants semi-conducteurs [Ber00a]

Composant	Application	
MOSFET	basse tension	$U < 100V$
IGBT	moyenne tension, haute fréquence	$100V < U$
Thyristor ou Triac	moyenne tension, fréquence secteur	$100V < U$
GTO	haute tension, basse fréquence	$U > 1000V$

**Tableau I.3** – Critère de choix des composants d'électronique de puissance [Ber00a]

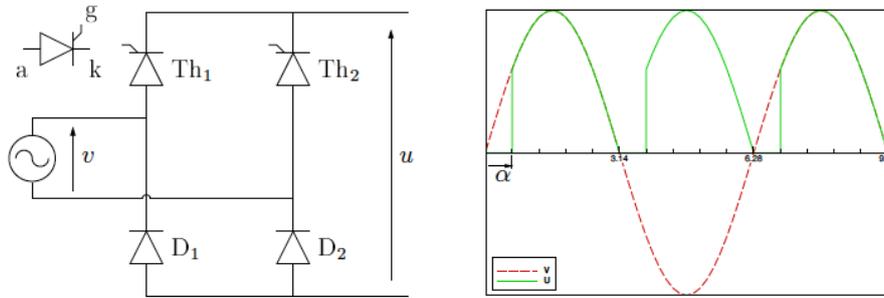
nécessaire de répartir le courant entre plusieurs puces en les disposant en parallèle dans les modules. Une puce IGBT de 3,3 kV étant limitée à 50 A [Los08], 24 puces sont mises en parallèle pour réaliser un composant de 1,2 kA.

Même si tous les composants décrits ici ont évolué depuis les années 1950, la classification d'utilisation présentée dans le tableau I.3 est toujours valable. En ce qui concerne les perspectives d'évolutions des composants d'électronique de puissance, Tournier [Tou07] présente l'intérêt du carbure de silicium comme nouveau matériau tandis que Bernot [Ber00a] prévoit à moyen terme l'utilisation plus fréquente de nouveaux composants (MCT<sup>8</sup>, SITH<sup>9</sup> ou SIT<sup>10</sup>) et à plus long terme l'utilisation de composants à commande optique.

**3.1.2.1 Remarque** Comment la commande en commutation d'un composant permet-elle de moduler l'amplitude d'un signal ? Les quelques composants décrits précédemment permettent de fournir un exemple d'explication. Lossouarn [Los08] présente notamment

8. Metal oxide silicon Controlled Thyristor  
 9. Static Induction THyristor  
 10. Static Induction Transistor

l'exemple du pont redresseur simple constitué de deux thyristors et de deux diodes illustré en figure I.11. L'objectif de ce pont redresseur est de changer la valeur moyenne d'un signal



**Figure I.11** – Pont redresseur composé de deux thyristors et de deux diodes [Los08] -  
(a) anode, (k) cathode, (g) gâchette

monophasé. Lorsque le déclenchement des thyristors est commandé par l'intermédiaire de l'angle  $\alpha$  nommé « retard à l'amorçage », la gestion de la commutation permet de modifier la valeur de la tension de sortie. Durant l'alternance positive du signal  $v$ , le courant est conduit par les composants  $Th_1$  et  $D_2$  et le signal en sortie est transmis tel quel sauf pendant la portion de phase  $\alpha$  pendant laquelle le thyristor  $Th_1$  est bloqué et la tension de sortie  $u$  reste nulle. Lorsque le signal d'entrée  $v$  est négatif, le courant est conduit par  $Th_2$  et  $D_1$ . Donc du point de vue de la sortie  $u$ , le signal transmis est positif et identique à l'alternance précédente. De cette manière la tension moyenne de sortie  $u_0$  est modulée par  $\alpha$  selon l'équation I.1. Cette tension peut par exemple piloter la vitesse de rotation d'un moteur à courant continu.

$$u_0 = \frac{u_m}{\pi}(1 + \cos\alpha) \quad (I.1)$$

Les montages plus complexes tels que les autres redresseurs, les gradateurs, les hacheurs, les onduleurs et les variateurs sont très bien décrits par Séguier [Ség88].

### 3.2 La technologie choisie par PSA Peugeot Citroën

Les modules d'électronique de puissance traditionnels dont la température de fonctionnement ne peut dépasser  $150^\circ\text{C}$  ne peuvent pas répondre aux besoins des nouvelles générations de commande de traction électrique, notamment dans le cas des véhicules hybrides. En effet, les brasures utilisées dans les modules classiques pour lier les semi-conducteurs au substrat ne peuvent supporter les fortes températures de fonctionnement liées à ces applications nouvelles. PSA Peugeot Citroën a donc dû faire le choix de l'innovation en s'adressant à la société Semikron, experte reconnue dans le domaine de l'électronique de puissance. En effet, cette société allemande développe des modules de contrôle MOSFET ou IGBT dédiés aux applications de motorisation hybride. Pour augmenter la tenue en

### I.3 De nouveaux composants au sein des véhicules, de nouvelles problématiques à résoudre : l'électronique de puissance

température de ses modules, la société Semikron a développé un procédé de fabrication particulier : l'attachement des puces par frittage à basse température [GBB06]. Deux particularités sont à retenir à propos de ce procédé :

- L'alliage de brasure classique SnAg est remplacé par une brasure argent Ag qui supporte beaucoup mieux les hautes températures et le cyclage. La température de fusion passe de 221°C à 961°C et la fiabilité des équipements s'en trouve grandement améliorée.
- Le frittage de cette brasure argent devrait normalement s'effectuer à des températures supérieures à 600°C. Or la température de jonction maximale admissible des modules est de 175°C. Une presse hydraulique est donc utilisée pour diminuer la température de frittage en appliquant jusqu'à 40 MPa de manière homogène sur le substrat, la brasure et les puces.

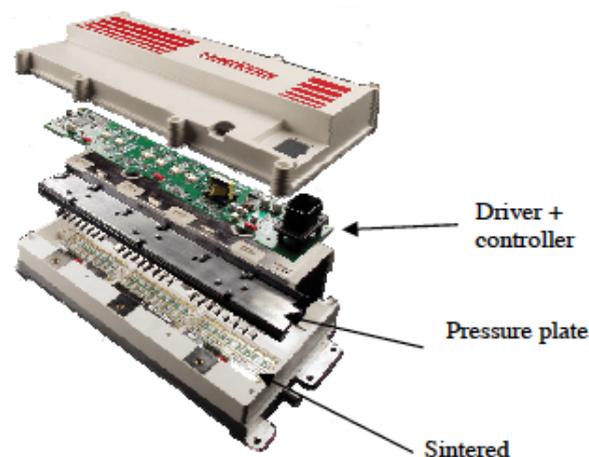


Figure I.12 – Vue éclatée d'un module Semikron SKAI [GBB06]

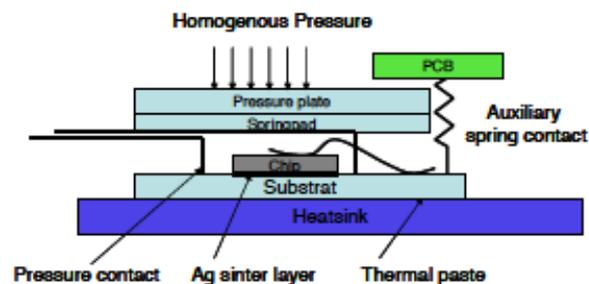


Figure I.13 – Vue en coupe de la conception d'un module SKAI [GBB06]

Les modules SKAI<sup>11</sup> développés par Semikron et choisis par PSA Peugeot Citroën sont les premiers modules de puissances développés à partir de ce procédé. La figure I.12 en montre une vue éclatée tandis que la figure I.13 décrit la conception interne d'un module vue en coupe. Les contacts électriques et thermiques au sein de ces modules se font par pression uniquement. Pour allier de bonnes propriétés thermiques et des niveaux de puissance élevés, il est nécessaire de mettre en parallèle plusieurs puces au sein d'un même module. Dans les modules SKAI à IGBT, 6 puces IGBT et 3 diodes de roue libre sont montés en parallèle. La température de jonction maximale de ces modules s'élève à 175°C.

### 3.3 Les enjeux du refroidissement

Pendant son fonctionnement, le composant électronique dissipe de la chaleur principalement sous deux formes. A l'état passant, traversé par un courant, le composant génère des pertes par effet Joule comme tout système électrique. Il dissipe également de la chaleur lors de la commutation sous forme de pertes dynamiques. L'un des travaux de l'électronicien consiste à déterminer la répartition de ces pertes en fonction du composant et de son utilisation. Pour caractériser thermiquement un composant, il faut définir la température de jonction déjà citée plus haut à propos des modules SKAI. Le concept de jonction englobe l'ensemble des empilements de semi-conducteur et la figure I.10 montre combien ces derniers peuvent être nombreux. Le débat fait toujours rage parmi les électroniciens pour définir la température de jonction comme le maximum local d'un de ces empilements ou bien la température moyenne de ces zones sur l'ensemble de la puce. Quoi qu'il en soit, la température maximale de jonction telle qu'elle est fournie dans les spécifications de chaque équipement ne représente pas en soi une limite de fonctionnement mais plutôt une garantie du fabricant sur la durée de vie et la fiabilité du composant.

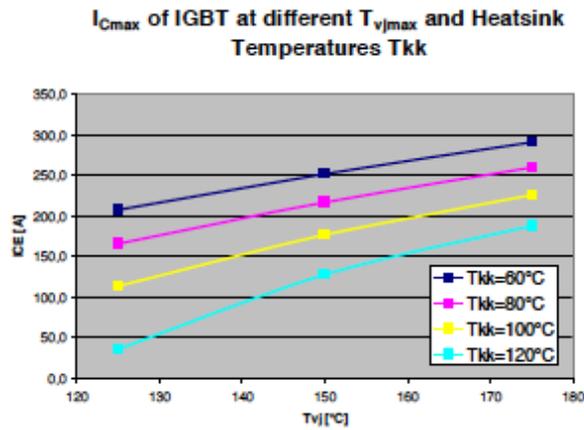
En ce qui concerne la fiabilité des modules utilisés dans des applications de traction par exemple, la société Semikron [GBB06] caractérise le courant maximal passant dans les IGBT en fonction de la température de jonction d'une part et de la température du diffuseur thermique (« heatsink » de la figure I.13) sur lequel sont pressées les puces. Il apparaît sur la figure I.14 que le courant maximal des IGBT diminue quand la température du diffuseur thermique augmente. Par contre, plus la température de jonction augmente, plus le courant maximal des IGBT est important quelle que soit la température du diffuseur thermique. Par conséquent, augmenter la température maximale de jonction des modules permet aux fabricants d'électronique de puissance de garantir aux utilisateurs un niveau plus élevé de courant passant dans les puces indépendamment du système de refroidissement.

Pour garantir la durée de vie des modules un autre paramètre doit être considéré : le cyclage. En effet, des variations importantes et répétées de la puissance liées à une application de traction entraînent des variations cycliques de la température de jonction qui peuvent à terme se révéler bien plus néfaste pour les équipements qu'un simple dépassement de la température maximale. C'est pourquoi les fabricants développent des protocoles de test de cyclage en puissance. Le protocole utilisé par la société Semikron est

---

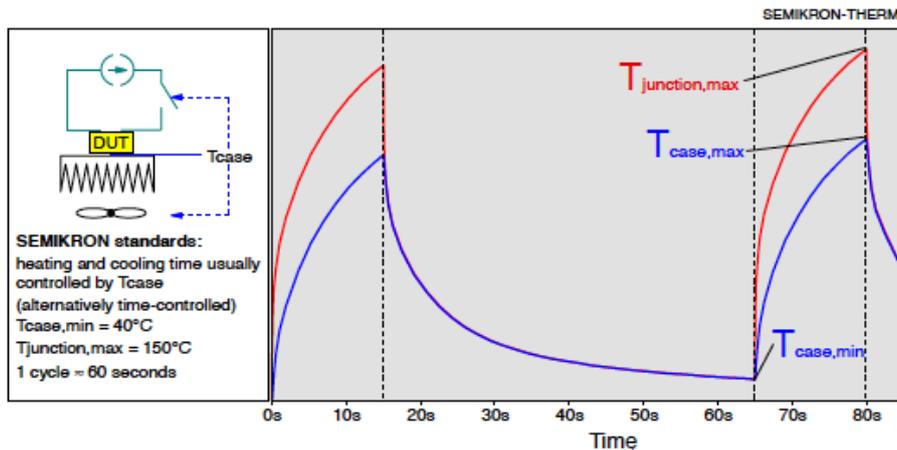
11. SemiKron Advanced Integration

### I.3 De nouveaux composants au sein des véhicules, de nouvelles problématiques à résoudre : l'électronique de puissance



**Figure I.14** – Augmentation du courant des IGBT avec la température de jonction [GBB06]

présenté en figure I.15. 20000 cycles sont garantis avec une variation de la température de jonction de 100°C. Le procédé de frittage à basse température décrit précédemment pour la fabrication des modules SKAI permet de dépasser de loin cette spécification et d'augmenter ainsi la durée de vie des modules.



**Figure I.15** – Protocole de test de cyclage en puissance [GBB06]

Le système de refroidissement associé à l'équipement de puissance doit donc permettre de ne pas dépasser la température de jonction maximale des modules mais plus encore il doit permettre d'éviter le cyclage en diminuant au maximum l'amplitude des variations de cette température. Chaque module SKAI de Semikron est fourni avec sa propre plaque à eau, accolée au dissipateur thermique. Ce système permet un écoulement monophasique en lame mince avec une section de passage rectangulaire. Sa faible épaisseur (25 mm) et l'utilisation de lames transversales permet de favoriser la turbulence et ainsi d'améliorer

le transfert thermique. Pour un mélange d'eau et de glycol à 50%, la perte de charge dans la plaque à eau s'élève à 0,61 bars pour un débit volumique de 15 l/min. Ce type de refroidissement monophasique présente cependant des capacités limitées par rapport notamment aux systèmes diphasiques. La société PSA Peugeot Citroën se montre très intéressée pour remplacer ces plaques à eau par des systèmes de refroidissement plus performants.

En outre, un autre problème se pose pour les constructeurs automobiles désireux d'utiliser les boucles de refroidissement classiques pour dissiper le surplus de puissance lié à l'électronique de puissance. En effet le niveau de température du circuit de refroidissement moteur (dit « boucle HT<sup>12</sup> ») par exemple se situe aux alentours de 90°C. Or, les fabricants d'électronique et notamment Semikron préconisent une température de régulation autour de 50°C. Il est donc nécessaire d'utiliser une boucle BT<sup>13</sup> dédiée au refroidissement de l'électronique. Or il est difficile, sinon rédibitoire au vu des coûts engendrés, pour les constructeurs de multiplier ou coupler les circuits de refroidissement en terme de conception et de modification des équipements existants.

## 4 Conclusions

L'électrification du parc automobile passe par le véhicule hybride. Ce dernier va permettre une transition à la fois technologique et psychologique vers le véhicule tout électrique. Cette apparition de technologies électriques au sein des véhicules entraîne l'apparition de nouveaux composants pour la gestion des fortes puissances électriques mises en jeu lors des cycles de traction du véhicule. L'électronique de puissance devient un élément essentiel sous les capots! Par conséquent la gestion thermique de ces nouveaux composants (modules IGBT, MOSFET, etc...) devient elle aussi une préoccupation importante pour les constructeurs automobile et notamment PSA Peugeot Citroën. Les systèmes de refroidissement monophasiques classiques préconisés par les fabricants d'électronique comme les plaques à eau par exemple ne sont pas les plus efficaces en terme de transfert thermique. Qui plus est, ces systèmes viendraient se greffer sur une des boucles de refroidissement déjà existante dans le véhicule, y ajoutant des pertes de charges et un surcroît de puissance à dissiper au niveau du radiateur. Le dimensionnement de plusieurs organes classiques du véhicule tel le radiateur s'en trouverait modifié, ce qui ne facilite pas la tâche des constructeurs. En effet la plupart d'entre eux préfèrent éviter au maximum les modifications majeures de conception pour des raisons évidentes de coût. PSA Peugeot Citroën s'oriente donc vers une gestion thermique séparée des modules d'électronique de puissance des autres organes à refroidir, avec un système de refroidissement dédié. Ce système de refroidissement doit donc présenter plusieurs qualités :

- de meilleures performances de transfert thermique que les systèmes monophasiques classiques ;

---

12. Haute Température

13. Basse Température

- assurer le non dépassement de la température de jonction maximale préconisée par le fabricant de l'électronique ;
- éviter au maximum le cyclage en température des composants pour augmenter la durée de vie des équipements.

Pour satisfaire à toutes ces conditions, le choix s'est orienté vers les systèmes diphasiques et plus particulièrement la boucle diphasique à pompage thermocapillaire. Le chapitre 2 présente une étude bibliographique qui permet d'introduire les concepts fondamentaux de fonctionnement et l'état actuel des développements concernant ce type de système.



# Chapitre II

## Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement

Le chapitre précédent a montré les besoins du secteur automobile dans l'application de refroidissement des modules d'électronique de puissance des véhicules hybrides. Or voilà déjà un demi-siècle que l'industrie spatiale est confrontée au même type de besoins. Depuis 1985 des systèmes de refroidissement alliant les performances du changement de phase et une grande modularité entre source chaude et source froide ont fait leurs preuves dans l'espace. Ce sont les BFDPT<sup>1</sup>. En effet, depuis le lancement des premiers satellites les techniques de refroidissement ont beaucoup évolué. Des puissances à évacuer toujours plus fortes ont vite dépassé les capacités de transport de la conduction ou du rayonnement. Les systèmes de transfert de chaleur diphasiques ont donc été utilisés au vu de leurs meilleures performances (figure II.1). L'avantage de ces systèmes dits « à pompage capillaire » réside dans l'absence de pompe mécanique et donc dans une plus grande fiabilité des équipements. C'est l'une des principales caractéristiques qui rendent les BFDPT attractives pour le domaine du transport terrestre. Dans ce domaine, c'est l'industrie ferroviaire qui s'est lancée la première dans l'utilisation de tels systèmes [Los08]. Il existe également des applications dans le domaine du transport aérien qui n'ont pour l'instant été à l'origine d'aucune publication à notre connaissance. La présente thèse a donc pour objectif d'ouvrir un nouveau domaine d'application aux BFDPT : le secteur automobile.

### 1 Synthèse bibliographique sur les BFDPT

#### 1.1 L'origine

L'ancêtre de la boucle fluide diphasique est le caloduc. Comme l'indique son nom : du latin **calo**(*chaleur*)-**ducere**(*conduire*), c'est un système de transfert thermique. Inventé dans les années 40, ce système se présente sous la forme d'un tube strié par un réseau capillaire et rempli d'un fluide pur sous ses deux phases liquide et vapeur (figure II.2).

---

1. boucles fluides diphasiques à pompage thermocapillaire

## Chapitre II. Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement

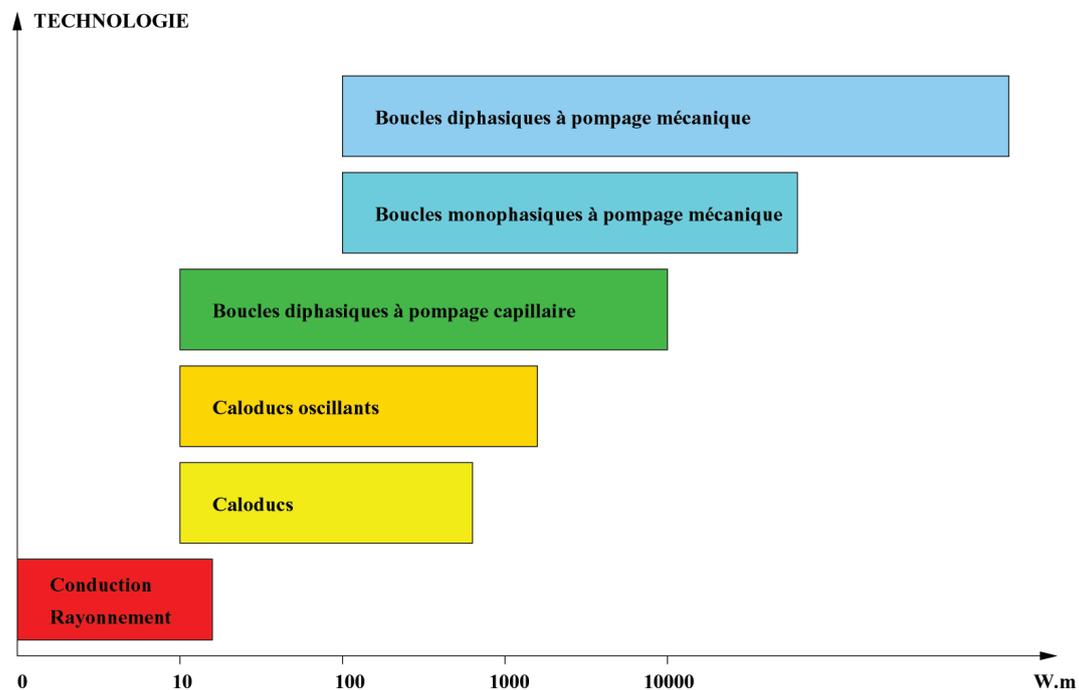


Figure II.1 – Performances relatives de divers moyens de contrôle thermique

Le fluide circule ainsi entre la zone qui reçoit le flux thermique appelée évaporateur et la zone appelée condenseur où ce flux est évacué vers une source froide. La vapeur générée à l'évaporateur se déplace au centre du système pour finalement se condenser. Le liquide ainsi formé s'écoule par capillarité au sein du milieu poreux qui tapisse la paroi interne du tube jusqu'à revenir en zone d'évaporation.

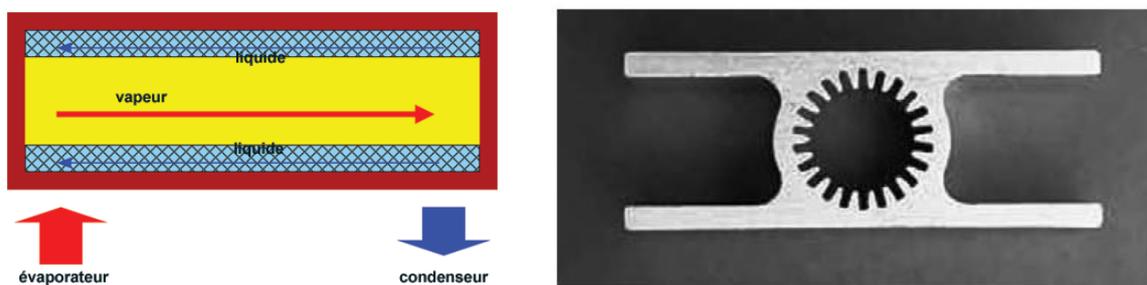


Figure II.2 – Le caloduc : coupes longitudinale et transversale

Dans un caloduc, les deux phases du fluide sont en contact permanent et s'écoulent en sens inverse. Cette configuration entraîne de fortes contraintes de cisaillement entre les deux phases limitant ainsi le fonctionnement du système. De plus, la structure capillaire s'étend tout le long du caloduc, ce qui entraîne de fortes pertes de charge dans l'écoulement

du liquide. L'idée de séparer les deux phases du fluide dans des conduites différentes s'est donc naturellement imposée et la boucle diphasique à pompage thermocapillaire est née. Cette configuration présente l'avantage de confiner au sein d'un seul élément (l'évaporateur) le moteur capillaire du système. Les pertes de charge de l'écoulement liquide générées par ce moteur capillaire sont alors localisées, contrairement au caloduc. Un composant supplémentaire appelé réservoir permet de gérer les variations de volume de fluide dans les autres éléments de la boucle. Sa position au sein de la boucle diphasique permet d'en définir deux types : Les CPL<sup>2</sup> et les LHP<sup>3</sup>. Nous détaillerons leurs différences plus loin.

En 1966 la première CPL est conçue par Stenger [Ste66] au « Lewis Research Center » de la NASA. En 1971, c'est la première LHP qui est testée en Russie par Gerasimov, Maidanik et al. [GMea75] au sein de l'« Urals Technical University ». Depuis une cinquantaine d'années, les boucles diphasiques ont donc été développées et testées dans de nombreuses missions spatiales telles que GLAS pour la NASA [DKK99], STENTOR pour le CNES [MSP00] et COM2PLEX pour l'ESA [SDOS00], parmi une liste non exhaustive [OGk<sup>+</sup>97, GNG<sup>+</sup>95, KGN<sup>+</sup>96, BBD98, LKB98].

## 1.2 Fonctionnement d'une BFDPT

### 1.2.1 Principe général

La BFDPT est un système de transfert thermique passif. Elle peut se décomposer de la manière suivante (figure II.3) :

- un ou plusieurs évaporateurs (zone de vaporisation du fluide de travail) qui correspondent à la zone de contact avec la source dissipative,
- le (ou les) condenseur(s) (zone de condensation du fluide de travail) qui permet d'évacuer le flux de chaleur transporté vers une source froide de température inférieure à la température de saturation du fluide de travail,
- les conduites liquide et vapeur qui permettent le transport du fluide de travail,
- le réservoir diphasique de fluide situé en amont de l'évaporateur.

Le flux de chaleur dissipé par une source provoque la vaporisation du fluide qui est mis en mouvement par les forces capillaires au sein du milieu poreux à l'intérieur de l'évaporateur. Deux aspects fondamentaux doivent donc être soulignés :

- le transfert de chaleur se fait par la chaleur latente du fluide de travail et non par la chaleur sensible comme dans un circuit de refroidissement classique. La quantité de chaleur évacuée est donc plus importante d'environ deux ordres de grandeur pour un débit massique donné.
- la BFDPT est un système autonome : aucune intervention extérieure (une pompe mécanique par exemple) n'est nécessaire pour mettre le fluide en mouvement.

---

2. Capillary Pumped Loop

3. Loop Heat Pipe

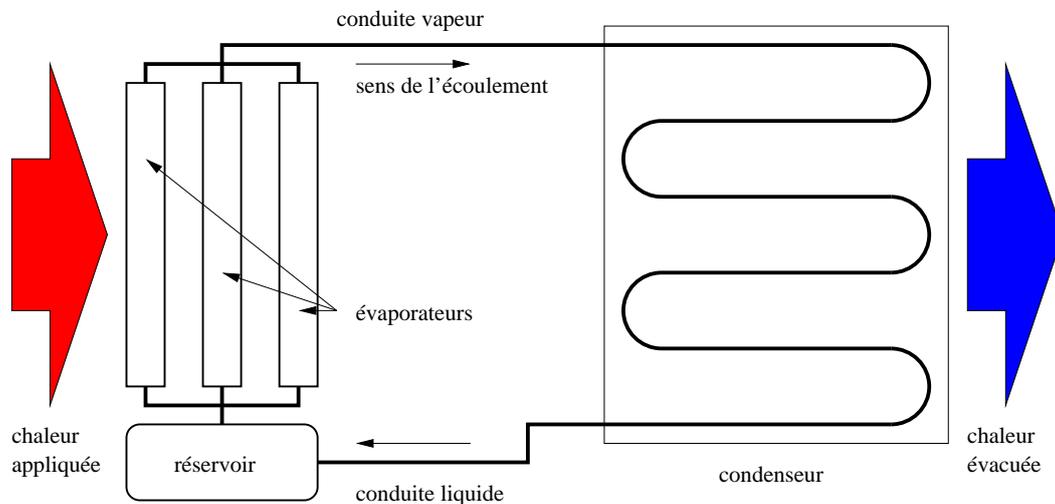


Figure II.3 – Exemple de boucle diphasique

### 1.2.2 Mise en mouvement du fluide

Le milieu poreux est l'élément clé de la BFDPT. Comme le montre une vue en coupe de l'évaporateur (figure II.4), une interface entre les phases liquide et vapeur du fluide de travail se crée à la surface du poreux. Cette interface est formée d'une série de ménisques qui prennent appui sur la structure poreuse.

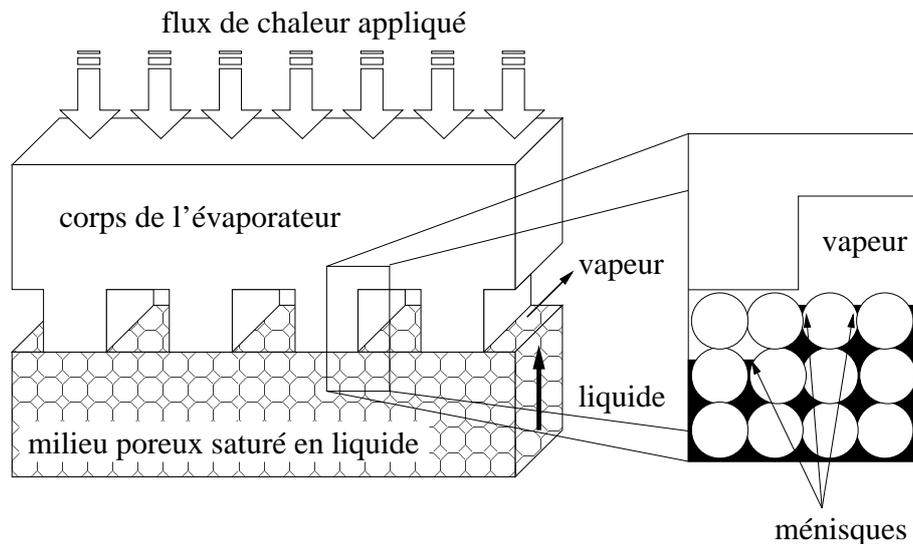


Figure II.4 – Vue en coupe de la zone d'évaporation

Les forces de tension superficielle du fluide au niveau de ces ménisques sont à l'origine d'une différence de pression entre les deux phases (figure II.5). Cette différence de pression

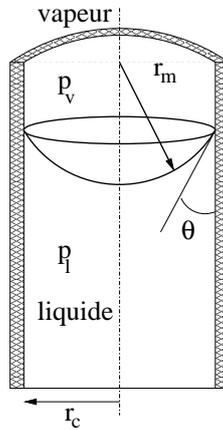
## II.1 Synthèse bibliographique sur les BFDPT

capillaire, pour un ménisque hémisphérique de rayon  $r_m$ , est donnée par la loi de *Young-Laplace* (éq. II.1) :

$$P_v - P_l = \Delta P_{cap} = \frac{2\sigma}{r_m} \quad (\text{II.1})$$

La valeur maximale du saut de pression capillaire dans un tube capillaire de rayon  $r_c$  et pour un angle de mouillage  $\theta$  est donc donnée par l'équation (II.2). Cette équation peut également s'appliquer au cas d'un pore moyennant la détermination d'un rayon effectif  $r_{eff}$  (eq. II.5).

$$\Delta P_{cap,max} = \frac{2\sigma}{r_c} \cos \theta \quad (\text{II.2})$$



**Figure II.5** – Ménisque dans un tube capillaire

Le mouvement du fluide dans la boucle est donc la conséquence de deux phénomènes :

- le transfert de masse dû à l'évaporation du liquide au niveau de l'interface.
- la différence de pression créée par les ménisques qui permet le pompage du liquide au fur et à mesure que celui-ci est évaporé.

Le débit résultant du concours de ces deux phénomènes peut s'écrire ainsi :

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{H_{lv}} \quad (\text{II.3})$$

où  $\dot{Q}_{evap}$  représente le flux de chaleur nécessaire à l'évaporation du liquide. La courbure des ménisques va ensuite s'adapter [Fri97] pour fournir le saut de pression nécessaire et équilibrer en régime permanent la totalité des pertes de pression dans la boucle (éq. II.4) :

$$\Delta P_{cap} = \Delta P_{boucle} = \Sigma \Delta P_{composant} + \Delta P_{grav} \quad (\text{II.4})$$

Cet équilibre est brisé lorsque les pertes de pression dans la boucle deviennent supérieures au saut de pression capillaire maximal admissible par l'ensemble du réseau de pores

( $\Delta P_{boucle} > \Delta P_{cap,max}$ ). Les ménisques formant l'interface se brisent et le front d'évaporation pénètre à l'intérieur du milieu poreux. Une fois que la phase vapeur a traversé le milieu poreux et atteint l'arrivée du liquide, le pompage n'est plus assuré. Ce phénomène s'appelle un désamorçage. D'un point de vue pratique, la température de l'évaporateur augmente alors très rapidement et il devient nécessaire de stopper l'application de puissance.

### 1.3 Deux types de boucles diphasiques

L'étude historique des boucles diphasiques (chap.1.1) montre que deux technologies différentes ont été développées en parallèle dans le monde à la fin du vingtième siècle : les **CPL** et les **LHP**. Comme le montrent Nikitkin et Cullimore [NC98], c'est la position du réservoir par rapport à l'évaporateur qui détermine le type de la boucle fluide diphasique étudiée (cf figure II.6) : il est accolé à l'évaporateur pour les LHP et déporté sur la ligne liquide pour les CPL. Plus précisément, c'est la nature de la liaison thermique entre ces deux composants qui importe. La nature de ce lien va fortement influencer le comportement global de la BFDPT.

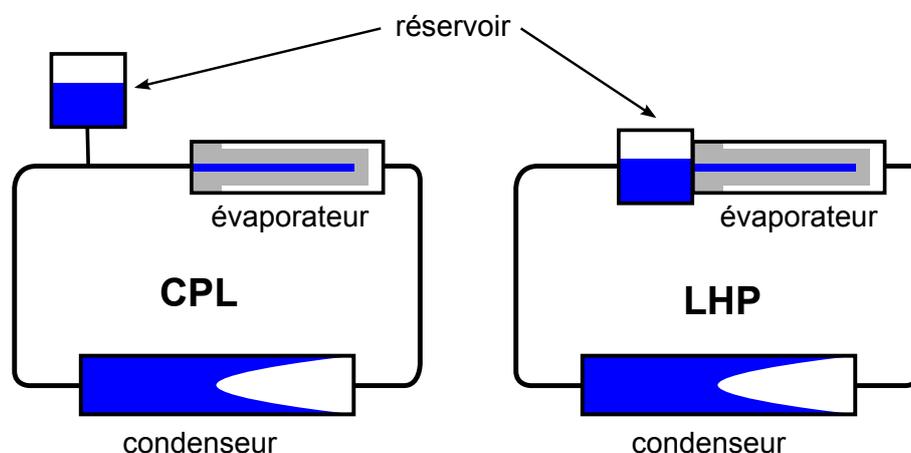


Figure II.6 – CPL et LHP : deux conceptions distinctes

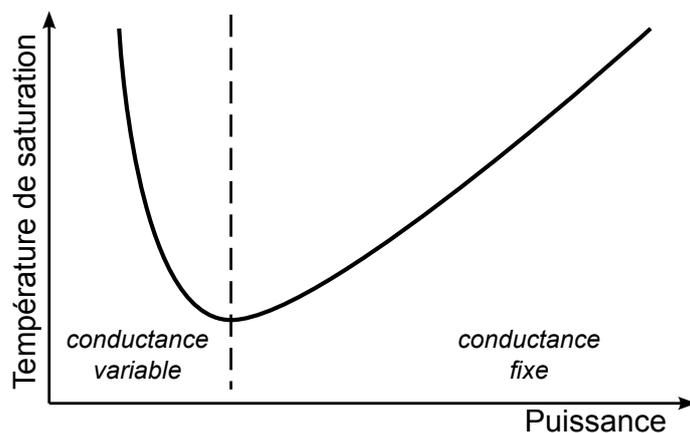
Ces deux types de configuration entraînent donc des comportements différents du système soumis à une même sollicitation. Mais Nikitkin et Cullimore n'omettent pas de souligner que cette classification n'est pas restrictive et que toute conception intermédiaire de BFDPT est envisageable. Il en est ainsi pour le système au design particulier dont cette étude fait l'objet. Toutefois, sa conception étant plus proche de celle d'une CPL et dans un souci de synthèse, nous allons dans la mesure du possible nous concentrer sur ces dernières dans notre état de l'art, non sans avoir au préalable présenté une brève description des caractéristiques principales des LHP.

### 1.4 Points clés du fonctionnement d'une LHP

Comme nous venons de le souligner, l'originalité du concept de LHP par rapport aux boucles en général réside dans l'architecture particulière de la liaison évaporateur/réservoir (cf figure II.6). Le réservoir est en effet accolé à l'évaporateur de manière à être en contact avec la mèche poreuse. Cette particularité de conception a deux conséquences majeures :

- Une part de la puissance appliquée à l'évaporateur se transmet directement au réservoir par le biais d'un flux conductif à travers le bâti et la structure poreuse. Ce flux est également appelé « flux de fuite » ou « flux parasite ». Ce flux modifie directement les conditions de saturation dans le réservoir (température et pression de référence du circuit) d'où l'emploi fréquent du terme « auto-régulation » pour caractériser le fonctionnement des LHP.
- Le contact entre la mèche poreuse et le réservoir augmente également la « robustesse » du système. En effet, dans les cas de fortes sollicitations (transitoires sévères, etc...), là où dans un autre type de boucle l'apport de liquide à l'évaporateur pourrait s'avérer insuffisant, dans la LHP le liquide est directement pompé dans le réservoir via la mèche poreuse.

On voit donc bien que si les LHP sont des systèmes robustes, la régulation de la température de saturation n'est pas aisée. Elle dépend fortement du flux de fuite mais aussi de la température ambiante. En effet, pour maintenir l'équilibre de saturation au réservoir, l'apport du flux de fuite est compensé par le sous-refroidissement<sup>4</sup> apporté au réservoir par la ligne liquide. Or, la température ambiante a une influence directe sur le sous-refroidissement liée aux transferts thermiques avec la ligne liquide [Sol09].



**Figure II.7** – Modes de conductance d'une LHP [Los08]

Le comportement particulier de la LHP lié à son auto-régulation peut s'illustrer en traçant l'évolution de la température de fonctionnement par rapport à la puissance appliquée à l'évaporateur pour une température de source froide constante. Deux modes

---

4. différence entre la température en entrée du réservoir et la température de saturation dans le réservoir

de fonctionnement de la LHP sont ainsi mis en évidence. Le premier mode observé en figure II.7 est dit à « conductance variable ». Dans ce cas la température de fonctionnement décroît quand la puissance augmente jusqu'à atteindre un minimum. Ceci peut en partie s'expliquer au niveau du condenseur. A faible puissance, la longueur de sous-refroidissement est suffisamment grande pour que la température en sortie de condenseur reste stable même en augmentant le débit. Cette augmentation de débit liée à l'augmentation de puissance se traduit par un apport croissant de liquide froid dans le réservoir, entraînant la chute de température de saturation observée. A partir d'un certain point, la longueur de sous-refroidissement ne suffit plus à maintenir constante la température en sortie de condenseur lorsque le débit augmente. L'apport énergétique du liquide froid dans le réservoir est ainsi stabilisé et peut ne plus compenser l'apport du flux de fuite en provenance de l'évaporateur. La température de saturation va dans ce cas augmenter avec la puissance. On dit alors que la LHP fonctionne en mode de « conductance fixe ».

L'électronique de puissance nécessite un contrôle le plus précis possible de sa température. Cet état de fait est à l'origine de notre plus grand intérêt pour les systèmes de type CPL qui offrent de meilleures possibilités de régulation que les LHP même si elles sont sujettes à plus d'instabilités de fonctionnement. Le fonctionnement des CPL va être décrit plus en détail dans la suite de ce chapitre.

### 1.5 Cycle thermodynamique d'une CPL

Pour étudier le fonctionnement des boucles diphasiques plus en détail et en particulier des CPL, on s'intéresse au circuit parcouru par le fluide de travail au cours d'un cycle. Le cycle d'une CPL numéroté sur la figure II.8 est ensuite représenté dans un diagramme pression-température (figure II.9).

Supposons que le cycle de fonctionnement débute au niveau des ménisques de l'interface d'évaporation. Le point 1 représente alors la partie inférieure du ménisque (arrivée du liquide) et le point 2, la partie supérieure (départ de la vapeur). La différence de pression entre ces deux points correspond au saut de pression capillaire  $\Delta P_{cap}$ . Le segment 2-3 représente le trajet de la vapeur dans les cannelures de l'évaporateur. Elle est surchauffée car elle reçoit une fraction de la puissance injectée et elle subit également une légère perte de charge due à l'écoulement. Le point 2f est semblable au point 2 hormis sa position. Il se trouve au niveau des derniers ménisques de l'interface d'évaporation et la perte de pression dans la rainure conduit à un état de saturation légèrement différent.

Le passage 3-4 correspond au chemin du fluide dans la conduite vapeur. En plus de la perte de charge associée à l'écoulement, la vapeur peut subir des variations de température différentes selon la nature de la conduite. Si la conduite est isolée le segment 3-4 du diagramme P-T (figure II.9) est vertical. Les deux segments pointillés du diagramme représentent respectivement une perte et un gain de chaleur par rapport à l'environnement à travers les conduites.

La traversée du condenseur se fait du point 4 au point 7. Le front de condensation est représenté par les points 5-6. Entre les points 6 et 7, le liquide est toujours dans le condenseur et cède encore de la chaleur. Le passage dans la conduite liquide (7-9) est

## II.1 Synthèse bibliographique sur les BFDPT

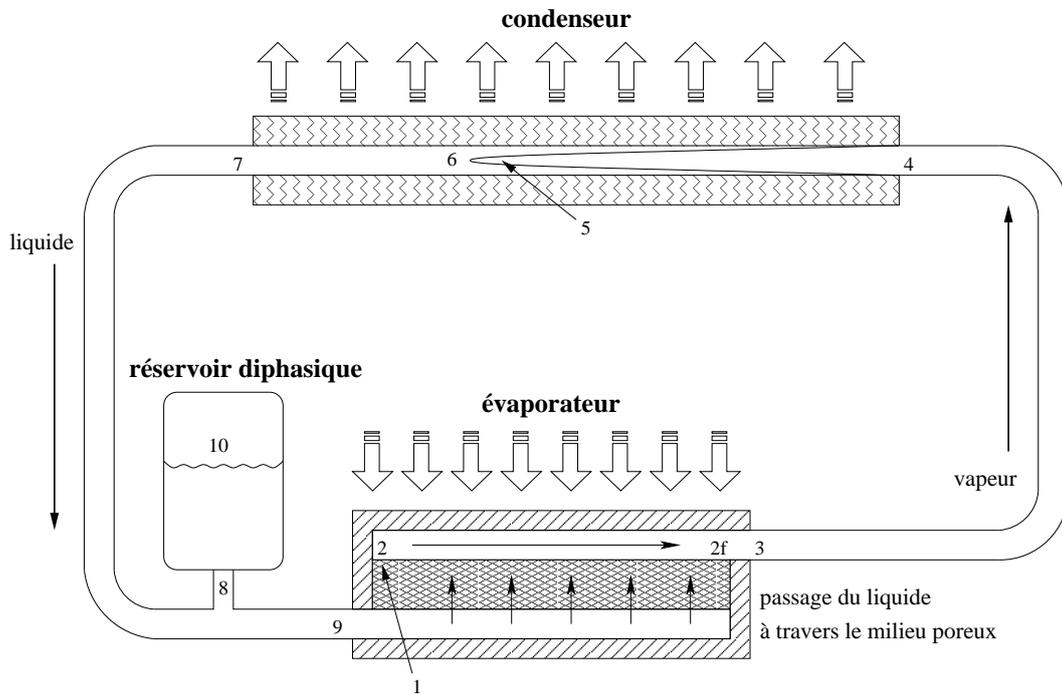


Figure II.8 – Schéma de boucle diphasique

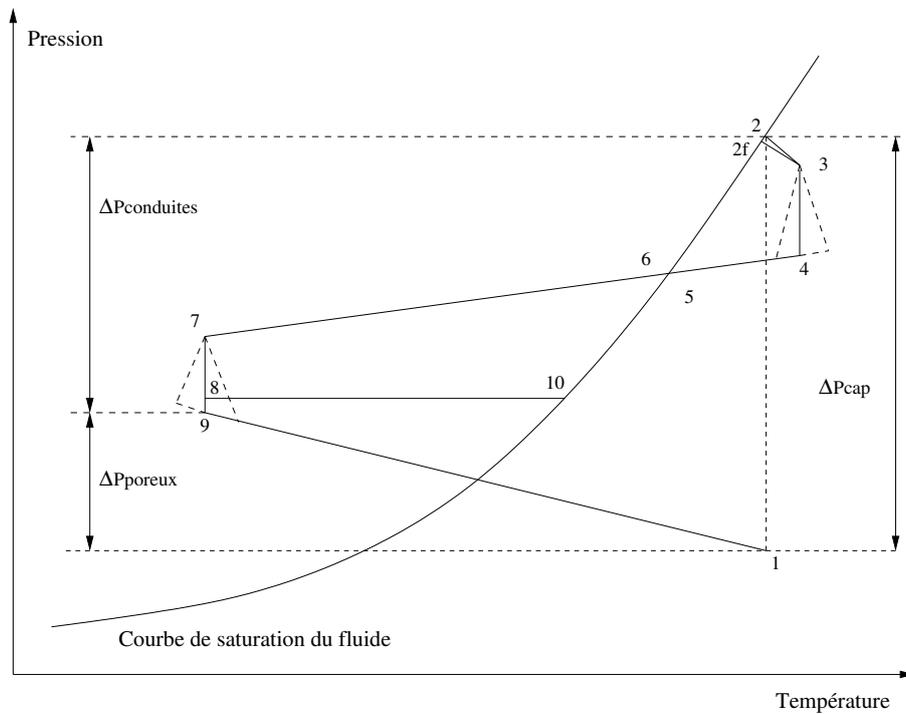


Figure II.9 – Diagramme P-T de fonctionnement de la boucle diphasique

similaire au passage dans la conduite vapeur décrit précédemment.

La différence de température entre les points 6 et 7 est appelée sous-refroidissement du fluide. Plus le sous-refroidissement est important, plus le point 9 est éloigné de la courbe de saturation. Il permet donc d'éviter la formation de bulles de vapeur en amont de l'évaporateur et plus particulièrement du front d'évaporation. Le point 1 représente l'état du liquide surchauffé au niveau de l'interface d'évaporation. La position choisie pour représenter ce point sur le diagramme sert uniquement à illustrer le cycle. Une étude à part entière des phénomènes opérants dans la zone d'évaporation est selon nous nécessaire pour parvenir à définir correctement la position du point 1 par rapport à la courbe de saturation.

Le point 10 représente l'état de saturation du réservoir relié au cycle par le segment 8-10. Agir sur la température du réservoir permet de faire évoluer le point 10 le long de la courbe de saturation et ainsi de « décaler » en pression et température l'ensemble du cycle de fonctionnement du système. Le réservoir d'une CPL sert avant tout de référence en pression pour le circuit. Contrairement aux LHP, le lien thermique entre le réservoir et l'évaporateur est quasi-inexistant et c'est pour toutes ces raisons que la régulation thermique du réservoir des CPL joue un rôle si important dans leur fonctionnement.

### 1.6 Comportement typique d'une CPL face à un échelon de puissance appliquée

Dans ce paragraphe, l'objectif est de présenter les mécanismes principaux du fonctionnement d'une CPL lorsqu'elle doit faire face à une variation de puissance appliquée. La figure II.10 représente l'évolution des températures, pressions et débits en divers points stratégiques de la boucle (inspirée de [Pla]). Il faut garder en vue que ces courbes restent une idéalisation du comportement réel de la CPL. Ces courbes sont notamment épurées de tous phénomènes oscillatoires parasites observables lors du fonctionnement réel d'une BFDPT. Avant l'instant  $t_0$ , l'ensemble évaporateur/réservoir est supposé conditionné à la température de consigne  $T_{con}$ . Nous commencerons par parler des phénomènes intervenant lors de l'échelon de puissance à l'instant  $t_1$  qui semblent plus facile à interpréter que lors du démarrage à l'instant  $t_0$  qui sera quant à lui traité par la suite.

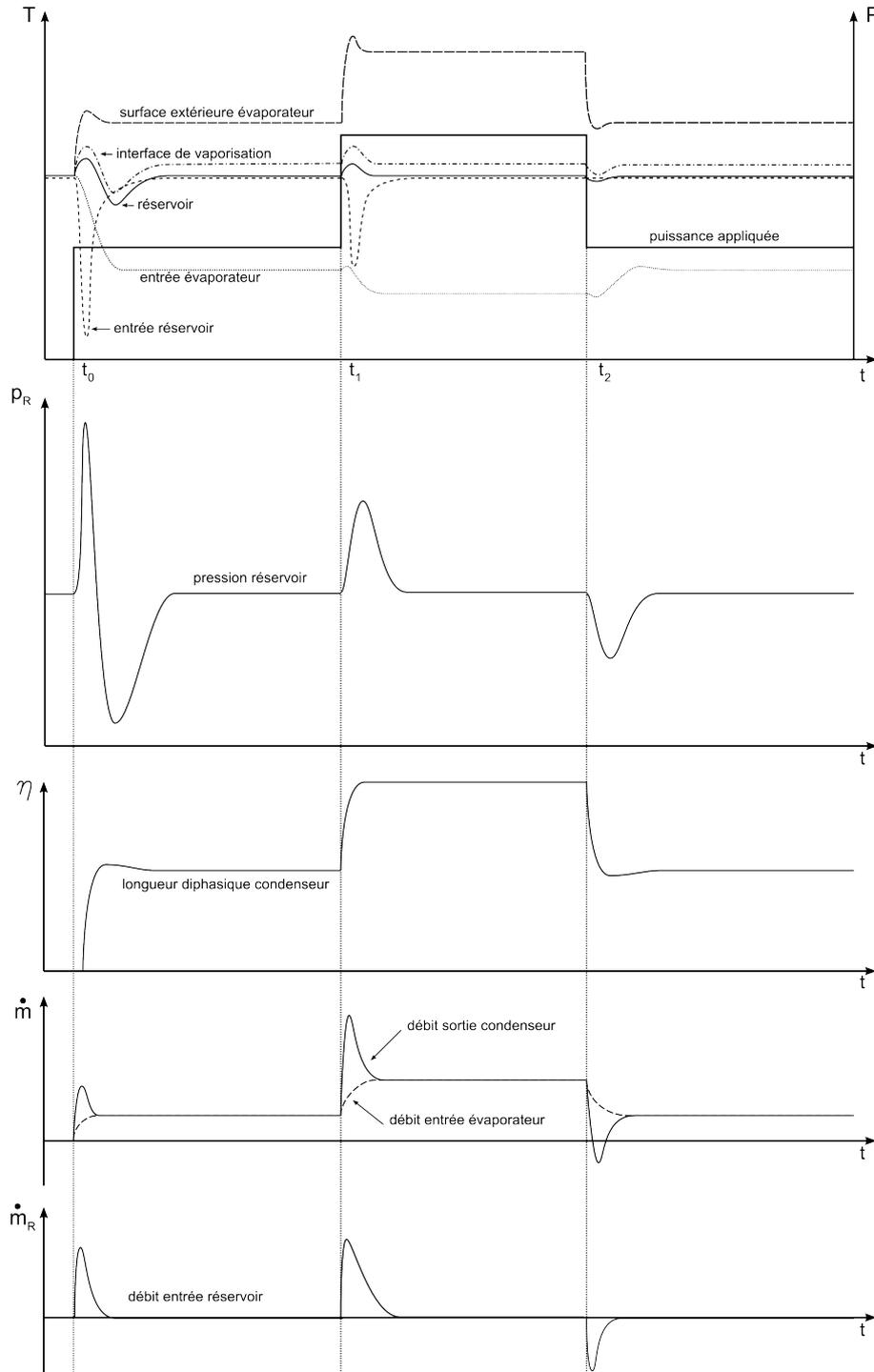
#### 1.6.1 Echelon de puissance en fonctionnement

A l'instant  $t_1$ , lorsque la puissance appliquée à l'évaporateur augmente brutalement, la longueur de la zone diphasique  $\eta$  dans le condenseur augmente elle aussi rapidement. On observe alors en sortie de condenseur ce que l'on nomme un « overshoot<sup>5</sup> » de débit. Une quantité équivalente de liquide sous-refroidi est donc directement propulsée dans le réservoir (pic de  $\dot{m}_R$  et baisse de la température d'entrée du réservoir). Cette arrivée de liquide froid comprime la vapeur du réservoir et entraîne la condensation d'une partie de cette vapeur. La vapeur restante étant toujours saturante, l'augmentation de la pression se traduit par une augmentation de la température de saturation. Alors que les échanges

---

5. augmentation brutale puis retour à la normale

## II.1 Synthèse bibliographique sur les BFDPT



thermiques avec l'extérieur rétablissent l'équilibre à la température de consigne, le refroidissement de la phase liquide en partie basse de réservoir peut être compensé par un apport de flux thermique lié à la régulation en température du réservoir. Le cycle de fonctionnement étudié précédemment nous montre qu'un déplacement sur la courbe de saturation du point de référence au réservoir (10) conduit au décalage du cycle entier sur cette même courbe. Le point correspondant à l'interface de vaporisation (2) se déplace donc lui aussi le long de la courbe de saturation (pic de température). Ce phénomène se répercute sur la température en surface de l'évaporateur par le biais d'un gradient thermique dont une partie au moins est liée à la conduction à travers le bâti entre le fluide et la zone d'application de puissance. Quant à la température en entrée d'évaporateur, elle dépend à la fois du sous-refroidissement au condenseur et des échanges avec le milieu à température ambiante.

À l'instant  $t_2$ , la puissance appliquée décroît brutalement. La diminution de la longueur diphasique du condenseur entraîne cette fois un « undershoot<sup>6</sup> » de débit en sortie de condenseur qui peut même devenir négatif. Ce moment est particulièrement critique. En effet, le seul composant capable de compenser cette diminution de débit est le réservoir. Pour assurer l'alimentation en liquide de l'évaporateur tout en absorbant la chute de débit en sortie de condenseur, ce dernier va évacuer une certaine quantité de liquide dans la conduite ( $\dot{m}_R < 0$ ). La baisse temporaire de pression qui en résulte provoque l'évaporation d'une partie du liquide restant dans le réservoir dont la température diminue en conséquence. Cette phase est critique pour la CPL pour deux raisons. D'une part, le liquide en provenance du réservoir qui alimente l'évaporateur n'est pas sous-refroidi ce qui entraîne l'augmentation de la température en entrée d'évaporateur. D'autre part, la température du réservoir diminue, or cette dernière commande la référence de pression dans toute la boucle. Si jamais cette température atteint la température du liquide sous-refroidi entrant dans l'évaporateur, la vaporisation du liquide en amont de la mèche poreuse risque d'entraîner le désamorçage du système. Donc, contrairement à une augmentation de puissance qui augmente l'écart entre la température du réservoir et la température d'entrée à l'évaporateur, une baisse de puissance représente un risque pour la stabilité thermique de la CPL.

### 1.6.2 Démarrage d'une CPL

Le démarrage est un autre moment critique de la vie d'une boucle diphasique. Un démarrage réussi nécessite une mèche poreuse préalablement saturée de liquide pour que les ménisques de l'interface liquide/vapeur puissent s'installer en surface de ce milieu poreux. Dans le cas de la CPL, le préconditionnement du réservoir à une température de consigne  $T_{con}$  supérieure à la température ambiante assure la saturation de la mèche poreuse en liquide. En effet, l'augmentation de pression de saturation dans le réservoir qui en résulte « chasse » une certaine quantité de fluide de ce dernier. Le reste de la boucle étant à température ambiante, le fluide ainsi chassé du réservoir se condense s'il n'est pas déjà sous phase liquide et l'ensemble de la boucle se retrouve saturé de liquide.

---

6. chute brutale puis retour à la normale

## II.1 Synthèse bibliographique sur les BFDPT

---

Lorsque la puissance est appliquée en surface d'évaporateur, la chaleur est transmise par conduction jusqu'au liquide saturant la mèche. Ce dernier s'échauffe alors jusqu'à atteindre la température seuil nécessaire à l'ébullition. La surchauffe nécessaire à la nucléation par rapport à la température de saturation reste un paramètre difficile à déterminer et il en sera question plus en détails dans un paragraphe à suivre concernant l'évaporateur. Deux chemins s'offrent alors à cette première bulle de vapeur : le milieu poreux ou les cannelures. Du côté du milieu poreux, les forces de tension superficielle bloquent les ménisques de l'interface liquide/vapeur en surface de poreux. La bulle va donc croître dans l'espace opposant la moindre résistance : les cannelures, et ce jusqu'à sortir de l'évaporateur.

Dans tous les cas, la formation de la première bulle de vapeur représente la libération de l'énergie thermique emmagasinée dans le corps de l'évaporateur. La croissance de cette première bulle est donc a priori brutale ce qui fait du démarrage un phénomène fortement instationnaire. L'évolution de la pression au réservoir à l'instant  $t_0$  (figure II.10) le montre bien. La pression augmente tout d'abord brutalement sous l'effet de la compression due au liquide provenant de la conduite et entrant dans le réservoir. Une grosse partie de la vapeur du réservoir se condense alors en libérant de la chaleur. Mais un effet antagoniste est à prendre en compte : lorsqu'une quantité suffisamment grande de liquide sous-refroidi en provenance du condenseur pénètre dans le réservoir (non compensée par la régulation thermique), la température de saturation peut diminuer et entraîner de ce fait une chute de pression. La maîtrise de l'amplitude des oscillations des conditions de saturation au réservoir est donc primordiale pour assurer un bon démarrage et la stabilité de la CPL. Un autre problème peut se poser au niveau de la mèche poreuse de l'évaporateur. En effet, il est envisageable que la surpression créée par la nucléation brutale de la première bulle de vapeur soit suffisante pour dépasser le saut de pression capillaire maximal admissible en surface du milieu poreux. Dans ce cas, des bulles de vapeur peuvent traverser le poreux ou se former en amont de la mèche. Si l'approvisionnement de l'évaporateur en liquide sous-refroidi est insuffisant pour recondenser immédiatement cette vapeur, la CPL se désamorçe au moment même du démarrage !

### 1.6.3 Remarque

Les instabilités de comportement de la CPL (visibles notamment sur la pression  $p_R$  du réservoir) et des boucles diphasiques en général sont générées en grande partie au condenseur et dépendent fortement de la conception du système. L'amplitude de ces instabilités peut varier selon le design du réservoir et des conduites, le taux de remplissage de la boucle et la température du milieu extérieur.

## 1.7 Les limites de fonctionnement

L'ensemble des problèmes de fonctionnement qui vont être évoqués [Dup01] concernent pour la plupart surtout les CPL et conduisent à un désamorçage de la BFDPT. Ce phénomène se produit quand le front d'évaporation pénètre au sein du poreux jusqu'à ce que la vapeur vienne obturer l'entrée de l'évaporateur bloquant ainsi l'arrivée du liquide dans

la mèche. La température de l'évaporateur peut alors atteindre des valeurs critiques pour l'intégrité du système.

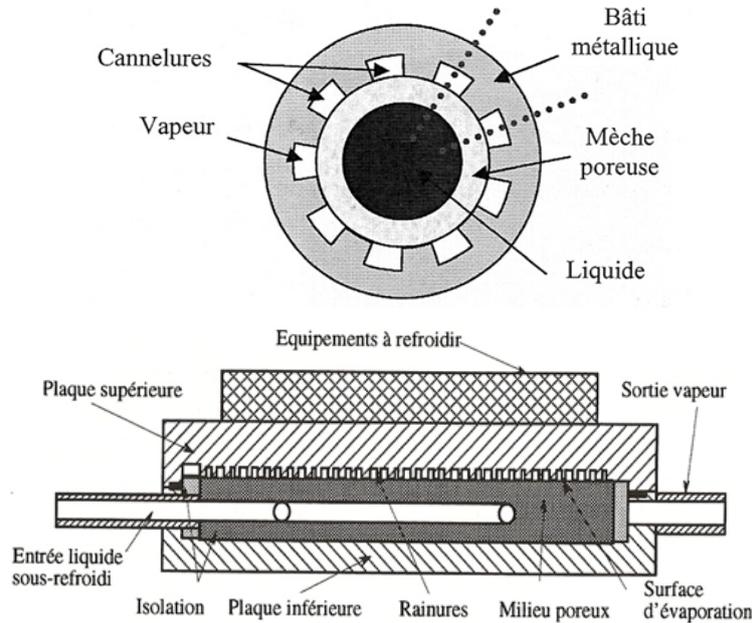
- **Surchauffe du liquide en amont de l'évaporateur** : si le sous-refroidissement devient insuffisant ou lorsque l'arrivée liquide au niveau de l'évaporateur est mal isolée, le liquide peut atteindre la température d'évaporation avant de pénétrer dans la mèche et provoquer ainsi le désamorçage.
- **Assèchement de l'évaporateur** : la puissance injectée à l'évaporateur (i.e. le débit dans la boucle) dépasse la valeur maximale admissible et la différence de pression capillaire ne suffit plus à compenser l'ensemble des pertes de charge ainsi générées. Le front d'évaporation se brise, pénètre à l'intérieur de la mèche et provoque le désamorçage.
- « **Choc thermique** » dans le réservoir : lors des phases de fonctionnement instationnaire (démarrage ou palier de puissance) la longueur de la zone de condensation peut augmenter considérablement pour compenser le surplus de puissance à évacuer. Une grande quantité de liquide froid peut alors être chassée du condenseur vers le réservoir. La température de saturation de la boucle peut dans ce cas suffisamment diminuer pour provoquer la formation de vapeur en amont de l'évaporateur.
- **Oscillations de pression** : les changements de phase qui se produisent à l'évaporateur et au condenseur induisent des oscillations de la différence de pression entre ces deux composants. Si l'amplitude d'une de ces oscillations dépasse la valeur du saut de pression capillaire maximal un désamorçage est possible.

## 1.8 Les différents composants

### 1.8.1 L'évaporateur

L'évaporateur est la pièce maîtresse de la BFDPT. Il assure à la fois l'évaporation et la mise en mouvement du fluide de travail [Fri97]. Par l'intermédiaire de l'évaporateur, le flux thermique dissipé par la source chaude est transmis à la fois au fluide de travail et dans une bien moindre mesure au bâti. L'évaporateur doit permettre de maintenir la température de la source homogène et dans une plage acceptable. C'est une contrainte forte dans le cas des équipements fortement dissipatifs comme les modules d'électronique de puissance utilisés dans la technologie automobile hybride (cf chap. 1). En termes de conception, les Européens et les Japonais se distinguent par des évaporateurs plats tel celui représenté en coupe sur la figure II.11, tandis que la géométrie cylindrique (figure II.11) est très utilisée par les Américains et les Russes [Dup01]. La géométrie des évaporateurs plats est toute adaptée au refroidissement des puces de composants d'électronique de puissance qui dissipent sur une surface plane. Par contre, du fait de cette géométrie, leur tenue en pression est bien inférieure à celle des évaporateurs cylindriques qui offrent ainsi des systèmes plus robustes, paramètre important dans l'industrie spatiale notamment. De plus, du point de vue de la fabrication, un bon contact poreux-bâti est plus aisément obtenu dans le cas d'un évaporateur cylindrique.

Comme le montre la figure II.4, la zone clé de l'évaporateur est la zone de contact



**Figure II.11** – Vues en coupe d'un évaporateur cylindrique (en haut) et d'un évaporateur plat (en bas)

entre le milieu poreux et le bâti. Deux situations sont envisageables : les cannelures sont rainurées soit dans le bâti de l'évaporateur, soit dans le milieu poreux lui-même. Dans les deux cas l'inverse de la plus petite distance entre le bâti et le poreux est appelé « confinement ». Une étude approfondie de ce paramètre [Dup01] montre qu'il joue un rôle majeur dans les phases de démarrage d'une BFDPT. Un confinement élevé (bon contact entre l'ailette et la mèche poreuse) correspond à de faibles surchauffes au démarrage ( $1,8 K < \Delta T_{sat} < 5,2 K$ ) alors qu'un faible confinement (jeu entre l'ailette et la mèche poreuse) est associé à de fortes surchauffes ( $7,4 K < \Delta T_{sat} < 15,8 K$ ). Cette même étude a mis en évidence l'influence de la densité de flux sur les surchauffes nécessaires au déclenchement de l'ébullition dans l'évaporateur capillaire sans pour autant apporter d'explication à ce phénomène.

Un modèle détaillant l'évolution du front d'évaporation dans le réseau de pores développé à l'Institut de mécanique des fluides de Toulouse a mis en évidence le rôle majeur du phénomène dit de *percolation* [Coq06]. Le matériau poreux utilisé peut en effet être représenté par un réseau dans lequel les pores sont connectés par des liaisons hydrauliques. Ces pores vérifient une certaine loi de répartition dans le milieu en fonction de leur taille. Ceux dont la taille est la plus grande constituent, conformément à la loi de Laplace (éq. II.1), des sites de résistance hydraulique moindre qui sont envahis les premiers. La *percolation* survient lorsque la vapeur parvient à se frayer un chemin de moindre résistance parmi ces sites. Le rayon de pore maximal avant déclenchement de la percolation (appelé

rayon effectif  $r_{eff}$ ) limite donc le saut capillaire.

$$\Delta P_{cap} \leq \frac{2\sigma}{r_{eff}} \quad (\text{II.5})$$

Ce modèle a ainsi permis de mettre en exergue deux paramètres influents sur la répartition du fluide et des flux thermiques dans l'évaporateur en fonctionnement : conductivité thermique et taille des pores. Deux notions sont ainsi respectivement définies. D'une part le « verrou thermique » qui traduit la nécessité de lutter contre la propagation de la chaleur vers l'artère liquide et le « verrou capillaire » d'autre part qui permet d'empêcher la vapeur d'atteindre cette même artère liquide. L'enjeu est donc de trouver une bonne combinaison entre la conductivité thermique et la taille des pores du milieu poreux. L'utilisation de mèches « bicouches » formées par association de matériaux aux propriétés différentes (rayon de pore, porosité, perméabilité, etc.) est d'ailleurs évoquée.

En bref, au sein de la mèche poreuse, quatre paramètres dont l'influence sur le comportement de la boucle est majeure peuvent être identifiés :

- **le confinement** qui influe directement sur la surchauffe au démarrage du système,
- **la perméabilité** du milieu poreux qui dimensionne les pertes de charges liées à l'écoulement du liquide au travers de la mèche,
- **la conductivité thermique** qui détermine directement la quantité de flux traversant le milieu poreux jusqu'à l'arrivée de liquide,
- **la taille des pores** dont dépend la capacité de pompage capillaire de la boucle.

**1.8.1.1 Remarque sur la conductivité thermique de la mèche poreuse** Pour un milieu poreux saturé de liquide, la conductivité thermique globale dépend à la fois de celle de la matrice solide et de celle du liquide. La littérature regorge de modèles de conductivité thermique équivalente dont les plus utilisés sont répertoriés dans le tableau II.1. Tous ces modèles sont fondés sur l'identification du milieu poreux à une structure géométrique simple régulière [BP]. Les modèles série et parallèle forment un intervalle comprenant l'ensemble des conductivités thermiques équivalentes pour le milieu poreux hormis celle de Lavochkin qui s'applique plus particulièrement aux mèches métalliques. Ces deux modèles supposent le milieu poreux constitué de strates de solide et de fluide respectivement perpendiculaires et parallèles au flux de chaleur. Le modèle de Maxwell-borne inférieure considère quant à lui un milieu de porosité voisine de 1 constitué de sphères dispersées dans une phase fluide continue. A contrario, le modèle de Maxwell-borne supérieure considère un milieu de faible porosité constitué d'inclusions fluides dans une matrice solide continue. La connaissance de la nature du milieu poreux étudié est donc cruciale pour déterminer le modèle de conductivité thermique équivalente à utiliser. L'application numérique effectuée dans notre cas montre la dispersion non négligeable des valeurs données par les différents modèles. Une détermination empirique est donc très souvent indispensable pour évaluer ce paramètre de manière vraiment précise!

## II.1 Synthèse bibliographique sur les BFDPT

Application numérique	mèche Nickel saturée à l'éthanol porosité de 73%	$\lambda_{eq}$ (W/m/K)
Modèle série	$\frac{1}{\lambda_{eq}} = \frac{\epsilon}{\lambda_f} + \frac{1-\epsilon}{\lambda_s}$	0,22
Modèle parallèle	$\lambda_{eq} = \epsilon\lambda_f + (1-\epsilon)\lambda_s$	1,47
Modèle géométrique	$\lambda_{eq} = \lambda_f \frac{\lambda_s^{1-\epsilon}}{\lambda_f}$	0,41
Modèle d'Alexander	$\lambda_{eq} = \lambda_f \frac{\lambda_s^{(1-\epsilon)^\alpha}}{\lambda_f}$ où $\alpha$ est un paramètre empirique	
Maxwell - borne inférieure	$\lambda_{eq} = \lambda_f \frac{2\epsilon\lambda_f + (3-\epsilon)\lambda_s}{(3-\epsilon)\lambda_f + \epsilon\lambda_s}$	0,46
Maxwell - borne supérieure	$\lambda_{eq} = \lambda_f \frac{2(1-\epsilon)\lambda_s^2 + (1+2\epsilon)\lambda_s\lambda_f}{(2+\epsilon)\lambda_s\lambda_f + (1-\epsilon)\lambda_f^2}$	1,13
Modèle de Bachelor et O'Brien	$\lambda_{eq} = \lambda_f \left( 4 \ln \frac{\lambda_s}{\lambda_f} - 11 \right)$	0,44
Modèle de Lavochkin	$\lambda_{eq} = \frac{1-\epsilon}{1+11\epsilon^2} \lambda_s$	0,20
	adapté aux mèches métalliques	

**Tableau II.1** – Divers modèles de conductivité thermique équivalente pour un milieu poreux saturé de fluide [Kav95] et leur application à notre cas d'étude

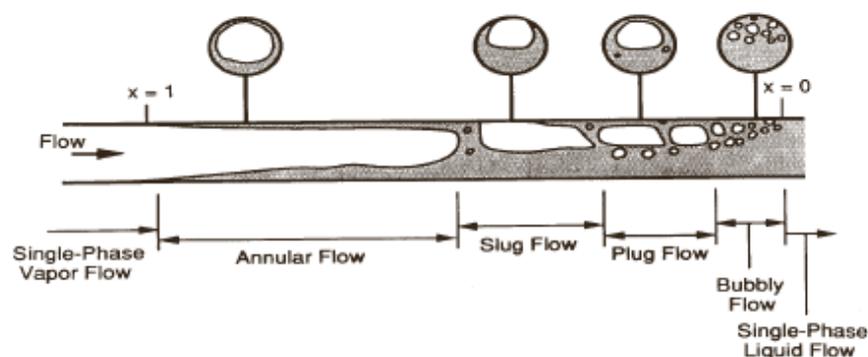
### 1.8.2 Le condenseur

Dans la BFDPT, le condenseur joue en premier lieu le rôle de source froide. En effet, il permet la condensation complète de la vapeur en provenance de l'évaporateur. La puissance injectée au niveau de l'évaporateur est ainsi évacuée vers un puits de chaleur. La nature de ce puits peut être diverse. Dans les applications de transport terrestre et plus particulièrement l'automobile, cette source froide prendra la forme d'un radiateur classique. Le second rôle du condenseur apparaît sur la figure II.9. Il s'agit d'assurer ce qu'on appelle le « sous-refroidissement » du fluide. Une fois la vapeur totalement condensée, le liquide qui poursuit son trajet dans le condenseur est refroidi de la même manière que dans un échangeur classique. Ce « sous-refroidissement » est une sécurité importante pour une BFDPT. Il permet en effet d'éviter que la température à l'entrée de l'évaporateur soit trop proche de la température d'évaporation. Ceci augmente en effet le risque de formation de bulles de vapeur en amont de l'évaporateur et donc de désamorçage du système.

On peut naturellement s'interroger sur la nature de l'écoulement de condensation. Une vingtaine de structures d'écoulement en condensation sont recensées dans la littérature [Med04] selon la répartition des phases liquide et vapeur du fluide. Ces structures sont classées en quatre principaux régimes dont les trois derniers sont représentés en figure II.12 :

- le régime **stratifié** qui est décomposé en écoulement stratifié lisse et écoulement stratifié à vagues,
- le régime **intermittent** qui comprend les écoulements dits « slug » et « plug »,
- le régime **annulaire** qui se présente sous forme d'écoulement lisse ou à vagues,
- le régime **dispersé** qui regroupe l'ensemble des différents écoulements à bulles.

La transition entre ces différents régimes est principalement pilotée par le débit surfacique (ou flux massique en  $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ ) traversant le condenseur et la fraction massique de vapeur caractérisant l'écoulement [HTC03].



**Figure II.12** – Succession des différents régimes d'écoulement lors de la condensation convective dans un tube centimétrique et pour une faible valeur de flux massique [Car92]

### 1.8.3 Le réservoir

A l'origine il n'y avait pas de réservoir sur les BFDPT [Ste66]. Ce composant est pourtant très vite apparu indispensable! En effet il opère une double action sur le fonctionnement de la boucle [Dup01] :

- **Aspect thermodynamique** : les conditions de saturation dans la boucle sont fixées par un contrôle opéré au niveau du réservoir. Les réservoirs étudiés ici sont dits « diphasiques ». En effet les conditions de saturation dans la boucle sont fixées à l'interface liquide/vapeur du réservoir. La régulation de la température du réservoir (peu coûteuse en énergie) permet donc de contrôler la pression, étant donné que le mélange se trouve à l'équilibre sur la courbe de vapeur saturante. Comme les différences de pressions relatives dans la boucle sont faibles, le contrôle du réservoir agit sur la température de saturation dans l'ensemble de la BFDPT.
- **Aspect pratique** : le volume de fluide contenu dans le réservoir joue le rôle de tampon pour les variations de volume dues aux changements d'état subits par le fluide en fonctionnement instationnaire. Le fluide du réservoir peut également palier aux éventuelles microfuites et allonger ainsi la durée de vie du système.

L'utilisation d'un réservoir diphasique est plus aisée pour une application de transport terrestre que pour une application spatiale. En effet dans un environnement en apesanteur la répartition des phases liquide et vapeur n'est pas contrôlée par la gravité comme sur Terre [Fri97]. Les réservoirs de BFDPT utilisées sur les satellites sont pourvus d'une structure poreuse qui permet de stocker le liquide par capillarité. Les deux phases sont ainsi mieux localisées et les réchauffeurs (utilisés pour le contrôle en température) sont alors placés en conséquence.

**1.8.3.1 Remarques sur la présence de gaz incondensables** : ce sont des gaz dont les température et pression sont imposés par les conditions de saturation dans la BFDPT. Or, au contraire du fluide de travail, dans ces conditions pour eux la condensation est impossible. Dans le meilleur des cas, ils n'interviennent pas dans les transferts mais dans le pire des scénarios, ils peuvent créer des poches inertes aux points froids du système. Ces poches vont obturer l'espace et dans certains cas perturber les échanges. La présence de GNC<sup>7</sup> dans la zone d'évaporation notamment pourrait provoquer un désamorçage au bout d'un certain temps d'utilisation. D'après Ku [Ku99], l'effet néfaste des GNC est toujours théoriquement surestimé par rapport à l'expérience. Dans la pratique, il apparaît que les GNC sont en partie absorbés par le fluide de travail et les matériaux. Cependant la présence des GNC restant met en évidence un autre rôle joué par le réservoir. En effet, l'écoulement de la phase liquide va conduire la plupart des GNC jusqu'au réservoir où ces derniers vont être stockés jusqu'à un dégazage manuel de l'utilisateur si les conditions le permettent. Dans le cas contraire, les incondensables augmentent artificiellement la pression au réservoir. Considérant phase vapeur et GNC comme des gaz parfaits, la pression totale représente bien la somme de leur pression partielle. La pression mesurée sera donc supérieure à la pression de saturation du fluide caloporteur. Rajouter une mesure directe

---

7. gaz non condensables

de température (de type thermocouple par exemple) à une mesure directe de pression pour comparaison à la saturation s'avère donc très utile pour s'assurer de la faible teneur en incondensables [Los08].

### 1.9 Paramètres importants pour une application terrestre

#### 1.9.1 La gravité

L'influence de la gravité doit être prise en compte dans le cadre d'une adaptation des BFDPT au transport terrestre. En effet un terme de perte de charge lié à la pesanteur vient se rajouter dans le bilan (II.4). Le saut de pression capillaire maximal devra donc en être d'autant plus important. Notons que la plupart des études mentionnant l'impact de la gravité sur le fonctionnement des BFDPT concernent des LHP. Nous verrons tout au long de ce mémoire ce qu'implique la gravité sur le fonctionnement du système utilisé dans notre application. Dans son article de synthèse sur les LHP, S. Launay définit deux paramètres qui permettent d'étudier plus précisément l'influence de la gravité [LSB06] :

« **tilt** » : position de l'évaporateur par rapport au réservoir. Le tilt est considéré négatif quand l'évaporateur se trouve au-dessus du réservoir.

« **élévation** » : position de l'évaporateur par rapport au condenseur. L'élévation est dite négative lorsque l'évaporateur est au-dessus du condenseur.

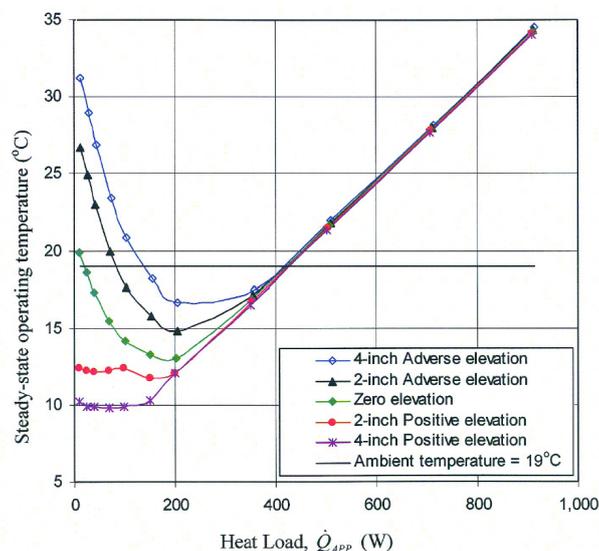
Le tilt a une influence certaine sur la répartition des phases liquide et vapeur du fluide dans la boucle et plus particulièrement entre le réservoir et l'évaporateur [LSB06]. Ainsi, pour un tilt négatif la vapeur peut remonter au coeur de l'évaporateur. Par contre, dans le cas d'un tilt positif l'évaporateur est plus facilement approvisionné en liquide avec le concours de la gravité.

A faible charge thermique, une élévation négative entre l'évaporateur et le condenseur induit une augmentation de la température de fonctionnement de la boucle comme le montre la figure II.13 illustrant des points de fonctionnement d'une LHP pour diverses puissances appliquées. Dans ce cas l'influence de l'élévation est significative jusqu'à une puissance injectée de 400W.

De nombreux essais expérimentaux réalisés avec différentes BFDPT [LSB06] (pour l'essentiel des LHP) montrent que les effets de l'élévation sur le comportement de la boucle dépendent fortement du fluide utilisé.

#### 1.9.2 Les fluides de travail

Tant que les BFDPT étaient essentiellement utilisées pour des applications spatiales, le fluide de travail majoritairement employé était l'ammoniac. Le refroidissement de l'électronique terrestre a nécessité d'innover en testant de nouveaux fluides : eau, acétone, méthanol, éthanol, etc... L'étude qui sera présentée en section 2 a d'ailleurs pour objectif de comparer les performances de ces différents fluides pour identifier celui qui sera le plus adapté à notre application automobile en se basant sur des critères hydrauliques uniquement.



**Figure II.13** – Effet de l'élévation sur la température de fonctionnement en régime permanent d'une LHP ( $T_{sink} = 5^{\circ}C$ ,  $T_{amb} = 19^{\circ}C$ ) (Chuang [Chu03])

**1.9.2.1 Dimensionnement** les contraintes de poids et de sécurité rencontrées dans le milieu automobile conduisent à effectuer un travail important de dimensionnement du volume de fluide à incorporer dans la BFDPT. Or ce volume est directement lié au dimensionnement du réservoir. D'après Ku [Ku99], le volume du réservoir doit au moins permettre d'assurer le remplissage de la boucle en liquide à l'arrêt de celle-ci. De plus, ce volume doit être suffisant pour compenser les variations du volume de liquide qui se produisent pendant le fonctionnement (démarrage, changement de puissance appliquée, condensation,...). En pratique le réservoir est dimensionné de telle manière qu'un volume résiduel de liquide y subsiste quand la boucle est à l'arrêt et qu'une fraction de vapeur y existe toujours lorsque la puissance thermique appliquée est maximale et le condenseur utilisé dans toute sa longueur.

Il faut également s'assurer de la compatibilité du fluide que l'on souhaite employer avec les différents matériaux constitutifs de la BFDPT. Il faut néanmoins garder à l'esprit que les études concernant la compatibilité des ensembles fluides/bâti/poreux sont rares au vu du nombre de combinaisons possibles et parfois même contradictoires! Mishkinis et al. [MPS<sup>+</sup>10] ont réalisé une synthèse de divers travaux présentée dans le tableau II.2 où les numéros correspondent à une ressource bibliographique. Cette même étude a montré que des couples a priori viables peuvent être sujets à une forte génération de GNC lorsque la température de fonctionnement est importante ( $125^{\circ}C$  dans leur cas).

**1.9.2.2 Performances** l'influence de la nature du fluide sur les performances d'une BFDPT a fait l'objet de nombreuses publications (là encore majoritairement à propos des LHP), tant théoriques [DC98, LSB07] qu'expérimentales, qui ont toutes permis de

## Chapitre II. Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement

Working Fluids	Wick Material							Structural Material									
	Ti	Ni	Si	Cu	Monel	SS304	SS316	Ti	Ni	Cu	Monel	SS304	SS316	Brass	Inconel	Carbon Steel	Al
Water	1, 13	1, 13, 2	1	1, 12	2, 3, 2	13, 1	13, 1, 2	1, 13	1, 13	2	1, 12	2, 5, 2	13, 1	13, 1, 2		1, 13, 2	1, 2, 7
	22, 17	20, 15, 17	2	2	22, 17	15	2	17, 11, 16	22, 17	20, 15, 17	2	22, 17	15	2	17, 11, 16		13, 17
Acetone	24	13	1, 2	1, 5		1, 13	1, 13, 5	24	13	1, 5		1, 13	1, 13, 5	1			1, 13
		5, 24		12, 13		2, 18	2, 18		5, 24	12, 13		2, 18	2, 18				2, 21, 18
Toluene	2	23				15	15, 23	2	23			15	15, 23			15	15
Methanol		1, 13	1, 2	1, 12		13, 1, 2	11, 1, 2		1, 13	1, 12		13, 1, 2	11, 1, 2	1		5	1, 2
		2	7	13, 8		10, 18, 19	14, 18, 10		2	7	13, 8	10, 18, 19	14, 18, 10				
Ethanol		13		13		13	13		13	13		13	13				13
		23															

Compatible	Probably non-compatible
Partially compatible	Incompatible
Probably compatible	No Data

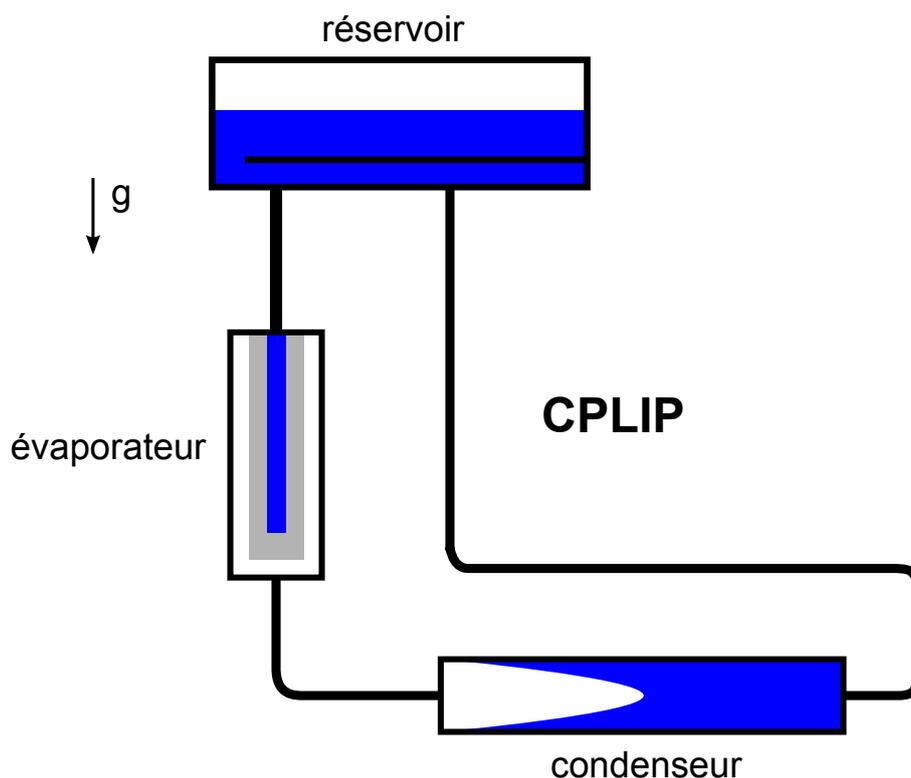
**Tableau II.2** – Synthèse bibliographique sur la compatibilités des ensembles fluide/bâti/poreux [MPS+10]

souligner l'importance de ce paramètre. Par exemple, Kaya et Ku [KK99] ont mené des essais sur une LHP remplie successivement avec trois fluides différents : ammoniac, eau et acétone. Ils ont pu mettre en évidence les différences de comportement liées au fluide. En effet les limites de fonctionnement ne sont pas les mêmes pour chacun de ces fluides et l'ammoniac offre des performances bien supérieures à celles de ses deux concurrents. L'utilisation d'un modèle permanent [LSB07] peut permettre d'en savoir plus sur l'influence du fluide de travail sur les performances d'une LHP avec poreux de faible conductivité thermique. Nous reviendrons dans le chapitre 2 sur l'influence des propriétés thermophysiques des fluides. Ce paramètre n'est semble-t-il pas le seul à être influent. Boo et Chung [JB04] mettent également en évidence l'influence du taux de remplissage  $\Phi$  (fraction de liquide dans le réservoir) sur les performances de la boucle. La résistance thermique de la LHP de leur étude est minimale pour  $\Phi = 0,4$ . On peut penser que ce facteur est de moindre influence pour une CPL, point qui sera d'ailleurs discuté au chapitre 5.

### 1.10 Une nouvelle technologie

Le paragraphe 1.6 a montré que dans une CPL les échanges thermiques entre le réservoir et l'évaporateur sont découplés. C'est en effet le couplage condenseur/réservoir qui conditionne la stabilité de la boucle. Lors des phases transitoires une CPL peut donc être sujette à des instabilités pénalisantes. En fonctionnement normal, ce même découplage présente l'avantage de garantir l'alimentation de l'évaporateur en liquide sous-refroidi.

A contrario une LHP couple fortement le réservoir et l'évaporateur et permet à la fois les échanges thermiques et hydrauliques entre ces deux composants (cf par. 1.3). Cette autorégulation rend le comportement d'une LHP plus stable lors des phases transitoires. Par contre le lien thermique fort entre l'évaporateur et le réservoir de la LHP ne permet pas une régulation efficace du système comme c'est le cas pour la CPL et des oscillations peuvent se manifester sur de longues périodes.



**Figure II.14** – « Capillary Pumped Loop for Integrated Power » (CPLIP)

Pourquoi alors ne pas associer ces deux conceptions ? Une nouvelle technologie de BFDPT a récemment fait son apparition dans le domaine du transport ferroviaire [Los08]. L'architecture de cette BFDPT ne permet de la classer ni dans la catégorie des CPL, ni dans celle des LHP. Dans ce type de boucle, représenté en figure II.14 et développé par la société belge Euro Heat Pipe, le réservoir se trouve à la verticale de l'évaporateur (« tilt positif »). Des remontées de vapeur peuvent alors se produire entre l'évaporateur et le réservoir. Cette vapeur absorbée par le réservoir ne provoque pas le désamorçage de la boucle puisque la gravité assure l'alimentation en liquide de l'évaporateur. Ce phénomène peut être vu comme un couplage temporaire opérant lors des phases transitoires et stabilisant le comportement de la boucle par rapport à une CPL classique. Le retour de liquide se fait obligatoirement à travers la partie basse du réservoir, ce qui induit des échanges thermiques entre la partie haute du réservoir et le liquide qui va aller alimenter l'évaporateur. On observe ici un couplage d'un nouveau genre entre l'évaporateur et le réservoir qui

permet un contrôle actif efficace de la boucle par le biais de la partie haute du réservoir. Ce type de boucle est appelé **CPLIP**<sup>8</sup>.

La synthèse bibliographique qui vient d'être présentée sur les boucles diphasiques à pompage thermocapillaire a donc été la première étape de notre travail. Elle nous a permis, d'une part de mieux comprendre l'ensemble des phénomènes mis en jeu dans le fonctionnement de tels systèmes, et d'autre part, de faire le choix du système qui nous est apparu comme le plus adapté pour notre application au refroidissement de l'électronique de puissance pour l'automobile. Nous allons désormais passer à la seconde étape de notre travail, beaucoup plus proche de l'application, puisqu'il s'agit d'une brève étude de dimensionnement de la boucle dans le cadre du cahier des charges fourni par PSA en termes d'encombrement et de puissance à dissiper qui doit, *in fine*, nous permettre de choisir les fluides les plus adaptés pour cette application.

## 2 Etude de dimensionnement d'une BFDPT

### 2.1 Objectif

Dans cette partie on cherche à étudier l'influence du choix du fluide par l'intermédiaire d'un nombre de mérite tel celui décrit par Dunbar et Cadell [DC98] dont le calcul est fondé sur l'équilibre mécanique dans la BFDPT. L'objectif est de minimiser l'encombrement de la boucle et la masse de fluide à performances équivalentes. Les six fluides choisis sont l'ammoniac, l'éthanol, le méthanol, l'acétone, l'hexane et le pentane. L'eau n'est pas adaptée à une utilisation automobile puisqu'elle gèle à 0°C et c'est pourquoi elle n'a pas été retenue. Par contre ce choix de fluides ne tient pas compte des normes en vigueur dans le milieu automobile en matière de toxicité, point qui sera néanmoins critique lors du choix final. Le fluide le plus intéressant dans notre contexte automobile sera celui qui pour une même puissance transférée présentera le plus faible encombrement et la plus petite masse. Nous exprimerons cette idée par les termes « fluide performant ». Les calculs ont été effectués sur la plage de température [-40°C ; 100°C] et pour des puissances à transférer allant de 400 W à 1800 W selon le cahier des charges préalablement établi par PSA.

### 2.2 Méthode de calcul

L'objectif de ce calcul est de déterminer pour un fluide donné le volume à injecter dans la boucle pour permettre son fonctionnement dans la gamme de puissances désirée. Ce volume de boucle (réservoir non inclu) est calculé à partir des diamètres de conduites optimaux pour une puissance injectée donnée. La méthode de détermination de ces diamètres va être présentée dans les paragraphes suivants. Il est clair que cette approche ne constitue qu'une première étape dans une démarche de dimensionnement de boucle diphasique. Elle pourrait notamment être améliorée avec un calcul propre au réservoir de manière à

---

8. « Capillary Pumped Loop for Integrated Power »

## II.2 Etude de dimensionnement d'une BFDPT

---

avoir une idée de l'encombrement total de la boucle. En première approximation il suffit de supposer que le volume du réservoir doit au moins permettre de contenir une quantité de liquide équivalente au volume de tous les autres composants ainsi dimensionnés. Pour le moins, cette approche nous permet déjà de tirer certaines conclusions et notamment de comparer différents fluides envisageables pour notre application.

### 2.2.1 L'équation utilisée

Ce calcul est fondé sur l'équation d'équilibre des pressions de la BFDPT (II.4). En détaillant cette équation, on obtient :

$$\Delta P_{\text{cap}} = \Delta P_{\text{liq}} + \Delta P_{\text{vap}} + \Delta P_{\text{cond}} + \Delta P_{\text{p,évap}} + \Delta P_{\text{grav}} \quad (\text{II.6})$$

Avec  $\Delta P_{\text{cap}}$  le saut de pression capillaire,  $\Delta P_{\text{liq}}$  et  $\Delta P_{\text{vap}}$  les pertes de charge dans les conduites liquide et vapeur,  $\Delta P_{\text{cond}}$  la perte de charge dans le condenseur,  $\Delta P_{\text{p,évap}}$  la perte de charge dans le milieu poreux de l'évaporateur et  $\Delta P_{\text{grav}}$  la perte de charge gravitaire entre le condenseur et l'évaporateur.

Comme d'après l'équation II.3 :

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}H_{lv}$$

Le flux maximum transférable peut alors être évalué à partir du pompage capillaire maximal :

$$\Delta P_{\text{cap,max}} = \frac{2\sigma}{r_{\text{eff,pores}}} = (\xi_{\text{liq}} + \xi_{\text{vap}} + \xi_{\text{cond}} + \xi_{\text{p,évap}}) \frac{\dot{Q}_{\text{max}}}{h_{lv}} + (\rho_l - \rho_v) g (z_{\text{évap}} - z_{\text{cond}}) \quad (\text{II.7})$$

où  $\xi_i$  figure les coefficients de perte de charge dans chaque composant de la boucle.

Le calcul des pertes de charge dans les conduites est effectué à partir des corrélations classiques de régimes laminaire ou turbulent établis en conduite cylindrique :

$$\xi_i = \lambda \frac{L}{D_h} \left( \frac{\dot{m}}{2\rho S^2} \right) \text{ avec } i = \text{liq, vap, cond} \quad (\text{II.8})$$

avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda = \frac{64}{Re} \text{ (laminaire)} \\ \lambda = \frac{0,3164}{Re^{\frac{1}{4}}} \text{ (turbulent)} \end{array} \right. \quad (\text{II.9})$$

Soit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \xi_i = \frac{128\mu_i L_i}{\rho_i \pi D_h^4} \text{ (laminaire)} \\ \xi_i = 0,241 \dot{m}^{\frac{3}{4}} \mu_i^{\frac{1}{4}} \frac{L_i}{\rho_i} D_h^{-4,75} \text{ (turbulent)} \end{array} \right. \quad (\text{II.10})$$

## Chapitre II. Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement

---

Dans le calcul des pertes de charge au sein du condenseur, la solution de modèle dit « homogène » a été choisie. C'est un modèle d'écoulement monophasique utilisant des propriétés thermophysiques de mélange (éq. II.11), avec  $\alpha$  la fraction volumique de vapeur dans le condenseur prise égale à 0,8. Cette valeur correspond à une estimation de la fraction volumique moyenne pour un régime d'écoulement annulaire (cf figure II.12).

$$\begin{cases} \mu_{cond} = \alpha\mu_{vap} + (1 - \alpha)\mu_{liq} \\ \rho_{cond} = \alpha\rho_{vap} + (1 - \alpha)\rho_{liq} \end{cases} \quad (\text{II.11})$$

Pour calculer les pertes de charge dans le milieu poreux de l'évaporateur, il est nécessaire de connaître le rayon de pore  $r_{pores}$ . Ce dernier est évalué à l'aide de la relation de *Kozeny-Karman* [BP] :

$$r_{pores} = \frac{1}{2} (1 - \epsilon) \sqrt{\frac{180k}{\epsilon^3}} \quad (\text{II.12})$$

Les pertes de charge de l'écoulement du liquide à travers le poreux sont enfin obtenues à l'aide de l'équation de Darcy (II.13). Le calcul est mené pour un écoulement monodimensionnel. Soit :

$$\nabla P = -\frac{\mu_l}{k} U \quad (\text{II.13})$$

avec  $U$  la vitesse moyenne du liquide dans le milieu poreux et  $k$  la perméabilité. On obtient donc :

$$\xi_{p,évap} = \frac{\mu_l e_p}{k \rho_l \pi n D_a L_{évap}} \quad (\text{II.14})$$

avec  $e_p$ ,  $n$ ,  $D_a$  et  $L_e$  respectivement l'épaisseur du poreux, le nombre d'artères d'arrivée du liquide, le diamètre de ces artères et la longueur de l'évaporateur.

Les pertes de charges singulières (coudes de conduites, changements de diamètre, ...) ont été négligées dans ce calcul.

### 2.2.2 Déroutement du calcul

Dans ce calcul, outre la température de fonctionnement de la BFDPT et la puissance dissipée à l'évaporateur, de nombreux paramètres géométriques peuvent être choisis : perméabilité, porosité et épaisseur du poreux, nombre et diamètre des artères dans l'évaporateur, longueurs de l'évaporateur et du condenseur, fraction volumique de vapeur dans le condenseur, différence de hauteur entre l'évaporateur et le condenseur, longueurs de la conduite de liquide et de la conduite de vapeur et enfin coefficient de sécurité pour le calcul du volume. Les diamètres de la conduite de liquide ou de vapeur sont les paramètres du solveur. En effet, c'est la taille des conduites et du condenseur qui détermine le volume de fluide à l'intérieur de la boucle. Le diamètre du condenseur est par défaut égal au diamètre de la ligne de vapeur. Le diamètre optimal pour la configuration étudiée est donc obtenu à l'issue du calcul. Le tableau II.3 donne les caractéristiques géométriques de la BFDPT choisie dans cette étude. Notons que la taille et la position de chaque élément de la boucle correspond à une demande du cahier des charges fourni par PSA.

Le volume de la boucle (réservoir non inclus) et la masse de fluide dans la BFDPT

## II.2 Etude de dimensionnement d'une BFDPT

---

perméabilité $k(m^{-2})$	$5.10^{-13}$
porosité $\epsilon$	0,7
rayon de pores $r_{pores}(m)$	$2,43.10^{-6}$
épaisseur du poreux $e_p(m)$	$8.10^{-3}$
nombre d'artères $n$	3
diamètre d'artère $D_a(m)$	$8.10^{-3}$
longueur de la ligne liquide $L_{liq}(m)$	0,7
longueur de la ligne vapeur $L_{vap}(m)$	0,7
longueur de l'évaporateur $L_{évap}(m)$	0,3
longueur du condenseur $L_{cond}(m)$	0,6
hauteur entre évaporateur et condenseur ( $m$ )	0,5

**Tableau II.3** – Géométrie du problème

sont alors calculés pour les six fluides différents déjà cités plus haut : ammoniac, éthanol, méthanol, acétone, hexane et pentane. Les propriétés thermodynamiques de ces fluides en fonction de la température sont disponibles en annexe A (source NIST).

Les pertes de charge liées à l'écoulement du liquide sont bien plus faibles et donc moins pénalisantes pour les performances que les pertes de charge liées à l'écoulement de la vapeur. C'est pourquoi le calcul principal s'effectue sur l'optimisation du diamètre de la conduite vapeur. Tout d'abord, un calcul préliminaire du volume de fluide est effectué en balayant plusieurs valeurs du diamètre de la conduite de liquide et pour chaque température de l'intervalle  $[-40^{\circ}\text{C}; 100^{\circ}\text{C}]$ . Le diamètre fixé en entrée du calcul principal est le plus petit diamètre de conduite de liquide qui permet de vérifier l'équation II.7 sur l'ensemble de cette plage de température. L'organigramme du calcul est présenté en figure II.15. Une fois effectué à l'aide du solveur Excel, le calcul principal fournit la valeur optimisée du diamètre de la conduite de vapeur. Tous les paramètres nécessaires au calcul du volume des conduites et du condenseur sont alors disponibles.

## 2.3 Résultats et analyse

### 2.3.1 Puissances de 400 W et 1800 W

La figure II.16 illustre la masse de fluide nécessaire en fonction de la température pour les six fluides étudiés et une puissance injectée de 1800 W. Cette masse découle directement du volume de fluide calculé à partir des diamètres optimisés décrits au paragraphe précédent. On voit dans la figure II.16 que la masse d'ammoniac nécessaire au bon fonctionnement de la boucle diphasique reste quasi-constante avec la température au regard des autres fluides. Les autres fluides présentent une augmentation significative du volume (et donc de la masse) nécessaire quand la température diminue. Cette tendance est particulièrement prononcée pour les alcools : éthanol et méthanol. A basse température ( $-20^{\circ}\text{C}$  par exemple) les masses de fluide sont ici toutes comprises entre 50g (ammoniac) et 250g

## Chapitre II. Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement

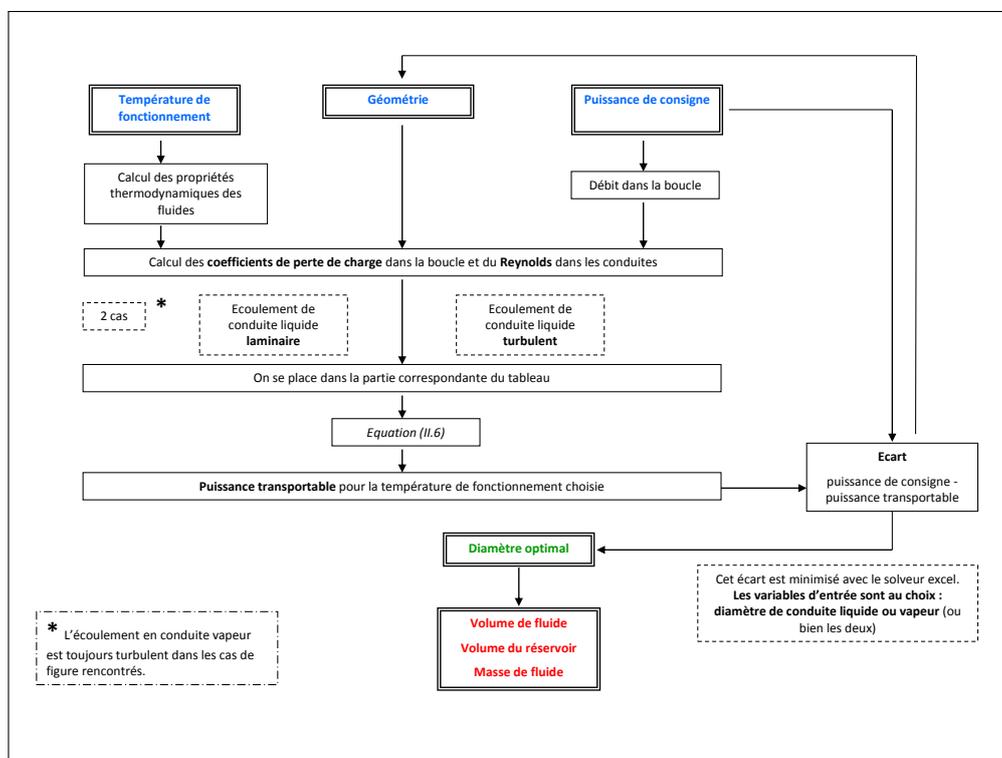


Figure II.15 – Organigramme du calcul

## II.2 Etude de dimensionnement d'une BFDPT

(éthanol). Cependant le volume et la masse des fluides ont augmenté avec la puissance dans des proportions différentes pour chaque fluide. La figure II.17 représente  $\gamma$ , la variation relative de volume de fluide en fonction de la puissance de dimensionnement. Elle se définit ainsi :

$$\gamma = \frac{V(1800) - V(400)}{V(400)} \quad (\text{II.15})$$

Cette grandeur montre que le dimensionnement d'une boucle à ammoniac est beaucoup moins sensible à la puissance demandée et à la température considérée par rapport aux autres fluides. Dans la plage de basse température (-30°C/0°C) la variation de volume est de 20% pour l'ammoniac et est comprise entre 70% et 140% pour les autres fluides.

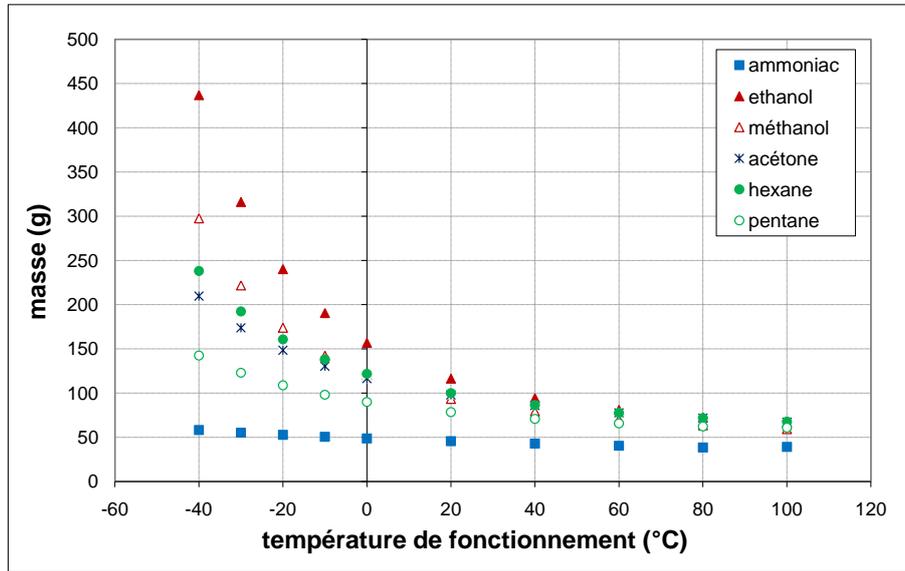


Figure II.16 – Masse de fluide nécessaire à 1800W

### 2.3.2 Nombre de mérite des fluides étudiés

Dunbar et Cadell [DC98] ont défini un nombre de mérite (II.16) à partir de l'équation d'équilibre II.4 pour un fluide de travail utilisé dans une BFDPT qui n'est pas soumise à la gravité terrestre :

$$N_m = \frac{\rho_v \sigma H_{lv}^{1,75}}{\mu_v^{0,25}} \quad (\text{II.16})$$

Le calcul de ce nombre est effectué grâce à l'hypothèse stipulant que les pertes de charge liées au liquide sont négligeables par rapport à celles dues à la vapeur dans une boucle. La figure II.18 représente  $N_m$  pour les fluides de cette étude. La supériorité de l'ammoniac en termes de performance par rapport aux autres fluides, déjà observée sur les figures II.16 et II.17, est ici confirmée. Cette figure montre aussi une perte de performances des alcools à

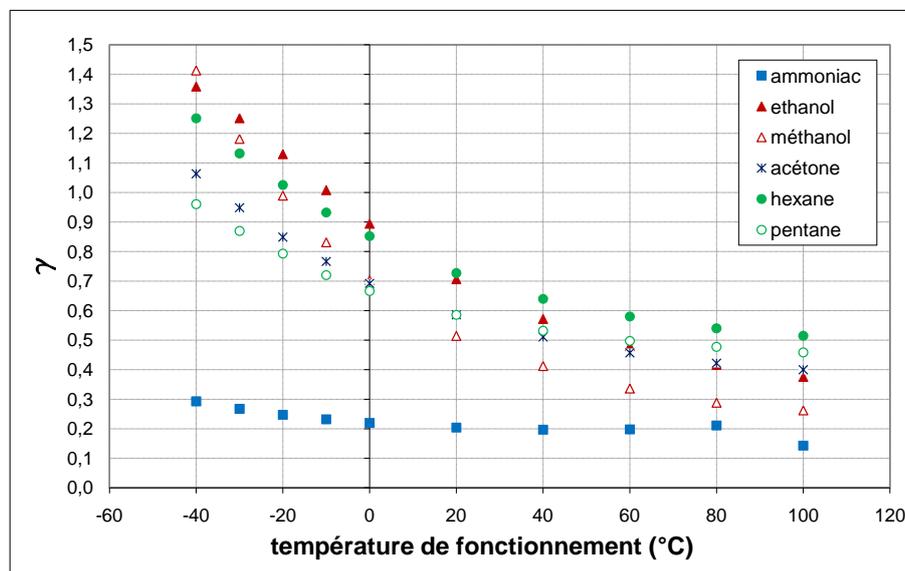


Figure II.17 – Variation relative de volume

basse température plus appuyée que celle de l'acétone. On retrouve ici des résultats cohérents avec les volumes de fluide calculés précédemment. La figure II.19 montre l'évolution de la masse de fluide nécessaire à 1800 W en fonction du nombre de mérite. Cette représentation permet de bien situer les fluides qui offrent les meilleures performances. En effet il faut s'intéresser à la localisation de l'ensemble des points concernant un fluide donné. La position de chaque courbe ainsi obtenue est alors représentative de la performance du fluide sur tout l'intervalle de température étudié. Les points concernant l'ammoniac sont concentrés dans la zone de faible masse et de nombre de mérite élevé qui constitue la zone de performance optimale. En revanche la courbe de l'éthanol est très mal située par rapport aux autres (faible nombre de mérite et masse élevée). La courbe du pentane apparaît en décalage dans une zone de plus faible masse que les autres fluides. En effet, le pentane se démarque des autres fluides par ses propriétés avantageuses (cf. ANNEXE A) en phase liquide. Il faut ici rappeler que le calcul a été effectué à diamètre de conduite de liquide fixé optimal sur tout l'intervalle de température. Une caractérisation des fluides uniquement basée sur le nombre de mérite doit donc être élargie en considérant l'influence des propriétés de la phase liquide.

### 2.3.3 Influence des propriétés des fluides sur les performances

Les variations de la chaleur latente de vaporisation (annexe A, figure A.5) et de la tension de surface (annexe A, figure A.6) en fonction de la température ont également été observées. Les alcools ont globalement une chaleur latente plus élevée que l'acétone, l'hexane et le pentane. A basse température l'ammoniac présente les chaleur latente et tension de surface les plus importantes. Celles-ci diminuent ensuite considérablement et

## II.2 Etude de dimensionnement d'une BFDPT

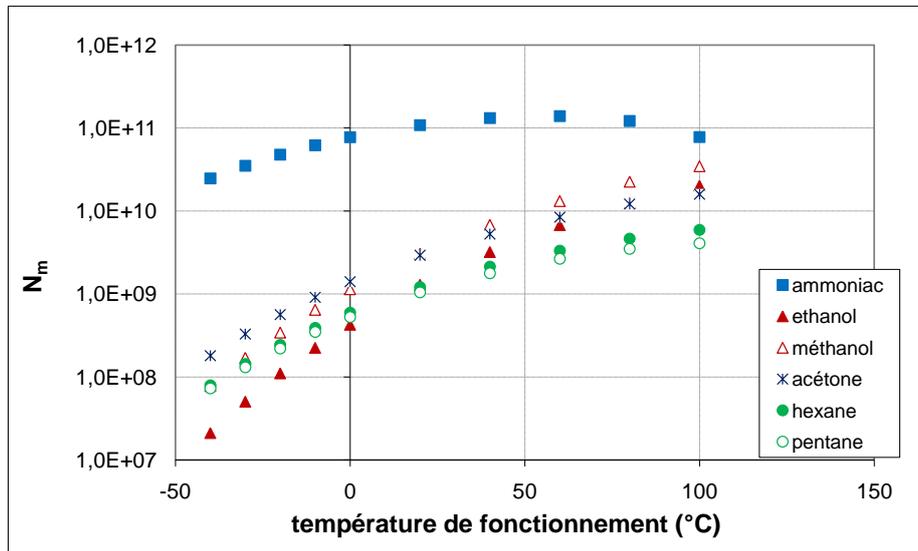


Figure II.18 – Nombre de mérite vapeur

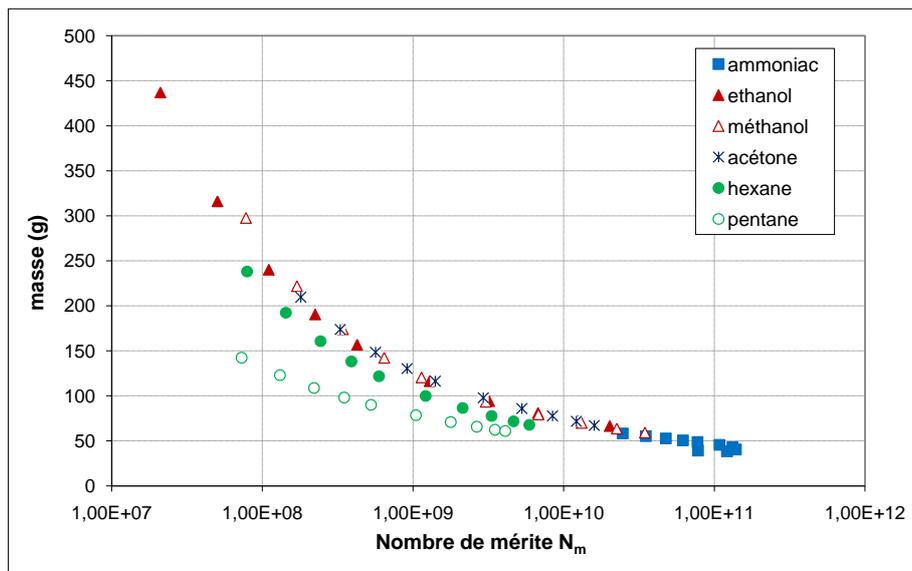


Figure II.19 – Masse de fluide *vs* nombre de mérite

## Chapitre II. Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement

---

sa tension de surface est même la plus faible au-delà de 80°C, ce qui détériore son nombre de mérite alors que sa masse n'augmente pas. Cette légère diminution du nombre de mérite de l'ammoniac aux fortes températures ( $T > 40^\circ\text{C}$ , figure II.18) peut s'expliquer par l'évolution de sa tension de surface et de sa chaleur latente de vaporisation. En effet, elles décroissent environ deux fois plus vite avec la température par rapport aux autres fluides. Par contre, la masse nécessaire évolue peu au regard des autres. En effet, la forte augmentation de la masse volumique de sa vapeur relativement aux autres fluides permet de réduire les pertes de charge générées et ainsi expliquer le fait que la masse de fluide à introduire dans la boucle n'augmente pas. La forte décroissance de sa tension de surface avec la température représente l'inconvénient majeur de l'ammoniac aux hautes températures. Le tableau II.4 donne en effet une idée de la valeur du saut de pression capillaire maximal pour le milieu poreux choisi à 0°C et 80°C. L'ammoniac apparaît fortement défavorisé au regard des autres fluides. Cependant il faut signaler qu'en compensation l'ammoniac génère bien moins de pertes de charge que les autres fluides à haute température.

Fluide	$\Delta P_{cap_{max}}$ à 0°C (Pa)	$\Delta P_{cap_{max}}$ à 80°C (Pa)
ammoniac	21450	6960
éthanol	19840	14190
méthanol	19860	14390
acétone	21520	13480
hexane	17010	10020
pentane	15000	7995

**Tableau II.4** – Saut de pression capillaire maximal pour chaque fluide

Les pertes de charge d'un fluide dans la boucle dépendent de la viscosité cinématique de la vapeur (annexe A, figure A.1). Plus cette viscosité est grande, plus les pertes de charge dans la vapeur sont importantes, ce qui entraîne une augmentation du diamètre calculé (et donc du volume). En effet, à  $-40^\circ\text{C}$  par exemple, on peut remarquer que la viscosité cinématique de la vapeur du pentane est cinq fois plus grande que celle de l'ammoniac et celle de l'hexane vingt fois plus grande. Ceci nous apporte un élément de réponse pour expliquer la différence de performances observée entre ces deux fluides et l'ammoniac à basse température. Quant aux alcools, les viscosités cinématiques de la vapeur et du liquide sont plus élevées que pour les autres fluides, ce qui les pénalise en termes d'efficacité.

Le nombre de mérite étant considéré pour un environnement 0-g, il est aussi nécessaire de s'intéresser à l'évolution de la masse volumique du liquide. En effet, même si cette masse volumique varie peu avec la température au regard des autres propriétés, la perte de charge gravitaire vient diminuer le saut de pression capillaire disponible pour équilibrer les pertes de charge dans la boucle. La masse volumique du liquide (annexe A, figure A.4) est plus élevée pour les alcools. Or on a vu que cette propriété agit directement sur le saut de pression gravitaire qui vient s'ajouter aux pertes de charge du système. L'augmentation de la masse volumique du liquide à basse température est donc un facteur limitant pour les performances des BFDPT utilisées dans des applications terrestres. Une fois encore à

basse température, l'ammoniac est le plus avantageux de tous les fluides étudiés ici et sa masse volumique de liquide constitue un atout supplémentaire pour ses performances.

### 3 Conclusions

D'une part, la synthèse bibliographique présentée sur les BFDPT, après en avoir expliqué le fonctionnement, met en évidence les différents enjeux d'une application terrestre pour ce type de systèmes. Une nouvelle conception de boucle, à mi-chemin entre les designs classiques de CPL et LHP, a fait son apparition : la CPLIP. De part la position de son réservoir, cette dernière met à profit la gravité dans son fonctionnement, elle est donc toute indiquée pour être utilisée dans l'application automobile qui nous concerne.

D'autre part, une étude de dimensionnement a été menée dans laquelle l'efficacité d'un fluide pour des applications de type BFDPT est déterminée par l'intermédiaire du volume à injecter dans la boucle pour que celle-ci fonctionne à une puissance appliquée donnée. Une étude complémentaire des nombres de mérite des fluides au sens de Dunbar et Cadell [DC98] permet de mettre en évidence l'action des propriétés thermophysiques suivantes sur les performances observées : tension de surface, chaleur latente, viscosité cinématique et masse volumique de la vapeur. Les résultats obtenus restent des premiers ordres de grandeur : la géométrie de la boucle et l'expression des pertes de charge sont simplifiées dans ce calcul. Nous sommes évidemment encore loin d'une ambition de dimensionnement complet d'une boucle diphasique en vue d'une implantation « sous capot » ! Cette première phase de calcul montre néanmoins la faisabilité d'une telle approche et offre nombre d'éléments de réflexion pour choisir le fluide de travail de la boucle. Nous irons plus loin dans la suite de ce mémoire lorsque nous allons présenter notre modèle descriptif du fonctionnement en régime permanent pour la CPLIP choisie dans notre étude.

Enfin, en ce qui concerne le choix du fluide à utiliser dans la boucle, des critères autres que les performances entrent en ligne de compte, notamment la toxicité. Cette dernière peut, certes, poser peu de problème au vu des quantités faibles de fluide à intégrer au véhicule. Par contre, sur les chaînes de fabrication, les quantités de fluide mises en oeuvre sont bien plus importantes et la dangerosité d'un fluide peut alors poser problème. Compte tenu de toutes ces considérations, il a été choisi dans le cadre de cette thèse de tester essentiellement deux fluides : l'éthanol et l'acétone.

## Chapitre II. Les boucles fluides diphasiques : état de l'art et étude de dimensionnement

---

# Chapitre III

## Description des moyens expérimentaux

Comme nous l'avons vu au chapitre précédent, la famille des boucles diphasiques s'est récemment agrandie avec la dernière née de l'entreprise belge « Euro Heat Pipe » : la CPLIP. De part sa conception sur laquelle nous allons nous pencher plus en détails dans ce chapitre, cette boucle est particulièrement adaptée pour des applications terrestres. La thèse de David Lossouarn [Los08] précédemment menée au Laboratoire d'Etudes Thermiques représente la première étude sur ce type de système visant à valider son utilisation dans le domaine du transport ferroviaire. La CPLIP a alors montré un fort potentiel pour ce type d'application et il était naturel d'espérer voir s'élargir son domaine d'utilisation, notamment au sein du transport automobile. Dans la suite de ce mémoire le banc expérimental de David Lossouarn sera qualifié de « CPLIP-1.1 » tandis que le banc expérimental qui nous concerne apparaîtra comme « CPLIP-1.2 ».

### 1 Présentation du dispositif CPLIP-1.2

#### 1.1 Le banc expérimental

Nous allons tout d'abord présenter une vue d'ensemble du dispositif expérimental CPLIP-1.2 pour ensuite nous intéresser plus particulièrement aux divers aspects de sa conception. La figure III.1 est une photographie du banc expérimental sur laquelle on peut noter le poste de travail, le bloc des alimentations de puissance, le thermocryostat (source froide) et le châssis comprenant la boucle et son instrumentation. La boucle diphasique en elle-même est schématisée en figure III.2 avec la localisation de chaque composant. Le réservoir est situé à la verticale de l'évaporateur, particularité de conception de la CPLIP. La boucle ainsi que son instrumentation repose sur un châssis évolutif constitué de profilés aluminium. Le condenseur se trouve en position dite « défavorable », une vingtaine de cm en dessous de l'évaporateur. Outre les pertes de charge dynamiques, la capillarité doit donc vaincre la différence de pression gravitaire ainsi créée entre le condenseur et l'évaporateur. Tous nos essais se sont déroulés dans cette position. Cependant, la modularité du châssis

## Chapitre III. Description des moyens expérimentaux

et l'utilisation de conduites flexibles pourront à l'avenir permettre de modifier la position relative du condenseur.

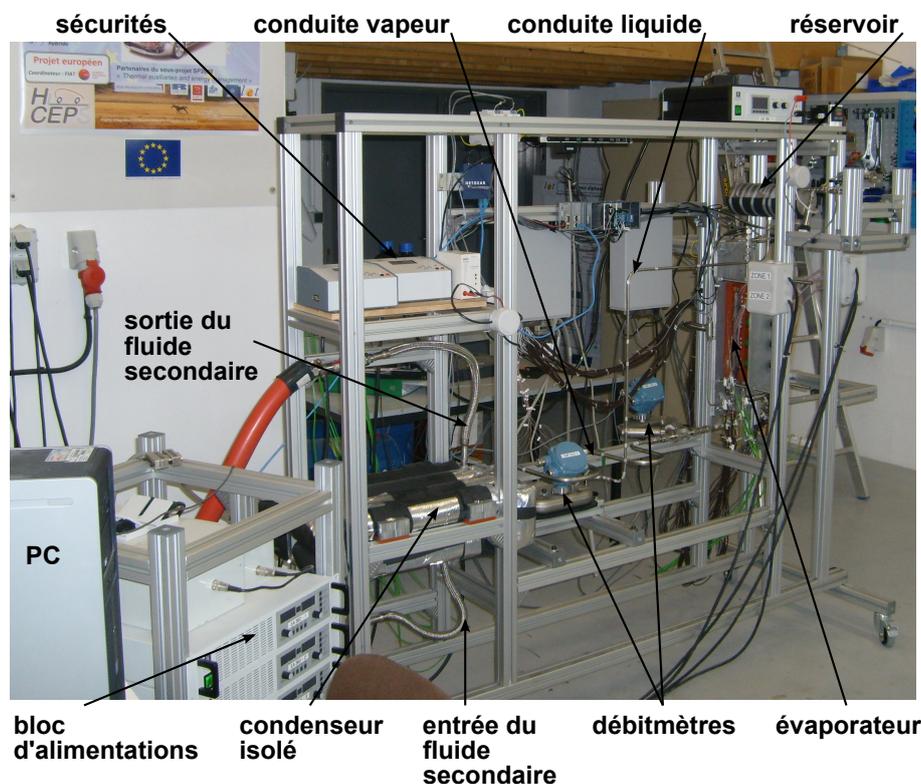


Figure III.1 – Vue d'ensemble du banc expérimental CPLIP-1.2

## 1.2 Présentation détaillée de chaque composant

### 1.2.1 Assemblage réservoir/évaporateur

L'assemblage réservoir/évaporateur de la CPLIP est fabriqué par la société belge « Euro Heat Pipe ». L'enveloppe de ces deux composants est en acier inox 304L. La géométrie du réservoir présente quelques particularités (cf figure III.3) :

- une plaque en inox 304L de 1 mm d'épaisseur permet de séparer le réservoir en deux parties que nous désignerons par « parties haute et basse » ;
- une cartouche chauffante insérée dans la culasse permet la régulation thermique de la partie haute ;
- un dispositif constitué de plusieurs plaques facilite la stratification thermo-hydraulique de la partie haute. Le design de ce dispositif réalisé par EHP n'interviendra pas dans notre étude de modélisation.

En partie basse, la sortie du réservoir se trouve à 25 cm à la verticale de l'entrée de l'évaporateur. Elles sont reliées par une conduite en acier inox 304L de 12 mm de diamètre.

### III.1 Présentation du dispositif CPLIP-1.2

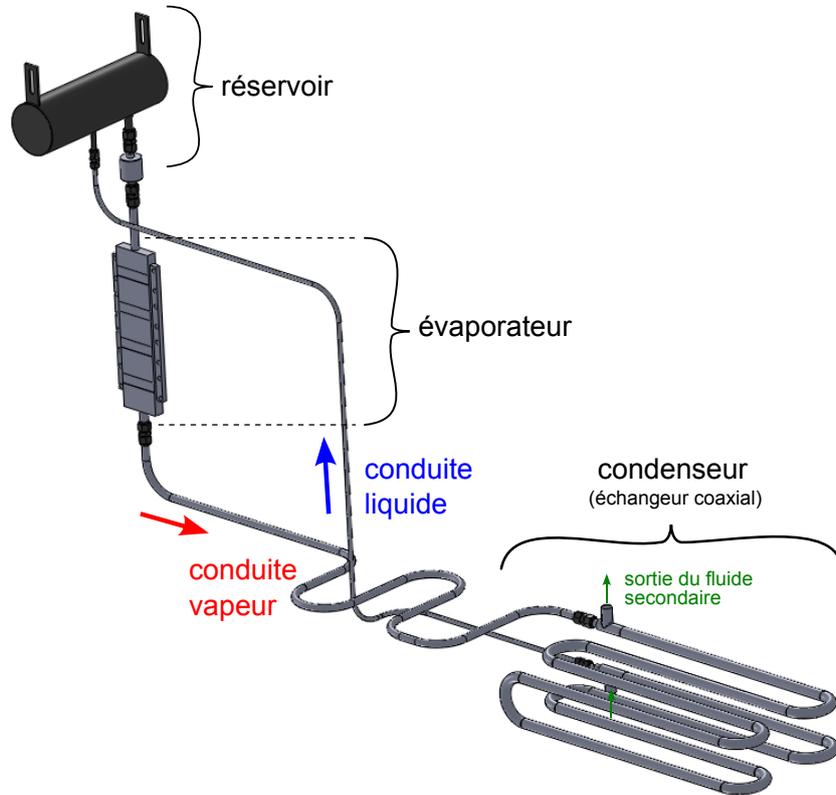


Figure III.2 – Vue schématisée de la boucle CPLIP-1.2

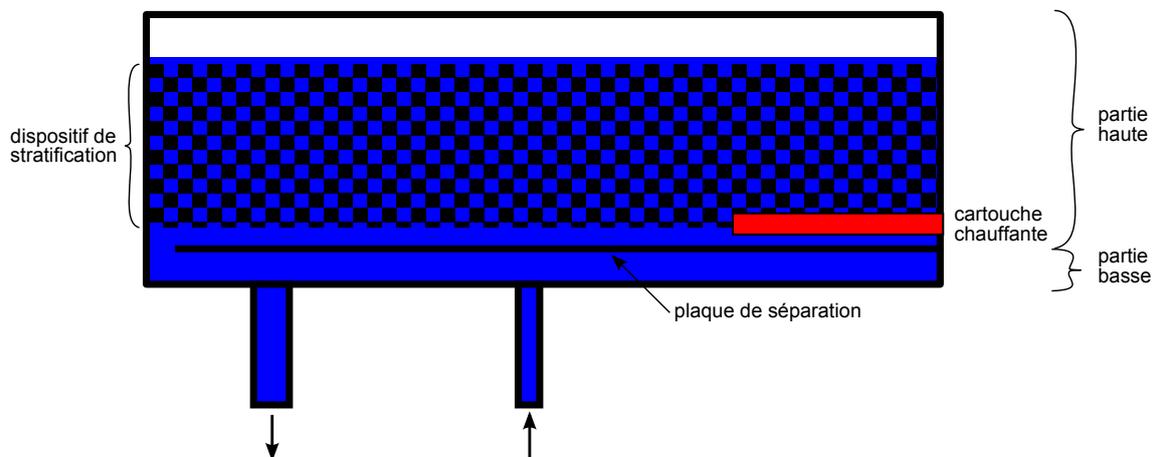


Figure III.3 – Vue en coupe du réservoir de CPLIP-1.2

## Chapitre III. Description des moyens expérimentaux

L'évaporateur dont une photographie est présentée en figure III.4 est constitué d'un bloc parallélépipédique dans lequel est insérée une mèche poreuse en nickel fritté. L'ensemble est en acier inox 304L à l'exclusion des faces actives en Nickel afin de diminuer les gradients thermiques pour de fortes densités de flux thermique appliqué. On peut voir que chaque surface de l'évaporateur dispose de huit rainures destinées au positionnement des thermocouples. Le canal d'entrée du liquide dans l'évaporateur se divise en trois canaux parallèles qui traversent le milieu poreux dans le sens de la longueur et dont l'extrémité est obturée (cf figure III.5). Les deux surfaces externes de la mèche poreuse sont quant à elles rainurées dans le sens de la largeur. Ces rainures n'apparaissent donc pas sur la coupe de la figure III.5. La vapeur formée dans cette multitude de rainures est ensuite collectée dans des canaux latéraux qui vont acheminer la vapeur surchauffée jusqu'en sortie d'évaporateur. Notons que cet évaporateur est symétrique et peut donc être chauffé au choix sur la surface thermiquement active excluant les zones recouvrant les canaux latéraux de vapeur d'une seule ou bien de ses deux faces.

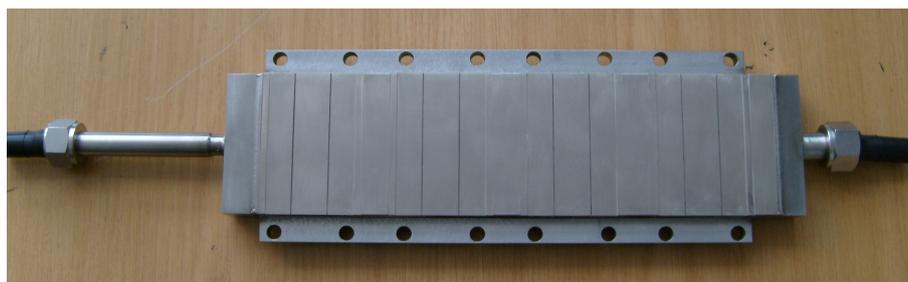


Figure III.4 – Photographie de l'évaporateur de CPLIP-1.2

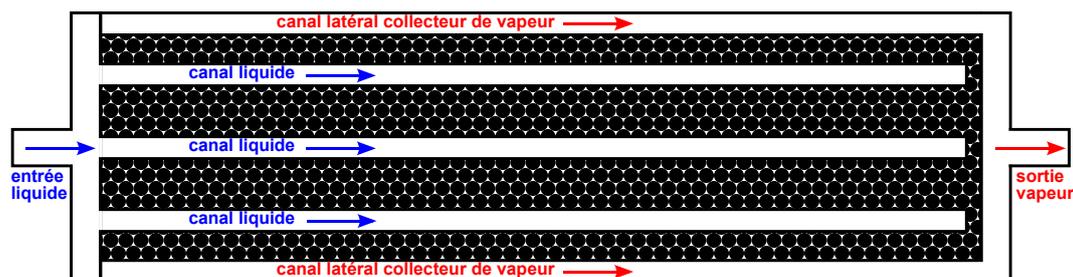


Figure III.5 – Vue en coupe de l'évaporateur de CPLIP-1.2

### 1.2.2 Le condenseur et les conduites

Comme on peut le voir sur la figure III.2, le condenseur est un échangeur tubulaire coaxial en acier inox 304L. Le même matériau a été utilisé pour les conduites liquide et vapeur. Ce condenseur a la particularité de présenter 7 coudes dans trois plans de l'espace. Cette remarque aura son importance lorsque nous aborderons le sujet de la modélisation du système. Cet échangeur est relié au thermocryostat visible en figure III.14 dans une

## III.2 Instrumentation du banc expérimental

configuration contre-courant. Le fluide secondaire circulant dans le tube externe est un mélange d'eau et d'éthylène-glycol à 40%. L'étanchéité entre chaque composant de la CPLIP est réalisée à l'aide de raccords sertibles en inox de type Swagelock.

Le tableau III.1 présente un récapitulatif des différentes dimensions et caractéristiques de chaque composant de la CPLIP-1.2.

Composant	Caractéristique	Type de dimension	Dimensions
<b>Réservoir</b>	cylindrique acier	diamètre ( <i>mm</i> )	99,6 – 101,6
		longueur ( <i>mm</i> )	308
	partie basse	hauteur ( <i>mm</i> )	6
		volume ( <i>cm</i> <sup>3</sup> )	58,7
<b>Evaporateur</b>	culasse	encombrement ( <i>mm</i> <sup>3</sup> )	320 × 81 × 20
	mèche poreuse	épaisseur ( <i>mm</i> )	1
		encombrement ( <i>mm</i> <sup>3</sup> )	283 × 68 × 16
		pores ( <i>μm</i> ) - porosité (%)	6,8 – 73
	rainures vapeur	perméabilité ( <i>m</i> <sup>2</sup> )	6,53.10 <sup>-13</sup>
	section trapézoïdale ( <i>mm</i> )	0,6 – 0,6 – 1,2	
	pas ( <i>mm</i> )	1,8	
<b>Condenseur</b>	coaxial acier	longueur ( <i>m</i> )	5,1
		diamètre primaire ( <i>mm</i> )	12 – 14
		diamètre secondaire ( <i>mm</i> )	17,3 – 21,3
<b>Conduite vapeur</b>	acier inox	longueur ( <i>m</i> )	1,94
		diamètre ( <i>mm</i> )	12 – 14
<b>Conduite liquide</b>	acier inox	longueur ( <i>m</i> )	1,92
		diamètre ( <i>mm</i> )	6 – 8

**Tableau III.1** – Dimensions et caractéristiques des divers composants de CPLIP-1.2

## 2 Instrumentation du banc expérimental

### 2.1 Conditions limites imposées

La configuration de notre banc expérimental nous permet d'agir directement sur trois conditions limites appliquées à la boucle CPLIP :

- la puissance appliquée sur une face de l'évaporateur, dite « face active » ;
- la température d'entrée du fluide secondaire au condenseur ;
- la température de la partie haute du réservoir.

#### 2.1.1 Application de puissance

L'utilisation par PSA d'un module d'électronique de puissance de marque semikron (cf. chap. 1) implique deux contraintes : le choix d'une géométrie d'évaporateur plane

et la dissipation de puissance sur une seule des deux faces de cet évaporateur. Dans un objectif d'étendre la gamme et donc les dimensions des modules d'électronique de puissance pouvant être gérés par une CPLIP, notre dispositif d'application de puissance doit donc pouvoir simuler la présence d'un quelconque module d'électronique accolé à la face active de l'évaporateur. La figure III.6 montre de quelle manière le montage de l'évaporateur est assuré pour répondre à cet objectif. La face non active de l'évaporateur repose en appui sur un bloc isolant en ertalon<sup>1</sup> usiné de manière à assurer la bonne planéité du système. La face active de l'évaporateur est quant à elle recouverte d'une interface thermique à changement de phase d'épaisseur  $74 \mu\text{m}$ . D'après les données du fabricant, cette interface assure une résistance de contact entre les blocs de chauffe en cuivre<sup>2</sup> et la face active d'environ  $0.08 \text{ K.W}^{-1}$  sur  $1 \text{ cm}^2$  et pour notre pression de serrage de 3 bars. Cette pression est assurée sur chacun des huit blocs de chauffe par les ressorts extra-raides visibles en figure III.6. La surface de chauffe ainsi réalisée sur la face active vaut  $148 \text{ cm}^2$ .

Dans les modules d'électronique de puissance, la puissance n'est pas dissipée de manière homogène. Pour pouvoir étudier la réponse de l'évaporateur de CPLIP-1.2 à ce type d'application de puissance non-homogène sans toutefois disposer d'un module, l'ensemble des blocs chauffants est réparti selon quatre zones sur la face active (cf figure III.7). Trois cartouches chauffantes cylindriques de résistance unitaire de  $32 \Omega$  sont branchées en série puis insérées dans chaque bloc. Les deux blocs d'une même zone sont ensuite reliés en parallèle de manière à obtenir une résistance totale par zone de  $48 \Omega$ . Chaque zone de chauffe est reliée à une alimentation de puissance EA<sup>3</sup> de calibre 360V-15A pour une puissance maximale de 1500 W. Les quatre zones de chauffe pouvant séparément se voir appliquer une puissance allant jusqu'à 1500 W, la puissance totale applicable sur la face active vaut donc 6 kW.

### 2.1.2 Contrôle de la source froide

Le thermocryostat utilisé comme source froide développe une puissance nominale de refroidissement de 5 kW. Il peut imposer une température allant de  $-20^\circ\text{C}$  à  $100^\circ\text{C}$  au mélange d'eau glycolée à 40%, fluide secondaire de l'échangeur coaxial constituant notre condenseur. Le débit maximal pouvant circuler dans notre conduite externe de 5 mètres de longueur est de  $20 \text{ l.min}^{-1}$ .

---

1. matériau plastique isolant et rigide jusqu'à  $250^\circ\text{C}$   
2.  $38 \times 48.6 \times 15 \text{ mm}$  par bloc  
3. « Elektro Automatik », société allemande

### III.2 Instrumentation du banc expérimental

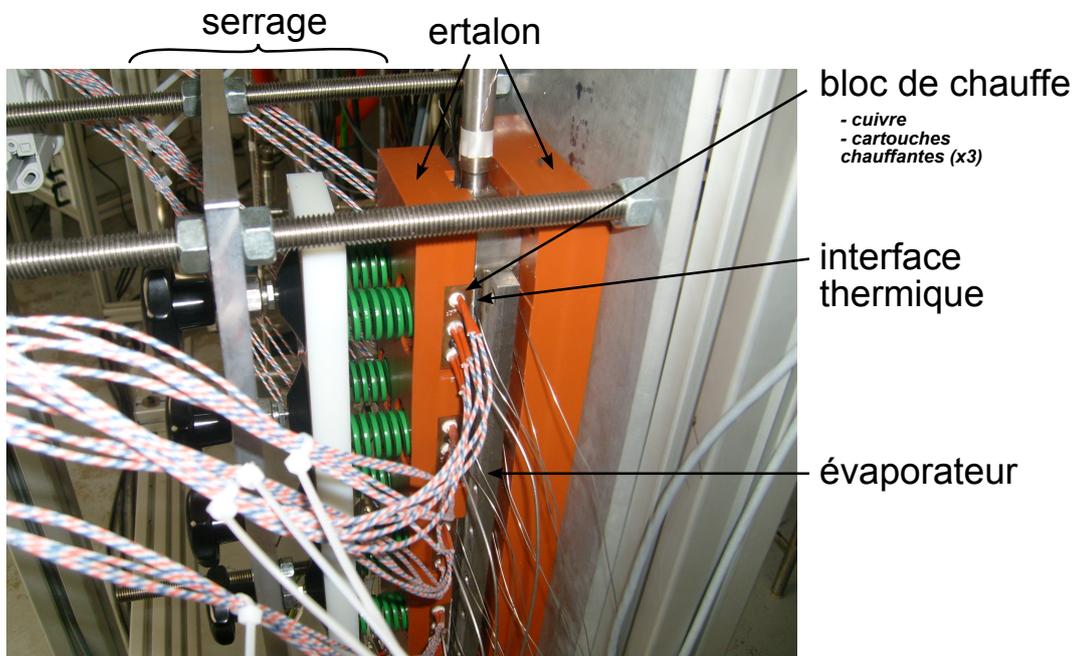


Figure III.6 – Dispositif d'application de puissance à l'évaporateur

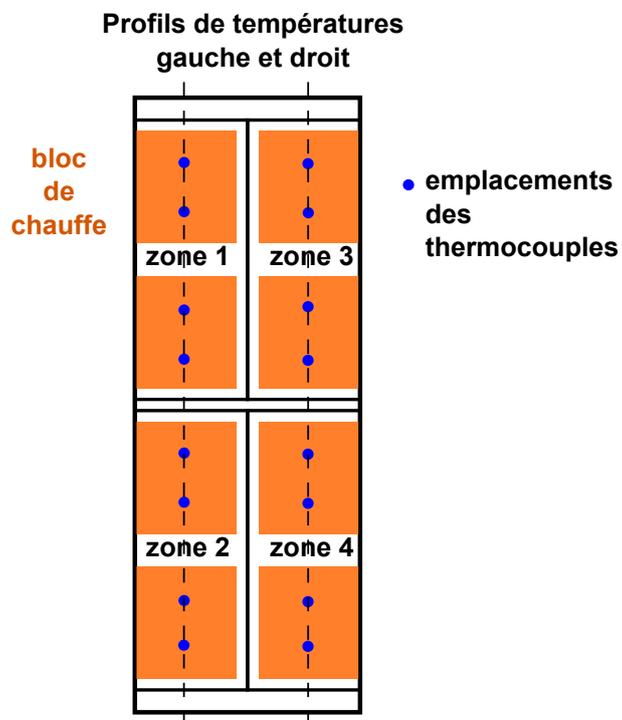


Figure III.7 – Répartition des zones de chauffe sur la face active de l'évaporateur

### 2.1.3 Régulation en température du réservoir

Le chapitre 2 a mis en évidence le rôle de référence des conditions de saturation au sein du réservoir d'une CPL dans le cycle de la boucle. Le réservoir de CPLIP-1.2 est donc régulé en température afin de maintenir des conditions de saturation désirées dans tout le système. Ce système de régulation est composé de quatre éléments (cf figure III.8) :

- un capteur de température placé au sommet de la paroi extérieure du réservoir ;
- un régulateur PID<sup>4</sup> auquel est relié le capteur de température ;
- une alimentation de puissance EA de calibre 160V-4A commandée directement via le PID ;
- une cartouche chauffante de résistance 128,5  $\Omega$  insérée dans la partie haute du réservoir (cf figure III.3) et reliée à l'alimentation pour délivrer une puissance maximale de l'ordre de 200 W.

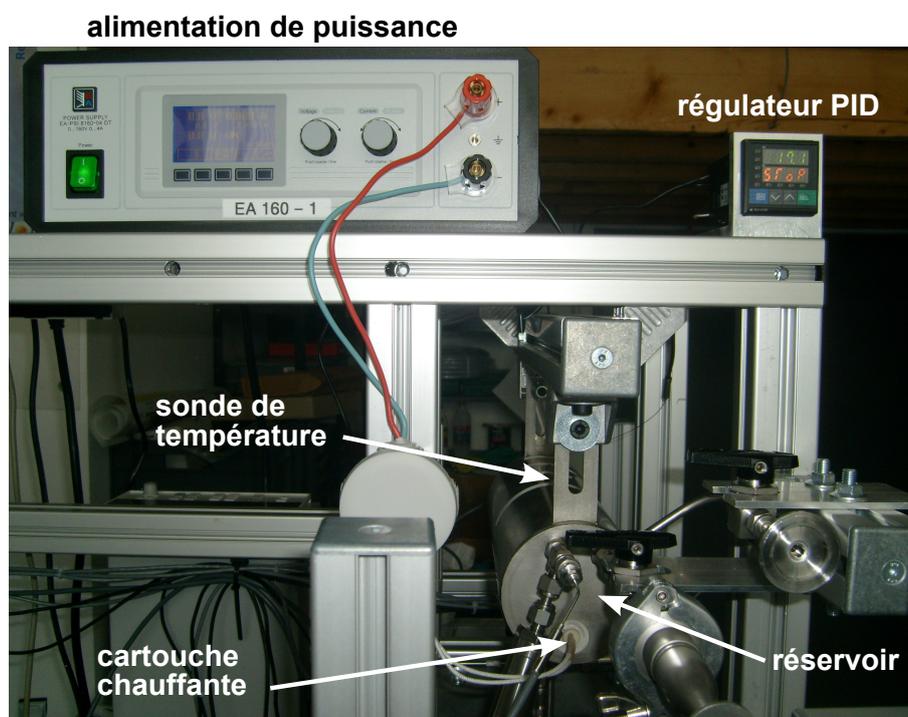


Figure III.8 – Régulation thermique du réservoir

### 2.1.4 Isolation

Seul le condenseur est isolé sur le banc CPLIP-1.2 et ce pour une raison purement pratique. En effet, sans l'isolation et lors d'essais dont la température de source froide est inférieure à 0°C, une couche de glace d'une épaisseur pouvant atteindre 3 à 4 cm se forme sur les parois externes du condenseur. L'eau de fonte et les installations électrique

---

4. Proportionnelle Intégral Dérivé

ne faisant pas bon ménage, la décision s'est imposée d'elle-même ! Par contre le choix a été fait de ne pas isoler les conduites liquide et vapeur, ce qui implique un transfert thermique entre les conduites et l'extérieur par convection naturelle couplée avec un faible rayonnement. Le rôle des échanges thermiques avec l'extérieur sera discuté dans le chapitre à venir consacré à l'analyse des résultats obtenus par la modélisation en régime permanent de la CPLIP.

### 2.2 Instrumentation

#### 2.2.1 Mesures de température

L'ensemble de la boucle est instrumenté à l'aide de thermocouples de type T ( $\pm 0,5^\circ\text{C}$ , classe A). Sur les conduites, le condenseur et le réservoir, des paires de conducteurs monobrins classiques de 0,1 mm sont disposés comme l'indique la figure III.9. Ces derniers sont accolés à la surface externe des tubes en acier inoxydable et sont fixés à l'aide d'un adhésif isolant en fibre de verre résistant aux hautes températures.

A l'évaporateur, les thermocouples type T utilisés sont renforcés à l'aide d'une gaine métallique de 0,5 mm et insérés dans des rainures usinées sur chaque face de l'évaporateur comme le montre la figure III.10. Sur la face active, ces thermocouples sont au nombre de deux par bloc de chauffe (cf figure III.7), soit quatre par zone de chauffe et seize en tout sur la face. Seize thermocouples supplémentaires sont placés en regard sur la face non chauffée de l'évaporateur. Une incertitude supplémentaire doit être considérée pour les seize thermocouples de la face active. En effet, la profondeur des rainures dans lesquelles ils sont insérés vaut  $0,75 \pm 0,05$  mm. Nous devons donc considérer une erreur de positionnement  $\Delta h$  de ces thermocouples dans la profondeur de chaque rainure qui peut aller jusqu'à 0,3 mm. Sachant que la densité de flux maximale  $\phi$  atteinte lors des essais menés vaut environ  $10 \text{ W.cm}^{-2}$ , l'équation III.1 nous donne une incertitude de  $\pm 1^\circ\text{C}$  liée à la position relative des thermocouples dans chaque rainure de la face active soit, additionnée à l'incertitude du capteur, une incertitude totale de  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ .

$$\Delta T = \frac{\phi}{\lambda_{inox}} \Delta h \quad (\text{III.1})$$

Les mesures de température interne du réservoir s'effectuent à l'aide de deux sondes platine PT100 (classe B, 1/3), de diamètre 1,6 mm et couvrant la gamme de température  $[-75,350] \pm 0,1^\circ\text{C}$  à  $0^\circ\text{C}$  et  $\pm 0,26^\circ\text{C}$  à  $100^\circ\text{C}$ . La sonde mesurant la température du liquide en partie basse du réservoir est située entre l'entrée et la sortie du fluide. La sonde qui mesure quant à elle la température de saturation en partie haute est située au centre du réservoir. La bonne précision de ce type de sonde nous permet donc de bien situer le point de saturation du réservoir, référence du cycle de notre boucle.

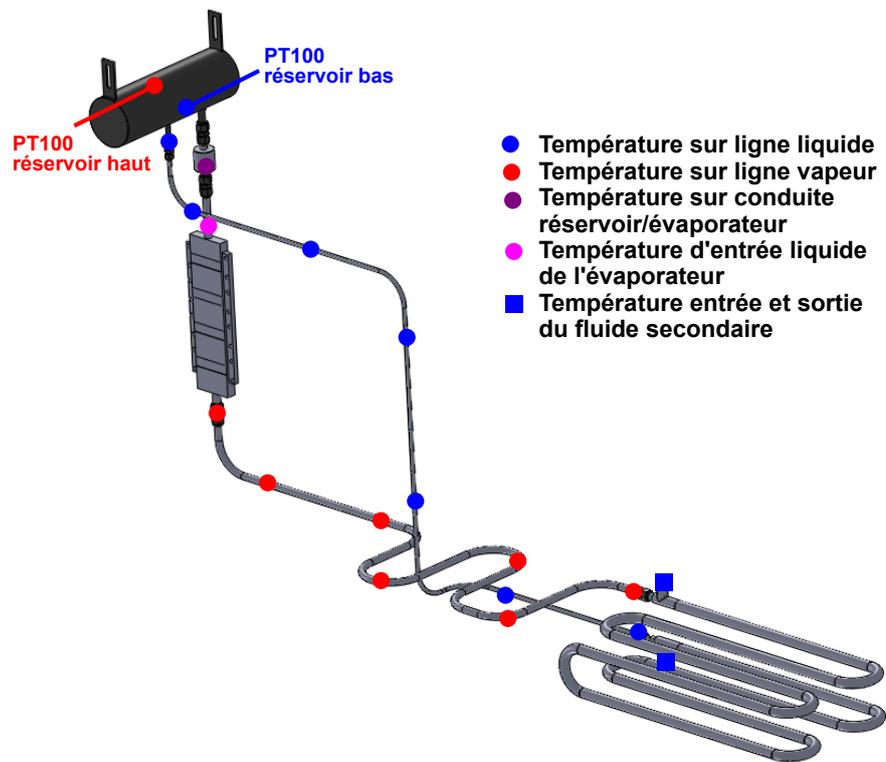


Figure III.9 – Emplacement des sondes de température sur CPLIP-1.2



Figure III.10 – Instrumentation de l'évaporateur en thermocouples

### 2.2.2 Mesures de pression

Les mesures de pression sur la boucle CPLIP-1.2 sont assurées par six capteurs de pression absolue GE Druck PMP 4070 de gamme de mesure 0-3,5 bars. La figure III.11 permet de situer chaque capteur sur la boucle. Les quatre capteurs entrée/sortie d'évaporateur et entrée/sortie de condenseur sont implantés sur les conduites en acier inox par l'intermédiaire de tubes de diamètre 1/4 " soudés perpendiculairement à la conduite principale (cf figure III.12). D'après Benedict [Ben84], la pression statique exacte d'un fluide en écoulement n'est en théorie mesurée que par l'intermédiaire d'un perçage perpendiculaire à cet écoulement et d'un diamètre infiniment petit. Dans la pratique, ce type de perçage est très difficile à usiner, s'encrasse facilement et induit une réponse très lente aux changements de pression. Il est communément admis que le meilleur type de montage est obtenu pour des perçages de diamètre  $d$  et de longueur  $L$  avec  $1,5 < L/d < 6$ . Prenant la longueur  $L$  égale à l'épaisseur de nos conduites en acier inox, nous avons pu réaliser des perçages vérifiant cette condition. Ce type de montage, dit « en cavité » [ERB83], induit cependant une erreur de mesure en régime transitoire d'autant plus importante que le volume mort du raccord est grand. Ce montage a cependant été préféré au montage dit « en membrane affleurante »<sup>5</sup> pour limiter les problèmes d'étanchéité et faciliter l'intégration des capteurs sur le circuit.

Nous allons désormais consacrer quelques lignes à la réponse dynamique des capteurs de pression soumis à une sollicitation transitoire de manière à mieux comprendre et si possible quantifier l'erreur induite sur notre montage. Erber [ERB83] définit une fréquence maximale  $F_m$  de la chaîne de mesure qui, si elle n'est pas dépassée par la fréquence du signal de pression à mesurer, permet de se contenter d'un étalonnage statique pour nos capteurs. Les facteurs mécaniques qui influencent la réponse dynamique sont l'inertie du système, les frottements, l'élasticité des parois et de la membrane du capteur, la compressibilité du fluide et la géométrie du montage. Deux cas de figures peuvent alors se présenter, toujours d'après Erber :

- Si les dimensions de la prise de pression sont petites et si le fluide est incompressible, la pression est la même en chaque point du circuit de mesure et la fréquence maximale  $F_{mv}$  est obtenue en considérant un modèle mathématique de type vibratoire.
- Si la longueur du raccord sur notre montage visible en figure III.12 est comparable à la longueur d'onde de propagation du signal dans la direction perpendiculaire à l'écoulement, la compressibilité du fluide et l'élasticité des parois du tube de raccord créent une onde de pression qui se propage avec une vitesse finie jusqu'à la membrane du capteur. La fréquence maximale  $F_{mp}$  est alors obtenue en considérant un modèle mathématique de type propagatif.

Nous ne détaillerons pas ici ces modèles. Le lecteur intéressé pourra se reporter à [ERB83]. Dans tous les cas, la fréquence maximale  $F_m$  de la chaîne de mesure sera la plus petite des deux fréquences  $F_{mv}$  et  $F_{mp}$ . Nous ne disposons malheureusement pas de toutes les données nécessaires sur nos capteurs pour évaluer avec précision  $F_m$  sur notre montage. Toutefois, Erber nous fournit un exemple de calcul pour un type de capteur donné que

---

5. la membrane du capteur est perpendiculaire à l'écoulement et directement au contact du fluide

## Chapitre III. Description des moyens expérimentaux

---

nous présentons dans le tableau III.2 et qui nous donne au moins un ordre de grandeur pour ce type de problème.

	« membrane affleurante »	« cavité »		
$F$ (Hz)	$F_m$	$F_{mv}$	$F_{mp}$	$F_m$
Gaz (air)	3493	3233	2,83	2,83
Liquide (eau)	1453	322	314,8	314,8

**Tableau III.2** – Calcul des fréquences maximales selon Erber [ERB83]

Nous retenons donc de ces exemples que l'erreur sur la réponse dynamique en pression risque d'être importante pour la phase vapeur ( $F_m <$  quelques Hz) alors qu'en phase liquide notre montage est plus susceptible d'être adapté ( $F_m <$  quelques centaines de Hz). Ces assertions devront être vérifiées lors de l'étude expérimentale de la réponse dynamique en pression de notre banc CPLIP-1.2. Nous retenons aussi que lors de l'utilisation du montage « en cavité » il convient d'utiliser un tube de raccord le plus court et rigide possible.

Les deux capteurs de pression restants, du même type que les précédents, sont placés respectivement sur les tubes de sortie des parties haute et basse du réservoir (cf figure III.11). Le capteur en partie basse de réservoir ne doit voir qu'un écoulement liquide, tandis que le capteur situé en partie haute mesure la pression de saturation du mélange diphasique au réservoir. Cette mesure permet de doubler la mesure de la température de saturation effectuée par la sonde platine correspondante. En effet, la température de saturation peut s'exprimer à partir de la pression de saturation mesurée selon la fonction de saturation  $T_{sat}(P_{sat})$  (éq. III.2 pour l'éthanol, source NIST) avec  $P_{sat}$  en bars et  $T_{sat}$  en degrés celcius. Ces deux mesures peuvent s'avérer très utiles pour détecter la présence éventuelle de GNC<sup>6</sup> au réservoir (cf chap. 2). Si le résultat de la fonction précédente est supérieur à la valeur mesurée par la sonde platine, des GNC sont présents en partie haute de réservoir.

$$\begin{aligned}
 T_{sat}(P_{sat}) = & 8,8432 \cdot 10^{-4} \ln(P_{sat})^7 + 7,0972 \cdot 10^{-3} \ln(P_{sat})^6 - 1,0701 \cdot 10^{-4} \\
 & \ln(P_{sat})^5 - 6,5446 \cdot 10^{-4} \ln(P_{sat})^4 + 1,3050 \cdot 10^{-1} \ln(P_{sat})^3 \\
 & + 2,4115 \ln(P_{sat})^2 + 25,4636 \ln(P_{sat}) + 77,7618
 \end{aligned} \tag{III.2}$$

Enfin, l'ensemble de ces capteurs de pression absolue va nous permettre d'évaluer expérimentalement les pertes de charge à travers chaque composant de la boucle.

### 2.2.3 Mesures de débit

Les débitmètres choisis pour instrumenter la boucle CPLIP-1.2 sont des débitmètres dits « à effet Coriolis ». Le premier, de diamètre 25 mm, permet de mesurer le débit de l'écoulement en phase vapeur à la sortie de l'évaporateur et le second, de diamètre 10 mm,

---

6. Gaz non condensables

## III.2 Instrumentation du banc expérimental

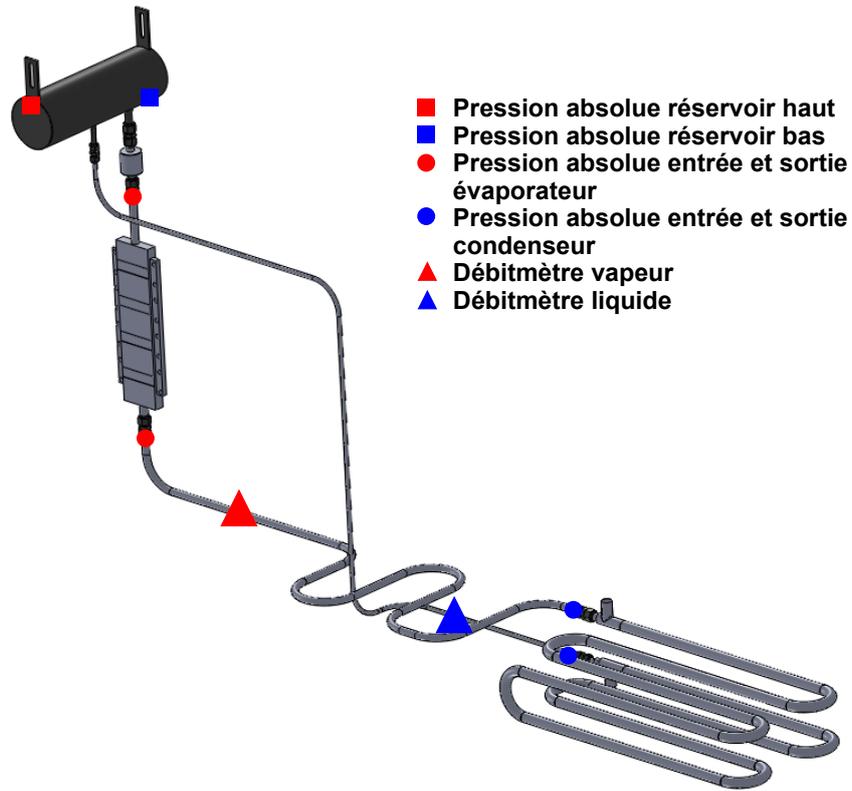


Figure III.11 – Emplacement des sondes de pression absolue et de débit sur CPLIP-1.2

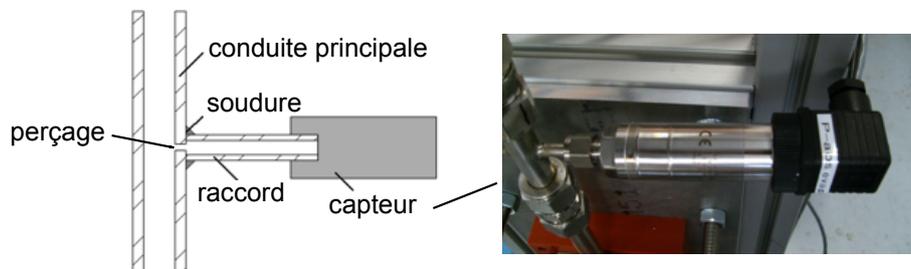
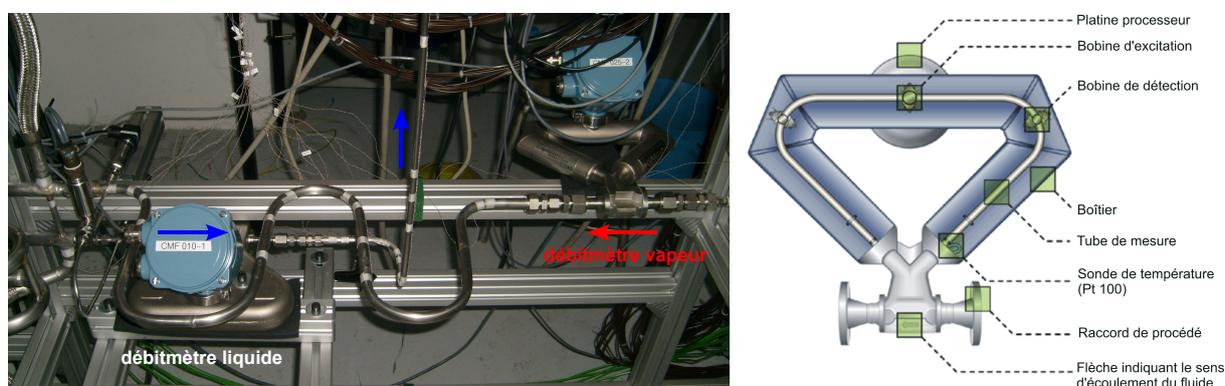


Figure III.12 – Implantation d'un capteur de pression absolue sur la boucle

## Chapitre III. Description des moyens expérimentaux

permet de mesurer le débit de l'écoulement en phase liquide à la sortie du condenseur (cf figures III.11 et III.13). Par rapport aux autres types de débitmètres, ces débitmètres à effet Coriolis présentent l'avantage d'induire peu de pertes de charge dans l'écoulement pour une grande précision de mesure. Or on sait que le bon fonctionnement de la boucle est conditionné par l'ensemble des pertes de charge du circuit. C'est pourquoi l'utilisation de tels débitmètres a été décidée dans le cadre de cette thèse. Nous verrons par la suite l'impact de ces instruments lors des campagnes d'essais effectuées. Les caractéristiques techniques précises pour chaque instrument sont données en annexe B. Ces deux capteurs permettent, de plus, de mesurer la masse volumique du fluide s'y écoulant.



**Figure III.13** – Implantation des débitmètres sur la boucle et leur schéma de fonctionnement

La figure III.13 va nous permettre d'expliquer succinctement le fonctionnement de ces capteurs. Le fluide circule au sein d'un tube de mesure de courbure particulière. Une bobine d'excitation située sous la platine du processeur soumet ce tube de mesure à une vibration de fréquence donnée. Lorsque une certaine masse de fluide circule dans ce tube vibrant, elle transmet sa quantité de mouvement verticale au tube par l'intermédiaire de la force de Coriolis. Le degré de torsion du tube est ainsi directement proportionnel au débit massique du fluide. La bobine de détection, située au point de plus forte courbure du tube, mesure donc un certain déphasage par rapport à l'excitation, déphasage dont on peut déduire directement le degré de torsion du tube et donc le débit massique de l'écoulement.

L'incertitude sur la mesure de chaque instrument stipulée par le fabricant est si faible qu'elle n'est pas visible à l'échelle des graphiques (cf annexe B). Cependant, nous avons été confronté à une autre source d'erreur. En effet, l'inertie du fluide est un paramètre primordial pour le bon fonctionnement de ces instruments. Or, dans le cas du débitmètre situé sur la conduite vapeur, on constate sur la mesure de la masse volumique que le fluide n'est pas toujours complètement sous sa phase vapeur. Lorsque c'est le cas les mesures de débit effectuées présentent des amplitudes étonnantes et ne peuvent être exploitées. En régime permanent, par comparaison avec la mesure effectuée par le débitmètre liquide,

## III.2 Instrumentation du banc expérimental

on constate que la conservation du débit dans la boucle est loin d'être vérifiée ! Il semble donc que la condensation de la vapeur à l'intérieur du tube de mesure de ce débitmètre soit la source d'erreur la plus handicapante.

### 2.3 Sécurité

Notre banc expérimental dispose de deux types de sécurités : physique et logicielle. Les sécurités physiques se présentent sous la forme de boîtiers électroniques jouant le rôle de fusibles lorsque la température mesurée par les thermocouples qui y sont connectés dépassent la valeur critique stipulée par l'utilisateur. Huit thermocouples de type K insérés chacun dans un bloc de chauffe et un thermocouple de type T placé au sommet du réservoir sont connectés à ces boîtiers. La limite de température fixée pour les premiers est de 150°C qui correspond à la température maximale admissible en chaque point de l'évaporateur préconisée par la société EHP. Ce choix nous laisse une marge de sécurité due à la résistance thermique entre les blocs et la face active de l'évaporateur. La température maximale au sommet du réservoir dépend quant à elle du fluide utilisé et correspond de fait à une limite de pression interne de la boucle. La société EHP fixe la pression interne maximale en fonctionnement à 2,2 bars absolus. La pression interne de l'ensemble réservoir/évaporateur à ne pas dépasser sous peine de détériorations, que la boucle soit ou non en fonctionnement, vaut 3,3 bars. Ceci conduit en fonction du fluide utilisé aux limites de température du réservoir présentées dans le tableau III.3. Si la température mesurée dans le réservoir dépasse la température critique, les boîtiers de sécurité entraînent immédiatement la coupure de toutes les alimentations de puissance présentes sur le banc expérimental.

Fluide	Grandeur	En fonctionnement	Maximum
Quelconque	Pression absolue (bars)	2, 2	3, 3
Acetone	Température (°C)	80, 7	95, 4
Ethanol	Température (°C)	99	111, 4
Méthanol	Température (°C)	85, 5	97, 8

Tableau III.3 – Limites internes de la boucle en fonction du fluide utilisé

Les sécurités logicielles interviennent au niveau du poste de travail géré par le logiciel Labview. Elles opèrent non seulement sur certaines valeurs de température mais également de pression. Lorsque n'importe laquelle des températures mesurées sur la boucle atteint 140°C, une fonction du logiciel envoie immédiatement une commande d'arrêt aux quatre alimentations de puissance de l'évaporateur. La même fonction est lancée si l'un des capteurs de pression disposés le long de la boucle détecte 2,2 bars. Ce doublon entre sécurités physique et logicielle permet donc de se rapprocher du risque zéro sur notre banc expérimental.

### 2.4 Gestion du banc expérimental

La figure III.14 représente les différentes interactions entre les instruments du banc expérimental et le prototype de boucle. Nous avons décrit précédemment la plupart de ces composants ainsi que leur utilisation. Nous allons pour finir nous pencher sur l'enregistrement des données et le pilotage du banc de test. Ces deux fonctionnalités sont gérées par le logiciel Labview en communication permanente avec les diverses cartes d'acquisition et les alimentations de puissance. Il a été nécessaire d'adapter nos équipements pour traiter un maximum de tâches en parallèle. Ceci est possible grâce à l'utilisation d'un boîtier d'acquisition rapide National Instrument de type « CompactRio ». Ce boîtier qui possède son propre processeur gère l'acquisition des signaux en provenance des capteurs de pression et des débitmètres (cf figure III.14) sur deux cartes d'acquisition rapide. On peut ainsi accéder à tout moment aux données enregistrées dans la mémoire de chacune des cartes de manière indépendante et sans perturber l'acquisition des autres signaux. La mesure des températures ne nécessite quant à elle pas d'acquisition à haute fréquence. C'est pourquoi les signaux des thermocouples sont enregistrés dans la mémoire tampon d'une centrale d'acquisition de type « HP Agilent ». Le logiciel de gestion du banc implémenté sous Labview vient lire, traiter et enregistrer les données présentes sur ces différentes centrales à intervalles réguliers. Le programme peut donc s'atteler à sa tâche principale : la gestion de l'application de puissance. Chaque alimentation de puissance est en effet commandée indépendamment des autres par l'intermédiaire d'une carte de communication par port USB. Nous avons donc la possibilité de programmer la répartition de puissance sur la face active de l'évaporateur sur la totalité d'un essai.

La gestion d'un essai se déroule chronologiquement toujours de la manière suivante, à mettre en relation avec les différentes conditions limites applicables à notre boucle (cf par. 2.1) :

- la régulation du réservoir est enclenchée de manière à maintenir la température de saturation voulue et s'assurer que la boucle est complètement remplie de liquide avant le démarrage ;
- la température de source froide voulue est stipulée manuellement au thermocryostat ;
- l'acquisition des données est lancée de pair avec l'application d'un cycle de puissance à l'évaporateur prédéfini pour l'essai.

Le type des essais réalisés va dépendre de la nature du cycle d'application de puissance imposé à la boucle :

**Essai de performance** : une succession d'échelons de puissance montants est appliquée à la boucle jusqu'à son désamorçage.

**Essai de caractérisation** : une succession d'échelons de puissance montants puis descendants est appliquée à la boucle.

**Essai de démarrage** : un unique échelon de puissance est appliqué à la boucle.

**Essai de zone** : les échelons de puissance appliqués à la boucle sont différents selon la zone de chauffe considérée.

**Essai de cyclage** : un cycle de puissance préalablement défini est appliqué à la boucle. Ce cycle peut correspondre au protocole réaliste d'une utilisation industrielle.

### III.3 Bilan des évolutions depuis CPLIP-1.1

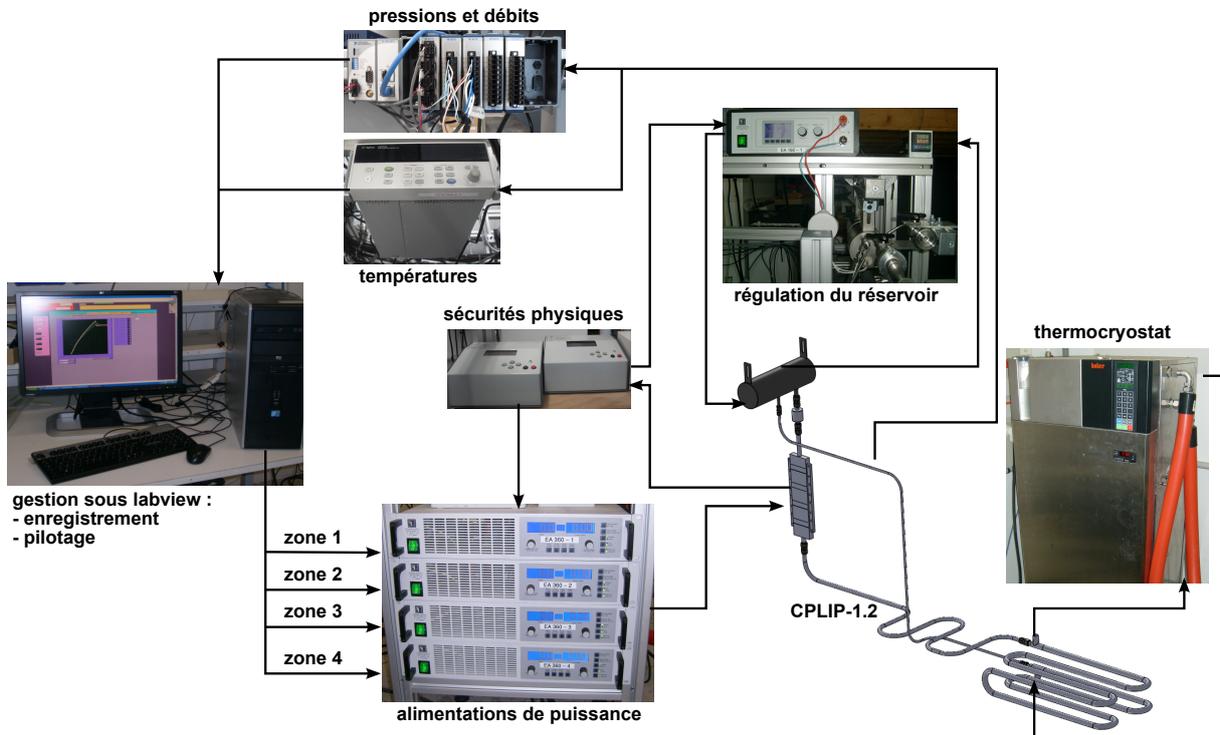


Figure III.14 – Organisation du banc expérimental

Pour chacun de ces essais, la température de consigne au réservoir, la température de source froide et l'amplitude des échelons de puissance appliqués sont variables et choisis par l'utilisateur.

### 3 Bilan des évolutions depuis CPLIP-1.1

Le banc expérimental CPLIP-1.1 précédemment développé par Lossouarn [Los08] ayant été utilisé pour l'exploitation des résultats de notre modélisation de boucle, il nous apparaît nécessaire à ce point du mémoire de procéder à un bilan comparatif des deux bancs expérimentaux CPLIP-1.1 et 1.2. Nous allons tout d'abord énumérer les caractéristiques du banc CPLIP-1.1 qui n'ont pas été reproduites sur CPLIP-1.2 :

1. La rotation du banc autour d'un axe permettant de faire varier l'élévation de la boucle CPLIP-1.1. Cette fonctionnalité sera cependant applicable à l'avenir au banc CPLIP-1.2 moyennant l'utilisation de conduites flexibles.
2. La présence de vannes sur la ligne vapeur permettant de simuler des pertes de charge singulières supplémentaires dans le circuit.
3. La dissipation de puissance avec des blocs de cuivre directement brasés sur les deux faces de l'évaporateur.

Passons désormais aux fonctionnalités supplémentaires à caractère majeur du banc CPLIP-1.2 par rapport à la boucle de Lossouarn :

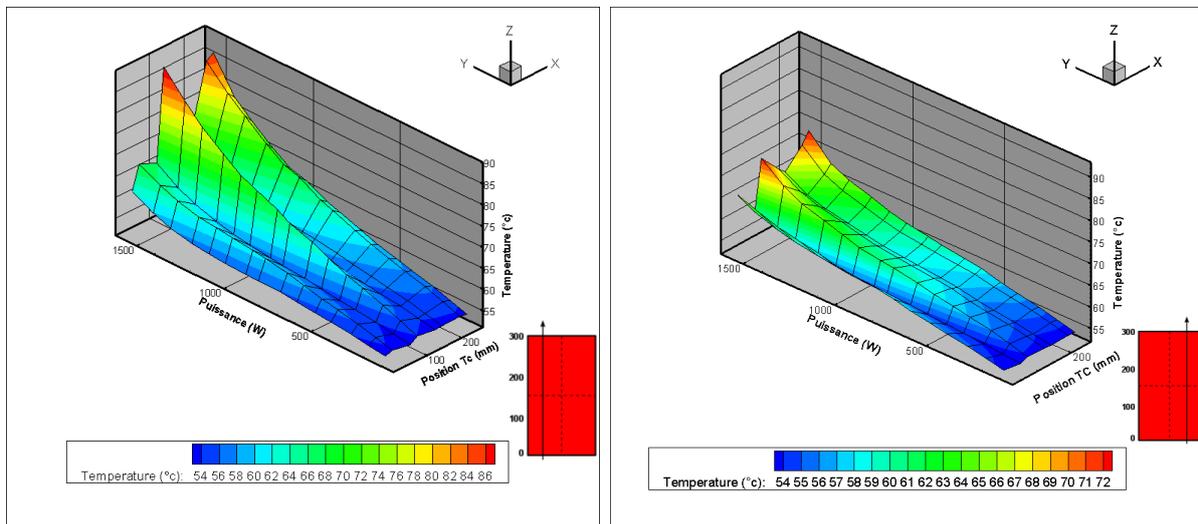
1. Six capteurs de pression absolue sont reliés aux points stratégiques de la boucle.
2. Deux débitmètres sont implantés sur les lignes liquide et vapeur de la boucle.
3. Les capteurs de températures sont plus nombreux et mieux implantés. Chaque partie du réservoir dispose d'une sonde platine. Les thermocouples de chaque face de l'évaporateur sont placés dans des rainures de manière à se rapprocher au plus près de la zone d'évaporation.
4. L'interface entre les blocs de chauffe et l'évaporateur est grandement simplifiée grâce au point précédent.
5. une seule face de l'évaporateur est chauffée.
6. La puissance est applicable de manière non homogène sur quatre zones de chauffe constituant la face active de l'évaporateur.

L'évolution majeure concerne les données disponibles sur le nouveau banc expérimental. Si le banc CPLIP-1.1 fournissait essentiellement des données thermiques (températures et puissance), le banc CPLIP-1.2 permet en plus d'obtenir une grande quantité d'informations sur le comportement hydraulique du système (pression et débit). Les couplages thermo-hydrauliques du système CPLIP pourront ainsi être étudiés dans le cadre de ce mémoire.

### 4 Premiers tests et premiers écueils : campagne d'essais à l'acétone

La première campagne d'essais s'est effectuée avec l'acétone comme fluide de travail. Le dimensionnement des différents éléments de la boucle conduit à y introduire 1,67 kg d'acétone de manière à ce que la répartition des phases liquide et vapeur soit favorable au démarrage. Ces essais ont été menés pour une application homogène de puissance à l'évaporateur. Pour une température de 50°C imposée au réservoir et diverses températures de source froide, la boucle a permis d'évacuer jusqu'à 1600 W avant désamorçage. La figure III.15 présente les résultats obtenus sur un essai de performance réalisé avec une température de 50°C imposée au réservoir et une température de 20°C au condenseur. Les profils de température obtenus sont pris sur la face active de l'évaporateur selon les droites représentées en figure III.7. La position d'un thermocouple est indiquée en mm à partir du bas de l'évaporateur. Un problème majeur apparaît dès les plus faibles puissances appliquées. En effet, la répartition des températures sur la face active de l'évaporateur n'est pas homogène, non seulement le long du profil mais aussi entre la gauche et la droite de l'évaporateur. La différence de température observée entre deux zones voisines peut par exemple atteindre 25°C pour 1600 W de puissance appliquée ! C'est la zone située au centre-gauche de la face qui semble la plus touchée par cette formation de point particulièrement chaud, de même que le haut de l'évaporateur. Dans le cadre de notre application, l'une des principales missions de la boucle n'est pas respectée puisqu'elle s'avère incapable de maintenir l'électronique de puissance à une température homogène sur la surface considérée.

D'où peut donc provenir ce comportement atypique qui n'est pas observé habituellement sur ces systèmes ? Un premier élément de réponse est apporté par un changement de fluide. Lors d'une seconde campagne à l'éthanol, ce comportement n'a pas été observé. De plus les essais menés par Lossouarn sur CPLIP-1.1 avec du méthanol n'ont jamais mis en évidence un tel comportement. Pour en avoir le coeur net, les faces chauffée et non chauffée de l'évaporateur ont alors été interverties et pour un nouveau remplissage à l'acétone, ce problème est réapparu, certes avec une distribution de température différente, mais tout aussi inhomogène. L'utilisation de l'acétone comme fluide de travail semble donc bien être à l'origine de ce comportement particulier et rédhibitoire de la CPLIP. Les causes de ce phénomène restent à l'heure actuelle obscures. Mais il faut souligner que l'utilisation de l'acétone est à l'origine d'un second problème lié à la présence de GNC qui sera décrit au paragraphe suivant.



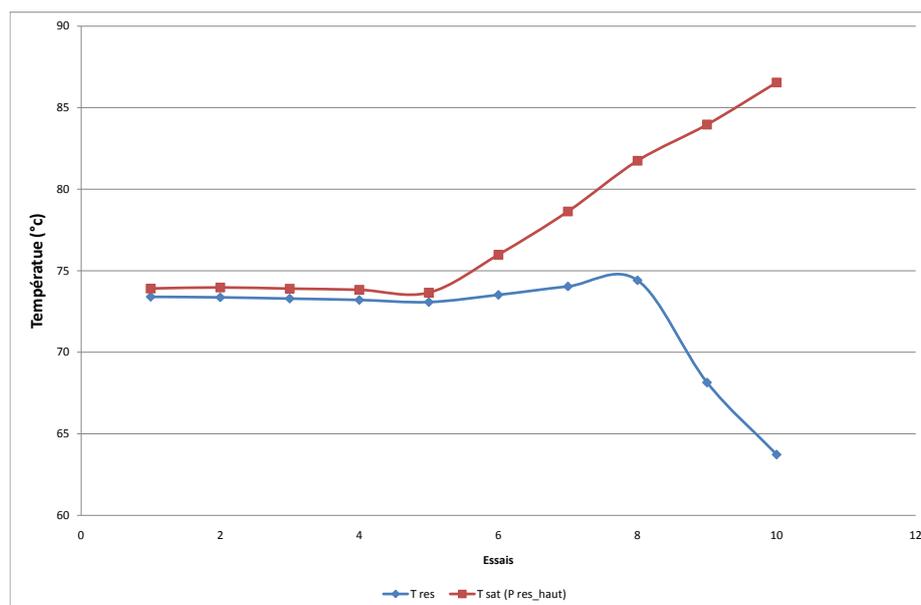
**Figure III.15** – Profils de température gauche et droit de la face active de l'évaporateur (échelons montants de puissance appliquée, réservoir 50°C et condenseur 20°C)

## 5 Gaz non condensables

Au cours de nos différentes campagnes d'essais sur CPLIP-1.2, nous avons dû faire face à un problème récurrent de génération de gaz non condensables. Notons que ce problème n'est jamais apparu sur la boucle CPLIP-1.1 de Lossouarn [Los08] qui a été testée avec trois fluides de travail différents : le méthanol, l'éthanol et le N-pentane. Ce problème est apparu sur CPLIP-1.2 lors de la seconde campagne d'essais effectuée avec l'éthanol comme fluide de travail. La partie haute du réservoir est, rappelons-le, instrumentée à la fois en température et pression. La figure III.16 représente donc la valeur de température mesurée directement par la sonde platine en regard de la valeur de température

### Chapitre III. Description des moyens expérimentaux

$T_{sat}(P_{reshaut})$  déduite de la mesure de pression en partie haute de réservoir à partir de la courbe de saturation de l'éthanol. Tout paraît normal jusqu'au sixième essai pour lequel on observe une différence d'environ 4°C entre les deux températures. Il est clair qu'un gaz incondensable est venu ajouter sa pression partielle à celle de l'éthanol dans la partie haute du réservoir. En plus d'augmenter au fil des essais, cet écart grandit également lorsque la température de consigne fixée au réservoir diminue. Cette évolution semble logique puisque la diminution de la température du réservoir entraîne la condensation d'une partie de la vapeur d'éthanol qui s'y trouve. De ce fait, la quantité de vapeur d'éthanol en partie haute de réservoir diminue ce qui conduit indirectement à l'augmentation de l'écart entre les pressions partielles dans le mélange gazeux éthanol/GNC. L'écart observé entre la température mesurée et la température déduite de la pression est donc d'autant plus grand que la température du réservoir diminue. Une question reste toutefois sans réponse : pourquoi ce problème n'apparaît-il qu'à partir du sixième essai de cette campagne ?



**Figure III.16** – Génération de GNC sur les 10 premiers essais de la campagne à l'éthanol

Ce constat sur la génération de GNC étant clair, nous avons donc procédé à un dégazage du réservoir à l'aide de la vanne prévue à cet effet. La température du réservoir est fixée de manière à dépasser la pression atmosphérique et un volume tampon mis au vide au préalable est relié au réservoir. Lors de l'ouverture de la vanne, une partie de la phase gazeuse du réservoir vient donc remplir ce volume tampon. L'échantillon obtenu lors de ce dégazage a ensuite subi une chromatographie en phase gazeuse<sup>7</sup>. Le chromatogramme

7. Technique qui permet de séparer des molécules d'un mélange. Ce dernier est vaporisé à l'entrée d'une colonne, qui renferme une substance active solide ou liquide appelée phase stationnaire, puis il

obtenu nous renseigne sur la composition de cet échantillon et est représenté en figure III.17. A l'extrême gauche du chromatogramme apparaît le pic correspondant aux molécules d'azote. Le second pic observé correspond à l'eau. Ces deux composants proviennent très probablement de résidus d'air présents dans des portions du circuit (connectiques, etc...) non tirées au vide. Les trois pics suivants sont plus intéressants. Le premier correspond aux molécules de méthanol présentes dans le mélange. Il est aussi celui de plus faible amplitude. La présence de méthanol dans l'échantillon est intrigante étant donné que ce fluide n'a jamais été testé dans la boucle CPLIP-1.2. Cependant, l'éthanol utilisé comme fluide de travail n'est pas pur à 100%. Le fabricant stipule clairement que des traces de méthanol résiduel existent. Ce sont ces traces qui apparaissent sur le chromatogramme. Le pic principal représente bien entendu l'éthanol qui est notre fluide de travail. Par contre, le pic suivant (le deuxième en amplitude) indique clairement une forte présence d'acétone dans l'échantillon du dégazage ! Or l'acétone, et qui plus est dans ces proportions, ne fait pas partie des composants susceptibles de se trouver sous forme de traces avec l'éthanol qui nous est fourni. Il est plus probable que cet acétone provienne du remplissage de la boucle lors de la toute première campagne d'essais décrite au paragraphe précédent. L'acétone devient donc notre principal suspect dans l'identification du GNC qui nous pose problème. Il convient toutefois de rester circonspect puisque l'hydrogène est le gaz vecteur de cette chromatographie et de ce fait indétectable par cette méthode. Il est donc impossible de savoir si l'échantillon contenait de l'hydrogène, produit d'une éventuelle réaction dans la boucle.

Supposons désormais que nous avons identifié notre GNC comme étant l'acétone. Dans ce cas, dans la boucle, où se produit la génération de vapeur d'acétone ? Plusieurs essais de montée en température de l'ensemble du banc de test CPLIP-1.2 ont mis en évidence que la génération de GNC ne se produit que lorsqu'une puissance est appliquée à l'évaporateur et pas dans le cas où le condenseur, le réservoir et les conduites sont les seuls à être chauffés. Il semblerait donc que la génération de GNC soit localisée au sein de l'évaporateur et donc du milieu poreux. Si le GNC est bien de l'acétone provenant du remplissage précédent nous pouvons d'ores et déjà faire le constat et l'hypothèse suivants :

- La procédure de vidange de la boucle entre deux remplissages ne suffit pas à évacuer correctement l'intégralité de l'acétone qui s'y trouve. Pourtant cette dernière fait intervenir une série de cycles de tirage au vide de la boucle avec chauffage de l'évaporateur à 100°C.
- Une certaine quantité d'acétone se retrouve donc « prisonnière » du poreux. Lors du remplissage suivant à l'éthanol, cet acétone résiduel se dégaze progressivement lors des essais et la vapeur d'acétone ainsi générée remonte naturellement au réservoir du fait de la géométrie particulière de la CPLIP.

Dans le cas où notre hypothèse est vérifiée, la génération de GNC dans la boucle n'est pas la conséquence d'une réaction chimique et on peut supposer qu'au bout d'un

---

est transporté à travers celle-ci à l'aide d'un gaz porteur (l'hydrogène dans notre cas). Les différentes molécules du mélange vont se séparer et sortir de la colonne les unes après les autres après un certain laps de temps qui est fonction de l'affinité de ces molécules avec la phase stationnaire.

### Chapitre III. Description des moyens expérimentaux

Print Date: 01 Jun 2010 14:04:08

#### MS Data Review Active Chromatogram Plot - 6/1/2010 2:04 PM

File: ...rianws\data\juin 2010\0106 (jocelyn)\loop1\_6-1-2010\_10-34-02 am.xms  
Sample: loop1  
Scan Range: 1 - 2604 Time Range: 2.13 - 30.00 min. Operator: varian  
Date: 6/1/2010 10:34 AM

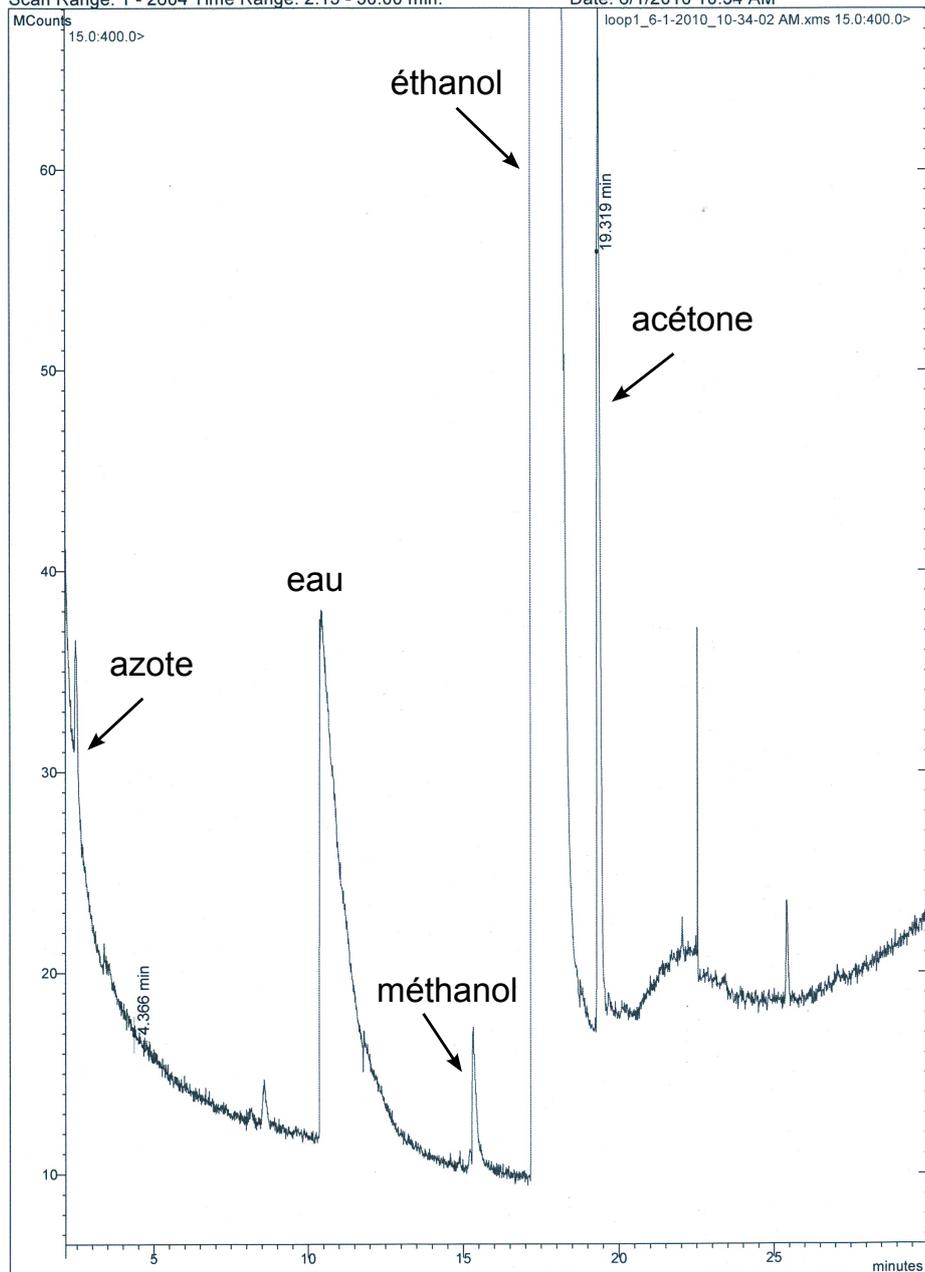


Figure III.17 – Chromatogramme d'un prélèvement au réservoir

certain nombre d'essais, la totalité de l'acétone piégée dans le poreux sera évacuée vers le réservoir. Lors du remplissage à l'éthanol qui a suivi le remplissage à l'acétone, nous avons donc procédé à des dégazages réguliers de la phase vapeur du réservoir entre les différents essais de manière à évacuer les GNC de la boucle. La pente de la courbe  $T_{sat}(P_{reshaut})$  en fonction du temps s'exprime en °C/h et nous fournit une indication sur la « vitesse » de génération de GNC au cours d'un essai. Ce taux de génération de GNC est représenté en figure III.18 pour l'intégralité des essais de la campagne à l'éthanol. Ces essais sont de nature diverse (démarrage, caractérisation, etc...), ce qui rend la comparaison difficile. Toutefois, en rouge apparaissent les valeurs correspondant à un essai de référence à 73°C au réservoir, 20°C au condenseur et 500 W de puissance appliquée à l'évaporateur. Il semble qu'hormis dans le cas du 17<sup>ème</sup> essai, la génération de GNC dans la boucle diminue au fil des essais successifs. Cette constatation va dans le sens de notre hypothèse mais seule une nouvelle vidange de la boucle avec étuvage de l'évaporateur avant un autre remplissage à l'éthanol pourra réellement nous permettre de conclure quant à ce problème de génération de GNC.

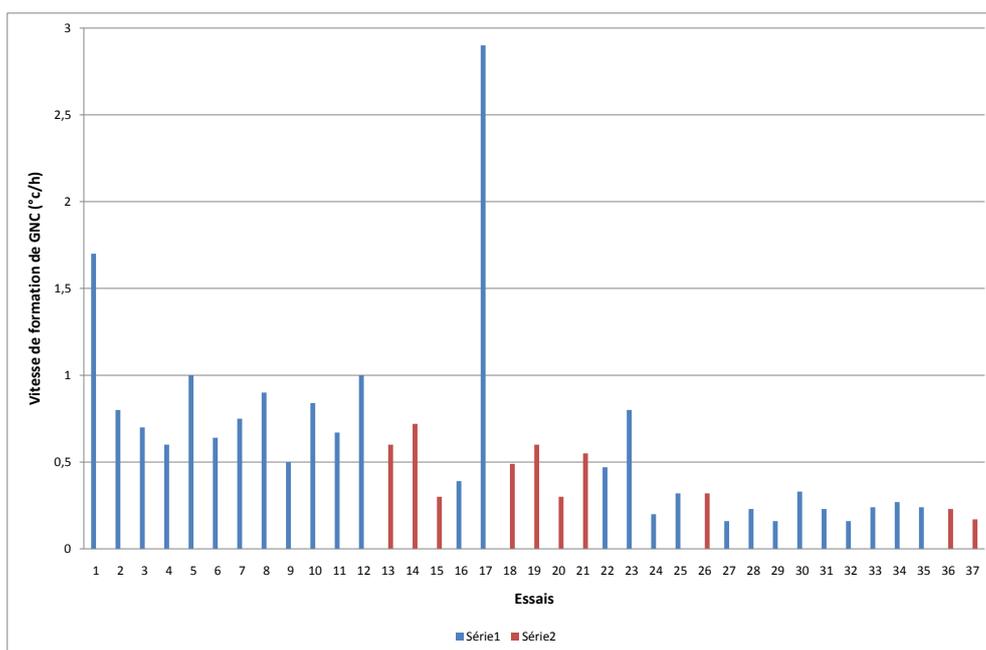


Figure III.18 – Taux de génération de GNC sur 37 essais

## 6 Essai de référence à l'éthanol

Nous allons présenter ici l'intégralité des données récoltées lors d'un essai de caractérisation avec l'éthanol comme fluide de travail, qui n'est autre que l'essai dont les résultats

ont permis de valider la partie hydraulique du modèle de CPLIP en régime permanent qui sera présenté au chapitre 4. Cet essai consiste en une succession de paliers de puissance montants puis descendants appliqués uniformément sur la face active de l'évaporateur. La température de consigne du régulateur PID est fixée à  $72^{\circ}\text{C}$  ce qui correspond à une température interne en partie haute du réservoir d'environ  $73^{\circ}\text{C}$  (figure III.19). En effet, le thermocouple relié au PID étant situé sur la paroi externe du réservoir, la différence de  $1^{\circ}\text{C}$  mesurée par rapport à la sonde platine interne est due aux transferts thermiques entre la paroi sur laquelle est collé ce thermocouple et le milieu extérieur. La température d'entrée du fluide secondaire au condenseur est quant à elle fixée à  $20^{\circ}\text{C}$ . Lors de l'essai de performance correspondant, la puissance maximale atteinte sur le banc CPLIP-1.2 a atteint  $1800\text{ W}$  avant le déclenchement des sécurités (température de  $140^{\circ}\text{C}$  sur la face de l'évaporateur). Le palier de puissance maximal a donc été fixé à  $1600\text{ W}$  pour cet essai de caractérisation de référence. Notons que cet essai fait partie des tests réalisés avant l'apparition du problème de GNC décrit précédemment.

### 6.1 Evolution des températures mesurées dans la boucle

La figure III.19 représente d'une part l'évolution de la puissance appliquée sur la face active de l'évaporateur tout au long de l'essai et d'autre part celle de diverses températures mesurées sur la CPLIP. Rappelons que la position des différents capteurs de température sur la CPLIP apparaît en figure III.9. Même si la bonne réactivité de la CPLIP à l'application de puissance apparaît sur ce graphique, nous n'allons pas nous intéresser au comportement de la boucle lors du premier palier de puissance appliquée. En effet, une étude à part entière du démarrage de la boucle sera présentée au chapitre 6. Seule la valeur moyenne des thermocouples positionnés en face avant et arrière de l'évaporateur est représentée sur ce graphique. Les profils de température correspondants seront étudiés par la suite. Si la température moyenne de la face arrière non chauffée reste stable à  $75^{\circ}\text{C}$  tout au long de l'essai, la température moyenne de la face active atteint  $82^{\circ}\text{C}$  pour  $1600\text{ W}$  de puissance appliquée. En sus de l'écart de température augmentant linéairement avec la puissance pour de la conduction pure, on peut penser que cette évolution est influencée par la pénétration du front d'évaporation dans le milieu poreux au fur et à mesure que la puissance augmente.

#### Remarques sur la qualité des mesures :

Les valeurs moyennes des cinq températures relevées par les thermocouples placés sur les conduites liquide et vapeur apparaissent également sur ce graphique. La température de la ligne liquide reste stable à  $20^{\circ}\text{C}$ , ce qui signifie que l'échangeur contre-courant de ce banc expérimental est suffisamment surdimensionné pour que le fluide primaire sorte quasiment à la température d'entrée du fluide secondaire. La température moyenne de la paroi externe de la ligne vapeur est stable elle aussi, et vaut environ  $72^{\circ}\text{C}$ <sup>8</sup>. Les conduites

---

8. Il est normal que cette température soit inférieure à la température de saturation puisque les thermocouples sont collés sur la paroi externe des conduites et par là même soumis aux échanges thermiques avec l'extérieur.

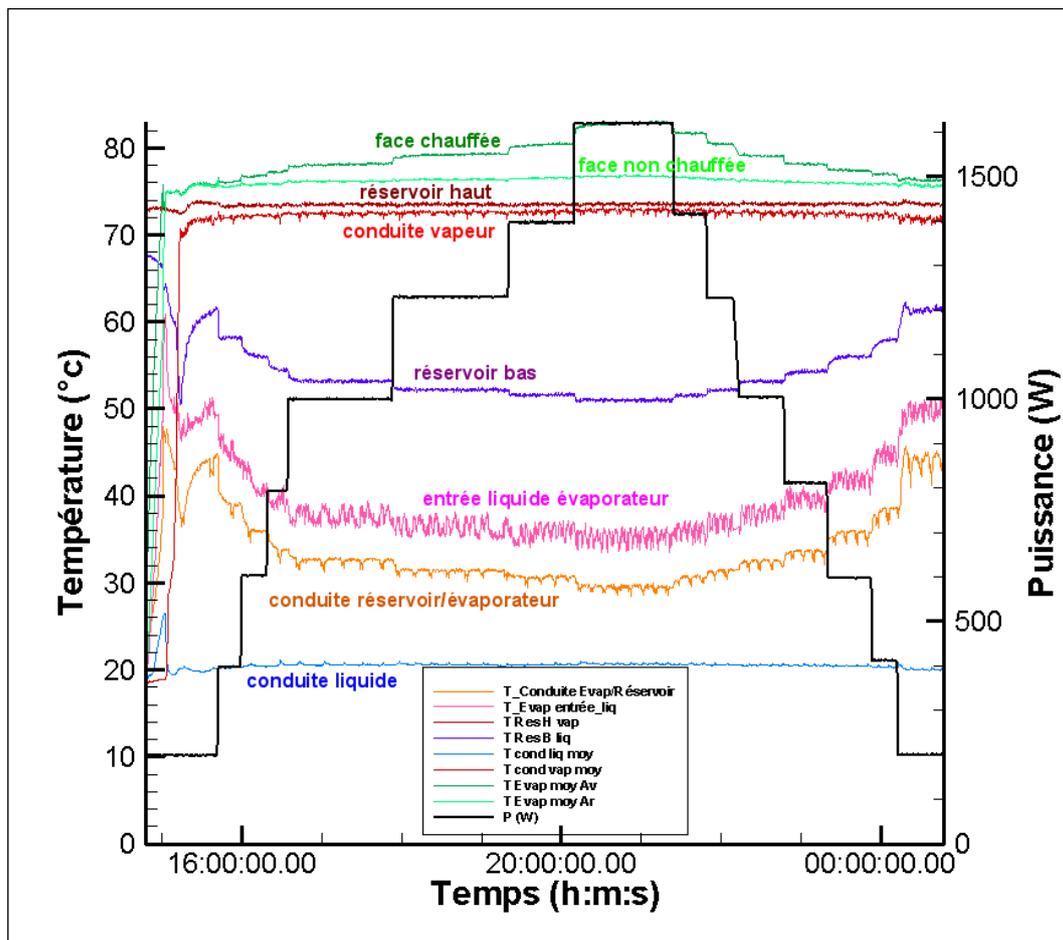
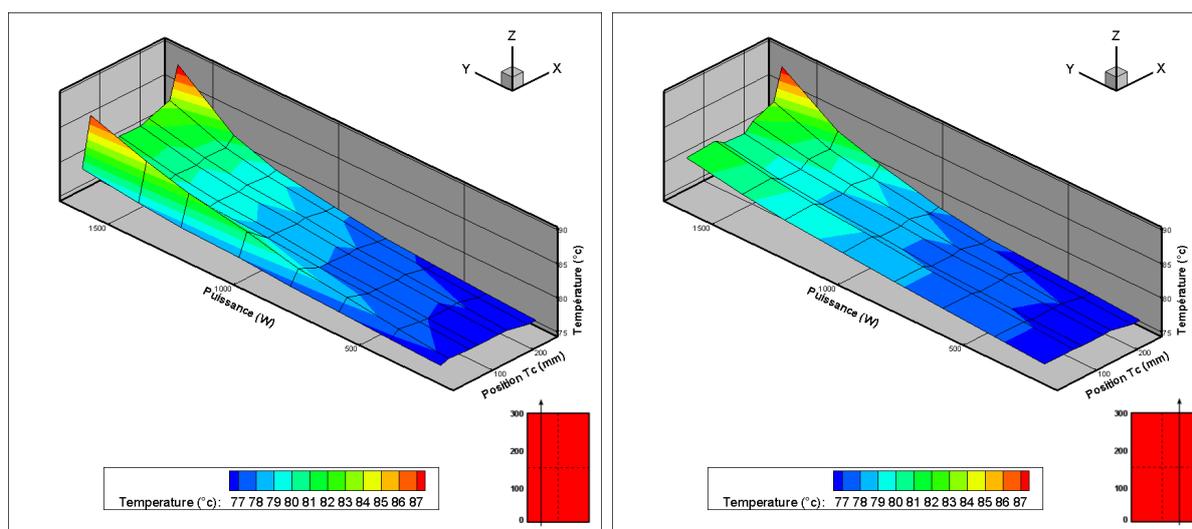


Figure III.19 – Evolution des températures en différentes positions de la boucle et de la puissance (essai de caractérisation, réservoir 72°C, condenseur 20°C)

n'étant pas isolées<sup>9</sup>, il est probable que la condensation débute dès la conduite vapeur. L'écart de température observé entre la conduite réservoir/évaporateur et la conduite à l'entrée de l'évaporateur peut s'expliquer par la conduction longitudinale au sein du tube à partir du bâti de l'évaporateur. L'écart est également significatif avec la température mesurée par la sonde platine dans la partie basse du réservoir. Cette dernière est très proche de la plaque de séparation du réservoir, dont l'influence pourrait expliquer que cette sonde mesure une température bien supérieure à la température du fluide en sortie de réservoir. Il est probable qu'au cours du montage, cette sonde soit venue se placer directement au contact de la plaque de séparation du réservoir.

### 6.2 Profils de température sur la face chauffée de l'évaporateur

Penchons nous désormais plus en détails sur les températures mesurées sur la face active de l'évaporateur. Les figures III.20 et III.21 représentent les profils de températures gauche et droit de la face chauffée de l'évaporateur (cf figure III.7) pour les échelons de puissance respectivement montants et descendants de l'essai de référence considéré.



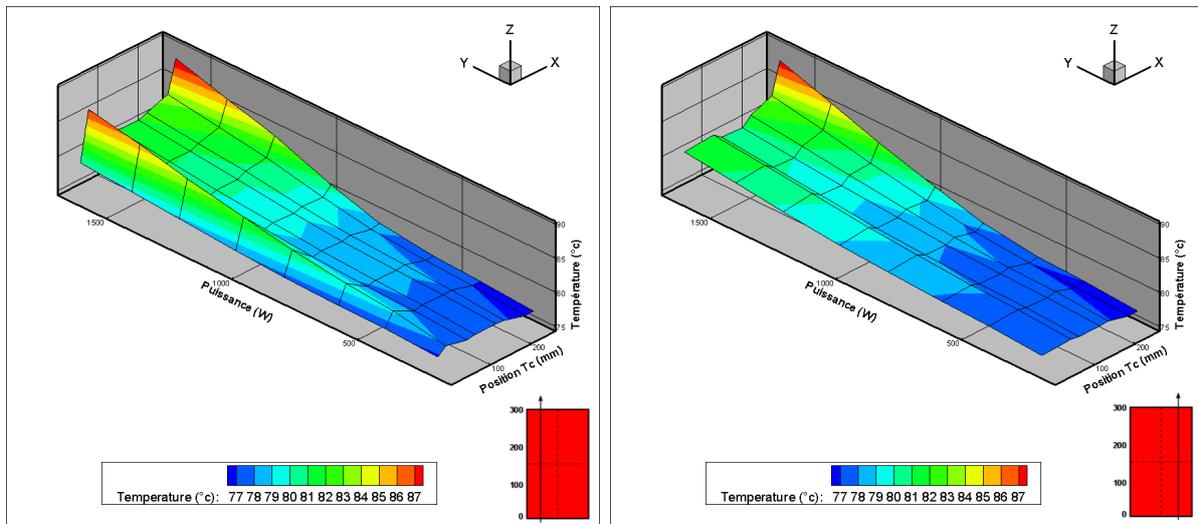
**Figure III.20** – Profils de température gauche et droit de la face active de l'évaporateur (échelons montants de puissance appliquée, réservoir 72°C et condenseur 20°C)

Lors des échelons de puissance montants (figure III.20), on constate l'apparition d'un point chaud situé en bas à gauche de la face active de l'évaporateur. A 1600 W, la température en ce point est approximativement supérieure de 6°C par rapport à la température

9. Une autre conséquence de la non-isolation des conduites se remarque surtout sur les valeurs mesurées par les thermocouples de conduite réservoir/évaporateur et d'entrée de l'évaporateur. Ces dernières apparaissent en effet quelque peu instables. Il est devenu clair tout au long des campagnes d'essais que ce comportement est dû aux mouvements convectifs parasites créés dans la salle d'expérimentation par la climatisation censée maintenir la température ambiante à 20°C. Ce phénomène n'a pas d'influence sur le comportement global de la boucle.

moyenne de la face chauffée. Cet écart est sans commune mesure avec les écarts de 25°C observés lors des campagnes d'essai à l'acétone (cf figure III.15). Outre ce point chaud, à partir de 1400 W de puissance appliquée, ce sont les deux thermocouples situés au sommet de la face active de l'évaporateur qui présentent un écart de 7°C avec le reste de la face. Ce comportement peut s'expliquer par la position verticale de l'évaporateur. En effet, en supposant que ce pic de température est dû à la pénétration de la vapeur à travers la mèche poreuse, il ne faut pas oublier que la pression du côté liquide des ménisques de l'interface de vaporisation est la plus faible au sommet de l'évaporateur, à cause de la différence de pression gravitaire plus faible liée à la colonne de liquide entre les positions des interfaces d'évaporation et de condensation. La vapeur empruntant le chemin de moindre résistance, il n'est alors pas étonnant que la percolation se produise en premier lieu à partir du haut de la face active de l'évaporateur.

Les profils de température correspondants aux échelons de puissance descendants (figure III.21) montrent un retour du système à l'état de départ avec résorption progressive des zones les plus chaudes. Une étude précise des niveaux de température montre l'existence d'un phénomène d'hystérésis entre la montée et la descente en puissance. Ce phénomène sera discuté plus en détail dans le chapitre 6.



**Figure III.21** – Profils de température gauche et droit de la face active de l'évaporateur (échelons descendants de puissance appliquée, réservoir 72°C et condenseur 20°C)

### 6.3 Evolution des débits mesurés dans la boucle

Dans la figure (III.22) sont représentés les débits mesurés tout au long de l'essai dans les conduites liquide et vapeur. En régime permanent, la mesure de ces débits a un caractère instable qui nous a conduit à nous intéresser aux valeurs moyennes du signal obtenu, pour par exemple valider le modèle permanent de CPLIP qui sera présenté dans le cha-

### Chapitre III. Description des moyens expérimentaux

---

pitre suivant (cf figure IV.19). Signalons simplement ici que la valeur moyenne du débit massique du liquide correspond bien au bilan thermique de la CPLIP tenant compte du flux de fuite dans l'évaporateur. Les fluctuations observées sur les valeurs mesurées par les débitmètres sont liées à l'instabilité du positionnement du front de condensation dans le condenseur. De plus, la valeur mesurée par le débitmètre en phase vapeur nous conduit à considérer plus en détails la qualité de cette mesure.

#### Remarque sur la qualité de la mesure du débit de vapeur :

Les mesures effectuées pour 1600 W de puissance appliquée sont pour le moins particulières : en valeur moyenne, au lieu d'augmenter, le débit de vapeur diminue et un décalage de  $0,54 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  apparaît entre les débits des écoulements de vapeur et de liquide<sup>10</sup>. La mesure donnée par le débitmètre vapeur est donc fautive, mais pour quelle raison ? Il existe un autre point de fonctionnement où l'on peut être certain de l'inexactitude de la mesure du débit de vapeur : lors des paliers de puissance à 200 W. Dans ce cas la valeur donnée par le débitmètre est tout simplement aberrante. La visualisation de la masse volumique mesurée par le débitmètre vapeur peut alors s'avérer d'un certain secours (figure III.23). Sachant qu'à 70°C, la masse volumique de la vapeur d'éthanol vaut environ  $1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  (source NIST), il apparaît que quel que soit le palier de puissance considéré, du liquide est toujours présent dans le tube de mesure du débitmètre vapeur. On peut alors supposer que c'est la nature de la répartition des phases liquide et vapeur au sein de l'écoulement dans le tube de mesure du débitmètre qui impacte l'erreur de mesure du débit. Nous n'avons cependant aucun moyen de nous en assurer. En revanche, la masse volumique mesurée par le débitmètre en phase liquide reste constante tout au long de l'essai à  $790 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , valeur correspondante aux données du NIST. Nous nous baserons donc sur les mesures du débitmètre en phase liquide dans nos futures analyses.

Considérant ce problème de mesure du débit de l'écoulement de vapeur, des modifications du banc expérimental sont envisagées de manière à éviter la condensation du fluide dans la conduite vapeur. Ce problème de mesure nous donne une raison d'au moins isoler la conduite vapeur et, si possible, d'ajouter un dispositif de chauffage du tube dès la sortie de l'évaporateur. Il faudra ainsi s'assurer de la possibilité de s'affranchir de ce problème de condensation et de pouvoir ainsi mesurer correctement le débit de l'écoulement de vapeur. À terme, la comparaison des mesures fournies par ces deux débitmètres lors des régimes de fonctionnement transitoires devrait permettre de mieux appréhender la dynamique de la condensation.

---

10. Sur la durée du palier de puissance de 80 min, cette différence de débit correspondrait à une masse de fluide perdue par le condenseur de 2,6 kg, soit 1kg de plus que la masse totale de fluide dans la boucle !

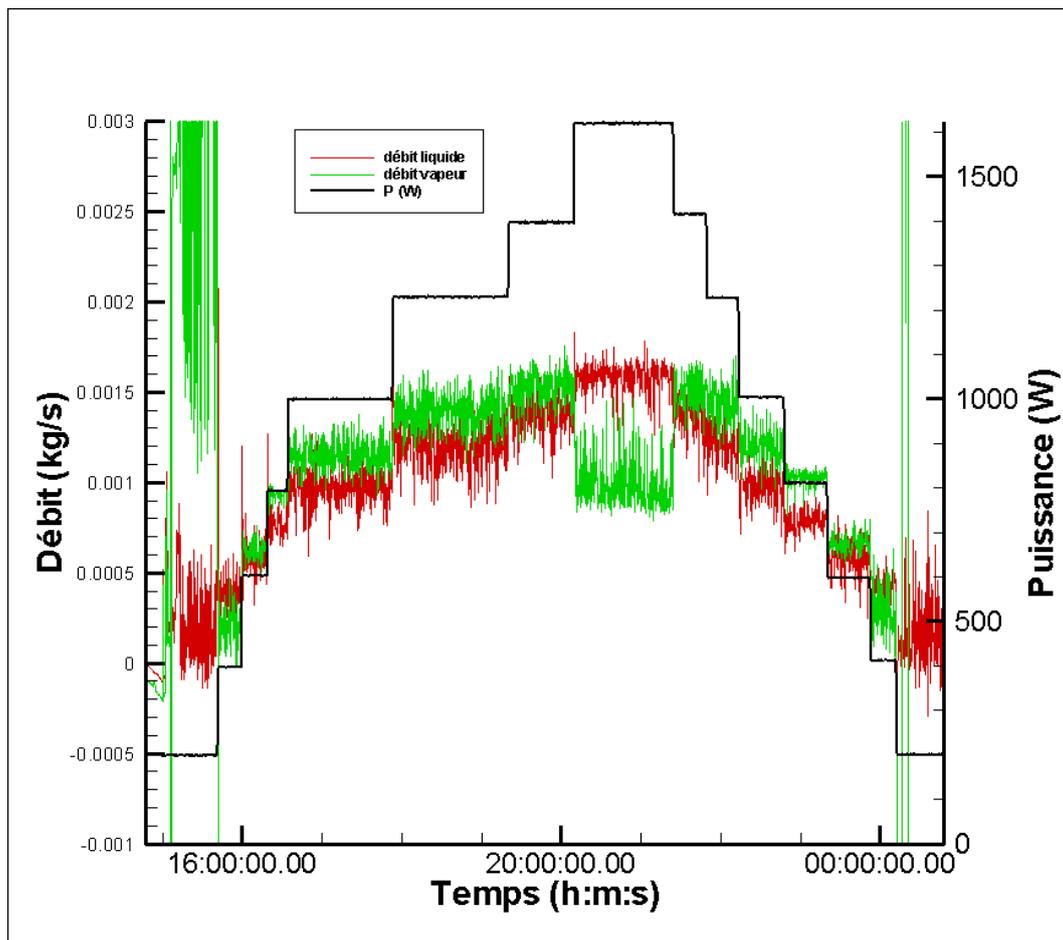
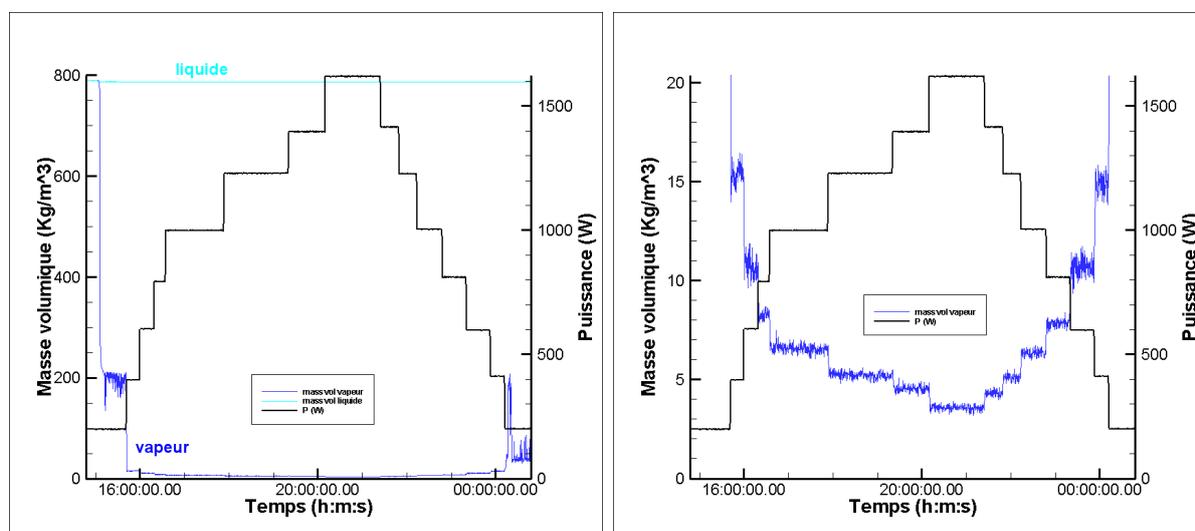


Figure III.22 – Evolution des débits massiques du liquide et de la vapeur (essai de caractérisation, réservoir 72°C et condenseur 20°C)



**Figure III.23** – Variation des masses volumiques vapeur et liquide de l'éthanol dans les conduites (essai de caractérisation, réservoir  $72^{\circ}\text{C}$  et condenseur  $20^{\circ}\text{C}$ ), à droite : zoom sur la masse volumique mesurée par le débitmètre vapeur

### 6.4 Evolution des pressions absolues mesurées dans la boucle

Enfin, la figure III.24 représente toutes les données fournies par les différents capteurs de pression absolue installés sur le banc expérimental pour l'essai de caractérisation étudié. Rappelons que la position de ces différents capteurs apparaît en figure III.12. En régime permanent, pour les capteurs situés au réservoir et aux bornes de l'évaporateur, l'amplitude des variations observées ne dépasse jamais 1000 Pa. De plus ces instabilités se répercutent à l'identique sur les capteurs du réservoir et celui de l'entrée de l'évaporateur. Ceci nous laisse penser que ces variations sont dues à la régulation thermique du réservoir. En effet, pour maintenir la température constante en partie haute de réservoir, le régulateur PID adapte en permanence la puissance d'alimentation de la cartouche chauffante du réservoir. La température varie ainsi dans une amplitude très faible autour de la valeur de consigne fixée à  $73^{\circ}\text{C}$ . Or, pour l'éthanol à saturation à cette température, une simple variation de  $0,3^{\circ}\text{C}$  entraîne une variation de pression de 1000 Pa. Un zoom sur la température en partie haute du réservoir de la figure III.19 montre justement une amplitude de variation de  $0,3^{\circ}\text{C}$  environs autour de  $73^{\circ}\text{C}$ . Il est donc tout à fait probable que les instabilités de pression absolue observées sur le capteur situé en partie haute du réservoir soient liées à la régulation. Elles se répercutent ensuite à travers la masse de liquide jusqu'aux capteurs situés en partie basse de réservoir et à l'entrée de l'évaporateur.

Les instabilités observées sur les capteurs situés aux bornes du condenseur présentent une amplitude bien supérieure et doivent donc chercher leur explication ailleurs. Cette amplitude atteint 10000 Pa environ pour le capteur situé dans l'écoulement de vapeur en entrée de condenseur et jusqu'à 35000 Pa pour le capteur de sortie dans l'écoulement de

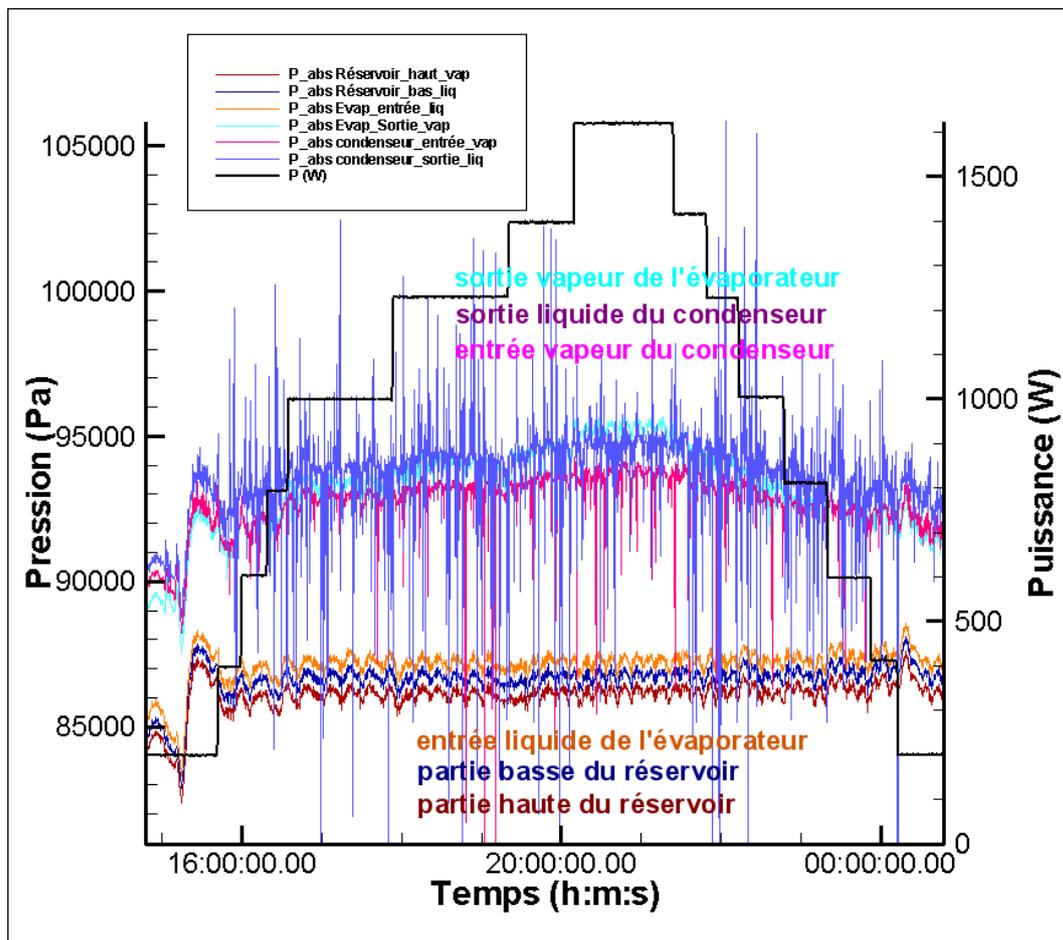


Figure III.24 – Evolution temporelle des pressions absolues dans la CPLIP (essai de caractérisation, réservoir 72°C et condenseur 20°C)

liquide. Ces valeurs montrent que le condenseur est le siège de fortes instabilités dans la boucle qui, fort heureusement, ne se répercutent pas au niveau de l'évaporateur. Si c'était le cas, il serait impossible que l'interface de vaporisation puisse se maintenir sachant que l'ordre de grandeur du saut de pression capillaire maximal est voisin de 10000 Pa. Deux questions se posent alors à nous. Quel phénomène est à l'origine de ces instabilités ? Pourquoi existe-t-il une telle différence d'amplitude entre l'entrée et la sortie du condenseur ? La réponse à la première question pourrait nous être donnée par une observation directe réalisée lors des différents essais. En effet, des claquements sonores se font régulièrement entendre au niveau du condenseur. De l'énergie est donc libérée de manière brutale sous forme acoustique lors de la condensation du fluide. Notre banc d'essai ne permettant pas de visualiser l'intérieur du condenseur, il nous est impossible d'identifier le phénomène à l'origine de cette libération brutale d'énergie. Mais il est probable que ce même phénomène soit à l'origine des instabilités de pression observées. S'agit-il d'une condensation très rapide de bulles de vapeur avec dépassement local de la vitesse du son ? La question reste ouverte. Quant à savoir pourquoi ces instabilités sont plus fortes dans le liquide en sortie de condenseur, nous pensons que cela peut être lié à la différence de compressibilité entre les phases liquide et vapeur du fluide. Comme la compressibilité de la phase liquide est négligeable par rapport à celle de la phase vapeur, il paraît logique que ces variations brusques de pressions soient déjà amorties en entrée de condenseur tandis que l'intégralité de la ligne liquide verticale est sans doute nécessaire pour les estomper.

Quoi qu'il en soit, lors de la validation du modèle permanent de CPLIP qui sera présentée au chapitre 4, c'est la valeur moyenne des signaux obtenus pour chaque palier de puissance qui sera utilisée (cf figure IV.21). La figure III.24 nous permet déjà de constater que les valeurs de pression absolue mesurées sont en moyenne réparties en deux groupes distincts séparés par environ 5000 Pa. Cette séparation correspond à la différence de pression gravitaire dans la ligne liquide. De même, la différence de pressions entre les valeurs mesurées en parties haute et basse de réservoir ainsi qu'à l'entrée de l'évaporateur est essentiellement de nature gravitaire. Signalons également que la différence entre les valeurs mesurées en entrée et en sortie de l'évaporateur nous donne une indication sur le saut de pression capillaire, aux pertes de charge dans le milieu poreux et les cannelures près. Nous n'irons pas plus loin ici, la répartition des pertes de charge dans la CPLIP sera traitée en détail dans le chapitre suivant.

## 7 Conclusions

Ce chapitre a donc présenté l'ensemble des moyens expérimentaux mis en œuvre lors de cette thèse ainsi que les principaux problèmes auxquels il a fallu faire face. Les principales évolutions par rapport au banc de test de Lossouarn [Los08] (meilleure instrumentation en pression et présence de débitmètres à effet coriolis) doivent nous permettre de pousser plus loin notre compréhension du couplage thermique-hydraulique de la CPLIP, et ce même pour des sollicitations transitoires sévères. L'utilisation de l'acétone comme fluide de travail a mis en évidence un problème de fonctionnement de la CPLIP avec ce fluide

ainsi qu'un problème de génération de GNC qui n'a jamais été rencontré auparavant. De nouvelles questions sont ainsi posées. Mais il semble bien que l'acétone, qui était pourtant l'un des fluides retenus pour notre application automobile, doive être rayé de la liste des fluides à employer dans cette boucle CPLIP. Un essai de caractérisation à l'éthanol, pour lequel ce problème de génération de GNC n'était pas encore apparu, a ensuite été présenté et nous a fourni quantité de mesures tant sur les plans thermique qu'hydraulique pour caractériser le comportement de la boucle, du moins en régime de fonctionnement permanent. Il a également permis de vérifier la qualité des mesures effectuées sur le banc CPLIP-1.2 et notamment de mettre en évidence la difficulté de mesurer correctement le débit massique de l'écoulement de vapeur du fait de la condensation au sein de la conduite. L'ensemble des dispositifs expérimentaux CPLIP-1.1 et 1.2 doivent également nous permettre de recalibrer et valider le modèle nodal de boucle qui va être présenté au chapitre suivant. L'essai de caractérisation à l'éthanol présenté en toute fin de ce chapitre va nous permettre d'atteindre cet objectif.



# Chapitre IV

## Modèle permanent de CPLIP

### 1 Etat de l'art sur la modélisation des BFDPT en régime permanent

Cet état de l'art va se focaliser sur les modèles globaux restreints à la simulation du régime permanent des BFDPT. Wang *et al.* [WMN08] présentent un large éventail de travaux réalisés sur des CPL et LHP depuis les années 80. Les travaux de Hamdam *et al.* [HGH03], qui seront détaillés plus loin, en font partie. D'après ce dernier, peu de modèles de boucle sont relatés dans la littérature à cause de la complexité du phénomène de changement de phase, des comportements singuliers des boucles et de la quantité limitée de données expérimentales qui sont divulguées.

#### 1.1 Objectifs des modèles

De manière générale, les modèles de BFDPT peuvent se classer en deux catégories. Les premiers répondent à des besoins « scientifiques » d'étude et de compréhension des phénomènes tandis que les seconds sont destinés à la conception ou au dimensionnement et sont ainsi plus susceptibles d'être utilisés pour des applications industrielles. En 2006, Furukawa [Fur06] a donné un bon exemple de la seconde approche : son modèle analytique de LHP a été conçu pour identifier et optimiser divers paramètres critiques tels la porosité du matériau, le volume du réservoir, le diamètre de la baïonnette, la longueur de l'évaporateur, le diamètre du condenseur, etc. Ainsi, toujours d'après Furukawa, dans les modèles du premier type, la température de fonctionnement est calculée tandis que dans les modèles du second type elle est spécifiée par l'application et constitue une des entrées du modèle. Outre cette manière de différencier les modèles, l'ensemble des travaux réalisés depuis 1978 a permis de mieux maîtriser la complexité physique et mathématique du comportement des BFDPT, de définir et appliquer des corrélations à partir de données expérimentales, de déterminer les paramètres influents sur le comportement des BFDPT, de comparer les effets des propriétés thermophysiques du fluide [LSB07], etc.

### 1.2 Les prémices

D'un point de vue historique, le premier modèle de LHP a été publié par Dolgirev *et al.* en 1978 [DGMK78]. C'est un simple modèle analytique basé sur l'équation 1D du transfert de chaleur au sein du poreux. Un modèle analytique de CPL a été ensuite présenté par Ku *et al.* en 1987 [KKM87]. La particularité de ce modèle est qu'il combine un analyseur thermique SINDA et un analyseur hydraulique. Ce type d'approche est en quelque sorte à l'origine de notre travail de modélisation. Notons que ce dernier modèle s'est avéré capable de prédire le comportement transitoire d'une CPL avec une température fixe au réservoir. Par la suite, en 1994, Dickey et Peterson [DP94] ont développé leur modèle analytique de boucle couplé à un modèle de type éléments finis pour le condenseur. Deux ans plus tard, Borodkin *et al.* [BSKG96] ont présenté une méthode originale de prédiction des performances d'une BFDPT en utilisant des nomogrammes <sup>1</sup>.

### 1.3 Modèle analytique de Kaya et Hoang

En 1999, Kaya et Hoang [KH99] ont construit un modèle permanent de LHP basé sur l'équation de bilan de l'énergie pour la boucle. Ce modèle est bien détaillé par les auteurs et fait partie de la première catégorie citée plus haut et que nous qualifierons de « phénoménologique ». La température de saturation dans la LHP est en effet calculée pour chaque puissance appliquée à l'aide d'un processus itératif à partir d'une erreur calculée sur le bilan de flux appliqué à la LHP. Une de leur particularité est la distinction qui est faite entre la partie spécifiquement « condenseur » et la partie dédiée au sous-refroidissement. Les pertes de charge dans ces deux éléments sont données par des corrélations monophasiques tandis que le coefficient de transfert thermique diphasique du condenseur est donné par la corrélation de Chato. La validation du modèle s'effectue à l'aide de deux dispositifs expérimentaux américains de LHP, l'un développé à la NASA <sup>2</sup> et l'autre au NRL <sup>3</sup>. Kaya et Hoang ont par la suite complété leur étude [HK99] avec une meilleure description thermique et hydraulique de l'écoulement diphasique au condenseur. En effet, pour calculer le gradient de pression dans le condenseur, ils utilisent la méthode d'Izenson et Crowley qui est basée sur l'égalité des gradients de pression liquide et vapeur à l'interface. En ce qui concerne le calcul du coefficient de transfert thermique dans la zone diphasique, leur étude permet de comparer quatre corrélations différentes : Wallis, Chen, Duschatko et celle dite « constant smooth ». Chacune de ces corrélations fait intervenir le titre massique de vapeur  $x$ . Ce dernier est calculé à partir du bilan d'énergie au condenseur. Dans leur approche, la longueur de condensation ainsi que la longueur de sous-refroidissement sont fixées au préalable. La longueur diphasique est ainsi déterminée par intégration et  $x$  est calculé par itération jusqu'à obtenir l'égalité entre cette longueur diphasique et la longueur de condensation postulée. Les résultats obtenus montrent que

---

1. abaque servant à déterminer spontanément des résultats obtenus par des calculs dans un système de lignes prédéfinies

2. « National Aeronautics and Space Administration »

3. « Naval Research Laboratory »

## IV.1 Etat de l'art sur la modélisation des BFDPT en régime permanent

l'effet des différentes corrélations d'écoulement diphasique ne se fait sentir qu'aux fortes puissances (au-delà de 200 W dans leur cas d'étude).

### 1.4 Modèle de LHP de Chuang

Plus tard, en 2003, Chuang [Chu03] réalise son propre code de simulation à partir du modèle précédent. Ce nouveau modèle est capable de prédire le comportement d'une LHP en cas d'élévation négative ou positive, ce qui n'était pas possible chez Kaya et Hoang dans ce dernier cas. Les hypothèses de ce modèle sont très bien détaillées par l'auteur et certaines méritent d'être citées ici :

- Les parois des conduites sont négligées lors du calcul des coefficients de transfert thermique entre le fluide et le milieu ambiant et entre le fluide et la source froide.
- Le réservoir et l'évaporateur contiennent à la fois du liquide et de la vapeur, autrement dit, ils sont en permanence à l'état de saturation.
- Les transferts thermiques et de masse au sein du milieu poreux primaire sont supposés uniquement radiaux.
- La surchauffe de la vapeur est prise en compte en supposant qu'à l'entrée du condenseur cette dernière perd tout d'abord son énergie sous forme de chaleur sensible puis se condense à partir de l'état de saturation.
- Le décalage de la température de saturation lié aux sauts de pression est négligeable, excepté pour le calcul du flux de fuite.

Parameter	Change of parameter	$T_{SSOT}$	Low $\dot{Q}_{APP}$	Medium $\dot{Q}_{APP}$	High $\dot{Q}_{APP}$	$\dot{Q}_C$	$\dot{Q}_M$
Sink temperature, $T_{SINK}$	↑	↑	◐	●	●	↓	↓
Ambient temperature, $T_{AMB}$	↑	↑	●	◐	○	↑	↑
Elevation (adverse: -, positive: +)	↑	↓	●	◐	○	↓	↓
External thermal conductance of the condenser, $(h_c A_c / L)_S$	↑	↓	○	◐	●	↑	↑
Axial heat leak, $\dot{Q}_{HL,A}$	↑	↑	●	◐	○	↑	↑
Radial heat leak, $\dot{Q}_{HL,R}$	↑	↑	◐	●	◐	↑	↓
Inner two-phase heat transfer coefficient	↑	↓	○	◐	●	↑	↑
Frictional two-phase pressure drop	↑	↑	○	●	◐	↑	↓
Insulation of the Reservoir	—	↑ ( $T_{SSOT} > T_{AMB}$ ) ↓ ( $T_{SSOT} > T_{AMB}$ )	◐	◐	○	—	—

↑: Increase, ↓: Decrease, ●: Strong influence, ◐: Moderate influence, ○: Little influence, —: Not applicable.

Low  $\dot{Q}_{APP}$ : 0 – 100 W, Medium  $\dot{Q}_{APP}$ : 100 – 400 W, High  $\dot{Q}_{APP}$ : 400 – 1000 W.

$\dot{Q}_C$ : Transition heat load between variable-conductance and fixed-conductance modes

$\dot{Q}_M$ : Heat load corresponding to the minimum steady-state operating temperature

**Figure IV.1** – Synthèse des effets de divers paramètres sur le comportement de la LHP de Chuang [Chu03]

Comme la plupart de ses homologues, ce code se décompose en deux parties dont l'une s'occupe des calculs hydrauliques alors que l'autre est dédiée au calcul des transferts

thermiques. Concernant le domaine hydraulique, trois corrélations sont disponibles pour le calcul des pertes de charge en écoulement diphasique : les multiplicateurs diphasiques, Lockhart-Martinelli et Friedel. Les pertes de charge singulières sont quant à elles décrites à l'aide d'un coefficient réglable. Concernant la partie thermique à proprement parler, le coefficient de transfert en écoulement diphasique peut être déterminé à partir de quatre corrélations qui sont celles d'Ananiev *et al.*, de Traviss *et al.*, de Shah et des multiplicateurs diphasiques. Il apparaît que ce modèle offre un large éventail de choix à l'utilisateur qui pourra ainsi déterminer les corrélations les mieux adaptées à son application. L'effet des corrélations se fait sentir essentiellement en mode de conductance fixe pour le coefficient de transfert, alors que pour les pertes de charge en écoulement diphasique, l'effet n'est significatif qu'à la transition entre les modes de conductance variable et fixe. Chuang met également en évidence un problème récurrent pour tout concepteur de modèle global de BFDPT : la détermination du « wall superheat » à l'évaporateur, autrement dit la résistance entre la surface où la puissance est appliquée et l'interface de vaporisation. De fait, pour Chuang la différence de température entre la culasse de l'évaporateur et l'interface est déterminée à l'aide de corrélations empiriques. Pour finir ce modèle aura permis de réaliser une étude paramétrique détaillée résumée dans le tableau IV.1. La puissance appliquée à l'évaporateur n'a pas dépassé 1 kW dans cette étude.

### 1.5 Développements parallèles

A peu près au même moment, Hamdan *et al.* [HGH03] ont présenté un autre modèle analytique de LHP à géométrie particulière avec usage d'un milieu poreux en silicium dans un évaporateur plat. Ils ont identifié trois variables indépendantes qui déterminent le comportement de leur LHP : la masse de fluide, la température de source froide et la puissance appliquée à l'évaporateur. Leurs hypothèses sont les suivantes :

- Le réservoir est à l'équilibre dans les conditions de saturation.
- Le fluide en sortie de réservoir est uniquement en phase liquide.
- La longueur de désurchauffe de la vapeur est négligée en entrée de condenseur.
- Les changements de phase s'effectuent à température et pression constantes.
- Le milieu poreux est saturé de liquide.
- Les conduites sont isolées.
- L'écoulement du liquide est supposé laminaire incompressible en régime permanent.
- Le modèle du gaz parfait est utilisé pour la phase vapeur.

Hamdan *et al.* ont simplement appliqué sur le fluide de la LHP le bilan de masse, le bilan de quantité de mouvement et le bilan d'énergie. A l'aide de relations complémentaires, la résolution d'un système de sept équations leur a fourni trois températures dans l'ensemble évaporateur/réservoir, le débit, la fraction volumique de vapeur du réservoir ainsi que deux valeurs de masse volumique de la vapeur, l'une dans le réservoir, l'autre dans les cannelures. Leurs calculs ont été menés pour des densités de flux allant jusqu'à 700  $\text{W.cm}^{-2}$ .

### 1.6 Les travaux récents

Finalement, les derniers développements sur la modélisation de BFDPT en régime permanent nous viennent d'Inde avec Adoni *et al.* [AAJK07] en 2007 et de France avec Launay *et al.* [LSB08] en 2008. Adoni et son équipe présentent plus ou moins les mêmes hypothèses que celles vues précédemment. Il faut simplement noter que le coefficient de transfert thermique au condenseur est considéré constant et que la surchauffe de la vapeur dans les cannelures est négligée. Le code de calcul ainsi développé se divise en quatre algorithmes et utilise la méthode de résolution de Newton-Raphson. Leur modèle peut prédire à la fois le régime permanent d'une CPL et d'une LHP et fonctionne même dans le cas où le réservoir est complètement rempli de liquide. Ce dernier cas n'est pas traité par le modèle de Launay *et al.*. Cependant, l'originalité de leur travail comparé à celui de Hamdan *et al.* ou de Kaya *et al.* réside dans la possibilité de simuler diverses géométries d'évaporateur de LHP ainsi que dans la prise en compte du flux de fuite conductif à travers la paroi entre l'évaporateur et le réservoir. Notons que dans leur cas les propriétés thermodynamiques des fluides varient avec la température locale, ce qui n'était pas forcément précisé chez leurs prédécesseurs. Launay *et al.* donnent une solution analytique pour le calcul de la température de fonctionnement de la LHP, ce qui fait entrer ce modèle dans la catégorie des modèles phénoménologiques. Cette solution analytique est différente si la LHP fonctionne en mode de conductance variable ou fixe. Ce dernier modèle n'est toutefois pas dénué d'un certain empirisme. En effet, tout comme Chuang, Launay *et al.* se sont retrouvés confrontés à la difficulté d'estimer la résistance entre la paroi interne de l'évaporateur et l'interface de vaporisation. Cette valeur de résistance est donc estimée à partir d'essais expérimentaux avec le flux thermique maximal imposé à l'évaporateur. Cette valeur est ensuite fixée aux puissances inférieures pour chaque fluide de travail testé. De même, le coefficient de transfert thermique du condenseur est ajusté pour une meilleure correspondance avec les expériences. Leur modèle est validé à partir de deux géométries de LHP dont celle de Chuang [Chu03].

### 1.7 Conclusions

Qu'ils soient analytiques ou non, phénoménologiques ou dimensionnants, les modèles précédents sont tous fondés sur l'identification des températures et pressions au sein du fluide en divers points de la BFDPT et restent tous plus ou moins dépendants de la géométrie de la boucle pour laquelle ils ont été conçus. L'originalité de la présente étude par rapport aux travaux cités précédemment réside dans une nouvelle approche de modélisation basée non plus uniquement sur la pression et la température mais aussi sur l'enthalpie en tant que variable du modèle. De plus, le modèle qui va être présenté est un modèle discrétisé nodal et non analytique pour lequel le choix a été fait de recalculer deux conductances par rapport aux résultats expérimentaux obtenus sur la CPLIP.

## 2 Description du modèle

L'approche de modélisation que nous avons retenue combine la méthode nodale et la description d'une CPLIP à l'aide des trois variables suivantes : enthalpie, température et pression. Comme le montre la figure IV.2, l'intégralité de la boucle est divisée en petits éléments de volume que nous qualifierons de « nœuds ». Ces nœuds sont environ au nombre de 370 et pour la majeure partie localisés dans le condenseur. Parmi ces nœuds, une centaine représente le fluide de travail et ceux qui restent représentent le corps de la boucle ainsi que le fluide secondaire. Les conduites liquide et vapeur sont quant à elles discrétisées en 10 nœuds chacune. Les liens entre les nœuds de chaque composant de la CPLIP seront détaillés dans les paragraphes suivants. ESACAP est le logiciel utilisé pour les simulations de notre modèle.

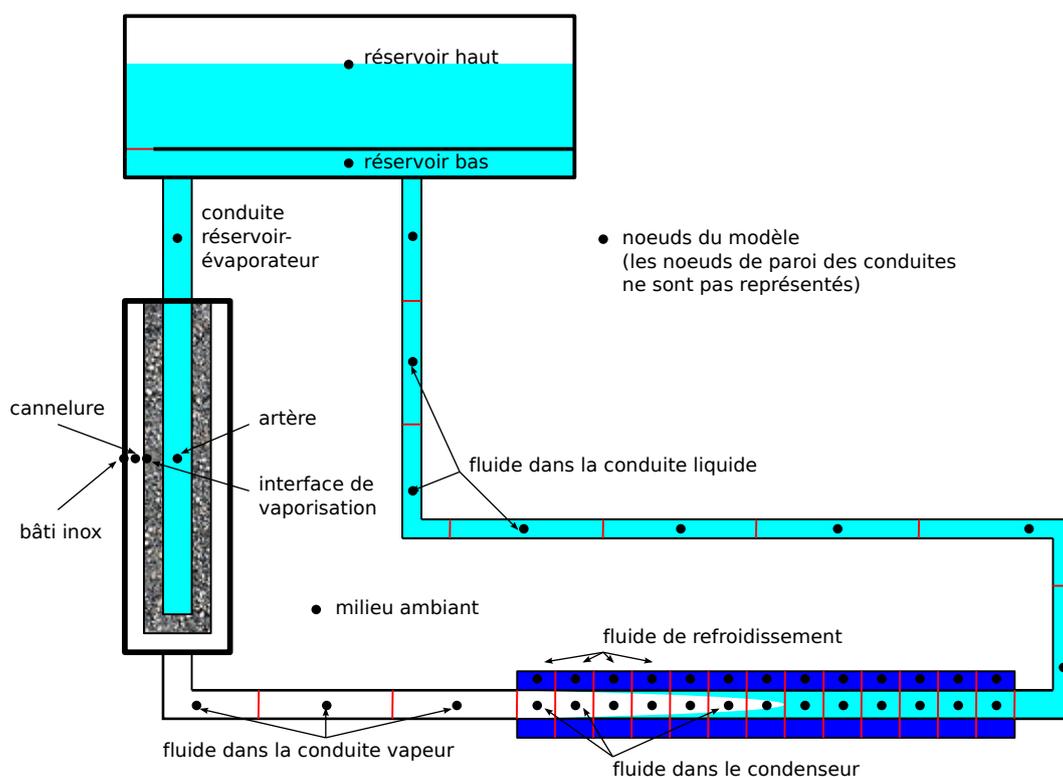


Figure IV.2 – Schéma des nœuds de la CPLIP

### 2.1 Hypothèses

Tout comme la littérature et le bon sens l'ont montré, la réalisation d'un modèle nécessite un certain nombre d'hypothèses. Celles de notre étude sont les suivantes :

- L'écoulement des phases liquide et vapeur sont supposés incompressibles.
- La phase vapeur est considérée comme un gaz parfait.

- La partie haute du réservoir contient à la fois liquide et vapeur dans les conditions de saturation, quel que soit le point de fonctionnement considéré.
- La température et la pression sont imposées dans la partie haute du réservoir. Dans la pratique, un régulateur PID associé à une cartouche chauffante sont utilisés.
- L'écoulement du liquide au sein du milieu poreux est considéré monodimensionnel pour le calcul des pertes de charge.
- Le débit du fluide secondaire dans le condenseur est supposé constant.
- Le coefficient de transfert entre la paroi externe et le milieu ambiant est supposé constant.

## 2.2 Méthode utilisée

Pour une description plus détaillée de la méthode nodale et du formalisme utilisé avec le logiciel ESACAP, le lecteur pourra se référer à l'annexe C. Il suffit de souligner ici que l'approche de modélisation nodale classique combine un réseau thermique avec un réseau hydraulique. Ces réseaux sont décrits suivant l'analogie thermique/électrique détaillée dans l'annexe C. Classiquement<sup>4</sup>, l'équation de bilan de l'énergie pour un nœud thermique  $i$  peut s'écrire comme suit (IV.1) :

$$\rho C_p V_i \frac{dT_i}{dt} = \dot{m} C_p (T_{i-1} - T_i) + \sum_j G_{ij} (T_j - T_i) + \sum_k q_k \quad (\text{IV.1})$$

$G_{ij}$  est la conductance thermique entre le nœud  $i$  et chacun de ses nœuds adjacents  $j$ . Cette conductance peut être de nature conductive ou convective.  $q_k$  représente les autres flux thermiques, comme par exemple le flux radiatif. Un problème apparaît ici. La température en tant qu'unique variable ne permet pas de représenter correctement le phénomène de changement de phase. En effet, comme le montre la figure IV.3, lors du changement de phase, l'enthalpie massique du fluide pur  $h(T)$  présente une discontinuité. A contrario, la connaissance de l'enthalpie massique du fluide permet, sur toute la gamme de température considérée, de caractériser le fluide en phase liquide, en phase vapeur, mais aussi dans son état diphasique.

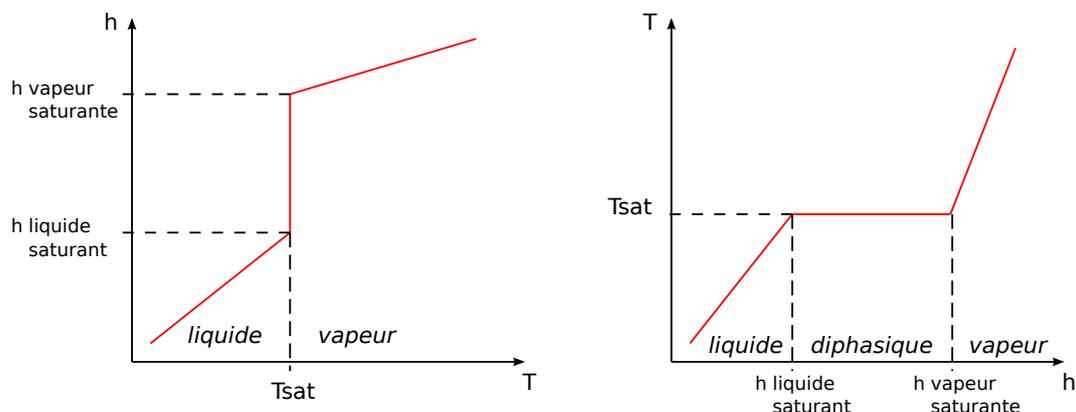
C'est pourquoi on introduit l'enthalpie massique du nœud  $i$  comme variable principale en remplaçant  $C_p T_i$  par  $h_i(T_i, P_i)$ , ce qui conduit à (IV.2) :

$$m_i \frac{dh_i(T_i, P_i)}{dt} = \dot{m} (h_{i-1} - h_i) + J_i \quad (\text{IV.2})$$

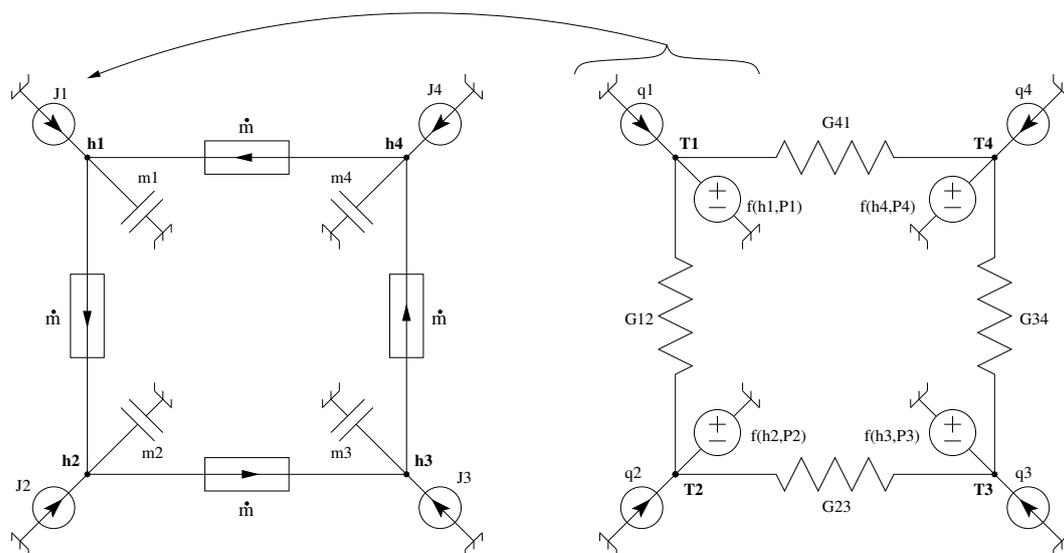
Avec  $J_i = \sum_j G_{ij} (T_j - T_i) + \sum_k q_k$ . Un nouveau réseau est ainsi défini, dédié au calcul de l'enthalpie massique. La source  $J_i$  est calculée dans un réseau thermique simplifié. La figure IV.4 montre comment s'organisent les couplages entre les deux réseaux enthalpique et thermique ainsi définis pour quatre nœuds bouclés. Cette équation est également liée au comportement hydraulique du système par l'intermédiaire du terme  $h_i(T_i, P_i)$  et des propriétés thermophysiques dépendantes de la pression. Le réseau hydraulique et chacun

4. Le terme de variation de pression  $\frac{dP}{dt}$  est négligé.

de ses composants sera détaillé dans les sections suivantes.



**Figure IV.3** – Représentation simplifiée des fonctions  $h(T)$  et  $T(h)$



**Figure IV.4** – Couplages des réseaux enthalpique et thermique

La résolution numérique est intégralement dépendante de ces couplages. Si l'on considère un unique pas d'intégration, l'enthalpie massique et la pression sont tout d'abord calculées respectivement dans les réseaux enthalpique et hydraulique. Le débit  $\dot{m}$  est quant à lui déduit du réseau hydraulique. Ensuite, la température  $T = f(h, P)$  est imposée dans le réseau thermique au moyen d'une table 2-D implémentée dans les données du programme. Les nouvelles valeurs de températures ainsi obtenues sont utilisées pour redéfinir les propriétés thermophysiques du fluide ainsi que les sources  $J_i$  du réseau enthalpique, ce qui conduit à de nouvelles valeurs pour l'enthalpie massique et la pression,

etc... Après quelques itérations, les valeurs convergées de  $h$ ,  $T$  et  $P$  sont validées et le code passe au pas d'intégration suivant.

### 2.2.1 Remarque :

pour les simulations en régime permanent de cette étude, on a :

$$\frac{dh_i(T_i, P_i)}{dt} = 0$$

ce qui simplifie grandement l'écriture des réseaux en supprimant les termes de capacité.

## 2.3 Titre massique de vapeur et propriétés thermophysiques du fluide

Dans cette étude, le fluide à l'état diphasique est considéré en tout point comme un mélange homogène des phases liquide et vapeur. Un des avantages de cette méthode par rapport aux différents modèles rencontrés dans la littérature réside dans la possibilité de connaître la valeur du titre massique de vapeur  $x$  pour chaque nœud de fluide. Ainsi, l'état du fluide (liquide, vapeur ou diphasique) est connu en sus de ses température et pression. En effet, en chaque nœud, le titre massique de vapeur est déterminé à chaque itération à partir de la valeur de l'enthalpie massique (IV.3) :

$$x = 0 \quad \text{si} \quad h \leq h_{liq,sat}(P, T) \quad \text{et} \quad x = 1 \quad \text{si} \quad h \geq h_{vap,sat}(P, T)$$

$$x = \frac{h - h_{liq,sat}}{h_{vap,sat} - h_{liq,sat}} \quad \text{si} \quad h_{liq,sat} \leq h \leq h_{vap,sat} \quad (\text{IV.3})$$

Les propriétés thermophysiques du fluide en fonction de l'enthalpie massique et de la pression sont définies dans des tables 2-D. Le calcul des propriétés thermophysiques du fluide à l'état diphasique se fait par application du modèle homogène. Par exemple, la conservation de la masse d'un système à l'état diphasique nous permet d'écrire la masse volumique diphasique comme une combinaison entre les inverses des masses volumiques du liquide et celle de la vapeur pondérée par le titre massique de vapeur (IV.4). Le choix a été fait d'utiliser la même expression pour les autres propriétés thermophysiques à l'exception de la chaleur massique du fluide, qui s'écrit directement en fonction des chaleurs massiques du liquide et de la vapeur pondérées par la titre massique de vapeur (IV.5). Ce choix de modélisation est une hypothèse très forte pour la conductivité thermique et la viscosité dynamique dont la valeur dans le mélange diphasique est en réalité loin d'être aussi facile à déterminer.

$$\frac{1}{\rho_{diph}} = \frac{1-x}{\rho_{liq}} + \frac{x}{\rho_{vap}} \quad (\text{IV.4})$$

$$Cp_{diph} = (1 - x)Cp_{liq} + xCp_{vap} \quad (IV.5)$$

Dans la suite de cette étude, lorsque une propriété thermophysique du fluide de travail est mentionnée, il n'est pas précisé si elle s'applique à la phase liquide, vapeur ou bien diphasique. Il ne faut donc pas oublier que chaque propriété est calculée en fonction de l'enthalpie et la pression au nœud  $i$  considéré (IV.6). Par exemple pour la masse volumique :

$$\rho = \rho(h_i, P_i) \quad (IV.6)$$

## 2.4 Condenseur

Le condenseur de la CPLIP étudiée est un échangeur contre-courant tubulaire. Le fluide secondaire utilisé est de l'éthylène-glycol à 50%. Ce condenseur est divisé en 80 nœuds pour le fluide de travail. Comme le montre la figure IV.5, chaque nœud est représenté à la fois dans un réseau enthalpique, thermique et hydraulique. L'échangeur dans son ensemble est représenté dans le réseau thermique. En effet, chaque nœud de fluide de travail est entouré d'un nœud de paroi intérieure, d'un nœud de fluide secondaire, d'un nœud de paroi extérieure et finalement du nœud de température ambiante.

Dans le réseau hydraulique, les conductances  $GP_{pc}$  sont définies par (IV.7) :

$$\dot{m} = GP_{pc}(P_{i+1} - P_i) \quad (IV.7)$$

Avec, si  $Re \leq 2000$  (écoulement laminaire),

$$GP_{pc} = GP_{lam} = \frac{\rho\pi D^4}{128\mu L}$$

si  $Re \geq 4000$  (écoulement turbulent),

$$GP_{pc} = GP_{turb} = \frac{\rho\pi^2 D_h^5 Re^{0,25}}{8\dot{m}L \cdot 0,364}$$

si  $2000 \leq Re \leq 4000$  (écoulement de transition),

$$GP_{pc} = \frac{(Re - 2000)}{2000} GP_{turb} + \frac{(4000 - Re)}{2000} GP_{lam}$$

Dans le réseau thermique de la figure IV.5, les conductances représentent trois types de transferts thermiques.  $G_{cond}$  est la conductance de conduction longitudinale entre deux nœuds consécutifs du tube de conduite. La conduction radiale dans le tube de conduite n'est pas prise en compte dans ce modèle du fait du faible nombre de Biot lié à ce transfert.  $G_{ext}$  est la conductance entre la surface externe du tube et le milieu ambiant. Cette dernière est prise constante dans le modèle et est représentative d'un mode de transfert

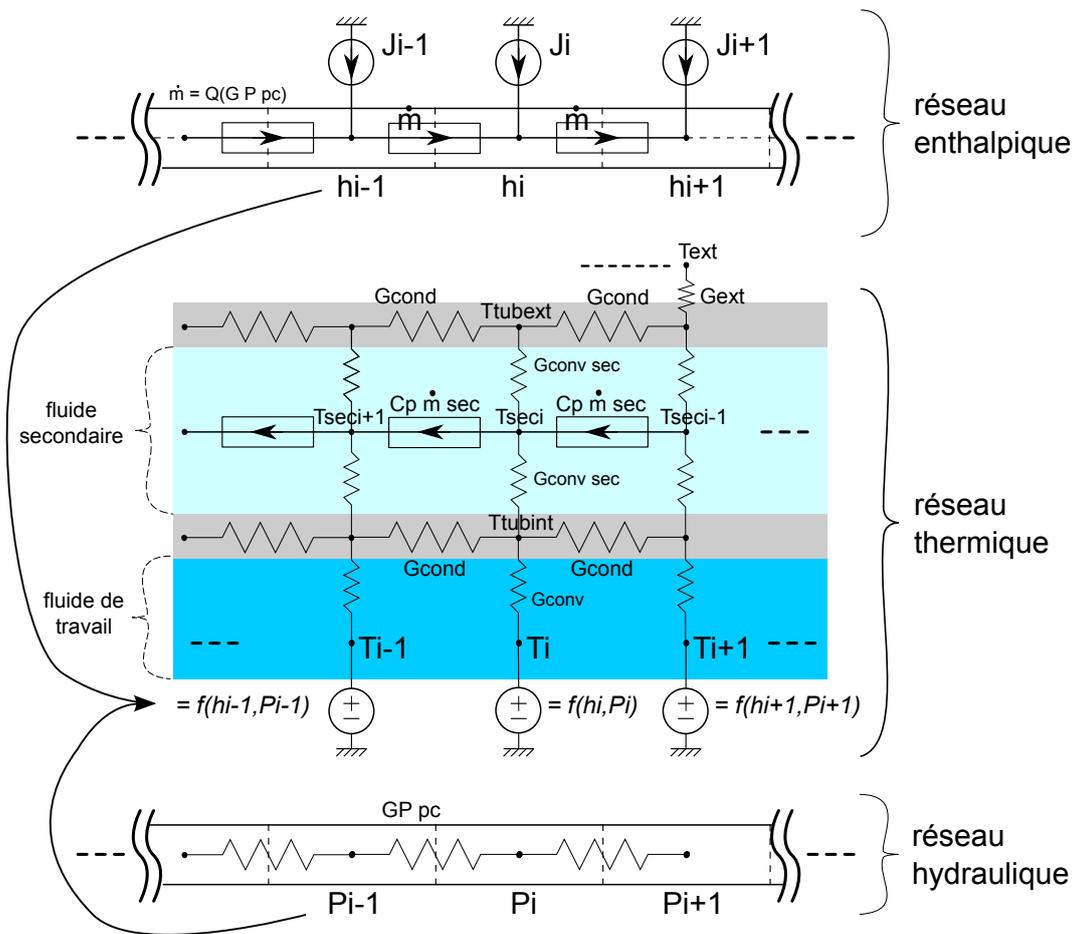


Figure IV.5 – Les trois réseaux du condenseur

## Chapitre IV. Modèle permanent de CPLIP

---

par convection naturelle et rayonnement.  $G_{convsec}$  est la conductance de convection forcée entre un nœud de fluide secondaire et un nœud de tube. Sa valeur dépend du régime d'écoulement (IV.8).

$$G_{convsec} = h_{convsec}S \quad \text{et} \quad h_{convsec} = \frac{\lambda_f Nu}{D} \quad (\text{IV.8})$$

Si  $Re \leq 2000$  (écoulement laminaire établi) [IW90] :

$$Nu = Nu_{lam} = 3,66$$

Si  $Re \geq 4000$  (écoulement turbulent), la corrélation de Gnielinski [IW90] donne :

$$h_{convsec} = h_{turb} = \frac{(f/8)RePr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$$

avec  $f = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$ .

Si  $2000 \leq Re \leq 4000$  (écoulement de transition),  $h_{convsec}$  est une combinaison linéaire de  $h_{lam}$  et  $h_{turb}$ .

La conductance  $G_{conv}$  entre le fluide de travail et la paroi du tube est plus difficile à décrire. En effet, au sein du condenseur, le fluide de travail s'écoule sous trois formes : vapeur, diphasique et liquide. Ainsi, la conductance  $G_{conv}$  dépend du titre massique de vapeur en chaque nœud (IV.9). Si  $x = 0$  ou  $x = 1$ , le fluide est respectivement sous phase liquide ou vapeur, auquel cas  $h_{conv}$  est définie de la même manière que  $h_{convsec}$  (IV.8) en fonction du régime d'écoulement et des propriétés du fluide (liquide ou vapeur). Cependant, si  $0 \leq x \leq 1$  l'écoulement est diphasique pour le nœud considéré. Le coefficient de transfert choisi dans cette étude est alors donné par la corrélation de Shah [Sha79] (IV.10).

$$G_{conv} = h_{conv}(x)S \quad (\text{IV.9})$$

Avec, si  $0 \leq x \leq 1$ , la corrélation de Shah pour le coefficient de transfert thermique en écoulement diphasique avec condensation :

$$h_{conv} = h_{liq} \left( (1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{(P/P_{crit})^{0,38}} \right) \quad (\text{IV.10})$$

où  $h_{liq}$  est le coefficient de transfert thermique dans le cas de l'écoulement monophasique de liquide et où  $P$  et  $P_{crit}$  sont respectivement la pression au nœud considéré et la pression critique du fluide de travail.

A ce point de l'étude, la modélisation des coefficients de transfert dans le condenseur n'est toujours pas satisfaisante. En effet, l'étude expérimentale sur la CPLIP montre que la température du fluide de travail en sortie de condenseur est bien inférieure à celle prédite par le modèle (environ 30°C d'écart à 4000 W). Il apparaît que dans l'écoulement

laminaire en zone de liquide sous-refroidi du condenseur, le coefficient de transfert  $h_{lam}$  est grandement sous-estimé. La valeur constante de  $Nu_{lam} = 3,66$  [IW90] peut s'avérer non représentative de la réalité au moins pour deux raisons. Premièrement, il faut rappeler la géométrie particulière du condenseur utilisé sur le banc expérimental. En effet ce dernier présente sept coudes dans deux des directions de l'espace. Or il est rapporté dans la littérature [MCP97] que cette configuration peut améliorer le transfert thermique dans le tube par l'apparition de tourbillons de Dean si les coudes sont orientés dans la même direction et par la formation d'un mouvement complexe et chaotique si les coudes sont orientés dans deux directions ou plus. Lemenand et Peerhossaini [LP02] donnent une corrélation pour le calcul du nombre de Nusselt dans un tel cas (IV.11).

$$Nu_{lam} = 1,045 Re^{0,303} Pr^{0,287} N_{coudes}^{-0,033} \quad (IV.11)$$

Deuxièmement, à la suite de la condensation, il est peu probable qu'un régime d'écoulement laminaire parfait s'établisse immédiatement. En effet, on a vu au chapitre 3 que de fortes instabilités de pression apparaissaient aux bornes du condenseur. Le régime étant probablement fort perturbé sur une certaine distance après la condensation, le coefficient de transfert thermique en écoulement laminaire sous-estime l'intensité réelle du transfert dans la zone de liquide sous-refroidi, même en tenant compte de l'influence des coudes de la conduite.

Enfin, ce modèle permet également de calculer la longueur  $L_{diph}$  de la zone d'écoulement diphasique du condenseur. Cette zone est en effet formée de tous les nœuds dont le titre massique de vapeur est compris entre 0 et 1 (i.e  $0 < x < 1$ ). Ainsi, la précision de la valeur obtenue pour  $L_{diph}$  est directement la longueur d'un nœud de condenseur.

## 2.5 Conduites

La modélisation des conduites de la CPLIP est très similaire à celle du condenseur. La figure IV.5 peut s'appliquer sans problème aux conduites liquide et vapeur moyennant une petite simplification du réseau thermique. En effet, aucun fluide secondaire n'est désormais à prendre en compte et les nœuds de paroi directement en contact avec le fluide de travail sont reliés au nœud du milieu ambiant par la conductance  $G_{ext}$ . Cette approche accorde la possibilité à ce modèle de prédire une éventuelle condensation dans la conduite vapeur ainsi qu'une possible évaporation dans la ligne liquide.

Il est important de rappeler ici que le réservoir est situé en aplomb du condenseur. Ceci nous conduit à introduire des pertes de charge gravitaires  $\Delta P_{grav}$  aux pertes de charge par frottement dans la conduite liquide. Une nouvelle conductance  $GP_{grav}$  (IV.12) est ainsi ajoutée en série à  $GP_{pc}$  entre deux nœuds  $i$  et  $i+1$  du réseau hydraulique pour la conduite liquide.

$$GP_{grav} = \frac{\dot{m}}{\rho g (z_{i+1} - z_i)} \quad (IV.12)$$

## 2.6 Evaporateur

Dans l'évaporateur, chaque face étant divisée en quatre zones de chauffe, dans le modèle, il est lui-même divisé en huit zones, quatre sur la face active et quatre sur la face non chauffée. La répartition du débit et la modélisation de l'application de puissance qui en découlent sont représentées en figure IV.6. Cette discrétisation particulière nous permet d'adapter le modèle aussi bien au banc expérimental CPLIP 1.1 qu'au banc de test CPLIP 1.2 présentés au chapitre précédent. Il est en effet possible de choisir la position des zones qui seront chauffées ou non. On suppose que le débit entrant dans l'évaporateur se répartit uniformément sur ces huit zones. Les trois parties des réseaux situées entre le nœud d'entrée et le premier nœud de conduite vapeur sont donc dupliquées à huit reprises dans le modèle. La figure IV.7 décrit les trois réseaux nodaux de la partie du modèle représentant l'évaporateur ainsi que le réservoir (pour conserver une vision d'ensemble du couplage évaporateur/réservoir). La partie du réseau formée par ce dernier sera expliquée dans la section suivante. Pour des raisons de clarté, la figure IV.7 ne représente le réseau nodal que pour une seule des huit zones de chauffe de l'évaporateur. Les pointillés représentés sur cette figure symbolisent quant à eux la liaison de ces réseaux avec les réseaux des conduites et du condenseur décrits précédemment.

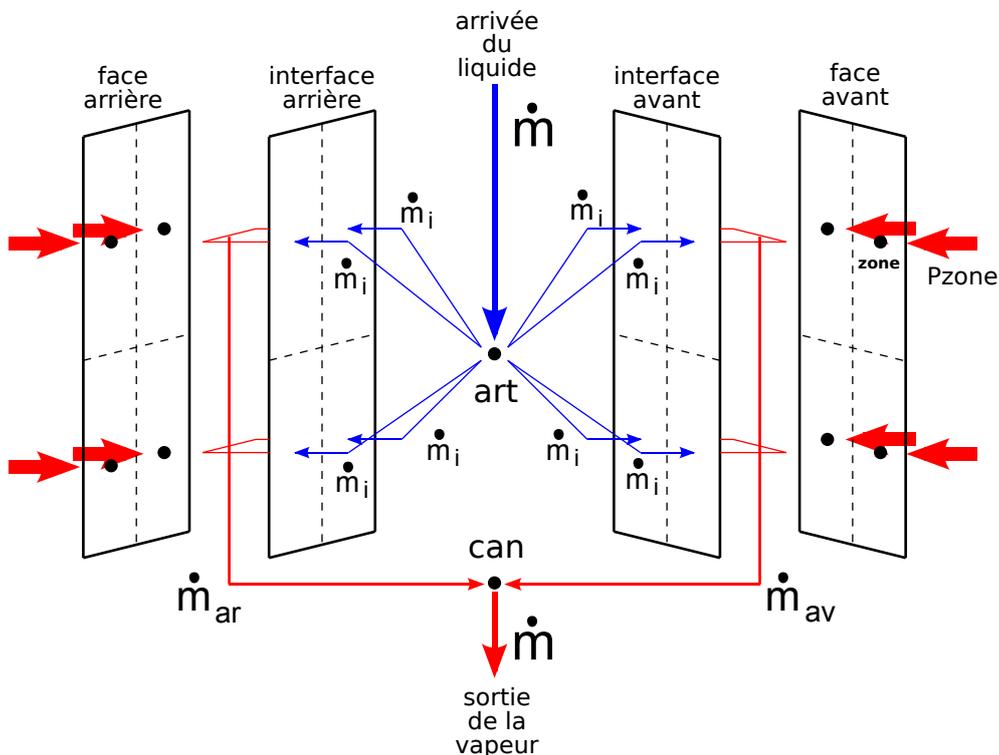


Figure IV.6 – Vue éclatée de la discrétisation de l'évaporateur

Pour chaque zone, le fluide en écoulement est représenté par trois nœuds enthalpiques, un pour l'entrée  $h_{art}$ , un pour l'interface d'évaporation  $h_{evap}$  et un pour les cannelures  $h_{can}$ , les nœuds « art » et « can » étant communs pour les huit zones. Le nœud  $T_{zone}$  qui

## IV.2 Description du modèle

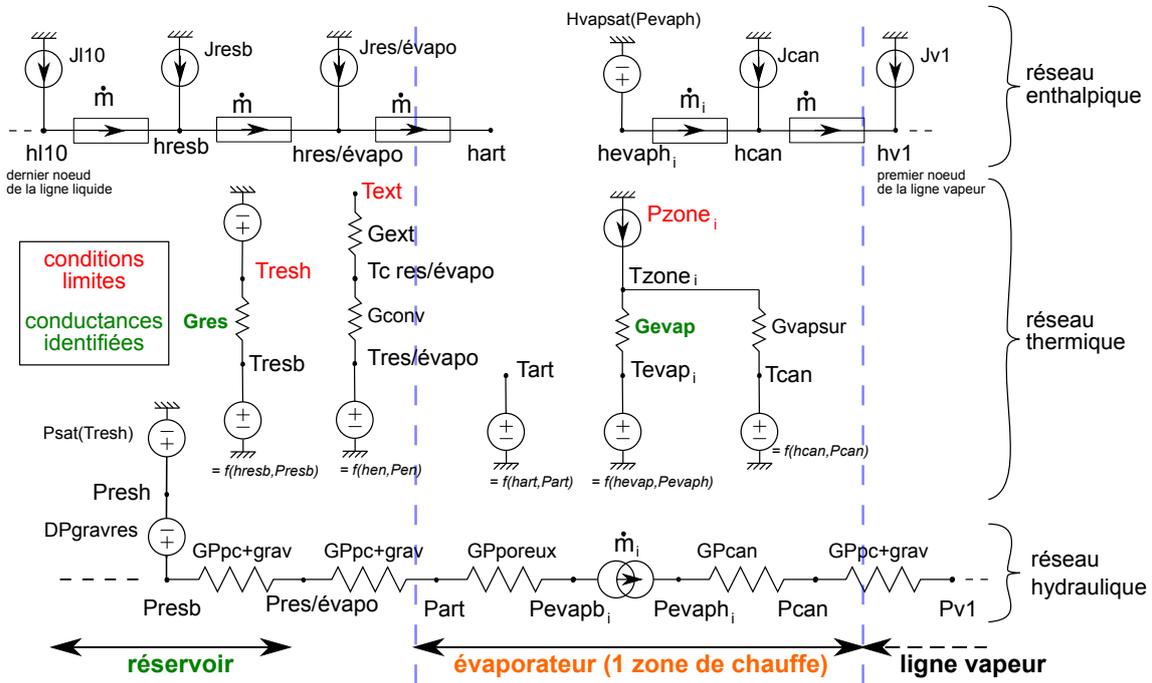


Figure IV.7 – Les trois réseaux pour une seule zone de l'évaporateur et le réservoir

représente la paroi de l'évaporateur pour une zone de chauffe est relié aux autres par deux conductances thermiques et reçoit comme terme source la puissance  $P_{zone}$  appliquée en cette zone de l'évaporateur.

La conductance  $G_{evap}$  entre la paroi et l'interface d'évaporation est très difficile à déterminer non seulement à cause de la complexité de la géométrie interne de l'évaporateur, mais aussi à cause de la complexité du phénomène de changement de phase s'opérant au niveau des ménisques en surface du milieu poreux. Des modélisations fines de ce phénomène existent [PBGJ96, Coq06, KG06, WLTN08] mais notre objectif d'analyse du système CPLIP nous a conduit à faire le choix de ne pas détailler ce point particulier d'un point de vue phénoménologique. Pour tenter d'appréhender une représentation physique de cette conductance, la figure IV.8 la représente dans le cas où l'interface de vaporisation est localisée en surface du milieu poreux et sur un domaine représentatif composé d'une demi-cannelure. Les transferts thermiques que cette conductance doit représenter comprennent donc :

- une part de transfert par conduction thermique dans l'épaisseur du bâti en inox de l'évaporateur,
- le transfert thermique lié à la résistance de contact indéterminée entre le milieu poreux et le bâti,
- le transfert thermique convecto-conductif dans la vapeur de la cannelure,
- le transfert par changement de phase,
- et si l'interface pénètre dans le milieu poreux, le transfert thermique convecto-

conductif dans la poche de vapeur au sein du milieu poreux. Donc, au vu de la complexité du couplage des phénomènes opérant dans cette zone et comme il est par ailleurs mentionné dans la littérature [LSB07, LSB08], le choix s'est porté sur une détermination empirique de cette conductance  $G_{evap}$  en comparant les températures simulées à des températures obtenues lors des campagnes expérimentales. Cette démarche sera exposée dans la section suivante.

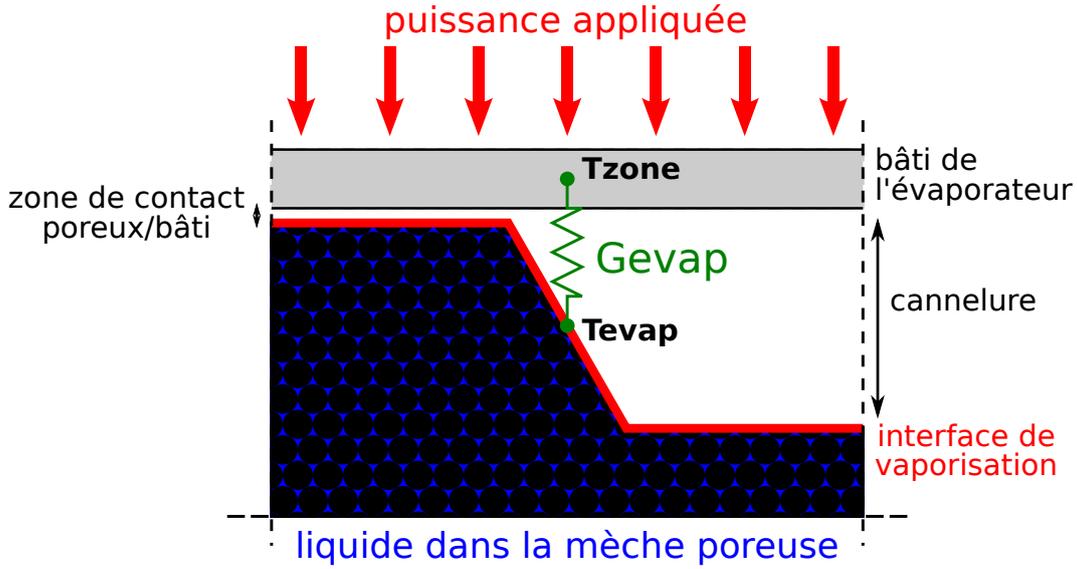


Figure IV.8 – La conductance  $G_{evap}$  dans l'évaporateur

La seconde conductance  $G_{vapsur}$  représente le transfert thermique entre la paroi de l'évaporateur et la vapeur circulant dans les cannelures. On observe en effet une légère surchauffe de la vapeur en sortie d'évaporateur. Le coefficient de transfert thermique  $h_{can}$  est défini en assimilant cet échange à un transfert par convection forcée entre la vapeur et une plaque plane à flux constant [IW90] sur une surface d'échange correspondant à la surface rainurée de la paroi de l'évaporateur (eq. IV.13). Cette représentation a été préférée à une corrélation classique d'écoulement en conduite car cette dernière entraîne une surestimation de la surchauffe de la vapeur allant jusqu'à 3°C pour 4000 W de puissance appliquée.

$$G_{can} = h_{can} S_r \quad (IV.13)$$

Avec, si  $Re \leq 10000$ ,

$$h_{can} = \frac{4\lambda}{3} 0.453 \left( \frac{\dot{m}L}{\mu S_r} \right)^{1/2} Pr^{1/3}$$

Si  $Re \geq 10000$ ,

$$h_{can} = 1.25 \frac{5\lambda}{9} 0.0308 \left( \frac{\dot{m}L}{\mu S_r} \right)^{4/5} Pr^{1/3}$$

Une troisième conductance thermique est présente dans ce modèle mais n'apparaît pas sur le schéma pour plus de clarté. Elle relie le nœud de température de la conduite réservoir/évaporateur au nœud de température de la première zone du bâti de l'évaporateur. Elle représente en effet la conduction longitudinale dans le tube de jonction en inox entre l'évaporateur et le réservoir (éq. IV.14). Le flux de chaleur qui passe dans cette conductance est bien entendu très faible au vu des dimensions de la conduite.

$$G_{condres/evapo} = \frac{2\lambda_{inox}S_{c.res/evapo}}{L_{c.res/evapo}} \quad (IV.14)$$

Dans le réseau hydraulique, la conductance  $GP_{poreux}$  (IV.15) représente les pertes de charge liées à l'écoulement à travers le milieu poreux. Après divers calculs détaillés au chapitre 2, son expression est la suivante :

$$GP_{poreux} = \frac{\dot{m}}{(P_{evapb} - P_{art})} = \frac{k\rho\pi n D_a L_a}{\mu e_p} \quad (IV.15)$$

avec  $k$  la perméabilité du milieu poreux,  $n$  le nombre d'artères,  $D_a$  et  $L_a$  les dimensions d'une artère et  $e_p$  l'épaisseur du milieu poreux dans notre hypothèse d'écoulement monodimensionnel. Quant aux deux autres conductances  $GP_{can}$  et  $GP_{pc+grav}$ , elles représentent respectivement la perte de charge dans les cannelures et la perte de charge couplée à la perte gravitaire entre le réservoir et l'évaporateur. Elles sont définies de la même manière que les conductances de pertes de charge dans le condenseur ou les conduites (IV.7).

Pour une zone de chauffe, le débit  $\dot{m}_i$  (IV.17) est imposé dans le réseau hydraulique par l'intermédiaire d'une source de courant entre les nœuds  $P_{evapb}$  et  $P_{evaph}$ . Sa valeur dépend du flux traversant la conductance  $G_{evap}$  (noté  $Q(G_{evap})$ ) auquel est retranché le flux de fuite  $\dot{m}_i Cp(T_{evap,i} - T_{art})$  (IV.16). Ce flux de fuite représente en effet la portion de puissance appliquée à l'évaporateur qui ne participe ni à l'évaporation, ni à la surchauffe de la vapeur dans les cannelures mais bien au réchauffement du liquide qui arrive jusqu'à l'interface de vaporisation. Le débit ainsi calculé intervient aussi dans le calcul des termes de transport du réseau enthalpique.

$$\dot{m}_i = \frac{Q(G_{evap}) - \dot{m}_i Cp(T_{evap,i} - T_{art})}{H_{lv}} \quad (IV.16)$$

d'où,

$$\dot{m}_i = \frac{Q(G_{evap})}{H_{lv} + Cp(T_{evap,i} - T_{art})} \quad (IV.17)$$

Enfin, la différence de pression ( $P_{evaph} - P_{evapb}$ ) est également calculée par ce modèle. Or cette différence de pression représente le saut de pression capillaire à l'interface d'évaporation. Donc, par comparaison avec la valeur du saut de pression capillaire maximal admissible par le milieu poreux (IV.18), il est possible de déterminer si l'interface d'éva-

poration pénètre à travers le milieu poreux [Coq06] et donc si la boucle s'approche de la limite de décrochage.

$$\Delta P_{cap,max} = \frac{2\sigma}{r_{eff,pores}} \quad (IV.18)$$

### 2.7 Réservoir

Sur la figure IV.7, il apparaît que le réservoir de la CPLIP est divisé en deux nœuds dans ce modèle. La partie inférieure du réservoir (nœud « resb ») est supposée remplie de liquide quel que soit le point de fonctionnement de la CPLIP. La partie supérieure (nœud « resh ») est quant à elle constamment à l'état diphasique. Ces deux conditions sont assurées par le remplissage adéquat de la boucle. Durant les tests sur le banc expérimental, la température de la partie haute du réservoir est maintenue à la valeur de consigne «  $T_{con}$  » par le biais du contrôleur PID. Dans le modèle, un composant source de température permet de fixer  $T_{resh}$  à  $T_{con}$  dans le réseau thermique. Ainsi, dans le réseau hydraulique,  $P_{resh} = P_{sat}(T_{con})$  est en conséquence fixée elle aussi. La pression  $P_{resb}$  en partie basse du réservoir découle directement de la pression en partie haute  $P_{resh}$  considérant la différence de pression due à la hauteur de liquide  $H_{liq,resh}$  dans le réservoir. Cette hauteur est calculée à partir d'une table en fonction du volume de liquide en partie haute de réservoir. Cette table fait partie des entrées du modèle et dépend de la géométrie du réservoir. Pour obtenir le volume de liquide en partie haute de réservoir  $V_{liq,resh}$  en chaque point de fonctionnement, le bilan de masse (IV.19) est effectué sur l'ensemble de la CPLIP pour en déduire le titre volumique de vapeur  $\alpha_{resh}$  (IV.20). La pression en partie basse de réservoir ainsi déterminée (IV.22) peut donc être considérée comme pression de référence pour le réseau hydraulique de la boucle. En effet, le nœud de partie basse du réservoir est inséré entre les deux derniers nœuds de la conduite liquide dans les réseaux enthalpique, thermique et hydraulique.

$$m_{resh} = m_{CPLIP} - m_{resb} - m_{évap} - m_{cond} - m_{conduites} \quad (IV.19)$$

$$\alpha_{resh} = \frac{m_{resh}/V_{resh} - \rho_{liq}}{\rho_{vap} - \rho_{liq}} \quad (IV.20)$$

$$V_{liq,resh} = (1 - \alpha_{resh})V_{resh} \quad (IV.21)$$

$$P_{resb} = P_{resh} + \rho_{liq}gH_{liq,resh} \quad (IV.22)$$

En ce qui concerne l'aspect thermique du modèle, une conductance  $G_{res}$  est insérée entre les deux nœuds du réservoir. Sa représentation est donnée en figure IV.9. Cette conductance englobe plusieurs types de transferts thermiques entre les deux nœuds considérés :

- un transfert thermique par convection forcée entre le liquide en partie basse et la

- plaque de séparation en inox,
- un transfert thermique par conduction dans l'épaisseur de la plaque de séparation en inox ainsi que dans les parois du réservoir,
  - un transfert thermique dans le liquide en partie haute influencé par le dispositif de stratification et la présence de la cartouche chauffante,
  - un transfert thermique lié aux échanges de liquide entre les deux parties du réservoir, échanges qui ne se produisent pas a priori en régime permanent.

De la même manière que pour la conductance d'évaporation  $G_{evap}$ , la géométrie interne complexe du réservoir ne nous permet donc pas de quantifier facilement chaque transfert thermique qui y opère. Cette conductance sera donc elle aussi déterminée empiriquement, en fonction de la puissance appliquée, de la température de saturation au réservoir et de la température de source froide.

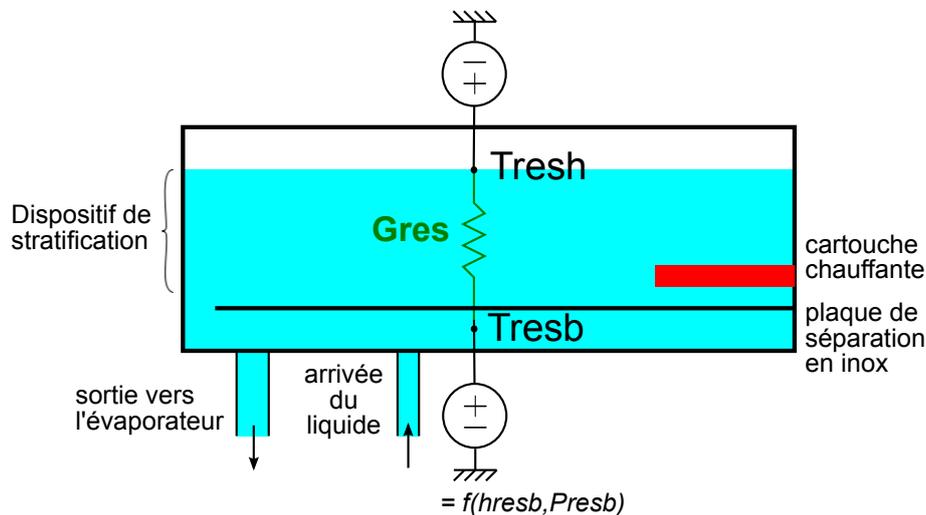


Figure IV.9 – Le réseau thermique dans le réservoir

### 3 Recalage et validation du modèle

Pour une raison chronologique, c'est le banc expérimental CPLIP 1.1 mentionné au chapitre précédent et rempli à l'éthanol qui a été utilisé pour la validation du modèle permanent d'un point de vue thermique. En effet de nombreuses données en température du banc CPLIP 1.1 étaient disponibles à ce moment de la thèse. L'ensemble réservoir/évaporateur étant le même sur les deux bancs expérimentaux, cela ne remet pas en cause la validité du modèle dans le cas de notre application. Le banc CPLIP 1.2 étant mieux instrumenté que le précédent mais disponible uniquement en fin de thèse, il a donc été utilisé pour la validation hydraulique du modèle (en pression et débit). De par sa modularité, le modèle est d'ailleurs aisément adaptable aux configurations de chaque banc expérimental.

### 3.1 Recalage et validation thermique sur le banc expérimental CPLIP 1.1

#### 3.1.1 Procédure de validation du modèle et d'identification des conductances

La validation du modèle d'un point de vue thermique va se dérouler en trois étapes. La première étape va consister en une confrontation entre les données expérimentales et le modèle au niveau du condenseur de manière à s'assurer que la température du liquide en sortie de condenseur est correctement évaluée. Une fois la température du liquide en entrée de réservoir validée, la deuxième étape va se résumer au recalage de la conductance  $G_{res}$ . Ce recalage s'effectue en égalisant la température de la conduite réservoir/évaporateur donnée par le modèle et celle mesurée sur le banc expérimental. On s'assure ainsi que les transferts thermiques dans le réservoir sont bien représentés. Enfin, la dernière étape est celle du recalage de la conductance  $G_{evap}$ . Sa valeur est obtenue en égalisant la température moyenne de chaque face de l'évaporateur donnée par le modèle et celle mesurée sur le banc CPLIP-1.1.

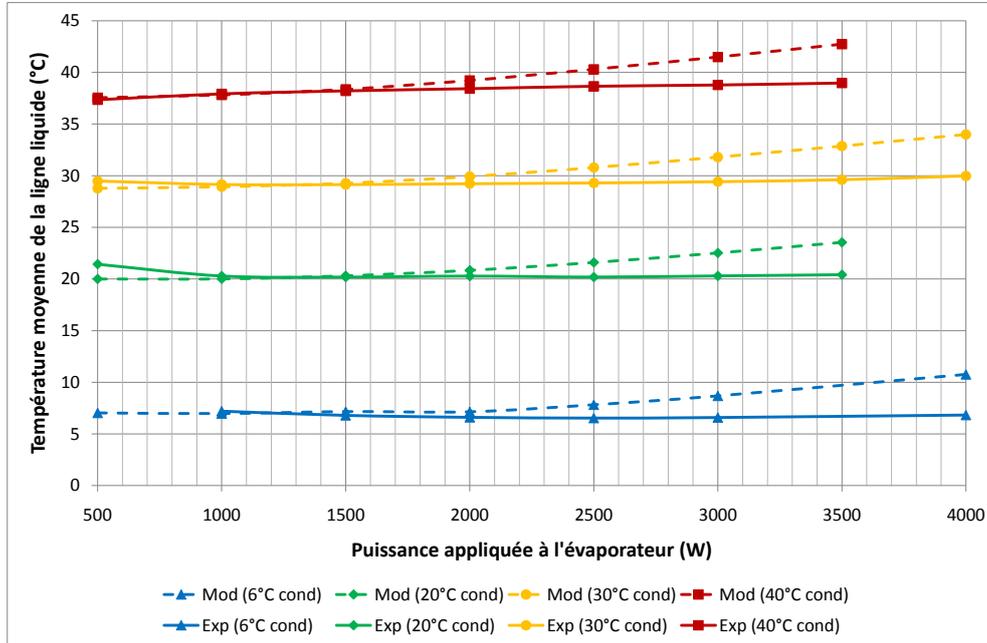
#### 3.1.2 Validation du modèle au condenseur

La grandeur qui va nous permettre de valider la partie condenseur du modèle est la température moyenne de la conduite liquide. Les valeurs données par le modèle et celles recueillies lors d'essais expérimentaux menés pour 4 températures de source froide différentes (6°C, 20°C, 30°C et 40°C) sont comparées dans la figure IV.10. Cette comparaison nous éclaire sur la capacité du modèle à représenter de manière adéquate les phénomènes qui interviennent au condenseur. Il apparaît clairement qu'en dessous de 2000 W les résultats du modèle concordent parfaitement avec l'expérience. En revanche, au delà de 2500 W, la température en sortie de condenseur est légèrement surestimée par le modèle et ce de manière croissante avec la puissance. Ceci signifie que pour de fortes puissances, les transferts thermiques sont sous-estimés par notre modèle de condenseur. Or il faut ici rappeler qu'une correction liée aux différents coudes présent sur notre condenseur a déjà été appliquée sur le coefficient de transfert en zone sous-refroidie (cf chap. 2.4). Nous sommes donc amenés à revoir nos hypothèses à propos du coefficient de transfert thermique au condenseur.

**3.1.2.1 Remarque :** une particularité des échangeurs contre-courant faisant office de condenseurs sur les bancs expérimentaux CPLIP-1.1 et 1.2 est ici mise en avant. En effet, ces derniers sont suffisamment surdimensionnés pour que l'utilisateur soit assuré que, quel que soit le point de fonctionnement, la température du fluide de travail en sortie de condenseur est égale à la température d'entrée du fluide secondaire. Cette particularité est en fait pour l'utilisateur un moyen de contrôler la température d'arrivée du liquide dans le réservoir en fonctionnement en régime permanent.

De manière à avoir une idée plus précise de la répartition des transferts dans les zones d'écoulement diphasique et sous-refroidi, nous avons réalisé deux études de sensibilité de

### IV.3 Recalage et validation du modèle



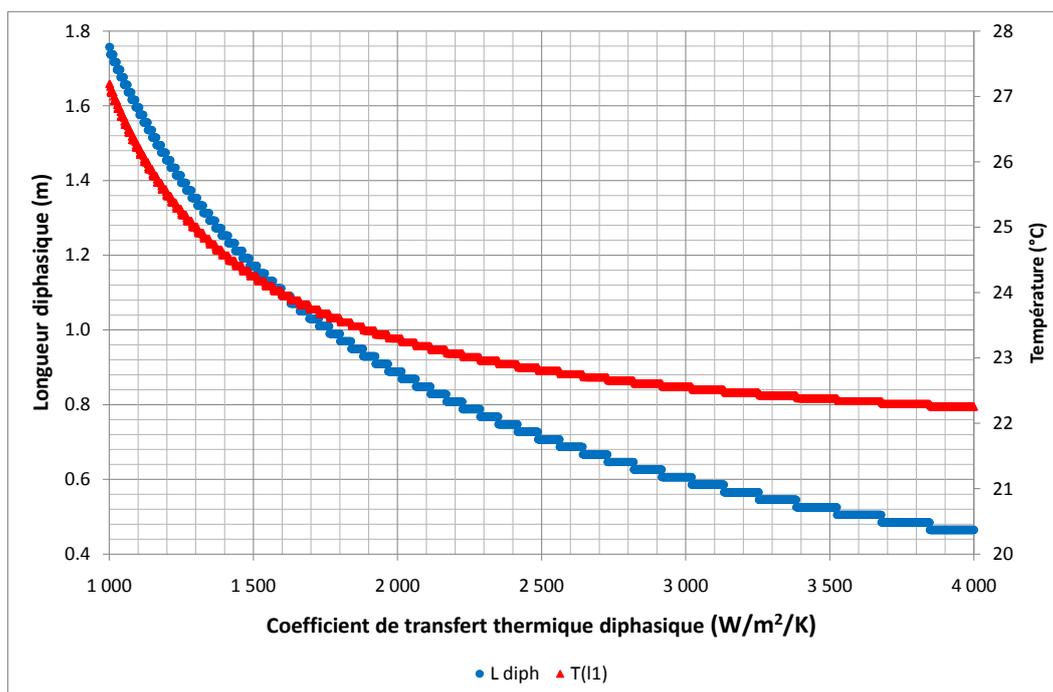
**Figure IV.10** – Comparaison entre modèle et expérience : température moyenne de conduite liquide (4 températures de source froide, réservoir 73°C)

la température du fluide au premier nœud de la conduite liquide en fonction des deux coefficients de transfert dans le condenseur. Chaque simulation a été menée pour 4000 W de puissance appliquée, 73°C au réservoir et 20°C au condenseur. Dans ce cas la température de ligne liquide prédite par le modèle surestime l'expérience d'environ 5°C. Notons également que dans ce cas, le coefficient de transfert thermique  $h_{diph}$  en zone diphasique calculé à partir de la corrélation de Shah avoisine les  $1200 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ , tandis que le coefficient de transfert en zone sous-refroidie  $h_{ssref}$  calculé en tenant compte des coudes du condenseur vaut environ  $200 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ .

La figure IV.11 représente à la fois la température du fluide au premier nœud de la conduite liquide et la longueur diphasique dans le condenseur en fonction du coefficient de transfert thermique en zone diphasique  $h_{diph}$ . La logique est respectée puisque plus ce dernier est élevé, plus la zone d'écoulement diphasique est courte. Augmenter la valeur du coefficient d'échange dans la zone diphasique permet certes de diminuer la température du fluide en sortie du condenseur, mais pas suffisamment pour que le modèle corresponde à l'observation expérimentale. La température du premier nœud de la ligne liquide atteint en effet une asymptote et deux degrés d'écart persistent avec les 20°C expérimentaux ! La sous-estimation des transferts thermiques dans la zone d'écoulement diphasique ne suffit donc pas à expliquer la lacune du modèle à ce niveau. Il faut donc se tourner aussi vers la zone d'écoulement sous-refroidi.

La figure IV.12, comme la précédente, représente à la fois la température du fluide au premier nœud de la conduite liquide et la longueur diphasique dans le condenseur

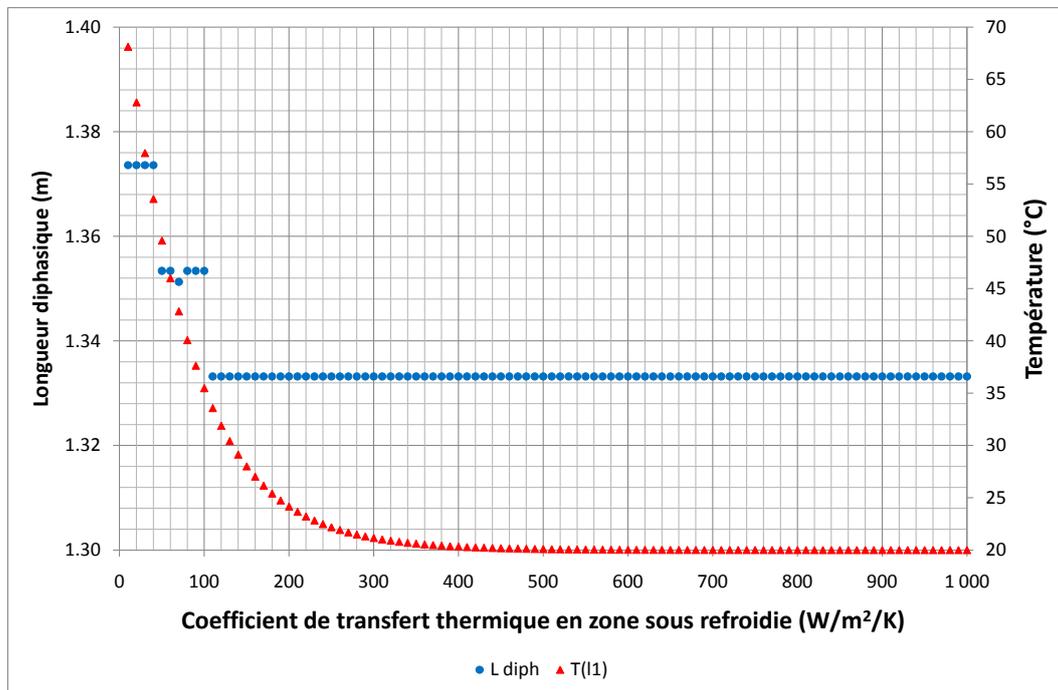
mais cette fois en fonction du coefficient de transfert thermique en zone sous-refroidie  $h_{ssref}$ . Cette fois, et assez logiquement, la longueur de la zone diphasique reste quasiment constante et n'est donc pas influencée par le transfert thermique en aval, dans la zone d'écoulement sous-refroidi. Il apparaît qu'il suffit au plus de doubler la valeur du coefficient calculé par le modèle à partir des corrélations classiques en tenant compte des coudes du condenseur pour que la température du fluide en sortie de condenseur corresponde aux 20°C observés expérimentalement. Donc, même si le transfert thermique dans la zone diphasique n'est pas correctement évalué, c'est avant tout du coefficient de transfert thermique dans la zone d'écoulement sous-refroidi qu'il faut se préoccuper. Alors qu'une mauvaise évaluation du premier est susceptible d'introduire une erreur de 5°C sur la température du fluide en sortie de condenseur, une mauvaise évaluation de ce dernier peut introduire une erreur dix fois plus grande sur cette même température! Il reste donc un grand travail à faire sur notre connaissance des phénomènes de transfert dans le condenseur, même dans la partie monophasique liquide, pour ne serait-ce qu'évaluer plus précisément les coefficients de transfert et s'affranchir de ce problème d'évaluation de la température du fluide dans la conduite liquide.



**Figure IV.11** – Sensibilité au coefficient de transfert thermique en zone d'écoulement diphasique (4000 W, réservoir 73°C et condenseur 20°C)

**3.1.2.2 Révision des hypothèses :** les hypothèses présentées en section 2.4 doivent donc être revues. D'une part, dans la zone diphasique, l'utilisation de la corrélation de Shah suppose un écoulement de type annulaire, ce qui n'est probablement pas le cas dans

### IV.3 Recalage et validation du modèle



**Figure IV.12** – Sensibilité au coefficient de transfert thermique en zone d'écoulement sous-refroidi (4000 W, réservoir 73°C et condenseur 20°C)

toute la zone diphasique. Il ne nous est cependant pas possible de vérifier cette assertion sur notre banc expérimental. Il faut donc garder à l'esprit qu'une partie de l'erreur peut provenir de cette hypothèse par trop simplificatrice. D'autre part, dans la zone sous-refroidie, le nombre de Reynolds de l'écoulement est faible. La présence des coudes dans les conduites ne suffit donc pas à expliquer complètement la perturbation de l'écoulement et l'augmentation du transfert thermique qui en découle. Cette correction a toutefois permis de faire passer la surestimation de la température de sortie du condenseur d'environ 30°C à seulement 3°C pour 3000 W appliqués et 20°C de source froide. L'erreur restante doit trouver sa source ailleurs. Le modèle ne prend pas en compte de longueur d'établissement du régime laminaire. Or, dans la réalité, nous imaginons que le phénomène de condensation induit une instabilité non négligeable de l'écoulement liquide en zone sous-refroidie et ce jusqu'en sortie de condenseur et même au-delà. Le régime laminaire est donc loin d'être établi et le coefficient de transfert est probablement supérieur à celui imposé dans le modèle. La forte instabilité de la pression observée sur le banc expérimental en sortie de condenseur nous conforte dans cette idée (cf chap. 3). De plus, sur le banc expérimental, la concentricité de l'échangeur contre-courant n'est pas parfaite, ce qui pourrait augmenter la turbulence et les transferts.

Nous voyons ici l'intérêt et l'importance d'une modélisation fine des transferts au condenseur. Si les hypothèses choisies au niveau du condenseur sont contestées, à l'échelle du système, notre approche est cependant validée. En effet, dans la suite des simulations,

le coefficient de transfert en zone sous-refroidie a été doublé, ce qui, comme nous l'avons vu, permet d'assurer une température du liquide en sortie de condenseur en accord avec l'expérience même pour des puissances élevées.

### 3.1.3 Le réservoir

Le réservoir étant l'un des composants clé de la boucle, il serait naturel de lui porter une attention toute particulière dans la modélisation. Or, rappelons le, le choix d'une approche « d'analyse système » nous a conduit à représenter l'ensemble des transferts thermiques opérant au réservoir par une seule conductance  $G_{res}$  entre la partie haute et la partie basse. Déterminer cette conductance nécessiterait en effet une étude à part entière avec une discrétisation fine du réservoir, ce qui va à l'encontre de notre volonté d'analyse globale du système. C'est pourquoi cette conductance a été empiriquement identifiée, en comparant la température mesurée sur la conduite reliant le réservoir et l'évaporateur et celle donnée par le modèle.  $G_{res}$  est ainsi « recalée » lorsque ces deux températures, qui dépendent directement de la température du fluide en sortie de réservoir, sont égales. Reste ensuite à déterminer dans quelle mesure la valeur de  $G_{res}$  est influencée par les conditions limites appliquées au système. Les possibilités du banc expérimental nous permettent de faire varier trois des conditions limites du système :

- la puissance appliquée,
- la température de source froide,
- la température de consigne en partie haute de réservoir.

La figure IV.13 représente cette conductance identifiée sur 4 essais avec une température de 73°C imposée en partie haute du réservoir et une température imposée au condenseur comprise entre 10°C et 40°C. La figure IV.14 représente quant à elle cette conductance recalée sur 3 essais avec une température de 20°C imposée au condenseur et une température de partie haute du réservoir comprise entre 60°C et 80°C.

Il apparaît sur la figure IV.13 que, si la conductance  $G_{res}$  est bien dépendante de la température de source froide (i.e. la température d'entrée du liquide dans le réservoir), elle peut en revanche être considérée comme quasiment constante au premier ordre quelle que soit la puissance appliquée et à la température de 73°C imposée au réservoir. Au second ordre et pour les puissances appliquées supérieures à 2500 W, cette conductance a tendance à croître, ce qui apparaît plus clairement sur la figure IV.14 pour des températures imposées au réservoir différentes. Au vu des différents transferts englobés dans cette conductance représentée en figure IV.9, nous pouvons interpréter ce comportement ainsi : en dessous de 2500 W de puissance appliquée, le débit massique dans la boucle et a fortiori en partie basse de réservoir reste suffisamment faible pour que la conductance  $G_{res}$  soit représentative d'un transfert thermique par conduction dans l'épaisseur du liquide et du dispositif de stratification présents en partie haute du réservoir et par convection forcée en régime d'écoulement laminaire (nombre de Nusselt constant) entre le liquide en partie basse et la plaque de séparation. Au delà de 2500 W de puissance appliquée, le débit massique devient suffisamment important pour que le transfert thermique par convection forcée en partie basse de réservoir ne puisse plus être considéré à nombre de

### IV.3 Recalage et validation du modèle

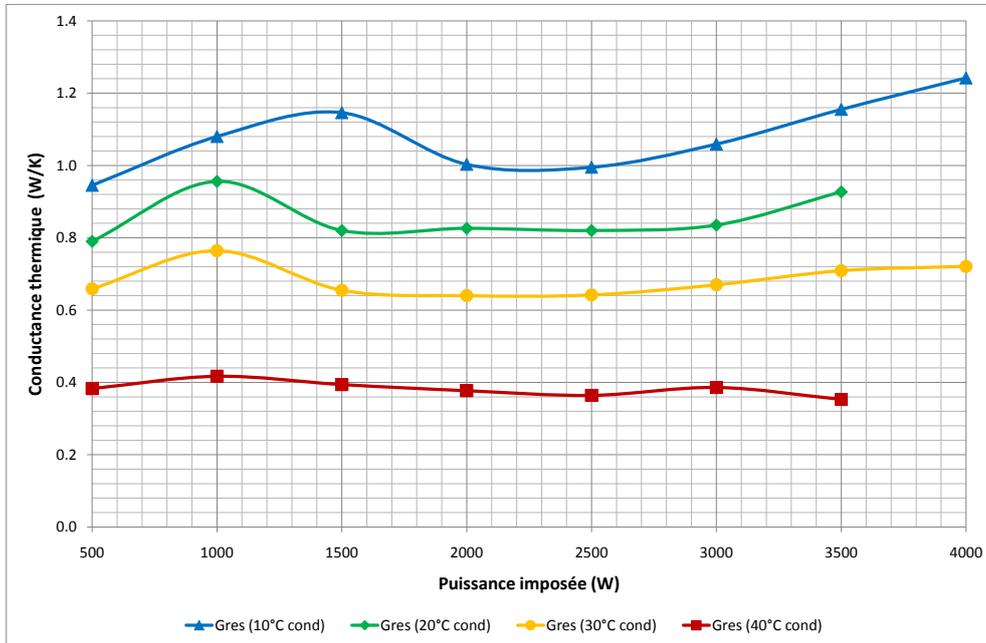


Figure IV.13 – Conductance identifiée entre parties haute et basse du réservoir (4 températures de source froide, réservoir 73°C)

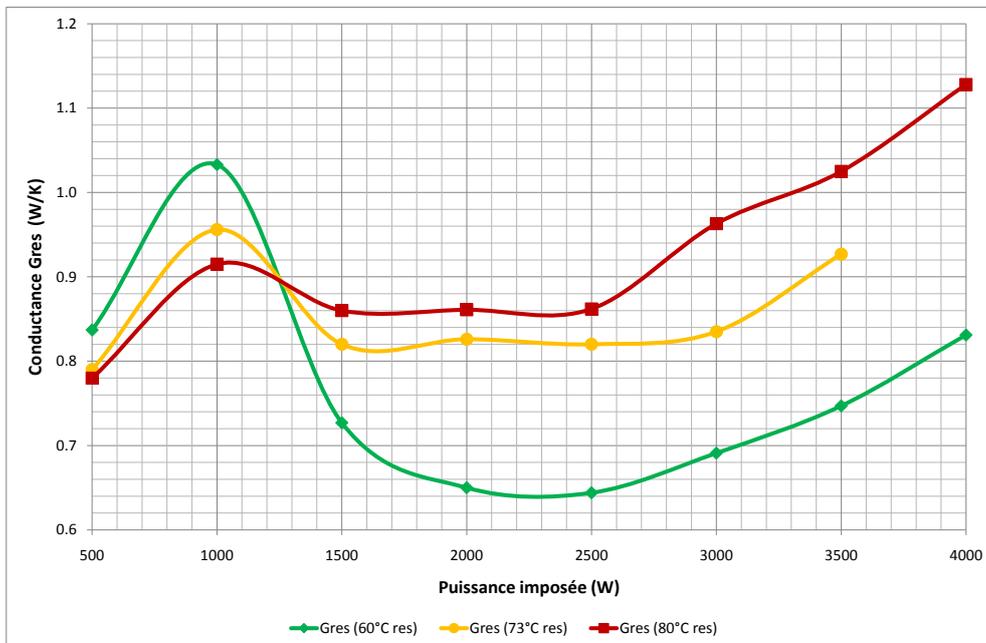


Figure IV.14 – Conductance identifiée entre parties haute et basse du réservoir (3 températures de réservoir, condenseur 20°C)

Nusselt constant. Le brassage du liquide lié à la géométrie d'entrée/sortie du réservoir pourrait donc par exemple expliquer cette évolution croissante de  $G_{res}$  (au second ordre) pour les fortes puissances.

### 3.1.4 L'évaporateur

Quelle que soit l'approche utilisée pour modéliser le couplage condenseur/réservoir, nous pouvons désormais nous intéresser au comportement thermique de l'évaporateur. Or, comme dans le cas du réservoir, la conductance  $G_{evap}$  entre l'interface de vaporisation et le bâti de l'évaporateur n'est pas déterminée a priori pour diverses raisons déjà évoquées. Cette conductance est donc elle aussi recalée en fonction des conditions limites en comparant la température moyenne du bâti donnée par le modèle avec celle mesurée expérimentalement. La figure IV.15 représente cette conductance recalée sur 4 essais avec une température de 73°C imposée en partie haute de réservoir et une température au condenseur comprise entre 10°C et 40°C. La figure IV.16 représente quant à elle cette conductance recalée sur 4 essais avec une température de 20°C au condenseur et une température imposée en partie haute de réservoir comprise entre 50°C et 80°C. Le point de fonctionnement pour 500 W de puissance appliquée n'apparaît pas sur la figure IV.15 car pour les différentes températures de source froide la conductance  $G_{evap}$  varie de 100 à 1200 W.K<sup>-1</sup>, ce qui nous semble difficilement interprétable. Par contre, au dessus de 1000 W de puissance appliquée, il est clair que cette conductance ne dépend pas de la température de la source froide.  $G_{evap}$  diminue lorsque la puissance appliquée augmente. Entre 1 kW et 3 kW, elle est quasiment divisée par 2, ce qui implique pour 3 kW un écart de température entre l'interface de vaporisation et le bâti égal à 6 fois celui observé pour 1 kW de puissance appliquée. Quels sont les facteurs qui peuvent ainsi détériorer le transfert quand la puissance augmente ? Le premier phénomène qui nous vient à l'esprit est l'éventuelle pénétration du front de vaporisation au sein de la mèche poreuse.

La température de consigne imposée au réservoir semble bien quant à elle avoir une influence sur la conductance  $G_{evap}$ . C'est une preuve de la sensibilité du comportement de la boucle aux phénomènes de nature hydraulique et ce même en régime permanent. En effet, une modification de la température de consigne au réservoir se traduit principalement par un changement de la pression de saturation en partie haute de réservoir. Dans le réseau hydraulique (cf figure IV.7), la référence en pression s'en trouve modifiée, ce qui se répercute jusqu'à l'interface de vaporisation par l'intermédiaire des pertes de charges dans le circuit. La figure IV.16 nous montre donc que la zone diphasique du réservoir contrôle non seulement les conditions de saturation à l'évaporateur mais influence également la nature des transferts entre le bâti et l'interface. Notre modèle permanent est donc plus sensible aux conditions limites de nature hydraulique (pression de référence dans le réservoir) qu'à celles de nature thermique (température de source froide).

La dernière étape de cette validation porte sur la température de la vapeur en sortie d'évaporateur. C'est pourquoi la figure IV.17 représente la comparaison entre les résultats du modèle et les données expérimentales pour la température moyenne de la conduite va-

### IV.3 Recalage et validation du modèle

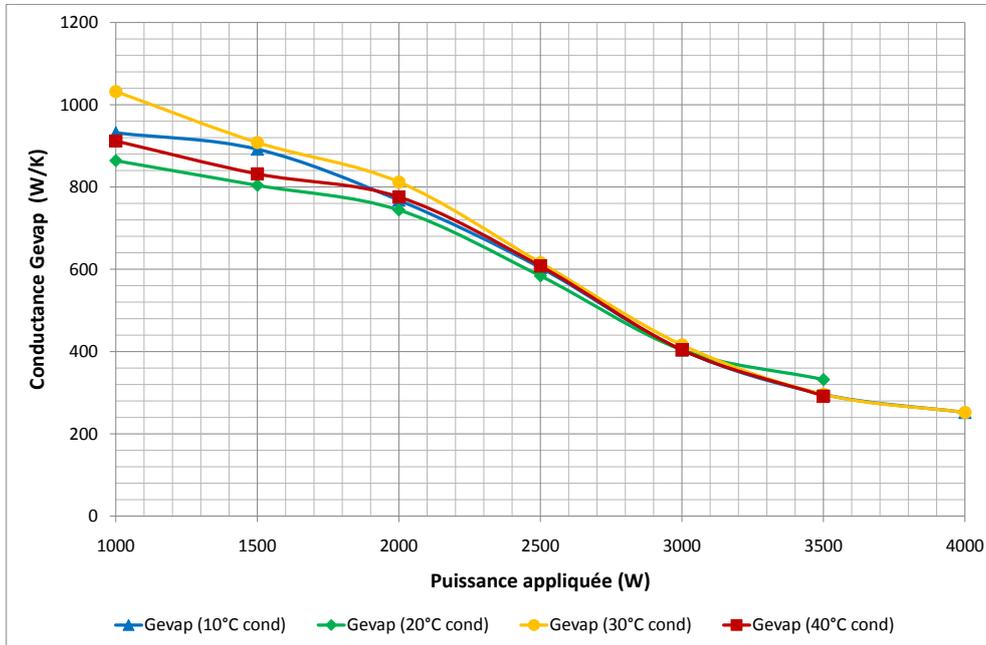


Figure IV.15 – Conductance à l'évaporateur recalée (4 températures de source froide, réservoir 73°C)

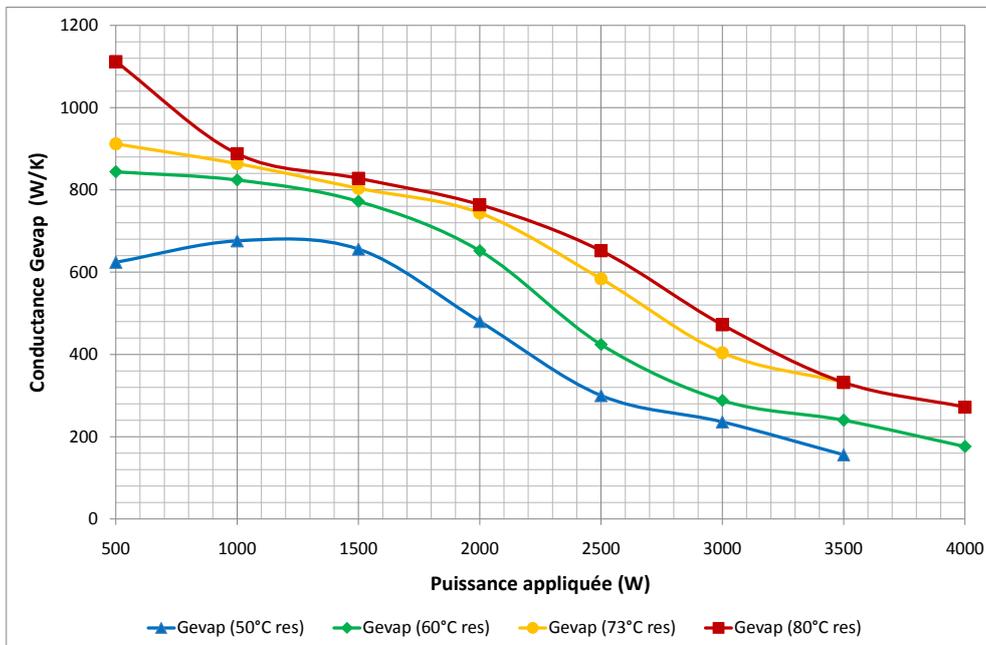
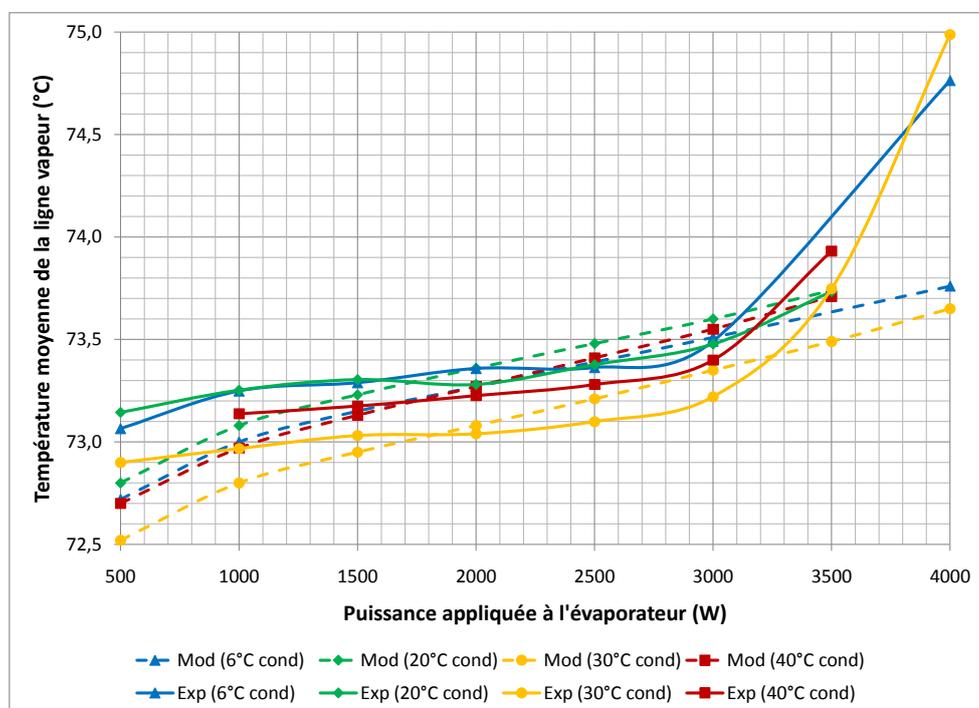


Figure IV.16 – Conductance à l'évaporateur recalée (4 températures de réservoir, condenseur 20°C)



**Figure IV.17** – Comparaison entre modèle et expérience : température moyenne de conduite vapeur (4 températures de source froide, consigne au réservoir 73°C, saturation mesurée 71,9 °C)

peur. Entre 1 kW et 3 kW de puissance appliquée, l'écart entre les résultats du modèle et l'expérience est inférieur à 1°C, l'incertitude sur la mesure des thermocouples. Le modèle est très légèrement moins précis aux basses puissances pour lesquelles la surchauffe de la vapeur semble sous-estimée. A contrario, au-delà de 3 kW, la vapeur apparaît expérimentalement plus surchauffée que ne le montre le modèle. Là encore l'explication se trouve peut-être dans la pénétration de l'interface de vaporisation au sein du poreux, ce qui induirait une surchauffe supplémentaire de la vapeur formée non prise en compte par notre modèle. Dans tous les cas cette comparaison montre qu'en régime permanent notre modèle représente correctement les phénomènes opérant à l'évaporateur.

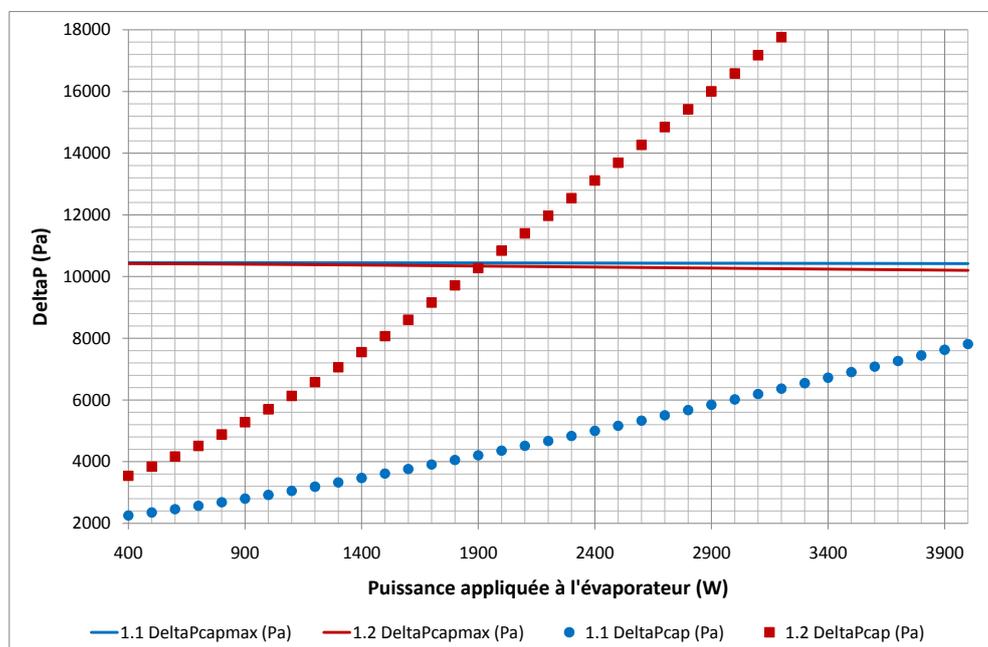
### 3.2 Validation hydraulique sur le banc expérimental CPLIP 1.2

#### 3.2.1 Influence des débitmètres sur les performances

La présence des deux débitmètres sur le circuit de la boucle CPLIP-1.2 nous conduit à modifier le réseau hydraulique en y ajoutant des pertes de charge supplémentaires aux sorties de l'évaporateur et du condenseur. Ces pertes de charges augmentent avec le débit selon une loi déterminée par le fabricant et qui apparaît en annexe B. Ces lois de variation ont été implémentées dans notre programme sous forme de tables pour chaque débitmètre. Il est naturel de se poser la question de l'influence de ces nouvelles pertes de charge sur les performances de la boucle. La figure IV.18 présente pour un même essai (73°C au réservoir et 20°C au condenseur) les résultats de deux simulations, l'une concernant le banc CPLIP-1.1 et l'autre le banc CPLIP-1.2. Cette figure représente le saut de pression capillaire calculé dans le réseau hydraulique au niveau des ménisques en regard de la valeur du saut de pression capillaire maximal admissible. Il apparaît clairement que l'ajout des débitmètres, et donc des pertes de charge associées, augmente grandement la valeur du saut de pression capillaire nécessaire pour équilibrer les pertes de charges globales du circuit. Or on peut constater expérimentalement que le décrochage intervient aux alentours de 1800 W de puissance appliquée sur le banc CPLIP-1.2 et au-delà de 4000 W sur le banc CPLIP-1.1. Notre modèle représente donc bien le comportement hydraulique de la CPLIP. Cette analyse nous montre donc que la différence de performances en terme de puissance maximale applicable observée entre les bancs CPLIP-1.1 et 1.2 provient en majeure partie de la présence des débitmètres et donc des pertes de charge supplémentaires induites dans la boucle.

#### 3.2.2 Validation du modèle en débit et pressions

L'instrumentation poussée du banc CPLIP-1.2 en mesure de débit et de pression va nous permettre de valider l'aspect hydraulique de notre modèle, ce qui n'était pas envisageable avec les seules données du banc CPLIP-1.1. Nous prenons toujours comme essai de référence l'essai à température imposée de 73°C au réservoir et 20°C au condenseur et différents échelons de puissance appliquée. La figure IV.19 représente le débit dans la boucle calculé par le modèle en regard des mesures effectuées par les débitmètres en phases liquide et vapeur installés sur le banc (cf. chap. 3). Les mesures de débit sont



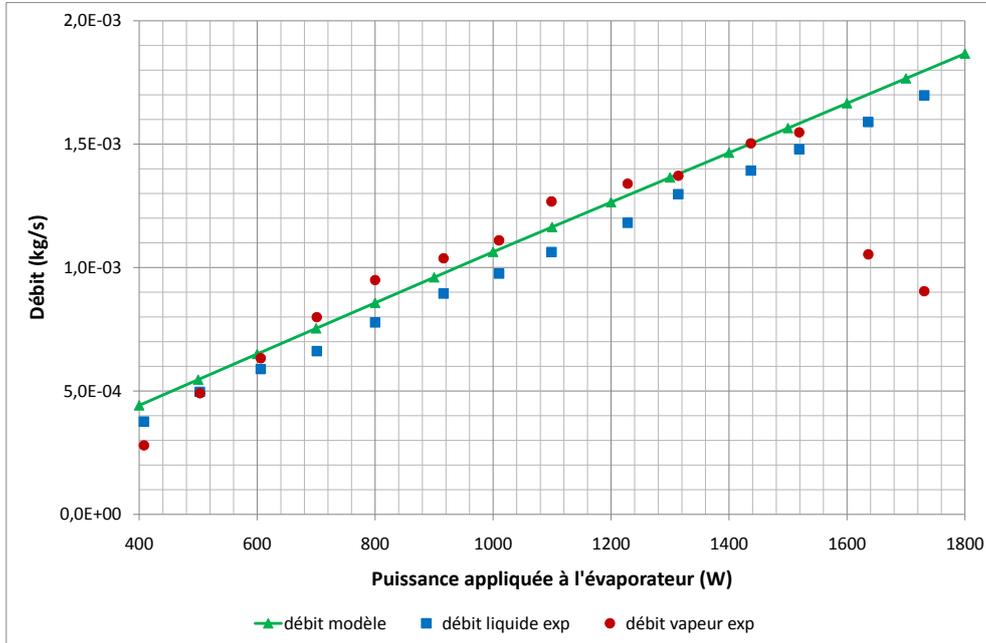
**Figure IV.18** – Influence de la présence des débitmètres sur le saut de pression capillaire à l'évaporateur (réservoir 73°C, condenseur 20°C)

effectuées lorsque le régime permanent est atteint pour la puissance appliquée considérée. Le décalage observé entre les mesures de débit prises en phase vapeur et en phase liquide, décalage qui n'excède certes pas  $0,2 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  (soit 10 % du débit massique maximal) avant 1600 W de puissance appliquée, provient de problèmes sur la mesure du débit de l'écoulement en phase vapeur (cf chap.3). Nous nous appuyerons donc sur la valeur donnée par le débitmètre situé dans l'écoulement de liquide en sortie de condenseur. Il apparaît que l'erreur entre les prévisions du modèle et chacune des mesures ne dépasse jamais  $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ , soit environ 5 % du débit observé pour la puissance maximale appliquée. Cette légère surestimation du débit par le modèle tient au fait que les pertes de puissance appliquée à l'évaporateur avec le milieu ambiant sur les bancs expérimentaux ne sont pas décrites dans le modèle. Cet écart d'environ  $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  à 1000 W dissipés par les alimentations correspondrait à une perte de puissance thermique vers l'extérieur de 85 W<sup>5</sup>.

Nous allons désormais nous intéresser aux valeurs des pertes de charge au sein de la boucle CPLIP. La disposition des six capteurs de pression absolue sur le banc CPLIP-1.2 nous permet de visualiser l'évolution des différences de pression aux bornes de chaque composant de la boucle. Ces différences de pressions mesurées sont représentées en traits

5. Un test à vide effectué sur le banc CPLIP-1.1 de manière à estimer la perte de puissance vers l'extérieur donne environ 75 W pour 1000 W de puissance appliquée, valeur cohérente avec notre calcul. Le temps a malheureusement manqué pour effectuer le même type de tests sur le banc CPLIP-1.2.

### IV.3 Recalage et validation du modèle



**Figure IV.19** – Comparaison entre modèle et expérience : débit (réservoir 73°C, condenseur 20°C)

pleins sur la figure IV.21 pour l'essai de référence à 73°C au réservoir et 20°C au condenseur. Elles vérifient toutes l'équation (IV.23).

$$\Delta P_{\text{composant}} = P_{\text{entrée}} - P_{\text{sortie}} \quad (\text{IV.23})$$

Les pertes de charge correspondantes calculées par notre modèle sont quant à elles représentées par les courbes en pointillés. Une vision plus schématique de toutes ces pertes de charge est présentée en figure IV.20 et permet de visualiser leur répartition dans la CPLIP en tenant compte de la gravité.

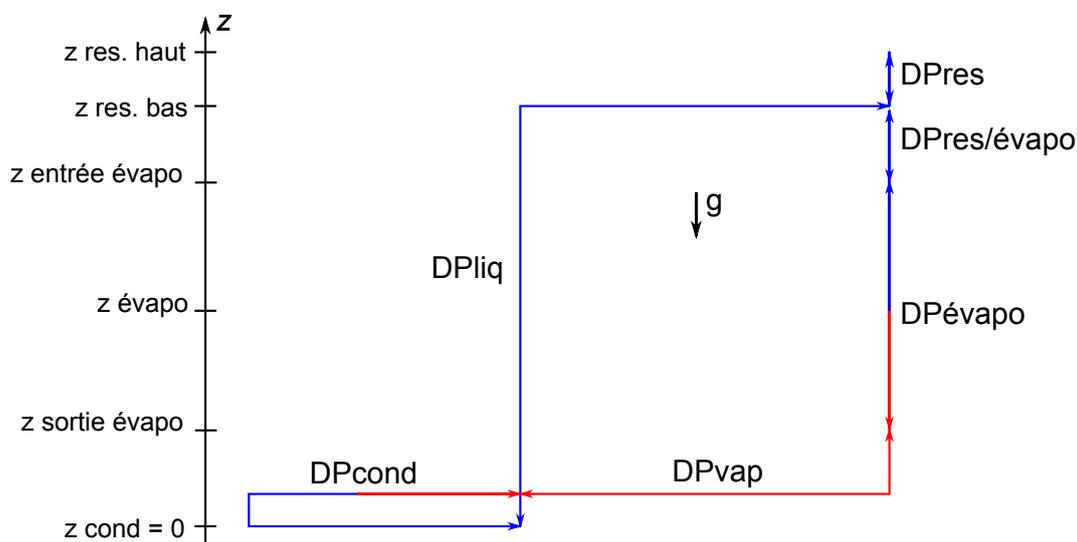
Tout d'abord, la différence de pressions dans le réservoir (en jaune sur le graphique) est bien évaluée par le modèle. Cette différence de pressions est gravitaire et calculée à partir de la hauteur de liquide en partie haute de réservoir. La différence de pressions entre la partie basse du réservoir et l'entrée de l'évaporateur (en bleu, triangles évidés sur le graphique), essentiellement liée à la gravité, est elle-aussi correctement évaluée par ce modèle. Aux bornes du condenseur, la perte de charge mesurée est due en majeure partie au saut de pression gravitaire liée aux 10 cm d'écart entre les deux étages du condenseur. En effet, les pertes de charge liées à l'écoulement calculées par le modèle dans ce composant ne dépassent jamais la cinquantaine de pascals. Expérimentalement, la situation s'avère plus compliquée. En effet, selon la puissance appliquée à l'évaporateur, la valeur de  $\Delta P_{\text{condenseur}}$  varie autour d'une valeur moyenne proche de la valeur calculée par notre modèle. Ces variations se répercutent de fait sur les pertes de charge observées

## Chapitre IV. Modèle permanent de CPLIP

aux bornes des conduites liquide et vapeur (respectivement en bleu et en rouge sur le graphique).

Notons par ailleurs que la perte de charge dans la conduite vapeur est quelque peu surestimée par le modèle (jusqu'à 2000 Pa à 1800 W). On sait que les mesures du débitmètre positionné sur la conduite vapeur sont erronées (cf chap.3). On peut imaginer que la condensation de la vapeur mise en évidence dans cette conduite entraîne une augmentation de masse volumique du fluide et une diminution de la vitesse de l'écoulement qui vont diminuer les pertes de charge par rapport à la valeur calculée dans ce modèle. De plus, la légère surestimation du débit par le modèle (figure IV.19) entraîne également une sur-estimation de la perte de charge dans la conduite vapeur.

Enfin, la différence de pressions aux bornes de l'évaporateur est quant à elle une combinaison du saut de pression capillaire à l'interface de vaporisation, du saut de pression gravitaire lié à la colonne de liquide présente dans les artères du milieu poreux, de la perte de charge liée à l'écoulement du liquide dans le poreux et de la perte de charge créée par l'écoulement de la vapeur dans les cannelures. Cette combinaison de phénomènes est quelque peu surévaluée par notre modèle. Or, on sait que le saut de pression capillaire s'adapte pour compenser l'ensemble des pertes de charge du circuit. Cette surestimation aux bornes de l'évaporateur est donc liée à la surestimation de la perte de charge globale dans la boucle, localisée a priori essentiellement dans l'évaluation des pertes de charge dans la ligne vapeur. Cependant, au vu des ordres de grandeur de ces différentes pertes de charge, nous considérons que ce modèle peut être exploitable d'un point de vue hydraulique.



**Figure IV.20** – Vue schématique des pertes de charge dans la CPLIP (liquide en bleu, vapeur en rouge)

### IV.3 Recalage et validation du modèle

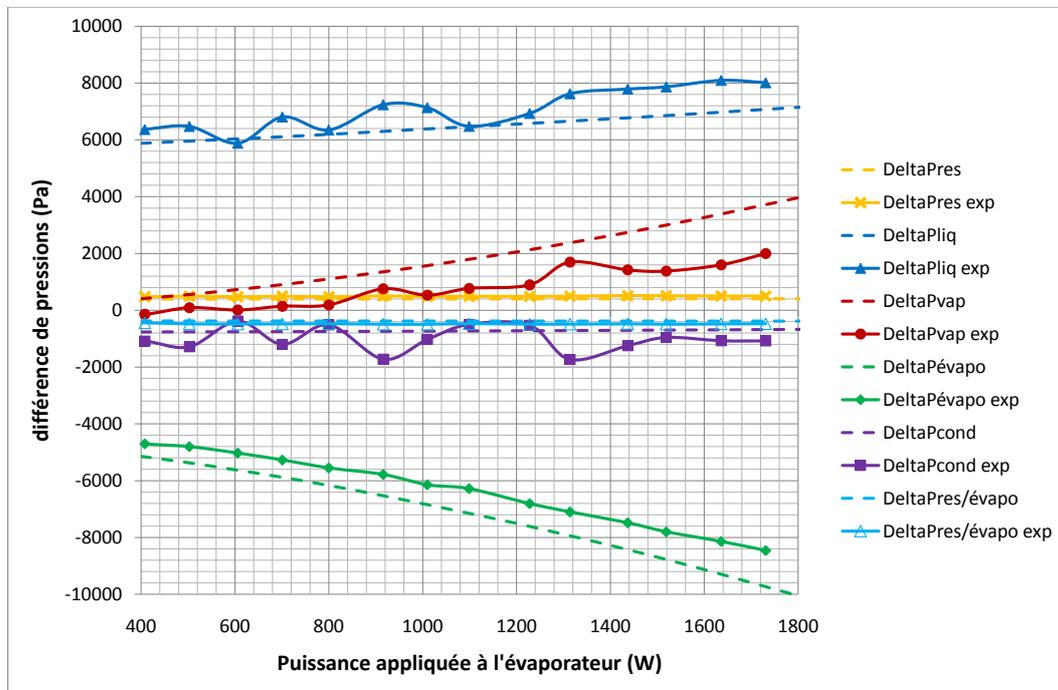


Figure IV.21 – Comparaison entre modèle (trait plein) et expérience (pointillés) : différences de pression (réservoir 73°C, condenseur 20°C)

### 4 Conclusions

Après une brève revue bibliographique sur la modélisation des boucles diphasiques en régime permanent, nous avons présenté une méthode de modélisation nodale originale, dans ce contexte, fondée sur un couplage de trois réseaux : enthalpique, thermique et hydraulique. La grande modularité de cette approche en fait un outil tout désigné pour modéliser les boucles diphasiques à l'échelle du système. Encore fallait-il valider cette méthode par une confrontation avec les résultats expérimentaux des bancs CPLIP-1.1 et 1.2. En effet, dans ce modèle, deux conductances doivent être déterminées empiriquement : la conductance thermique entre les parties haute et basse du réservoir et la conductance thermique entre l'interface de vaporisation et la culasse de l'évaporateur.

La modélisation des phénomènes de transfert qui prennent place au condenseur s'est avérée d'une grande importance. Tant sur les plans thermique qu'hydraulique, le modèle homogène utilisé pour qualifier la zone diphasique ainsi que les modèles d'écoulement classiques en zone sous-refroidie ne représentent que partiellement les phénomènes réels. Il est nécessaire d'intervenir au moins sur la valeur du coefficient de transfert en zone sous-refroidie pour s'assurer que la température d'arrivée du liquide dans le réservoir est conforme aux données expérimentales. Sur le plan hydraulique, une dispersion autour des valeurs de pertes de charge dans le condenseur prédites par le modèle est observée expérimentalement.

Compte tenu de nos objectifs d'analyse à l'échelle du système, le modèle est finalement validé à la fois sur le plan thermique et sur le plan hydraulique. Il peut donc être exploité de deux manières. En premier lieu, il pourra répondre aux intérêts industriels de dimensionnement de boucle car il est facilement adaptable à toute configuration et peu consommateur en ressources de calcul. En second lieu, il peut prétendre à des objectifs d'analyse plus approfondie. En effet, cette approche de modélisation permet de connaître aisément l'état thermodynamique et hydraulique en tout point de la boucle. Cette analyse fera l'objet du prochain chapitre.

# Chapitre V

## Analyse des résultats de la modélisation thermo-hydraulique en régime permanent de la CPLIP

A la suite de la présentation et de la validation de la modélisation en régime permanent que nous avons effectuée dans le cadre de cette thèse, il convient désormais dans ce chapitre de présenter, tout d'abord, les différentes grandeurs disponibles en sortie du modèle, puis les résultats de diverses études paramétriques de manière à mieux comprendre quels facteurs sont particulièrement influents sur le comportement de la CPLIP en régime permanent.

### 1 Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites

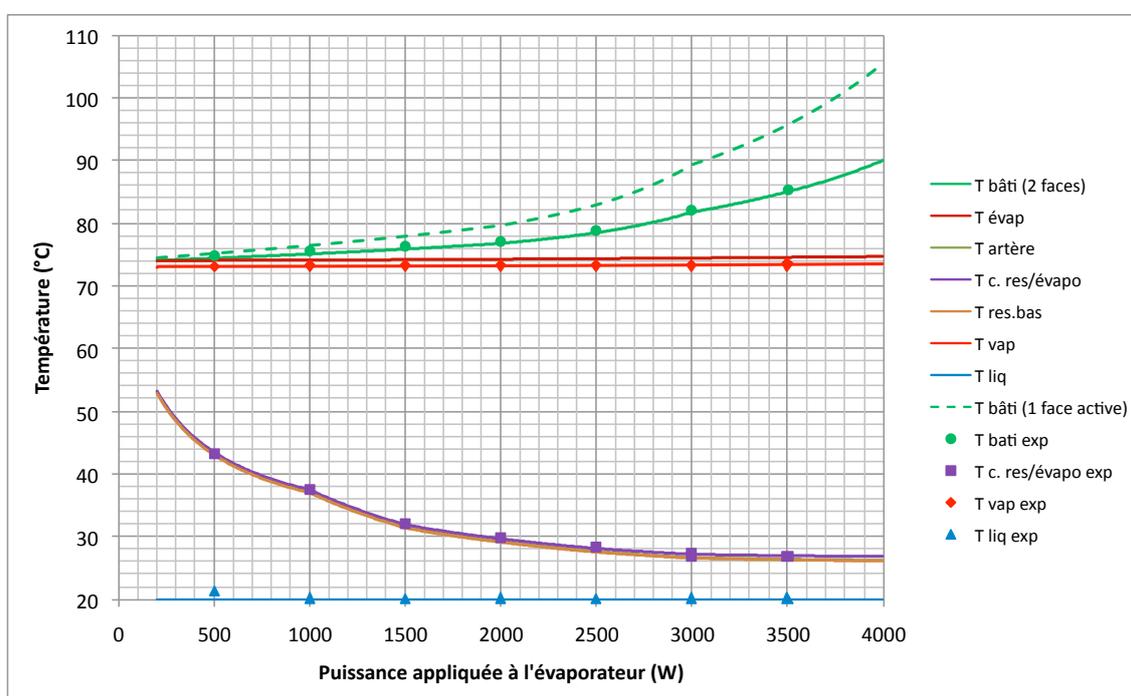
Pour chaque simulation qui sera présentée par la suite, c'est l'éthanol qui est utilisé comme fluide de travail. Nous allons présenter les différentes informations que l'on peut obtenir en sortie de ce modèle à partir d'un essai de référence pour lequel deux conditions limites sont fixées : la température de consigne au réservoir à 73°C et la température d'entrée du fluide secondaire au condenseur à 20°C. La puissance appliquée à l'évaporateur reste quant à elle variable et est appliquée sur les deux faces de l'évaporateur, sauf mention contraire. Sont directement disponibles en sortie du modèle :

- la température en chaque nœud du système,
- la pression en chaque nœud de fluide,
- l'enthalpie massique en chaque nœud de fluide,
- le débit massique dans la boucle,
- le titre massique de vapeur pour chaque nœud de fluide,
- la hauteur de liquide dans le réservoir,
- la longueur de la zone d'écoulement diphasique dans le condenseur.

## 1.1 Résultats d'un essai de référence

### 1.1.1 Evolution des températures avec la puissance

La figure V.1 montre les variations de huit températures issues de la simulation lorsque la puissance varie de 200 W à 4000 W par incrément de 10 W dans l'essai de référence mentionné précédemment. Il peut être utile de se reporter à la figure IV.2 du chapitre 4 pour bien situer ces différentes températures au sein de la boucle. Les températures «  $T_{vap}$  et  $T_{liq}$  » représente la valeur moyenne obtenue respectivement sur l'ensemble des nœuds des conduites vapeur et liquide.



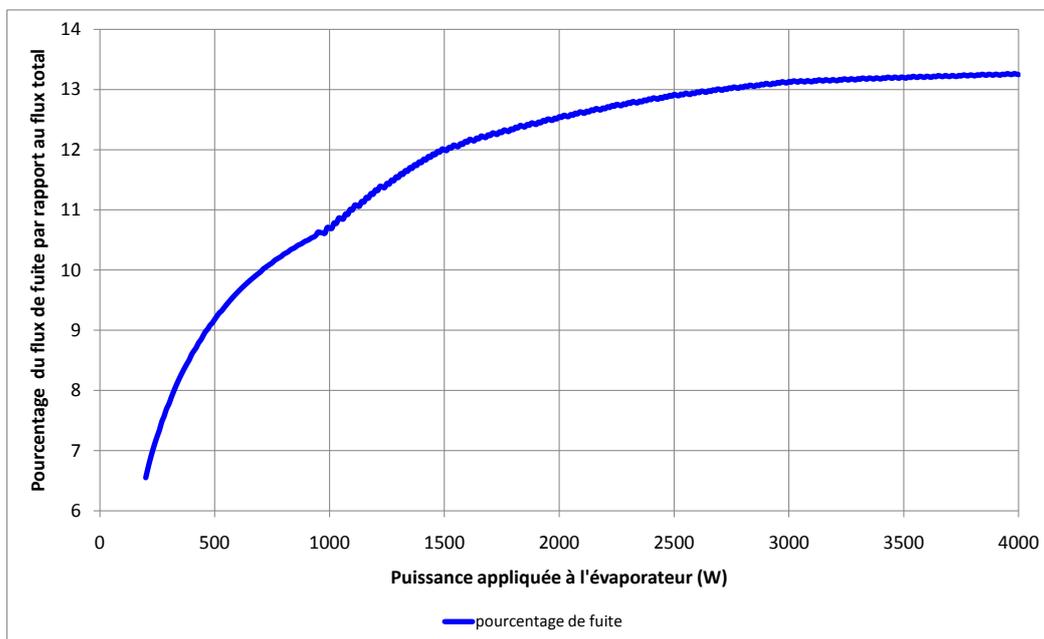
**Figure V.1** – Evolution des températures avec la puissance appliquée et comparaison avec l'expérience (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

Tout d'abord, la température du bâti de l'évaporateur reste proche de la température de vaporisation du fluide de travail jusqu'à environ 2000 W dans le cas où la puissance est appliquée sur les deux faces. Nous avons vu au chapitre précédent que la conductance  $G_{evap}$  identifiée décroît au-delà de 2000 W de puissance appliquée. Nous observons donc la conséquence de ce phénomène sur la température du bâti de l'évaporateur. Dans le cas où la puissance est appliquée sur une seule face, l'autre étant adiabatique, la température de la face active augmente deux fois plus rapidement avec la puissance appliquée. Cette constatation semble logique puisque la densité de flux appliquée sur la face chauffée est alors deux fois plus importante que dans le premier cas.

On constate ensuite que la température de la conduite réservoir/évaporateur est très légèrement supérieure à la température du fluide en partie basse de réservoir et dans l'artère liquide. Il faut y voir l'influence de la conduction longitudinale le long du tube

## V.1 Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites

de jonction entre l'évaporateur et le réservoir qui est prise en compte dans ce modèle. La température du liquide dans l'artère est quant à elle directement liée au flux de fuite<sup>1</sup> dont l'évolution est représentée en figure V.2. A basse puissance, donc à faible débit, la différence de température entre l'interface de vaporisation et l'artère liquide est la plus petite, ce qui explique l'évolution observée du pourcentage de flux de fuite avec la puissance qui débute à presque 6% du flux total appliqué à l'évaporateur pour 200 W et finit par se stabiliser à environ 13% au delà de 2000 W.



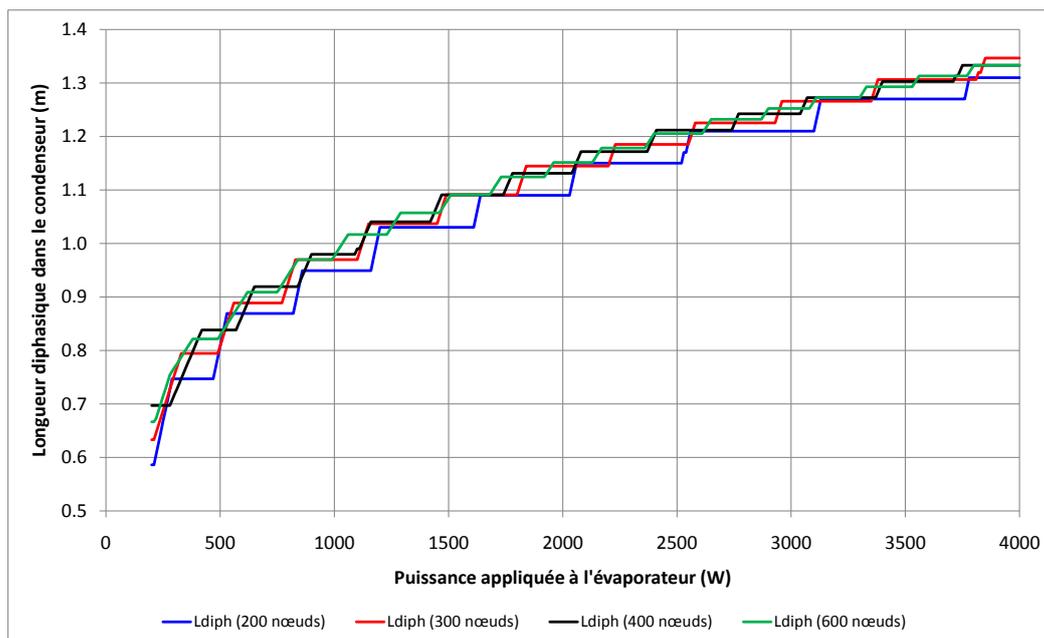
**Figure V.2** – Evolution du pourcentage du flux de fuite par rapport au flux total avec la puissance appliquée (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

Enfin, sur la figure V.1 apparaissent également les points de mesure expérimentaux correspondant à cet essai de référence. La température moyenne du liquide entre le condenseur et le réservoir est bien évaluée par le modèle car il nous a fallu, rappelons-le, ajuster le coefficient de transfert thermique dans la zone sous-refroidie pour obtenir ce résultat. Il est également évident que le modèle soit précis sur les températures de la conduite réservoir/évaporateur et du bâti puisque les conductances  $G_{res}$  et  $G_{evap}$  ont été identifiées à partir de ces deux températures. La bonne évaluation de la température de la vapeur en sortie d'évaporateur nous montre de plus que la surchauffe de la vapeur et les transferts vers l'extérieur sont suffisamment bien modélisés.

1. portion de flux thermique ne servant pas à vaporiser le fluide mais à réchauffer par chaleur sensible le liquide entrant dans l'évaporateur

### 1.1.2 Evolution de la longueur diphasique dans le condenseur

D'autres paramètres intéressants peuvent être visualisés à l'issue de cette modélisation. L'un d'eux est la longueur diphasique dans le condenseur dont l'évolution avec la puissance est représentée en figure V.3 et est déduite de la valeur du titre massique de vapeur en chaque nœud. Cette évolution se fait par paliers successifs liés à la discrétisation du condenseur. En effet, cette longueur est déduite du nombre de nœuds dans le condenseur pour lesquels le fluide circule sous forme d'écoulement diphasique. Donc, si pour deux puissances successives, le même nœud se trouve en fin de zone d'écoulement diphasique mais avec un titre massique de vapeur pour ce nœud différent (proche de 0) entre ces deux puissances, alors la longueur diphasique calculée sera la même, d'où la présence de paliers. L'incertitude sur la longueur diphasique calculée est donc équivalente à la longueur d'un nœud du condenseur. La figure V.3 représente également cette longueur diphasique pour 300, 400 et 600 nœuds dans le condenseur. On constate que la taille des paliers diminue quand le nombre de nœuds augmente et l'évolution de la longueur diphasique se trouve lissée sans être pour autant remise en cause.



**Figure V.3** – Evolution de la longueur diphasique dans le condenseur avec la puissance appliquée (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

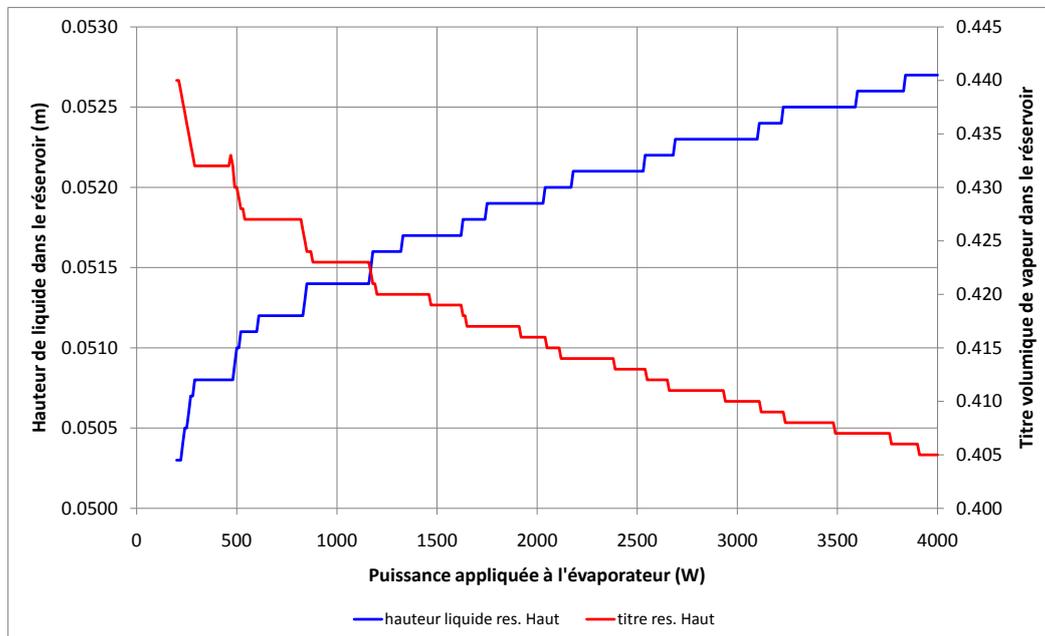
### 1.1.3 Evolution de la répartition du fluide dans le réservoir

Le second paramètre à visualiser est la hauteur de liquide en partie haute de réservoir (figure V.4). Cette dernière varie très peu avec la puissance. Cette constatation n'est qu'un autre aspect d'une observation déjà évoquée dans le chapitre précédent à propos de

## V.1 Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites

la figure IV.21. En effet, la comparaison des résultats du modèle avec ceux de l'expérience a montré que le modèle transcrivait fidèlement la perte de charge gravitaire liée à la hauteur de liquide dans le réservoir. Or, il apparaît expérimentalement que cette différence de pression varie très peu entre deux régimes permanents. Il est clair à la suite de cette observation qu'en régime permanent le rôle du réservoir se cantonne au contrôle du point de référence en pression et température de la boucle.

Les variations de volume liquide au sein du réservoir ne sont significatives en régime permanent ni dans l'expérience, ni dans le modèle. La très faible augmentation de la hauteur de liquide dans le réservoir s'explique en effectuant le bilan de masse au sein de la boucle pour chaque puissance. Plus la puissance augmente, plus la longueur diphasique dans le condenseur augmente. Donc plus la quantité de vapeur dans la boucle (réservoir non inclus) est importante. Entre deux régimes permanents successifs, de manière à respecter la conservation de la masse de fluide au sein de la boucle, le liquide remplit donc le réservoir. Ceci explique l'évolution inverse du titre volumique de vapeur en partie haute de réservoir par rapport à la hauteur de liquide (figure V.4). De même les paliers observés ne sont qu'une conséquence de la discrétisation du condenseur. Notons enfin pour pondérer tous ces propos que les variations observées ne dépassent pas 4% de la hauteur de liquide calculée pour une puissance de 4000 W par rapport à 200 W.



**Figure V.4** – Evolution de la hauteur de liquide et du titre volumique de vapeur en partie haute de réservoir avec la puissance appliquée (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

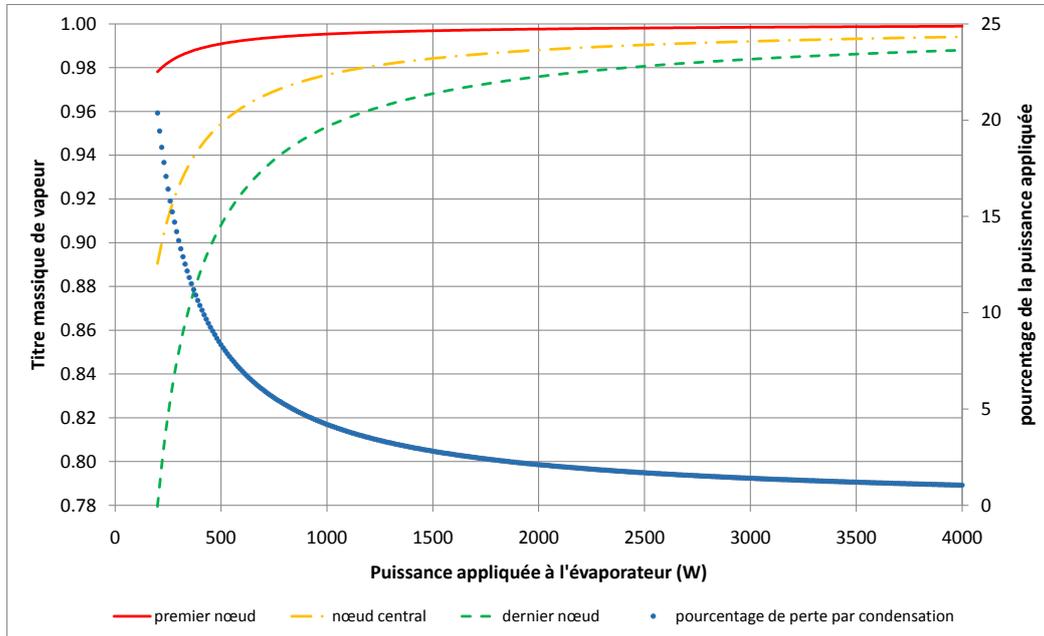
### 1.1.4 Condensation dans la conduite vapeur

Nous allons présenter à présent le cas où en sortie d'évaporateur, la vapeur s'écoule dans une conduite non isolée dont le coefficient de transfert thermique avec le milieu extérieur est fixé à  $10 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$ . Cette valeur est représentative de la contribution des transferts par convection naturelle et rayonnement. L'architecture de ce modèle permet de connaître pour chaque nœud de fluide le titre massique de vapeur (figure V.5). Il est ainsi possible de déterminer si la condensation de la vapeur débute avant l'entrée du fluide dans le condenseur. Il apparaît que pour l'essai de référence, c'est bien le cas. Le flux thermique perdu par condensation dans la ligne vapeur est calculé par l'équation (V.1), où  $x_{vd}$  représente le titre massique de vapeur du dernier nœud de la conduite.

$$\dot{Q}_{perte} = \dot{m}H_{lv}(1 - x_{vd}) \quad (\text{V.1})$$

Notons qu'aux alentours de 200 W de puissance appliquée à l'évaporateur, le modèle prédit un titre massique de vapeur pour le fluide arrivant au condenseur inférieur à 0,8, soit une perte de chaleur dans la conduite vapeur de plus de 20% de la puissance totale appliquée à l'évaporateur. Nous pouvons rapprocher cette constatation du problème expérimental évoqué au chapitre 3 et rencontré avec la mesure du débitmètre sur la conduite vapeur. Nous supposons en effet qu'une éventuelle condensation de la vapeur à l'intérieur du débitmètre est à même de perturber les mesures. Il semble donc que les résultats du modèle s'accordent avec cette hypothèse. De la même manière, avec une modélisation de l'écoulement de condensation correcte, ce modèle sera capable de prévoir la présence éventuelle de vapeur dans la conduite liquide.

## V.1 Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites



**Figure V.5** – Evolution du titre massique de vapeur pour 3 nœuds de la conduite vapeur et du pourcentage de flux perdu par condensation (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

### 1.1.5 Evolution des différences de pressions dans la boucle

Les sorties « hydrauliques » du modèle (différences de pression et débits) ont quant à elles déjà été présentées pour l'essai de référence dans le chapitre précédent, lors de la confrontation entre modèle et expérience sur le banc CPLIP-1.2 comprenant deux débitmètres. Le débit calculé par le modèle est en accord avec les résultats expérimentaux. Concernant les pressions, la figure V.6 permet de dresser un tableau complet des différentes pertes de charge et sauts de pression obtenus après simulation du modèle. Voici le descriptif de ces différences de pression dont les valeurs apparaissent sur la figure V.7 :

- $DP_{Pres/evapo}$ , différence de pressions entre la partie basse du réservoir et l'artère d'arrivée du liquide de l'évaporateur.
- $DP_{poreux}$ , différence de pressions entre l'artère d'arrivée du liquide de l'évaporateur et la frontière liquide des ménisques de l'interface de vaporisation.
- $DP_{cap}$ , saut de pression capillaire, négatif sur le graphe du fait de la convention d'écriture des différences de pressions.
- $DP_{can}$ , différence de pressions entre la frontière vapeur de l'interface de vaporisation et le premier nœud de la ligne vapeur (perte de charge dans les cannelures).
- $DP_{vap}$ , différence de pressions entre les premier et dernier nœuds de la ligne vapeur.
- $DP_{cond}$ , différence de pressions au condenseur entre le dernier nœud de la ligne vapeur et le premier nœud de la ligne liquide (bornes du condenseur).
- $DP_{liq}$ , différence de pressions entre les premier et dernier nœuds de la ligne liquide.

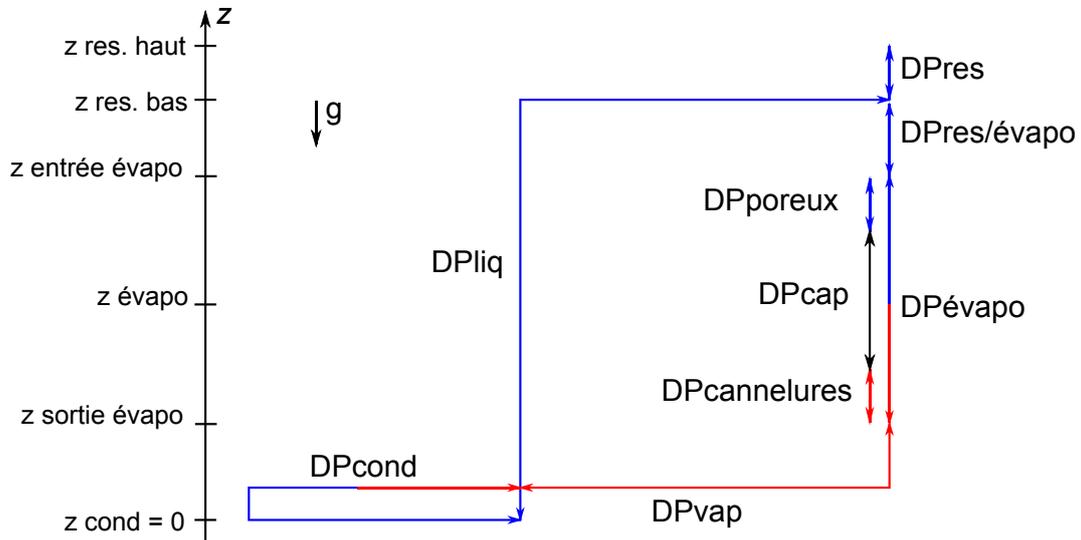


Figure V.6 – Répartition des pertes de charge dans la CPLIP

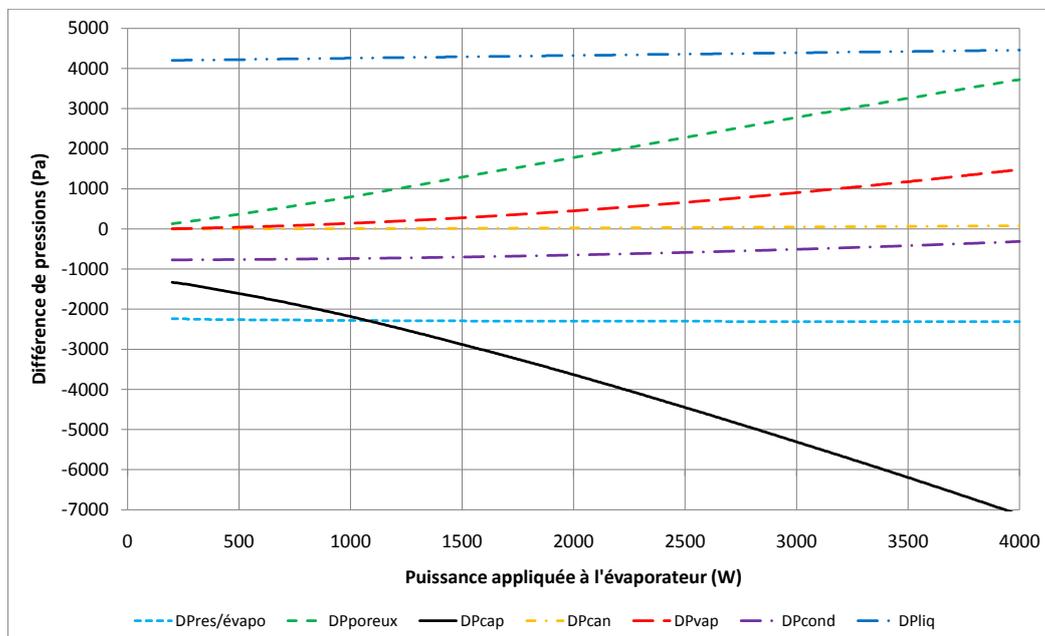


Figure V.7 – Evolution des pertes de charge dans la boucle avec la puissance appliquée (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

## V.1 Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites

---

On peut d'abord constater ici que pour des puissances appliquées (et donc des débits massiques résultants dans la boucle) de plus en plus grandes, les pertes de charge qui varient le plus sont celles dans le milieu poreux, dans la ligne vapeur et, dans une moindre mesure, au condenseur. Les pertes de charge dans la ligne liquide semblent notamment très peu augmenter avec le débit au regard de leurs consœurs. En effet, la majeure partie de ces pertes de charge est due à la perte de charge gravitaire liée à la colonne de liquide entre la sortie du condenseur et le réservoir. La différence de pressions aux bornes de l'évaporateur peut s'écrire au premier ordre comme la différence entre la perte de charge dans le milieu poreux et le saut de pression capillaire. La perte de charge dans les cannelures est en effet bien faible par rapport à ces derniers. Notons également qu'entre 200 W et 4000 W de puissance appliquée, l'écoulement de la vapeur dans la conduite vapeur génère environ 1500 Pa de pertes de charge supplémentaire. Enfin, nous ne pouvons que constater la prépondérance globale des pertes de charge liées à la gravité sur les pertes de charge liées à l'écoulement, surtout aux faibles puissances. Ceci nous laisse à penser que la position relative des différents composants de la CPLIP est un paramètre prépondérant pour son fonctionnement. L'intégration d'un pareil dispositif au sein d'un véhicule doit obligatoirement passer par l'optimisation des positionnements et dimensionnements associés aux différents composants. Rappelons aussi que les pertes de charge singulières ne sont pas prises en compte par ce modèle<sup>2</sup>. Dans le cas où il s'avèrerait nécessaire de les prendre en compte, il serait cependant aisé de les intégrer à ce modèle par un simple ajout de conductances dans le réseau hydraulique.

### 1.2 Influence des températures de source froide et de consigne

Pour analyser la sensibilité des résultats fournis par le modèle à la variation des deux conditions limites que sont la température de source froide et la température de consigne au réservoir, nous avons imposé une puissance thermique à l'évaporateur de 1000 W et, soit une température de consigne de 73°C au réservoir si l'on fait varier la température de source froide, soit une température d'entrée du fluide secondaire au condenseur de 20°C si l'on fait varier la température de consigne.

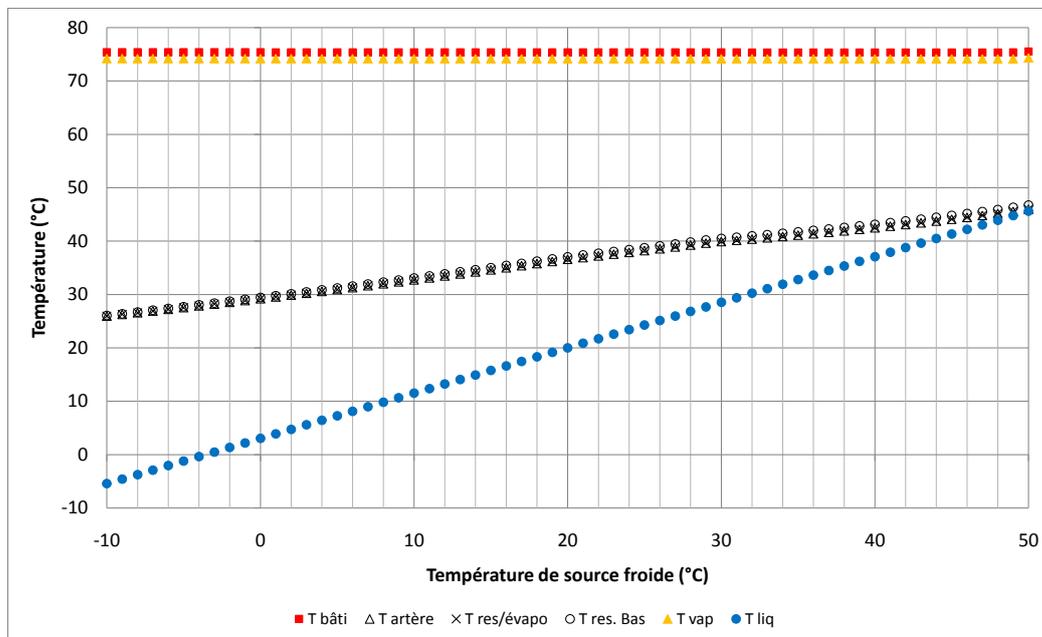
#### 1.2.1 Influence de la température d'entrée du fluide de refroidissement au condenseur

Nous allons tout d'abord nous intéresser à l'influence de la température de source froide sur le comportement thermique des autres composants de la boucle. La première constatation qui peut être faite à la vue de la figure V.8 est la non dépendance de la température du bâti vis-à-vis de la source froide. **Pour une même puissance appliquée à l'évaporateur, la température de source froide peut donc changer sans que cela n'impacte le niveau de température de l'électronique de puissance au**

---

2. Un calcul au premier ordre des pertes de charges singulières dans les conduites notamment (coudes, changement de diamètre) a montré qu'elles pouvaient être négligées par rapport aux pertes de charge liées à l'écoulement et à la gravité.

**contact de l'évaporateur.** Ceci est un point fort de cette technologie pour envisager la gestion et le contrôle thermique de l'électronique en contexte automobile en particulier.

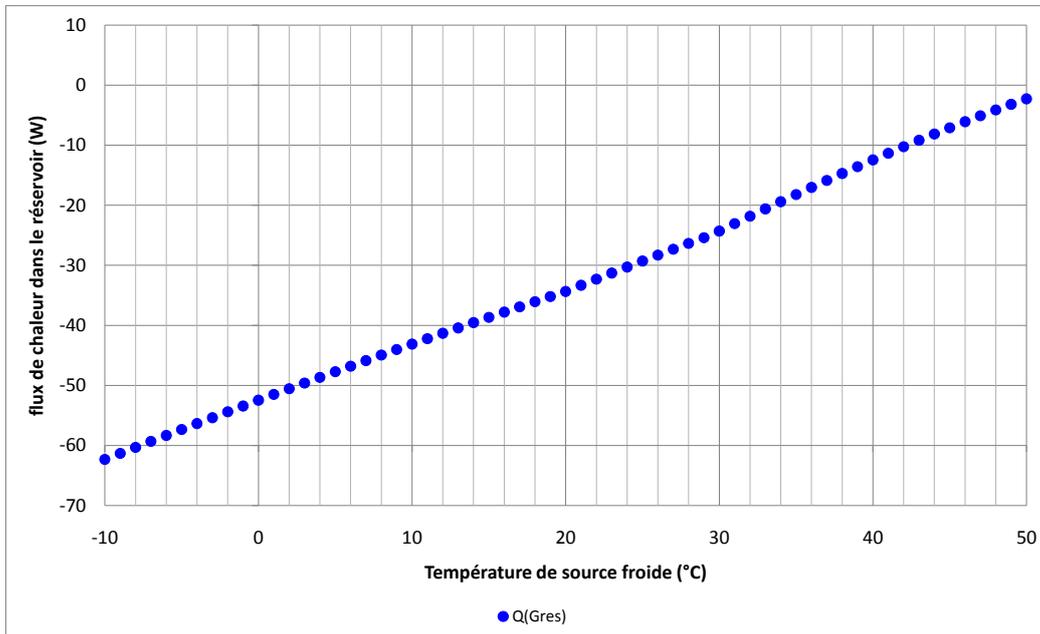


**Figure V.8** – Evolution des températures en fonction de la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée)

Notons que les résultats donnés par ce modèle ne sont plus exploitables pour une température de source froide supérieure à 50°C. En effet, à partir de ce point, la température moyenne du liquide de la ligne liquide devient supérieure à la température des nœuds de partie basse de réservoir et de conduite réservoir/évaporateur. Or les transferts thermiques dans le réservoir ne peuvent en aucun cas induire un tel phénomène. Ce problème a pour origine l'identification de la conductance  $G_{res}$ . En effet, ne disposant de données expérimentales que pour des températures de source froide comprises entre 10°C et 40°C, les autres valeurs de cette conductance sont interpolées lors des simulations. Cette interpolation peut donc conduire à une valeur négative de  $G_{res}$  dont la conséquence apparaît plus clairement encore sur la figure V.9. En effet, l'évolution du flux  $Q(G_{res})$ , flux thermique échangé du nœud de partie basse vers le nœud de partie haute du réservoir, y est représentée. Jusqu'à 50°C de température de source froide, ce flux est négatif et donc bien échangé de la partie haute vers la partie basse du réservoir. Au delà, ce flux devient par contre positif et la simulation finit par diverger. Une limite prédictive de ce modèle liée au recalage de la conductance du réservoir est ici mise en avant. Des mesures supplémentaires sont donc nécessaires pour identifier  $G_{res}$  sur une plus grande gamme de températures de source froide et s'affranchir ainsi de ce problème d'interpolation en dehors de cette gamme.

Le débit massique dans la boucle (figure V.10) est croissant avec la température de

## V.1 Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites



**Figure V.9** – Evolution du flux dans le réservoir avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée)

source froide. Cependant, au regard de l'échelle du graphique, il varie très peu. Cette très légère évolution croissante provient de la décroissance du flux de fuite (qui intervient dans le calcul du débit) avec la température de source froide également représenté en figure V.10. En effet, l'augmentation de la température de source froide entraîne l'augmentation de la température du liquide en entrée d'évaporateur. Ce liquide doit donc recevoir de moins en moins de flux thermique par chaleur sensible pour atteindre la température de vaporisation.

Intéressons nous désormais aux résultats en pression fournis par le modèle. La figure V.11 représente les différentes pertes de charge dans la boucle sur la gamme de température de source froide de  $[-10^{\circ}\text{C}; 50^{\circ}\text{C}]$ . La seule variation significative concerne les pertes de charge dans la ligne liquide et dans le milieu poreux. Les premières correspondent principalement à des différences de pressions gravitaires : si la température de source froide augmente, la température du liquide dans ces conduites augmente et la masse volumique de celui-ci diminue. La différence de pression hydrostatique diminue donc en conséquence comme le montre la figure V.11 (500 Pa dans la conduite liquide sur cette gamme de températures). Pour les deuxièmes, la baisse correspond à une diminution de la viscosité cinématique liquide de l'éthanol avec la température (cf annexe A). De même, le saut de pression capillaire ( $DP_{cap}$ ) s'adapte pour équilibrer cette diminution de perte de charge liée à la température. Par conséquent, plus la température de source froide est élevée, plus la puissance maximale accessible avant le désamorçage est grande.

Enfin, la figure V.12 représente l'évolution de la longueur diphasique, grandeur la plus

## Chapitre V. Analyse des résultats de la modélisation thermo-hydraulique en régime permanent de la CPLIP

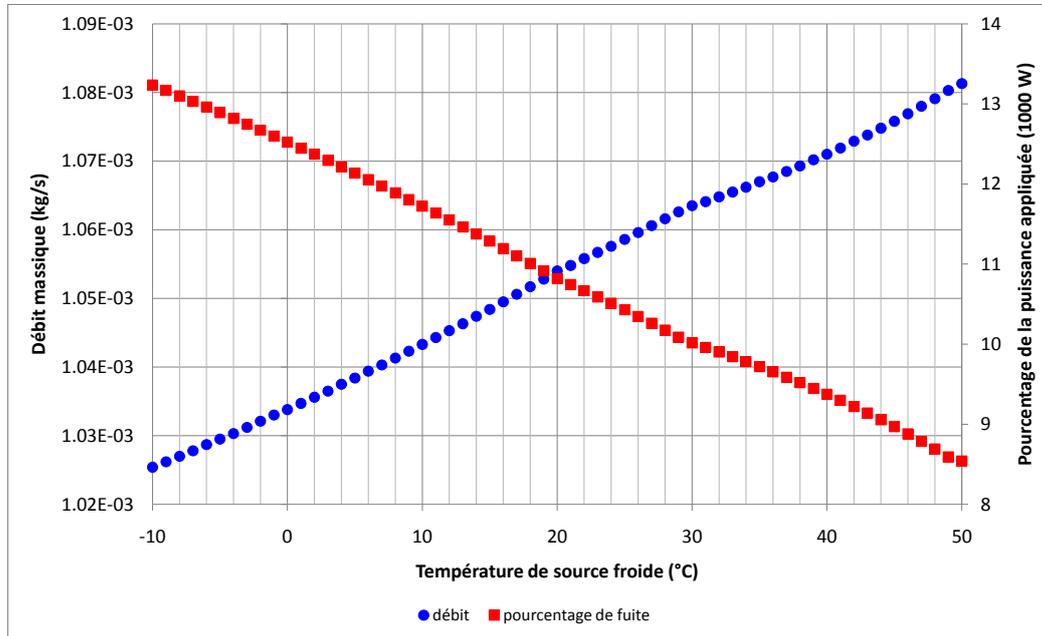


Figure V.10 – Evolution du débit massique et du flux de fuite avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée)

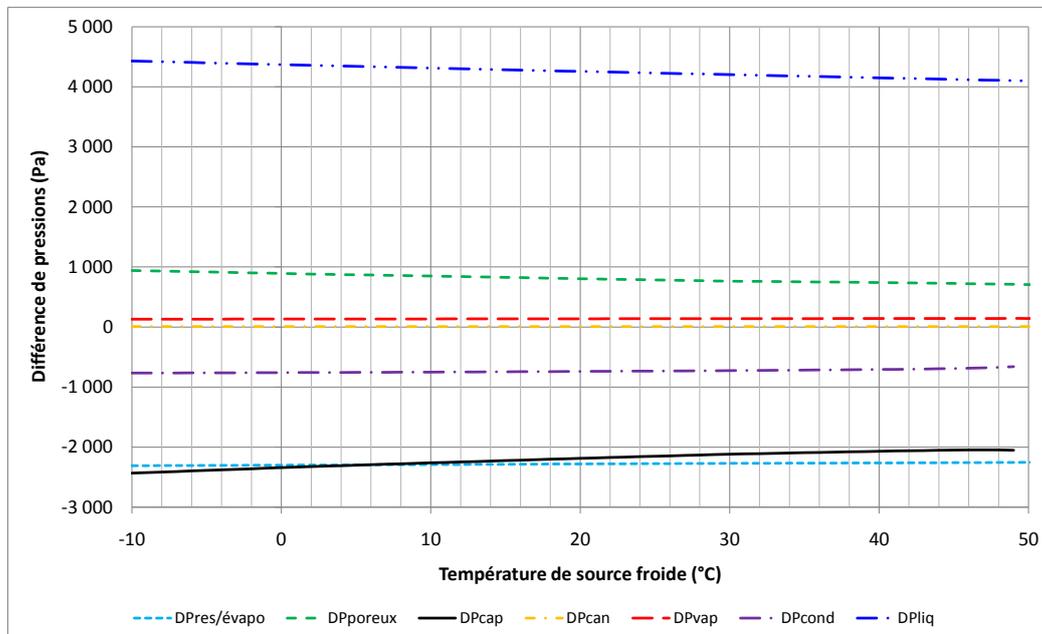
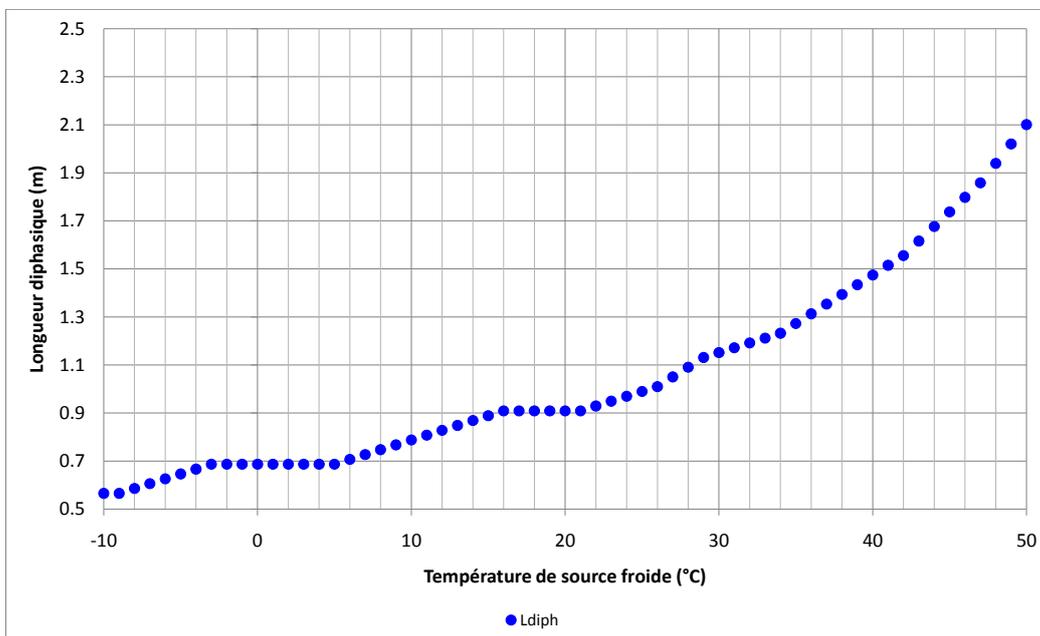


Figure V.11 – Evolution des pertes de charge dans la boucle avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée)

## V.1 Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites

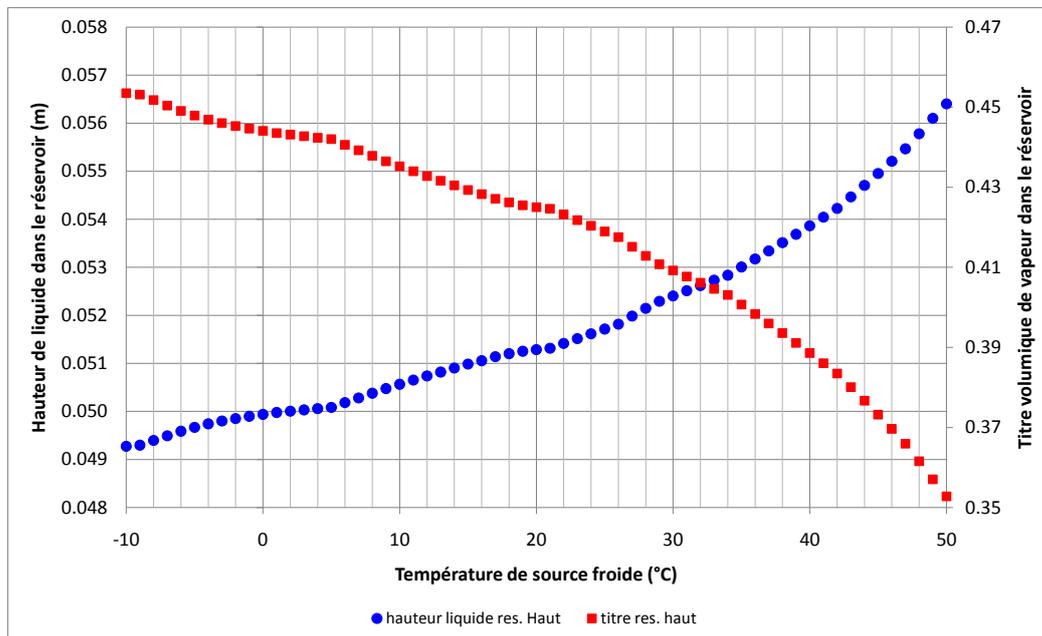
sensible à la température de source froide. Plus la température de source froide est élevée, plus l'écart de température entre la vapeur qui arrive dans le condenseur et le fluide de refroidissement est faible. Une plus grande longueur diphasique est alors nécessaire pour permettre à l'ensemble de la vapeur de se condenser. Le liquide ainsi chassé du condenseur se retrouve dans le réservoir. C'est pourquoi l'évolution de la longueur diphasique se répercute directement sur la hauteur de liquide dans le réservoir (figure V.13) qui évolue elle-même à l'inverse du titre volumique de vapeur dans le réservoir. Cette augmentation de hauteur du liquide correspond à une augmentation de la pression de référence en partie basse de réservoir d'une cinquantaine de pascals seulement.



**Figure V.12** – Evolution de la longueur diphasique dans le condenseur avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée)

Pour conclure sur l'influence de la température du fluide de refroidissement au condenseur, nous pouvons souligner deux points particulièrement importants :

- la température de source froide n'a pas d'influence sur la température du bâti de l'évaporateur en régime de fonctionnement permanent.
- plus la température de source froide est grande, plus le saut de pression capillaire est faible donc plus les performances de la CPLIP sont grandes en terme de puissance maximale dissipée.
- la modélisation des transferts thermiques au réservoir par l'identification de la conductance entraîne pour ce modèle une limite prédictive liée à la température de source froide. Des valeurs expérimentales sur une plus grande gamme de température sont nécessaires pour étendre l'usage du modèle.



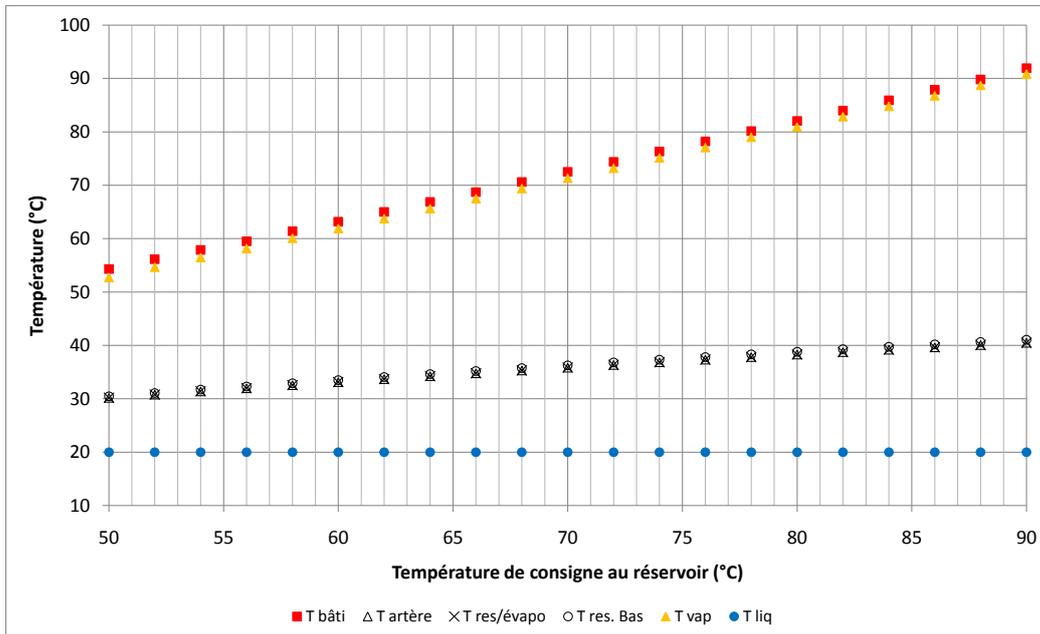
**Figure V.13** – Evolution de la hauteur de liquide et du titre volumique de vapeur en partie haute du réservoir avec la température de source froide (réservoir 73°C et 1000 W de puissance appliquée)

### 1.2.2 Influence de la température de consigne au réservoir

L'autre condition limite dont nous allons étudier l'influence est la température de consigne imposée au réservoir. Nous analyserons pour ce faire les résultats de simulations effectuées pour 1000 W de puissance appliquée, 20°C au condenseur et sur une gamme de températures de consigne de [50°C ; 90°C].

La figure V.14 représente la variation de diverses températures dans la boucle en fonction de la température de consigne au réservoir. Contrairement à la température de la source froide, la température de consigne a évidemment, et c'est son rôle, une influence directe sur la température du bâti de l'évaporateur et donc sur la température de l'électronique qui se trouvera à son contact. L'analyse des réseaux de la figure IV.7 nous permet de retrouver l'influence bien connue du couplage thermohydraulique existant entre le réservoir et l'évaporateur dans les boucles de type CPL. En effet, tout changement de température de consigne au réservoir entraîne, par le biais de la saturation, un changement de la pression de référence du réseau hydraulique. Ce changement de pression se répercute au niveau de l'interface de vaporisation par le biais des pertes de charge dans la conduite réservoir/évaporateur et dans le milieu poreux. Ainsi, le point de fonctionnement sur la courbe de saturation ( $P,T$ ) se déplace et la modification de la température de l'interface de vaporisation se répercute directement sur la température du bâti par l'intermédiaire de la conductance  $G_{evap}$ . Notons également que la température moyenne de la ligne liquide reste constante.

## V.1 Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites



**Figure V.14** – Evolution des températures en fonction de la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée)

Sur la figure V.15 il apparaît que le flux  $Q(Gres)$  est toujours négatif et décroissant quand la température de saturation au réservoir augmente. En effet, pour une température de source froide constante, l'augmentation de la température de consigne conduit à un plus grand écart de température entre les parties haute et basse du réservoir et donc à un transfert thermique plus important de la partie haute vers la partie basse à travers la plaque de séparation. Ceci explique la croissance légère de la température de l'artère d'arrivée du liquide dans l'évaporateur observée en figure V.14.

Le débit massique dans la boucle dont l'évolution est représentée en figure V.16 est décroissant avec la température de consigne au réservoir. Cette évolution est justifiée par la croissance conjointe du flux de fuite qui passe de 6% à 15% de la puissance appliquée dans la gamme de températures de consigne considérée. En effet, une augmentation de la température de consigne entraîne une augmentation de la température au niveau de l'interface de vaporisation plus rapide que l'augmentation observée pour le liquide en entrée d'évaporateur. Le flux nécessaire pour amener le liquide qui entre dans l'évaporateur à la température de vaporisation est donc par conséquent de plus en plus important. Toutefois, l'amplitude de la variation du débit est encore plus faible que sur la figure V.10. En effet, lors du calcul du débit (éq. IV.17), la diminution de chaleur massique du liquide dans le milieu poreux compense l'augmentation de l'écart de température entre le liquide entrant à l'évaporateur et l'interface d'évaporation.

La figure suivante (V.17) représente la variation des différentes pertes de charge dans la boucle dans la gamme de températures de consigne étudiée. Celles qui sont le plus

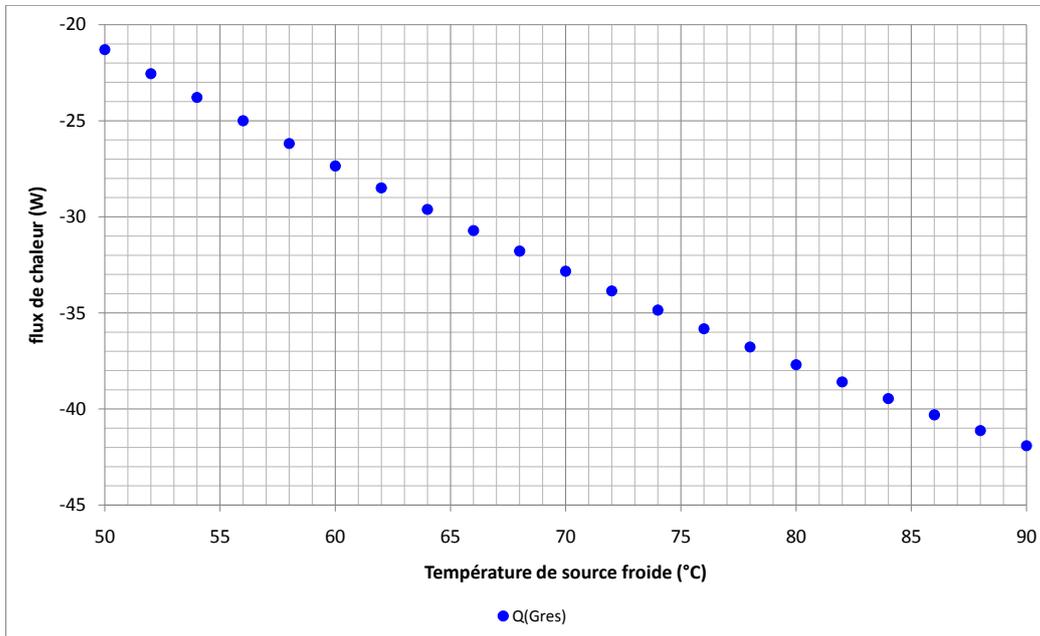


Figure V.15 – Evolution du flux thermique dans le réservoir avec la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée)

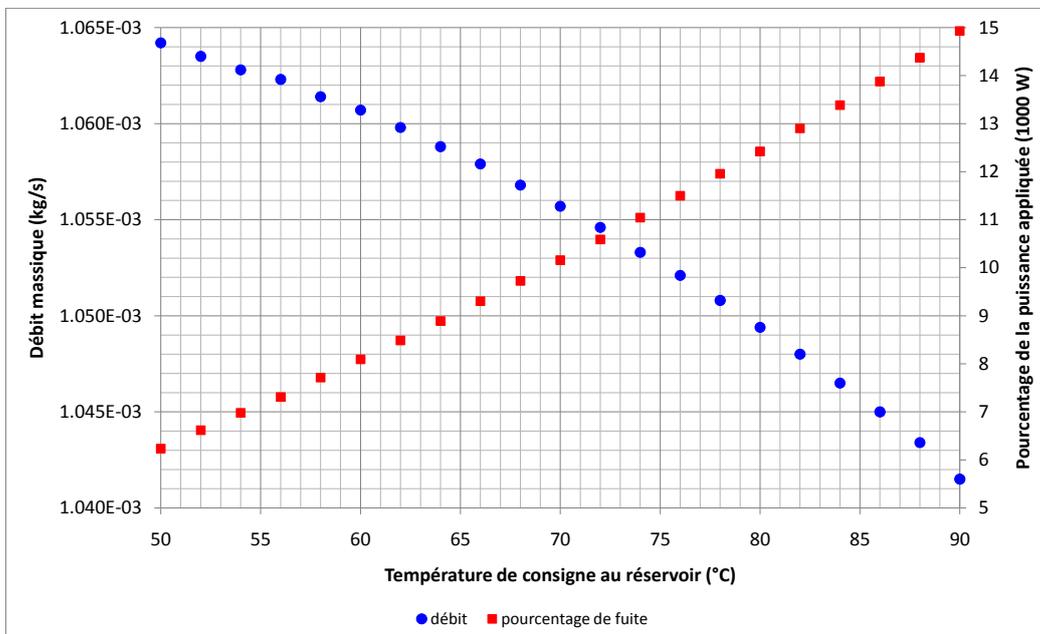
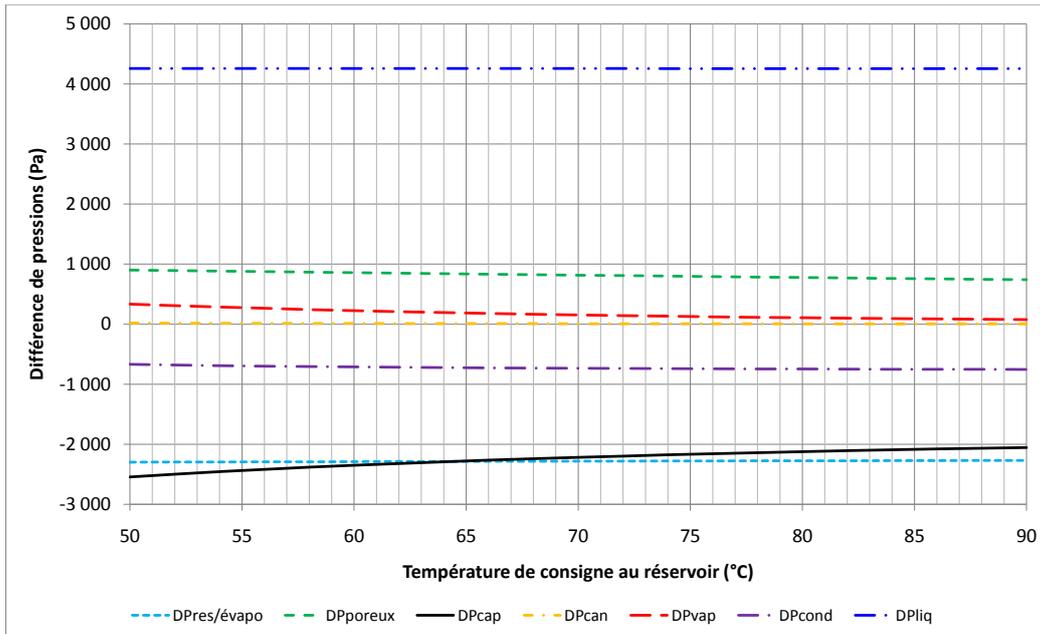


Figure V.16 – Evolution du débit massique et du flux de fuite avec la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée)

## V.1 Analyse des résultats du modèle et influence des conditions limites

influencées par cette température sont les pertes de charge dans la ligne vapeur et, dans une moindre mesure, dans le milieu poreux. Encore une fois, le saut de pression capillaire s'adapte à ces changements. Ces variations restent toutefois peu significatives si on les compare aux différences de pression générées par la gravité, notamment dans la ligne liquide.



**Figure V.17** – Evolution des pertes de charge dans la boucle avec la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée)

Pour les mêmes raisons que pour la figure V.12, l'évolution décroissante de la longueur diphasique dans le condenseur (figure V.18) est quant à elle directement liée à l'écart de température entre la vapeur arrivant au condenseur et la source froide à 20°C. La figure V.14 montre en effet que la température de la vapeur dans la conduite augmente de concert avec la température de consigne au réservoir. Un plus grand écart entraînant un meilleur transfert thermique, il est donc tout naturel que la longueur diphasique diminue avec la température de consigne. En ce qui concerne la hauteur de liquide et le titre volumique de vapeur dans la partie haute du réservoir, ils ne varient quasiment pas avec la température de consigne imposée au réservoir (figure V.19). En effet, cette fois, les volumes de liquide concernés par la variation de la longueur diphasique sont moins importants que pour la figure V.13.

Pour conclure sur l'influence de la température de consigne imposée au réservoir, nous pouvons ici aussi mettre en avant le rôle du réservoir comme point de référence en pression et température pour l'ensemble de la boucle et plus particulièrement au niveau de l'évaporateur. En régime de fonctionnement permanent, la température du bâti est

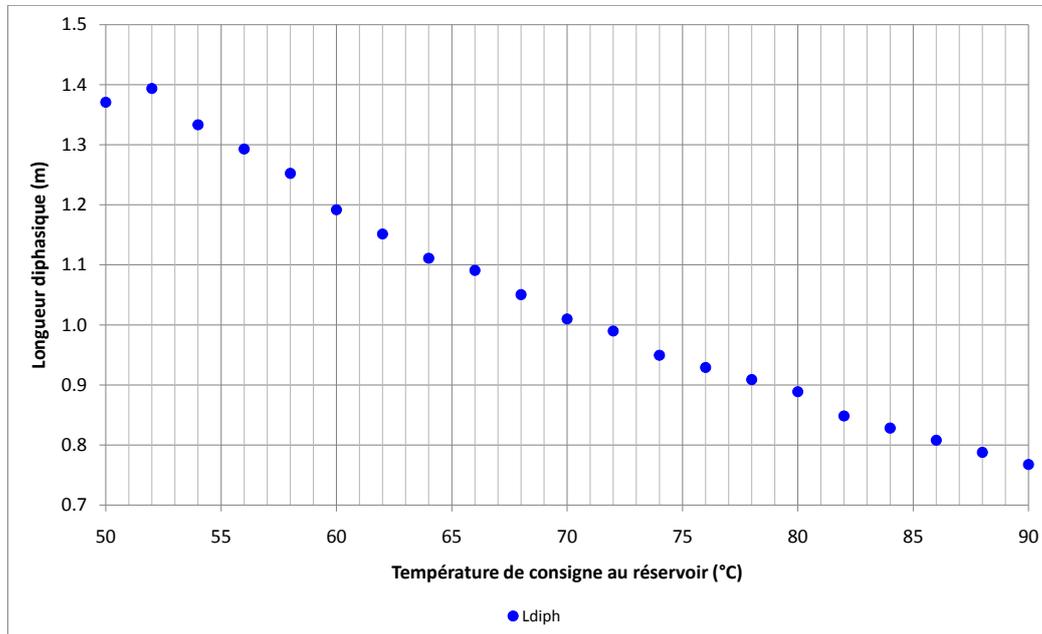


Figure V.18 – Evolution de la longueur diphasique dans le condenseur avec la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée)

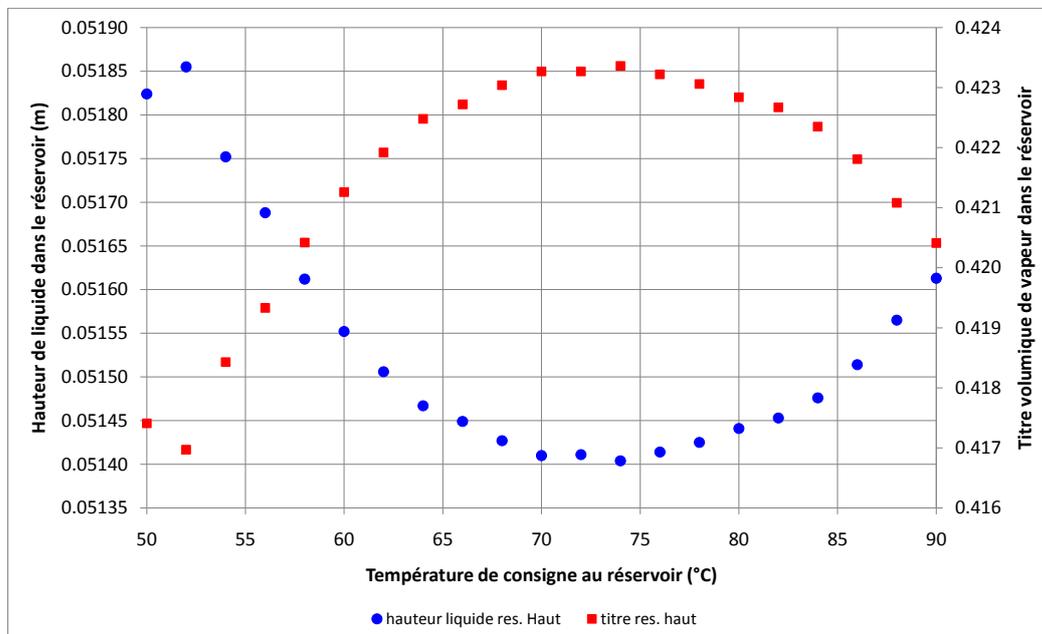


Figure V.19 – Evolution de la hauteur de liquide et du titre volumique de vapeur en partie haute du réservoir en fonction de la température de consigne au réservoir (condenseur 20°C et 1000 W de puissance appliquée)

directement contrôlée par le réservoir qui offre comme attendu un potentiel de contrôle de la température de l'électronique.

## 2 Etudes paramétriques

Nous allons à présent observer l'influence de divers paramètres à prendre en compte lors de la conception d'une boucle diphasique sur son comportement par l'utilisation de notre modèle. Les paramètres sélectionnés sont :

- la position du condenseur,
- les diamètres et longueurs des lignes liquide et vapeur,
- la perméabilité du milieu poreux de l'évaporateur,
- le coefficient de transfert thermique avec l'extérieur,
- la température ambiante,
- la masse de fluide dans la CPLIP.

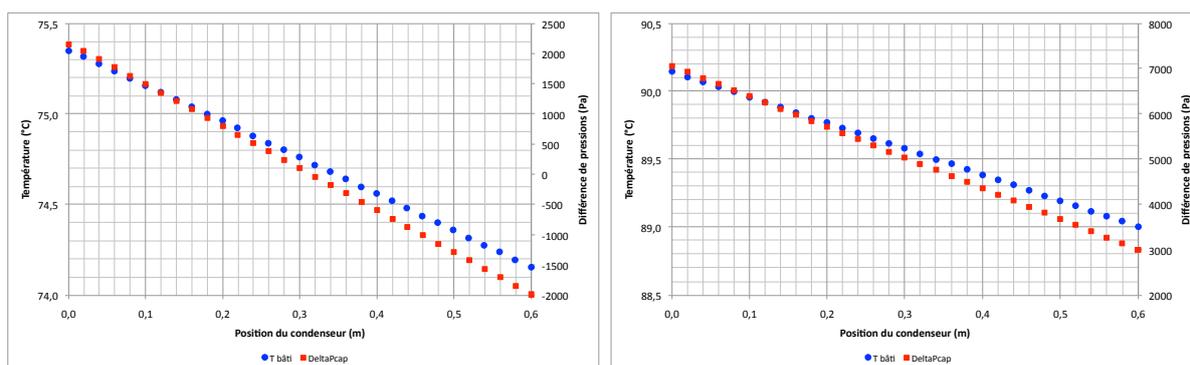
Un récapitulatif de la sensibilité des résultats du modèle à ces différents paramètres est donné dans le tableau V.1. Toutes les simulations ont été effectuées pour deux puissances appliquées différentes, avec une température de consigne au réservoir imposée à 73°C et une température de source froide à 20°C. Les deux grandeurs observées sont la température du bâti de l'évaporateur  $T_{bati}$  et le saut de pression capillaire  $\Delta P_{cap}$ . De cette manière, il est possible de mesurer l'impact de chacun des paramètres à la fois sur les comportements thermique et hydraulique de la CPLIP, tout en gardant à l'esprit que ces deux aspects sont fortement couplés. D'un point de vue pratique, la température du bâti de l'évaporateur nous renseigne sur le niveau de température auquel l'électronique serait maintenue tandis que l'évolution du saut de pression capillaire fournit une information sur le potentiel de la boucle en terme de puissance à dissiper. En effet, plus le saut de pression capillaire calculé pour un point de fonctionnement est faible, plus la boucle pourra évacuer de flux thermique avant d'atteindre le saut de pression capillaire maximal et le désamorçage.

### 2.1 Influence de la position du condenseur par rapport à l'ensemble évaporateur/réservoir

Le premier paramètre analysé en terme d'impact est la position du condenseur. Dans toutes les simulations qui ont été présentées précédemment, le condenseur est positionné comme sur les bancs expérimentaux, c'est à dire 60 cm en dessous du réservoir et 30 cm en dessous du centre de l'évaporateur dans le cas de CPLIP-1.1 et respectivement 80 cm et 40 cm dans le cas de CPLIP-1.2 (figure V.6). C'est la position du condenseur dans la configuration de CPLIP-1.1 qui est choisie comme position de référence pour les grandeurs simulées présentées en figure V.20. La position du condenseur varie de 0 à 60 cm où il se trouve alors au même niveau que le réservoir et 30 cm au dessus du niveau moyen de l'évaporateur.

Les résultats sont clairs : en régime permanent, les performances de la CPLIP sont meilleures lorsque la position du condenseur se rapproche de celle du réservoir. En effet,

dans ce cas, la perte de charge gravitaire dans la ligne liquide diminue fortement, ce qui se répercute directement sur la valeur du saut de pression de capillaire nécessaire pour compenser l'ensemble des pertes de charge du circuit. Pour 1000 W de puissance appliquée, le saut de pression capillaire devient même négatif si le condenseur se trouve à moins de 30 cm en dessous du réservoir. Comment l'interpréter ? A partir de cette valeur, un nouveau type d'écoulement doit s'établir dans l'évaporateur, qui n'est pas représenté par ce modèle. Quelle forme prend l'évaporation lorsque le saut de pression capillaire est inversé ? La question reste ouverte. Une modification du banc expérimental qui permettrait de faire varier la position du condenseur serait donc particulièrement intéressante pour vérifier et interpréter ce phénomène. En ce qui concerne la température du bâti de l'évaporateur, 1,5°C peuvent être gagnés à 4000 W en positionnant le condenseur au même niveau que le réservoir. Bien entendu, ces considérations ne sont valables qu'en régime permanent et les conséquences d'une telle architecture sur les phases transitoires et notamment le démarrage restent à déterminer avant tout choix de conception.

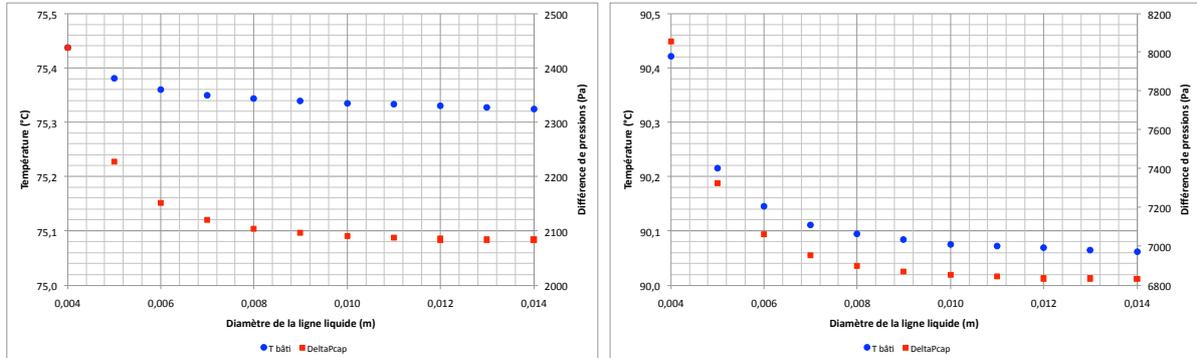


**Figure V.20** – Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la position du condenseur pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

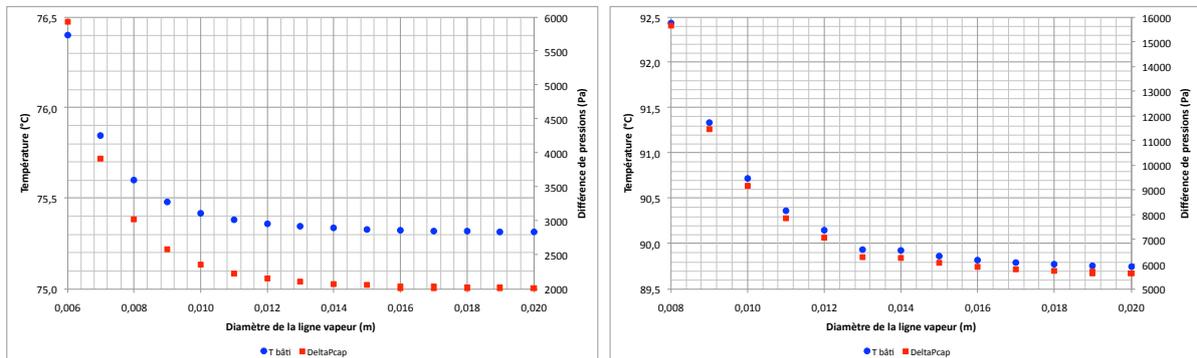
## 2.2 Influence des dimensions des conduites

Les deux figures suivantes (V.21 et V.22) illustrent l'influence du diamètre des conduites sur la température du bâti et le saut de pression capillaire. Notre premier constat est l'existence pour ces deux paramètres d'une valeur critique au-delà de laquelle leur impact est négligeable. Ceci avait déjà été observé dans l'étude de dimensionnement présentée au chapitre 2. En dessous de cette valeur seuil, le saut de pression capillaire est fortement modifié dans le cas de la ligne vapeur et, dans une bien moindre mesure, dans le cas du diamètre de la ligne liquide. Cette différence de sensibilité peut se comprendre en considérant qu'à débits massiques équivalents, les pertes de charge linéiques d'un écoulement de vapeur sont bien plus importantes que celles d'un écoulement de liquide. Nous considérons l'influence du diamètre de la ligne liquide sur la température du bâti de l'évaporateur comme négligeable puisqu'elle ne dépasse pas 0,5°C. Quant au diamètre de la ligne vapeur, pour une puissance de 4000 W, passer de 13 à 8 mm signifie une augmentation de

la température du bâti de l'évaporateur d'environ  $2,5^{\circ}\text{C}$ . Le couplage thermo-hydraulique fort de ce modèle est ici encore mis en avant.



**Figure V.21** – Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire au diamètre de la ligne liquide pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir  $73^{\circ}\text{C}$  et condenseur  $20^{\circ}\text{C}$ )



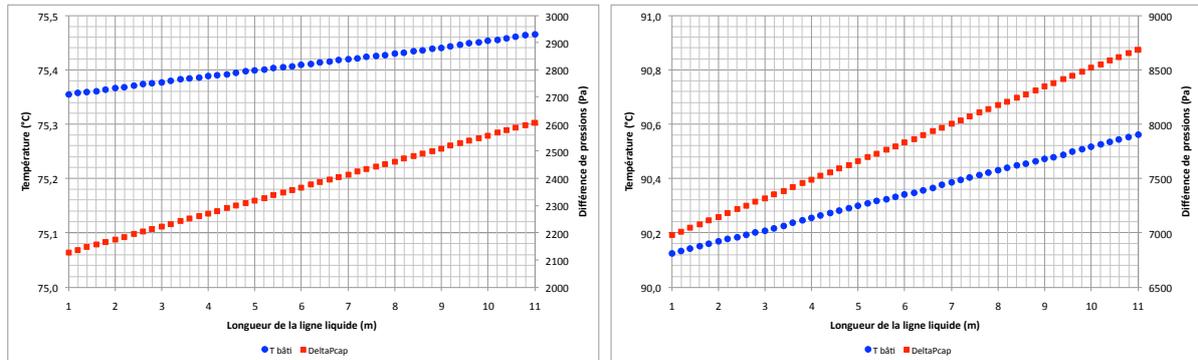
**Figure V.22** – Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire au diamètre de la ligne vapeur pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir  $73^{\circ}\text{C}$  et condenseur  $20^{\circ}\text{C}$ )

Modifier les diamètres de conduite a également pour conséquence de faire varier la masse de fluide dans la boucle. Ainsi, la masse de fluide et donc la hauteur de liquide dans la partie haute du réservoir change (cf chap. 2.7). Cette variation entraîne une modification très légère de la différence de pression gravitaire dans le réservoir et donc du point de référence en pression de tout le circuit. Il apparaît que cette modification de pression de référence est très faible par rapport aux variations des différentes pertes de charge dans la CPLIP et n'a donc qu'une influence négligeable sur les grandeurs observées.

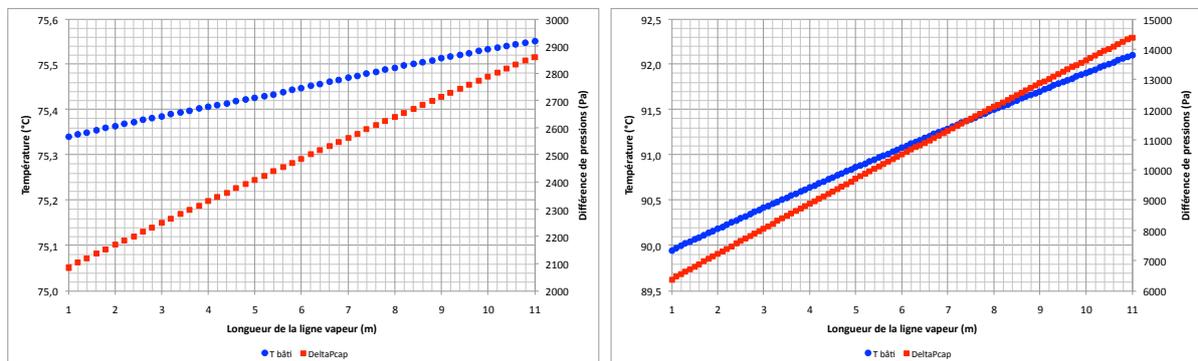
Venons en maintenant à l'impact de la longueur des conduites liquide et vapeur observable sur les figures V.23 et V.24. Cette fois les performances de la CPLIP seront améliorées si la longueur considérée est diminuée. Même si l'évolution est inversée par rapport à celle observée précédemment pour les diamètres, les explications et les conséquences tant

## Chapitre V. Analyse des résultats de la modélisation thermo-hydraulique en régime permanent de la CPLIP

hydrauliques que thermiques restent les mêmes. De même, modifier la longueur de la ligne vapeur a plus d'influence sur le saut de pression capillaire que modifier celle de la ligne liquide.



**Figure V.23** – Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la longueur de la ligne liquide pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C)



**Figure V.24** – Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la longueur de la ligne vapeur pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

### 2.3 Influence des caractéristiques du milieu poreux

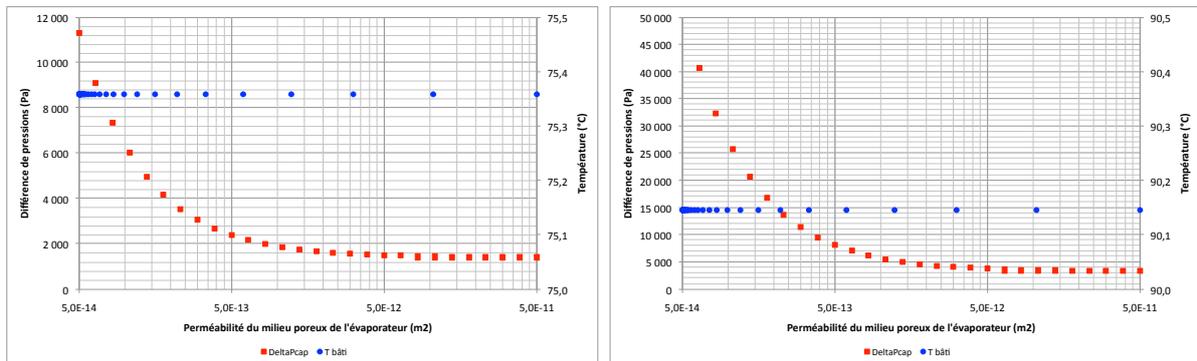
Dans l'évaporateur, l'influence de la nature du milieu poreux sur les performances de la boucle peut elle aussi être considérée. C'est pourquoi la figure V.25 représente l'étude paramétrique réalisée sur la perméabilité du milieu poreux de l'évaporateur de la CPLIP. La perméabilité, et son influence sur les pertes de charge de l'écoulement du liquide dans le poreux, ont un impact important sur le saut de pression capillaire. Rappelons ici que la perméabilité du milieu poreux des CPLIP utilisées sur les bancs de test vaut environ  $6,5 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$ , valeur légèrement supérieure à la valeur seuil de  $6 \cdot 10^{-13} \text{ m}^2$  qui apparaît sur les graphes et au delà de laquelle elle n'a plus d'influence. En dessous de cette valeur,

## V.2 Etudes paramétriques

pour un ordre de grandeur de perméabilité plus faible et à 1000 W, l'impact sur le saut de pression capillaire est équivalent à la valeur du saut de pression capillaire maximal (environ 10500 Pa) et à 4000 W c'est même 4 fois cette valeur qui est atteinte !

Il faut également souligner la non dépendance de la température du bâti de l'évaporateur vis-à-vis de la perméabilité et donc des pertes de charge dans le milieu poreux. Pour expliquer ce comportement, on peut se reporter à la figure II.9 du cycle thermodynamique de CPL présentée au chapitre 2. En effet, le point 10 représente la référence en pression et température au niveau du réservoir. Donc la position du point 2 sur la courbe de saturation, et par conséquent la température de saturation au niveau de l'interface, est déterminée par l'ensemble des pertes de charge entre les points 8 et 2. Les pertes de charge dans le milieu poreux déterminent quant à elle la position du point 1 représentatif du liquide « hors équilibre » et n'ont donc a priori pas d'influence sur la valeur de température de saturation du point 2.

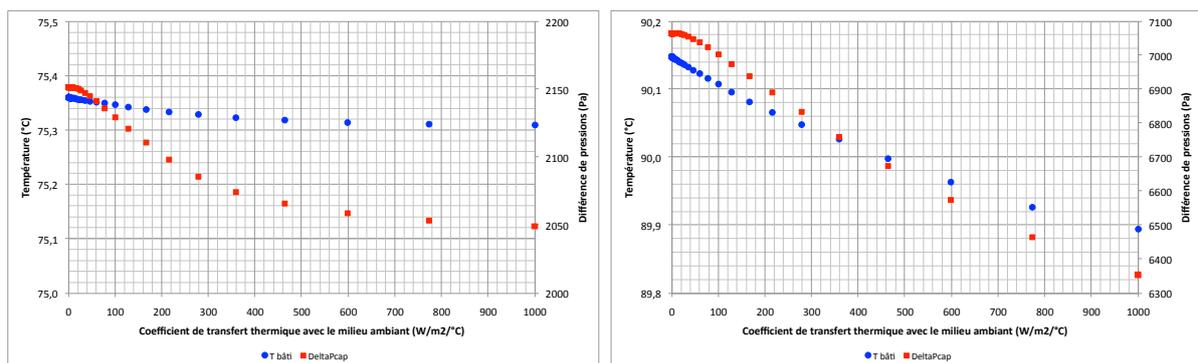
La construction des réseaux dans l'évaporateur du modèle (cf figure IV.7) représente ce comportement de manière intrinsèque. En effet la température à l'interface de vaporisation  $T_{evap}$  (dont dépend la température du bâti) est calculée à partir de l'enthalpie de vapeur saturante, elle-même déduite de la pression  $P_{evaph}$  du côté de la vapeur de l'interface formée par les ménisques. Or le réseau hydraulique est construit de telle manière que la pression de référence du circuit se trouve au niveau de la partie basse du réservoir  $P_{resbas}$ , les nœuds au niveau des ménisques  $P_{evapb}$  et  $P_{evaph}$  restant « libres ». Dans ce modèle, seules les pertes de charge situées entre les potentiels  $P_{resbas}$  et  $P_{evaph}$  peuvent donc avoir une influence sur la température  $T_{evap}$  et par conséquent, la température du bâti. Il est donc normal que des modifications sur les pertes de charge comprises entre les potentiels  $P_{resbas}$  et  $P_{evapb}$  (comme les pertes de charge de l'écoulement dans le milieu poreux par exemple) n'aient pas d'influence sur  $T_{evap}$ , mais uniquement sur le saut de pression capillaire qui n'est autre que la différence ( $P_{evaph} - P_{evapb}$ ).



**Figure V.25** – Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la perméabilité du milieu poreux pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

## 2.4 Influence des conditions extérieures

Nous l'avons simplement évoqué en analysant la sensibilité de la réponse du modèle aux diamètres des conduites mais nous allons désormais nous intéresser plus en détail aux échanges thermiques avec le milieu ambiant. La figure V.26 représente la sensibilité du modèle à des coefficients de transfert thermique avec l'extérieur variant de 0,1 à 1000  $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ . Autrement dit, cette gamme de coefficients balaie diverses configurations de transfert avec l'extérieur allant de conduites isolées jusqu'à un régime de convection forcée très importante. Il apparaît que les transferts thermiques avec le milieu ambiant n'ont qu'une influence négligeable sur la température de maintien de l'électronique de puissance et faible sur le saut de pression capillaire dans la boucle, au vu des sensibilités précédentes. Cette constatation se confirme avec la figure V.27 suivante. Pour un coefficient de transfert thermique de  $10 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  représentatif d'un mode de transfert par convection naturelle augmenté du rayonnement, cette figure montre qu'une gamme de températures ambiantes de  $[-20^\circ\text{C}; 60^\circ\text{C}]$  ne présente aucun impact sur la température du bâti de l'évaporateur et un impact très faible sur le saut de pression capillaire dans l'évaporateur.

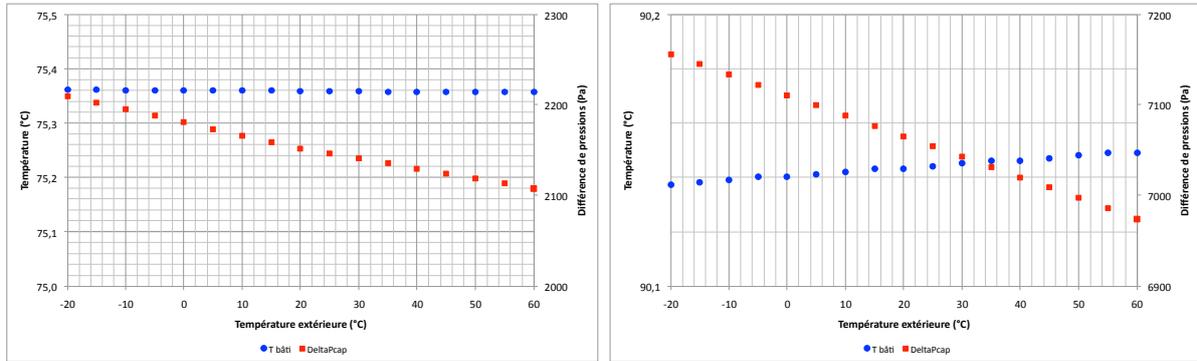


**Figure V.26** – Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire au coefficient de transfert thermique avec l'extérieur pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir  $73^\circ\text{C}$  et condenseur  $20^\circ\text{C}$ )

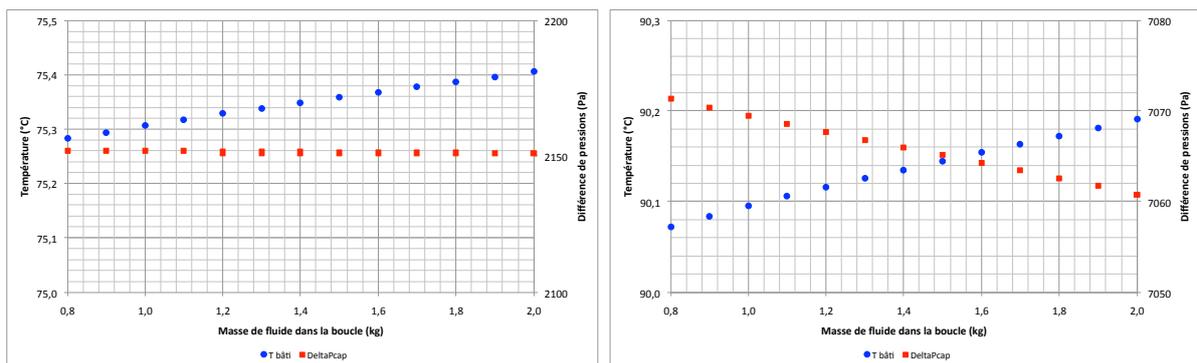
## 2.5 Influence de la masse de fluide dans la boucle

Concernant la masse totale de fluide introduite dans la boucle (figure V.28), en régime permanent, elle n'a quasiment pas d'influence sur le fonctionnement de la CPLIP. En effet, si l'on considère ce modèle, il apparaît que la masse totale de fluide n'intervient que dans le calcul de fraction volumique de vapeur dans le réservoir et donc sur la hauteur de liquide dans le réservoir. Elle ne peut donc avoir d'influence que sur la différence de pression hydrostatique liée à cette hauteur. Or, comme nous l'avons déjà vu, les variations induites sont très faibles au regard des autres pertes de charge dans la boucle et ne se répercutent donc pas sur les conditions de pression et de température au niveau de l'interface de vaporisation dans l'évaporateur.

## V.2 Etudes paramétriques



**Figure V.27** – Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la température extérieure ( $h_{ext} = 10 \text{ W.m}^{-1}.K^{-1}$ ) pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir  $73^\circ\text{C}$  et condenseur  $20^\circ\text{C}$ )



**Figure V.28** – Sensibilité de la température du bâti et du saut de pression capillaire à la masse de fluide dans la boucle pour une puissance appliquée de 1000 W (gauche) et 4000 W (droite) (réservoir  $73^\circ\text{C}$  et condenseur  $20^\circ\text{C}$ )

### 2.6 Récapitulatif des sensibilités étudiées

Pour conclure sur cette étude de sensibilité, nous allons nous appuyer sur la vue d'ensemble que nous fournit le tableau V.1. Tout d'abord, il apparaît clairement que la sensibilité du modèle à chaque paramètre s'illustre avant tout sur le comportement hydraulique du système. Les paramètres dont dépendent directement les pertes de charge dans la boucle, tels que la position du condenseur ou les dimensions des conduites, ont la plus grande influence sur le saut de pression capillaire. C'est le couplage thermo-hydraulique lié à la présence de l'interface de vaporisation dans l'évaporateur et le recalage de la conductance  $G_{evap}$  qui déterminent l'importance de l'impact de tel ou tel paramètre sur la température au contact de l'électronique de puissance. Par conséquent, seuls les paramètres qui ont une influence forte sur les pertes de charge globale du circuit, comme les dimensions de la ligne vapeur et la position du condenseur, se trouvent avoir un impact sur la température du bâti de l'évaporateur. Le coefficient de transfert, la température extérieure et la masse de fluide dans la boucle ne modifient que très peu les pertes de charge dans chaque élément du système et il est donc normal de constater que leur influence soit négligeable, tant sur l'aspect hydraulique que thermique. Notons le cas de la perméabilité du milieu poreux qui présente une influence majeure sur le saut de pression capillaire mais aucune sur le niveau de température à l'évaporateur. Un modèle qui se positionnerait à une échelle inférieure (l'échelle du poreux par exemple) pourrait sans doute s'avérer un complément indispensable pour mieux appréhender la physique de l'évaporateur et nous aider lors de la construction des réseaux de cette approche nodale.

Enfin, il est intéressant de constater que ce modèle nous permet d'aller plus loin dans l'interprétation du comportement de la CPLIP tout en ne contredisant pas les premières conclusions que nous avons pu obtenir à la suite de l'étude sommaire présentée en fin de chapitre 2 où seules les pertes de charge du système avaient été prises en compte. C'est bien l'aspect hydraulique du fonctionnement de la CPLIP qui « pilote » son fonctionnement, notamment par le biais de la référence de pression du circuit située au réservoir. La sensibilité à la position du condenseur montre que la gravité influence fortement les performances de la CPLIP (par l'intermédiaire de la différence de pression hydrostatique dans la phase liquide). Tout en étant dépendant de la conception du réservoir et de l'évaporateur selon l'identification des deux conductances dont le chapitre précédent a fait la part belle, ce simple modèle de CPLIP en régime permanent se présente déjà comme un outil intéressant de dimensionnement capable de fournir certaines pistes d'intégration. En effet, la position du condenseur, les dimensions des conduites, la masse de fluide et les conditions « sous-capot » sont des paramètres d'une importance primordiale pour le constructeur automobile.

Paramètre	Influence sur $T_{bati}$	Influence sur $\Delta P_{cap,max}$ ( $\Delta P_{cap,max} \approx 10500 Pa$ )
<b>position du condenseur</b>	jusqu'à 1,5°C $z \nearrow \Rightarrow T_{bati} \searrow$	jusqu'à 38 % de $\Delta P_{cap,max}$ $z \nearrow \Rightarrow \Delta P_{cap} \searrow$
<b>diamètre de ligne liquide</b> < 10 mm > 10 mm	négligeable négligeable	jusqu'à 20 % de $\Delta P_{cap,max}$ $d_{liq} \nearrow \Rightarrow \Delta P_{cap} \searrow$ négligeable
<b>diamètre de ligne vapeur</b> < 14 mm > 14 mm	jusqu'à 2,5°C $d_{vap} \nearrow \Rightarrow T_{bati} \nearrow$ négligeable	jusqu'à 95 % de $\Delta P_{cap,max}$ $d_{vap} \nearrow \Rightarrow \Delta P_{cap} \searrow$ négligeable
<b>longueur de ligne liquide</b>	négligeable	jusqu'à 24 % de $\Delta P_{cap,max}$ $L_{liq} \nearrow \Rightarrow \Delta P_{cap} \nearrow$
<b>longueur de ligne vapeur</b>	jusqu'à 2,5°C $L_{vap} \nearrow \Rightarrow T_{bati} \nearrow$	jusqu'à 66 % de $\Delta P_{cap,max}$ $L_{vap} \nearrow \Rightarrow \Delta P_{cap} \nearrow$
<b>perméabilité du poreux</b> < $5.10^{-13} m^2$ > $5.10^{-13} m^2$	négligeable négligeable	jusqu'à 450 % de $\Delta P_{cap,max}$ $k \nearrow \Rightarrow \Delta P_{cap} \searrow$ jusqu'à 500 Pa
<b>coefficient de transfert avec l'extérieur</b>	négligeable	jusqu'à 7 % de $\Delta P_{cap,max}$ $h_{ext} \nearrow \Rightarrow \Delta P_{cap} \nearrow$
<b>température ambiante</b> $h_{ext} = 10W.m^{-2}.K^{-1}$	négligeable	jusqu'à 2 % de $\Delta P_{cap,max}$ $T_{ext} \nearrow \Rightarrow \Delta P_{cap} \nearrow$
<b>masse de fluide</b>	négligeable	négligeable

Tableau V.1 – Récapitulatif de la sensibilité des résultats du modèle à divers paramètres

### 3 Conclusions

A la suite du chapitre précédent où ont été détaillées la conception et la validation du modèle nodal de CPLIP en régime permanent, ce chapitre nous a offert l'opportunité de présenter le potentiel de cette approche dans ce qu'elle peut apporter en terme de compréhension du comportement thermo-hydraulique de la CPLIP mais également en terme de pistes de dimensionnement plus susceptibles d'intéresser un industriel, l'intégrant ainsi dans sa panoplie d'outils de contrôle thermique. De par sa conception nodale, ce modèle offre une grande variété de grandeurs de sortie aussi bien thermiques qu'hydrauliques facilement accessibles. La visualisation de certaines de ces sorties pour une simulation de référence nous a tout d'abord permis de mettre en évidence le rôle majeur de la pression au réservoir sur le maintien en température de l'électronique de puissance. En régime permanent, la régulation thermique du réservoir joue directement sur le comportement hydraulique de l'ensemble du circuit qui lui-même pilote le comportement thermique de l'évaporateur. Quant à la température de la source froide, il est intéressant (notamment d'un point de vue applicatif) de constater qu'elle n'a pas d'influence sur le comportement thermique de l'évaporateur en régime permanent. Du point de vue de l'électronique, le modèle montre qu'il est possible de maintenir le même niveau de température pour toute une gamme de températures de source froide. Les différentes études de sensibilité qui ont ensuite été présentées nous ont permis de mettre l'accent une fois de plus sur l'importance du couplage thermo-hydraulique dans un tel système. Il est aussi apparu que la gravité, au-delà de son rôle qui autorise les remontées de bulles de l'évaporateur vers le réservoir, joue un rôle prépondérant sur les pertes de charge du système et donc sur ses performances. Ce modèle possède un potentiel intéressant pour le dimensionnement des systèmes de type CPLIP et plus généralement des CPL, potentiel qui pourra pleinement s'exprimer une fois que les points que nous allons évoquer maintenant auront été traités.

En effet, ce modèle qui s'est voulu dès le départ une approche à l'échelle du système rencontre certaines limitations inhérentes à ce choix. La modélisation nodale du réservoir et de l'évaporateur n'a pu se faire sans la nécessité de recalculer deux conductances à partir de résultats empiriques, rendant ainsi ce modèle quelque peu dépendant de la géométrie du réservoir et de l'évaporateur. Que ce soit dans l'un ou l'autre, une modélisation plus détaillée à une échelle inférieure apparaît nécessaire. Dans le cas du réservoir notamment, un banc expérimental où il serait possible de visualiser les phénomènes de transfert permettrait d'appuyer cette démarche et d'augmenter le champs d'applications de ce modèle. La même démarche doit être entreprise dans le cas du condenseur. L'analyse de l'impact des coefficients de transfert thermique dans le condenseur qui est venue confirmer les hypothèses du chapitre précédent a bien montré la nécessité d'une meilleure modélisation des transferts dans ce composant, et tout particulièrement dans la zone sous-refroidie. Malgré ces quelques obstacles, ce modèle a montré son potentiel en régime permanent et la perspective de l'adapter aux régimes de fonctionnement transitoires se profile naturellement à l'horizon. Cet élargissement du champ d'application de cette méthode peut se faire progressivement. Tout d'abord, l'ajout de capacités sur les différents nœuds du réseau enthalpique devrait pouvoir permettre d'observer certains phénomènes dont la constante

de temps est d'ordre thermique. Ensuite viendra le temps d'adapter le réseau de pressions de manière à visualiser des phénomènes transitoires liés au comportement hydraulique de la CPLIP, et donc aux constantes de temps beaucoup plus faibles.



# Chapitre VI

## Analyse des résultats expérimentaux du banc CPLIP-1.2

Dans ce chapitre nous allons présenter les différents résultats obtenus lors des campagnes d'essais effectuées sur le banc CPLIP-1.2 avec l'éthanol comme fluide de travail. Nous allons commencer par préciser quelques points concernant l'essai de référence déjà présenté au chapitre 3 et duquel ont été retirées nombre d'informations tant hydrauliques que thermiques sur le fonctionnement en régime permanent de la boucle. Nous nous consacrerons par la suite à une étude du régime de fonctionnement transitoire de la CPLIP, basée sur l'analyse temporelle d'essais de démarrage et d'échelons de puissance appliquée à l'évaporateur. Dans la section suivante, nous nous rapprocherons d'une application industrielle en analysant la réponse de la boucle à l'application d'un cycle de puissance caractéristique de la dissipation générée par un module d'électronique de puissance. Enfin, nous mettrons à profit une fonctionnalité particulière de ce banc expérimental en analysant les résultats obtenus lors d'une application de puissance non homogène sur une face de l'évaporateur de la CPLIP.

### 1 Analyse du comportement en régime permanent

La figure VI.1 nous permet de rappeler l'évolution des températures dans la boucle au cours d'un essai de caractérisation en régime permanent présenté en fin de chapitre 3. Ce même type d'essai a été reproduit pour différentes températures de source froide et différentes températures de consigne imposées au réservoir de manière à pouvoir analyser expérimentalement l'influence de ces deux conditions limites sur le fonctionnement de la CPLIP.

Rappelons et soulignons notamment ici que la variation maximale de la température à l'évaporateur et donc du « socle » de l'équipement électronique est de seulement 9°C pour une variation de 1600 W de puissance appliquée. De plus, à supposer qu'un module d'électronique non dissipatif pour un fonctionnement donné soit présent sur la face arrière de l'évaporateur, il serait lui aussi maintenu à température par la CPLIP lorsque les modules situés en face avant dissipent.

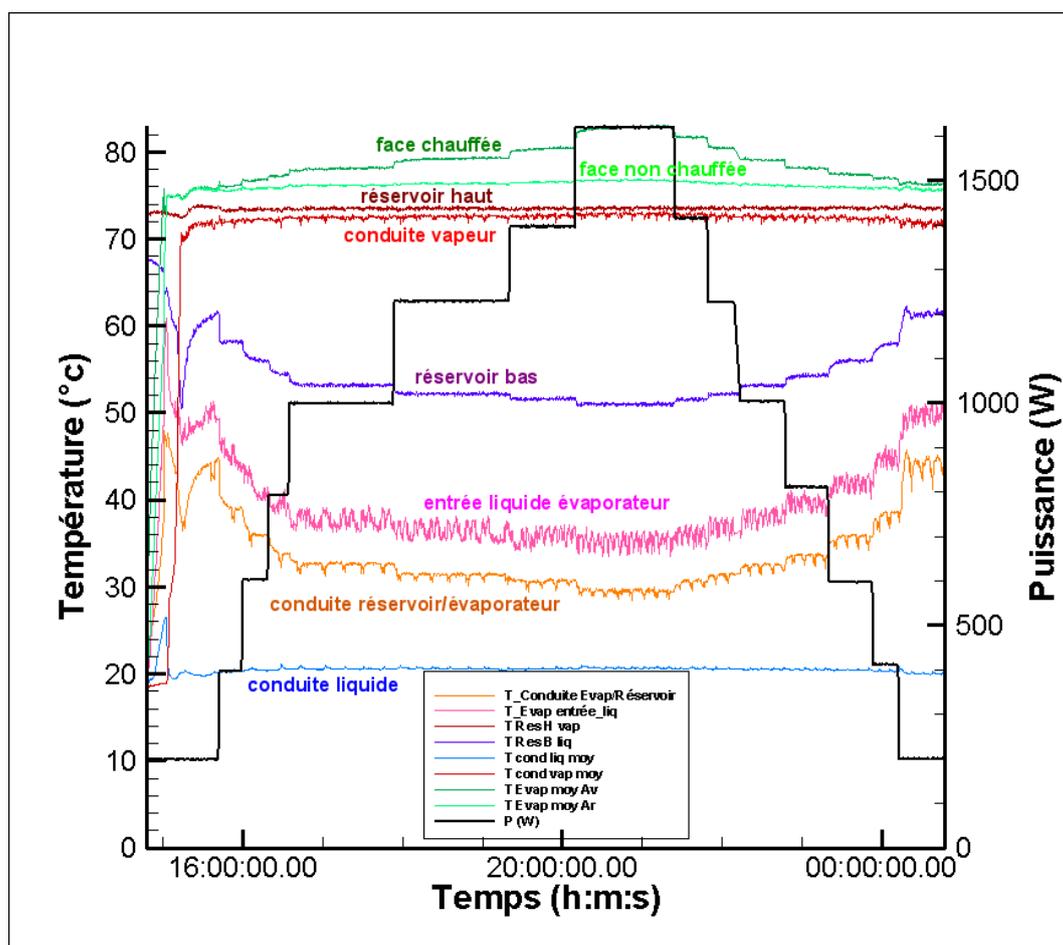
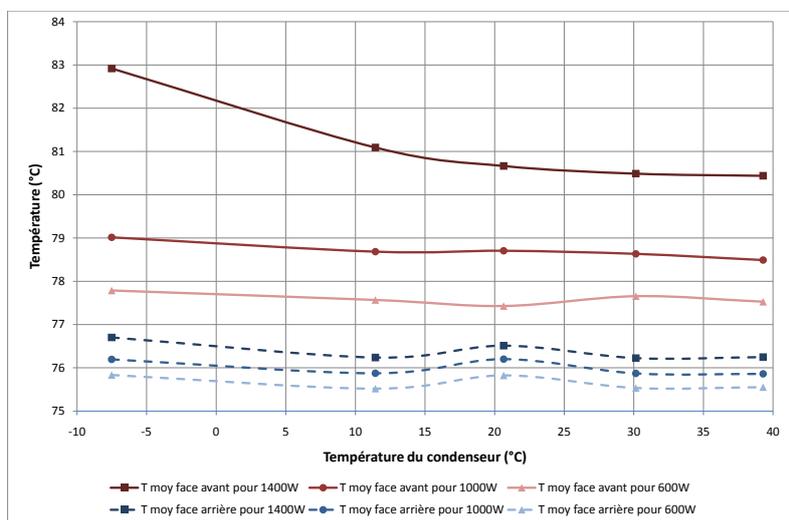


Figure VI.1 – Evolution des températures en différentes positions de la boucle et puissance en fonction du temps (essai de caractérisation, réservoir 72°C, condenseur 20°C)

### 1.1 Influence de la température de source froide

Nous allons présenter ici les résultats de sensibilité thermohydraulique de la CPLIP-1.2 à la température de source froide. Les points de fonctionnement analysés en régime permanent sont associés à des puissances appliquées de 600, 1000 et 1400 W, à 73°C imposés au réservoir et une température d'entrée du fluide secondaire au condenseur variant entre -10°C et 40°C.

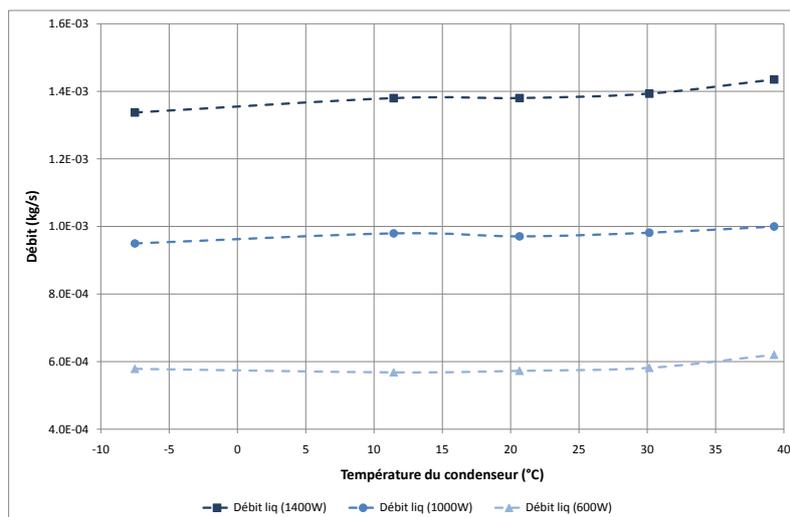
La figure VI.2 représente la température moyenne des faces chauffées (« avant ») et non chauffée (« arrière ») de l'évaporateur en fonction de la température d'entrée du fluide secondaire au condenseur et pour trois puissances différentes. Il apparaît sur ce graphe que la température de source froide n'a pas d'influence sur la température au niveau de l'évaporateur. Cette constatation rejoint les conclusions de l'étude de sensibilité à la température de source froide du modèle présentée au chapitre précédent. Notons que seul un point de fonctionnement semble être influencé par la température du fluide secondaire : pour 1400 W de puissance appliquée et une température au condenseur voisine de -10°C, la conductance au niveau de la face active de l'évaporateur semble se dégrader. L'augmentation de la viscosité cinématique de l'éthanol liquide aux basses températures (cf. annexe A) peut expliquer ce phénomène pour un débit suffisamment important. Cette influence reste malgré tout minimale (environ 2°C) et ne remet pas en cause le très important potentiel de régulation de la température à l'évaporateur de ce procédé, quelles que soient la puissance appliquée et la température de source froide.



**Figure VI.2** – Sensibilité de la température moyenne de chaque face de l'évaporateur à la température de source froide (réservoir 73°C)

La figure suivante (VI.3) représente cette fois le débit mesuré dans la conduite liquide en fonction de la température de la source froide. Nous nous référons en effet à cette mesure pour analyser le débit dans l'ensemble de la boucle puisque nous avons montré que la mesure du débit de vapeur n'est pas fiable. Ce débit massique augmente très peu

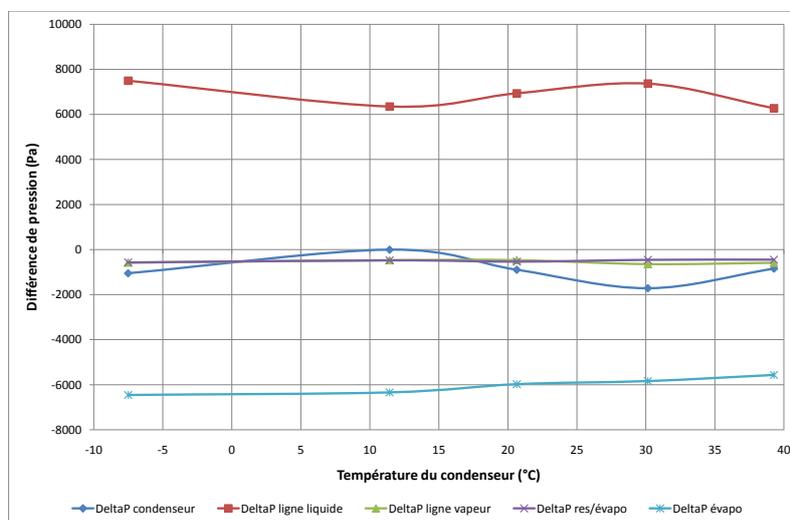
avec la température de source froide. Comme mis en évidence pour le modèle (chapitre 5), lorsque la température de source froide augmente, le fluide arrive plus chaud en entrée d'évaporateur, donc le flux de fuite diminue et une plus grande part de la puissance appliquée sert à vaporiser le fluide. Le débit massique résultant est donc plus important.



**Figure VI.3** – Sensibilité du débit massique à la température de source froide (réservoir 73°C)

Enfin, selon la figure VI.4, il semblerait qu'à puissance constante de 1000 W, la température de la source froide ait peu d'influence sur ces pertes de charge. On remarque qu'aucune tendance ne se dégage clairement de l'évolution des pertes de charge dans le condenseur et dans la ligne liquide. Ces variations symétriques proviennent en effet de la forte instabilité du signal de pression mesuré en sortie de condenseur (cf figure III.24), instabilité qui se manifeste donc également sur la valeur moyenne de ce signal.

## VI.1 Analyse du comportement en régime permanent



**Figure VI.4** – Sensibilité des pertes de charge à la température de source froide (puissance appliquée de 1000 W, réservoir 73°C)

### 1.2 Phénomène d’hystérésis

Nous concluerons cette présentation des résultats expérimentaux en régime de fonctionnement permanent par la mise en avant d’un phénomène d’hystérésis observé sur la température de la face chauffée de l’évaporateur. Ce phénomène avait par ailleurs été observé à propos de la CPLIP-1.1 testée par Lossouarn [Los08]. La figure VI.5 met bien en évidence que la température moyenne de la face active de l’évaporateur est plus importante pour les échelons descendants de puissance que pour les échelons montants correspondant, dans une amplitude pouvant atteindre 2°C. La température moyenne de la face non chauffée n’est quant à elle aucunement affectée par ce comportement. Lossouarn fait le lien entre ce phénomène et la pénétration de l’interface de vaporisation au sein de la mèche poreuse. En effet, dans un milieu poreux saturé par deux fluides, le drainage<sup>1</sup> se fait de manière plus aisée que l’imbibition<sup>2</sup>. Or, lorsque la puissance augmente, le milieu poreux de l’évaporateur saturé de liquide et de vapeur se trouve en situation de drainage tandis que lorsque la puissance diminue, l’imbibition plus difficile de la mèche poreuse par le liquide doit conduire à la légère dégradation du transfert thermique qui est observée.

1. Le fluide non mouillant (ici la vapeur), au sein duquel la pression est la plus forte, chasse le fluide mouillant (ici le liquide).

2. Le fluide mouillant chasse le fluide non mouillant.

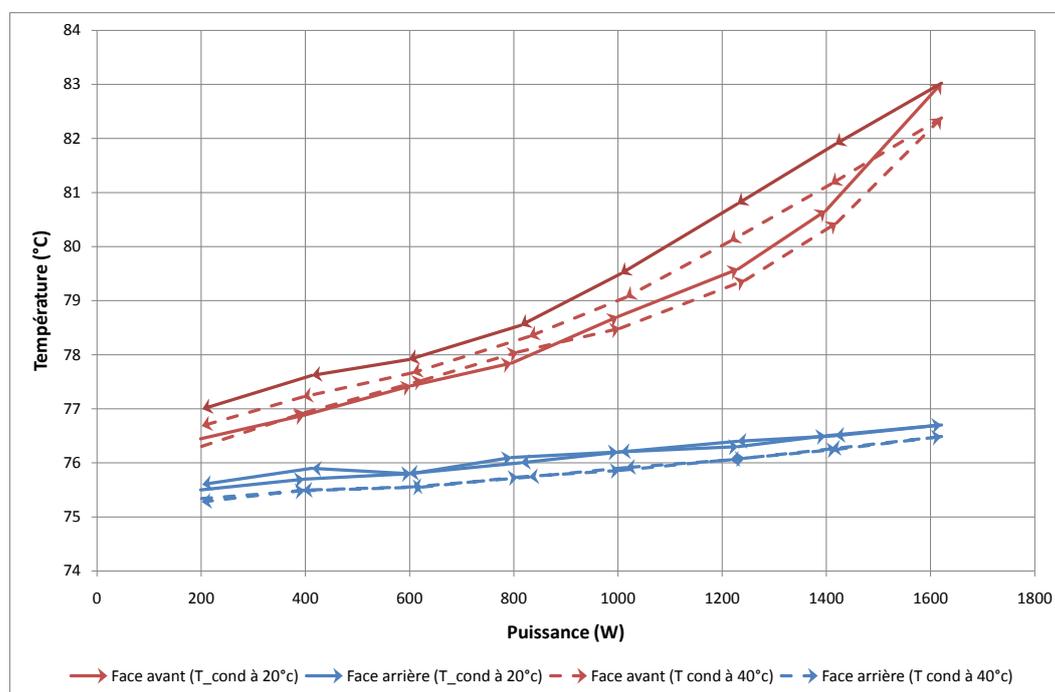


Figure VI.5 – Phénomène d’hystérésis observé au niveau de la face active de l’évaporateur (réservoir 73°C)

## 2 Analyse du comportement en régime transitoire

Dans cette partie, intéressons nous à la manière dont la CPLIP réagit dans les phases transitoires d’application de puissance plus ou moins sévères. De manière à bien comprendre les mécanismes régissant le fonctionnement de la boucle durant ces phases, nous nous focalisons sur deux types de sollicitation traités séparément : les démarrages et les échelons de puissance. L’application de puissance sous forme de cycle, plus proche des applications de refroidissement d’électronique de puissance, sera traitée par la suite. Nous devons également signaler que tous les essais qui vont être présentés ne sont pas exempts du problème de génération de gaz non condensables décrit au chapitre 3. Cependant, la durée de chaque essai est suffisamment courte pour que la variation de température de saturation au réservoir reste inférieure à 1°C. Nous n’en reparlerons plus par la suite mais ce fait doit être gardé à l’esprit.

### 2.1 Démarrages

#### 2.1.1 Démarrage pour deux puissances différentes

Notre étude du démarrage de la CPLIP va commencer par l’analyse des différentes données disponibles sur le banc expérimental pour des puissances appliquées de 100 W et 500 W avec une température de 73°C imposée au réservoir et une température de 20°C

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire

---

au condenseur. Dans tous les cas, la puissance n'est appliquée que lorsque le réservoir est stabilisé en température. Nous pourrions ainsi conclure sur l'influence du niveau de sollicitation sur les mécanismes mis en jeu lors du démarrage de la boucle. Sur les deux premières figures (VI.7 et VI.8) sont regroupées les températures des faces chauffée et non chauffée de l'évaporateur en fonction du temps pour ces deux sollicitations en puissance. Les températures sont des valeurs moyennes regroupant les quatre thermocouples de chaque zone de chauffe dont la répartition est rappelée en figure VI.6. Si l'observateur regarde la face chauffée, les zones 1 et 3 sont respectivement en haut à gauche et à droite de l'évaporateur tandis que les zones 2 et 4 se trouvent respectivement en bas à gauche et à droite. La figure VI.9 représente quant à elle diverses températures mesurées sur le banc CPLIP-1.2 dont la valeur moyenne des températures des faces chauffée et non chauffée. Ensuite viennent les évolutions des débits massiques du liquide et de la vapeur en figure VI.10. Les deux débitmètres donnent la même valeur tant que la conduite vapeur est remplie de liquide. Dès que de la vapeur se forme, le problème de condensation dans le tube de mesure commenté précédemment fausse la mesure du débitmètre vapeur. Enfin, la figure VI.11 permet de visualiser les pressions mesurées au cours du démarrage par les six capteurs de pression absolue installés sur la boucle.

Suite à l'observation de ces différentes grandeurs et pour tous les essais réalisés, il ressort que nous pouvons décomposer un démarrage type de la CPLIP en trois étapes (notées I,II et III sur les graphiques), plus ou moins prononcées en fonction de la puissance appliquée.

### Etape I :

Nous l'appellerons « phase de montée en température » de la boucle. Sa durée diminue quand la puissance augmente. Durant cette phase, le comportement de la boucle est essentiellement lié à la capacité thermique de l'évaporateur saturé de liquide. Toutefois, le débit de liquide dans l'ensemble de la boucle n'est pas nul. En effet, une circulation du liquide à très faible débit s'opère dans toute la boucle du réservoir vers le condenseur (débits négatifs sur la figure VI.10). Nous assimilons ce comportement à celui d'un thermosiphon monophasique dont le moteur serait le liquide chauffé au sein de l'évaporateur, d'où le sens de circulation observé de bas en haut entre l'évaporateur et le réservoir. Un autre fait marquant est la différence de température observée entre les quatre zones de chauffe durant cette phase. Cette différence s'accroît quand la puissance appliquée est la plus faible et s'observe aussi bien sur la face chauffée que non chauffée<sup>3</sup>.

### Etape II :

Cette deuxième étape débute avec la formation de la première bulle de vapeur. Elle est plus marquée dans le cas du démarrage à 500 W. La surchauffe observée sur le bâti

---

3. La zone 4 en bas à droite de l'évaporateur est la plus froide. Il semblerait donc que la nature du milieu poreux et/ou du contact poreux/bâti soit différente dans cette zone. De fait, la zone 4 semble beaucoup plus irriguée lors de cette phase où la CPLIP se comporte comme un thermosiphon monophasique. De plus, cette constatation vient appuyer une observation que l'on peut faire sur la figure III.20 où un point chaud existe en bas à gauche de l'évaporateur, mais pas en bas à droite.

(8°C pour 500 W) correspond à la différence de température nécessaire pour amorcer la nucléation au sein de l'évaporateur. Cette formation de vapeur s'accompagne donc de la chute de la température moyenne de la face chauffée de l'évaporateur jusqu'à une température de 2 à 3°C supérieure à la température de consigne au réservoir. A l'arrière, la température de la face non chauffée augmente subitement jusqu'à cette même valeur. La vapeur qui se forme dans les cannelures vient donc entourer le milieu poreux avant de sortir de l'évaporateur par la conduite vapeur. Seule la zone 4 semble ne pas se comporter comme ses voisines. Il semblerait que la vapeur mette plus de temps à remplir les cannelures dans cette zone de l'évaporateur, et ce sur les deux faces. Le lien est immédiat avec le comportement atypique de la zone 4 durant la première étape. Il apparaît également sur la figure VI.9 que la température de la conduite réservoir/évaporateur augmente elle aussi subitement au début de cette étape. Ceci signifie qu'une certaine quantité de vapeur s'échappe par percolation de l'évaporateur en remontant par les artères de liquide en direction du réservoir. Cette vapeur se recondense très vite et ne perturbe donc pas l'approvisionnement en liquide de l'évaporateur, aidé par la gravité, qui permet de resaturer complètement le milieu poreux.

Le début de la vaporisation est marqué par la génération d'un débit très important (figure VI.10). Pour le démarrage à 500 W, le premier pic de débit atteint même 5 fois la valeur du débit nominal dans la boucle. Le débit diminue ensuite de nouveau du fait de la condensation dans la conduite vapeur. Il s'ensuit une succession d'accélération et de ralentissements de l'écoulement dûs à l'instabilité de l'interface de condensation dans la conduite vapeur. Ce fort débit global a pour conséquence l'arrivée d'une quantité importante de liquide froid dans le réservoir (température en partie basse de réservoir sur la figure VI.9). Pour 500 W, la température en partie haute du réservoir diminue alors de 2°C, malgré la régulation, avant de revenir progressivement à la valeur de consigne. Dans le cas du démarrage à faible puissance (100 W), cette quantité de liquide froid est bien moins importante et le démarrage de la boucle se termine à cette étape, le régime de fonctionnement permanent étant atteint avec une interface de condensation localisée dans la conduite vapeur.

### **Etape III :**

Cette troisième étape du démarrage n'existe donc que si la puissance appliquée est suffisamment importante pour que l'interface de condensation atteigne le condenseur. Elle existe donc dans la majorité des cas. L'arrivée de la première bulle de vapeur dans le condenseur se traduit par le premier pic de pression observé sur les capteurs d'entrée et de sortie du condenseur (figure VI.11). Ce pic n'est d'ailleurs pas observé pour 100 W puisque la vapeur n'atteint jamais le condenseur. Dès ce moment, le débit chute brusquement (figure VI.10) jusqu'à la valeur nominale pour 500 W de puissance appliquée. Le régime permanent est alors atteint, le débit oscille autour de sa valeur nominale et la température en partie basse de réservoir réaugmente progressivement du fait des échanges internes au réservoir (figure VI.9).

Cette analyse nous a donc permis d'identifier les mécanismes de démarrage de la CPLIP. Outre la réactivité du système, la différence principale entre les faibles et les

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire

fortes puissances tient donc dans la position du front de condensation avant ou dans le condenseur. En effet, le fonctionnement de la boucle peut se stabiliser avec le front dans la conduite vapeur si la puissance est suffisamment faible.

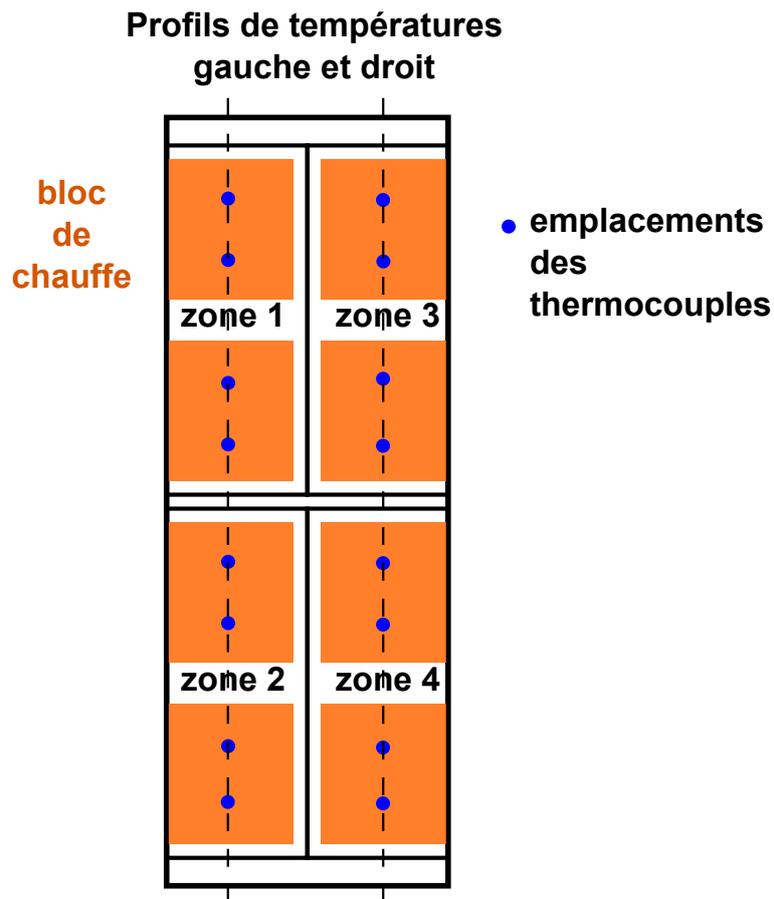
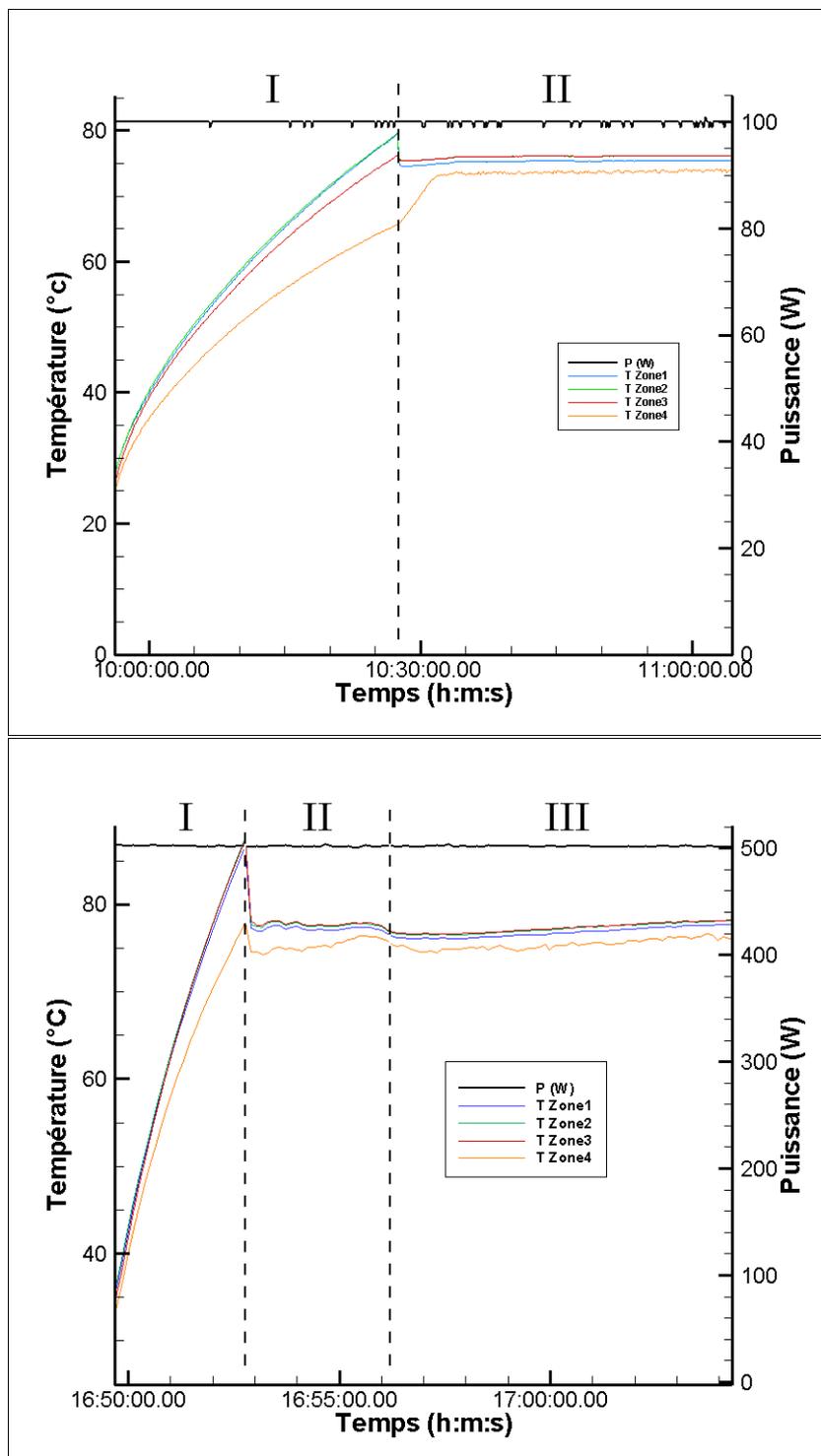
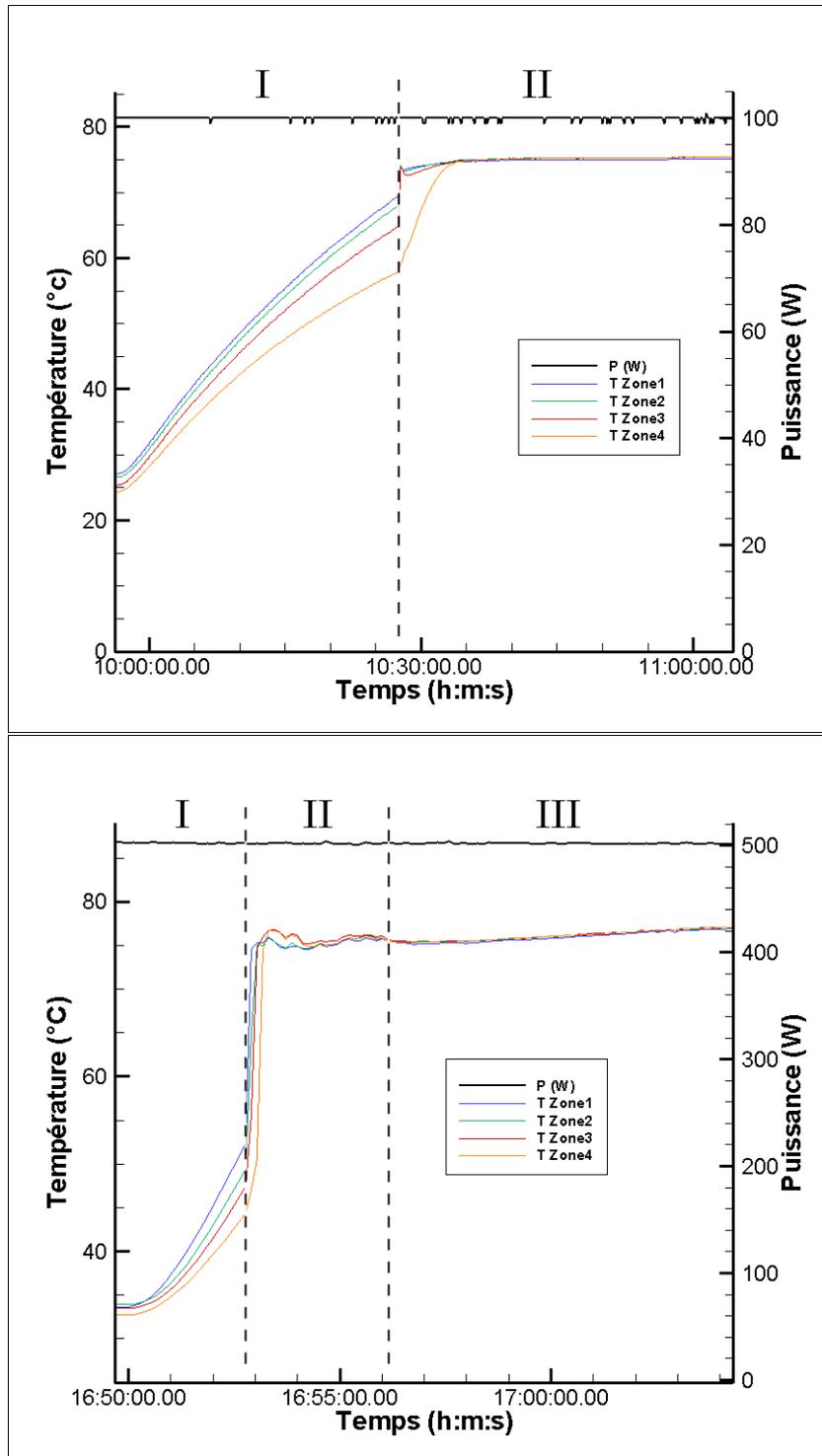


Figure VI.6 – Répartition des zones de chauffe de l'évaporateur



**Figure VI.7** – Evolution des températures des 4 zones de la face chauffée de l'évaporateur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas)

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire



**Figure VI.8** – Evolution des températures des 4 zones de la face non chauffée de l'évaporateur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas)

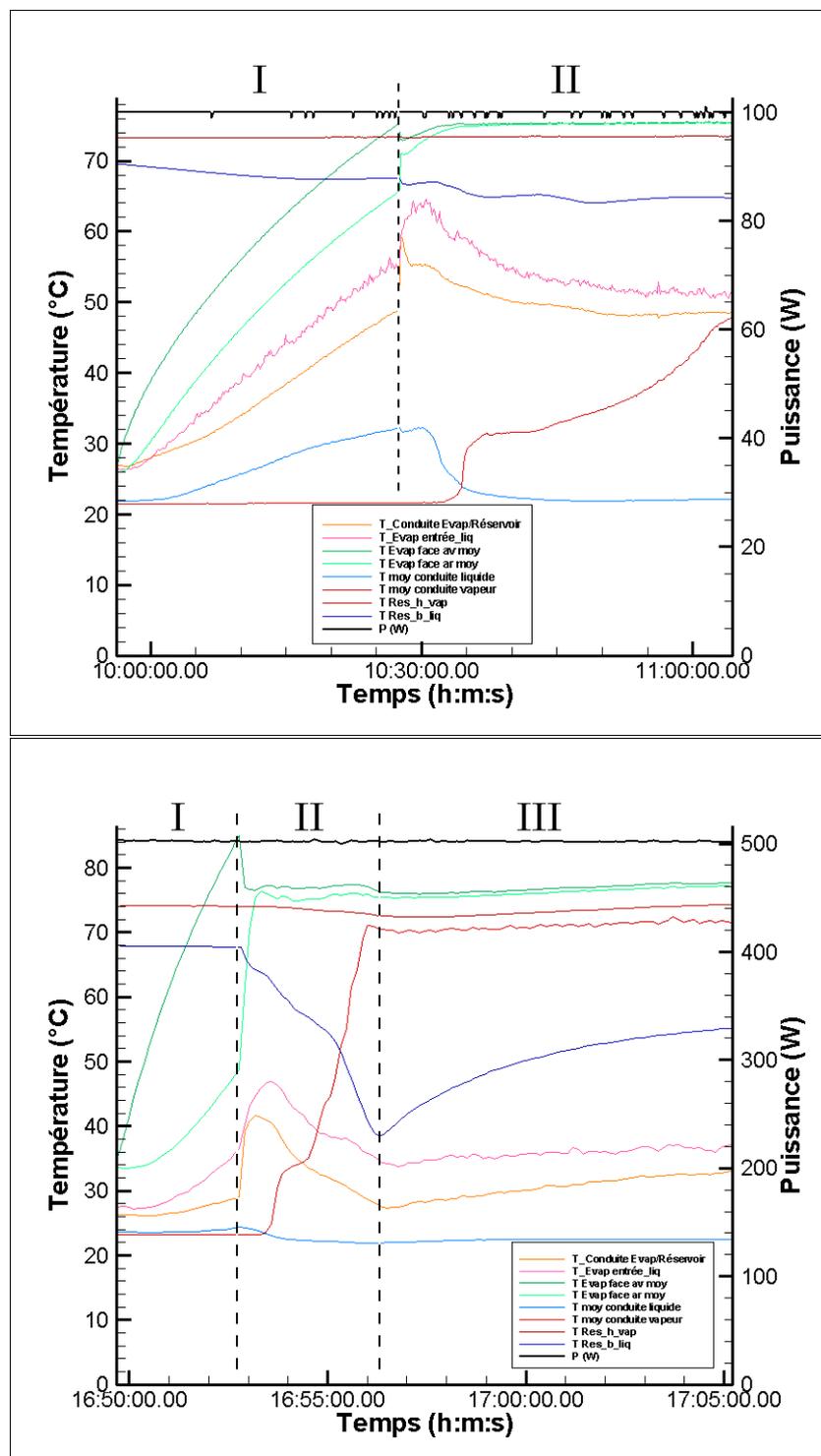


Figure VI.9 – Evolution des températures en divers points de la CPLIP (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas)

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire

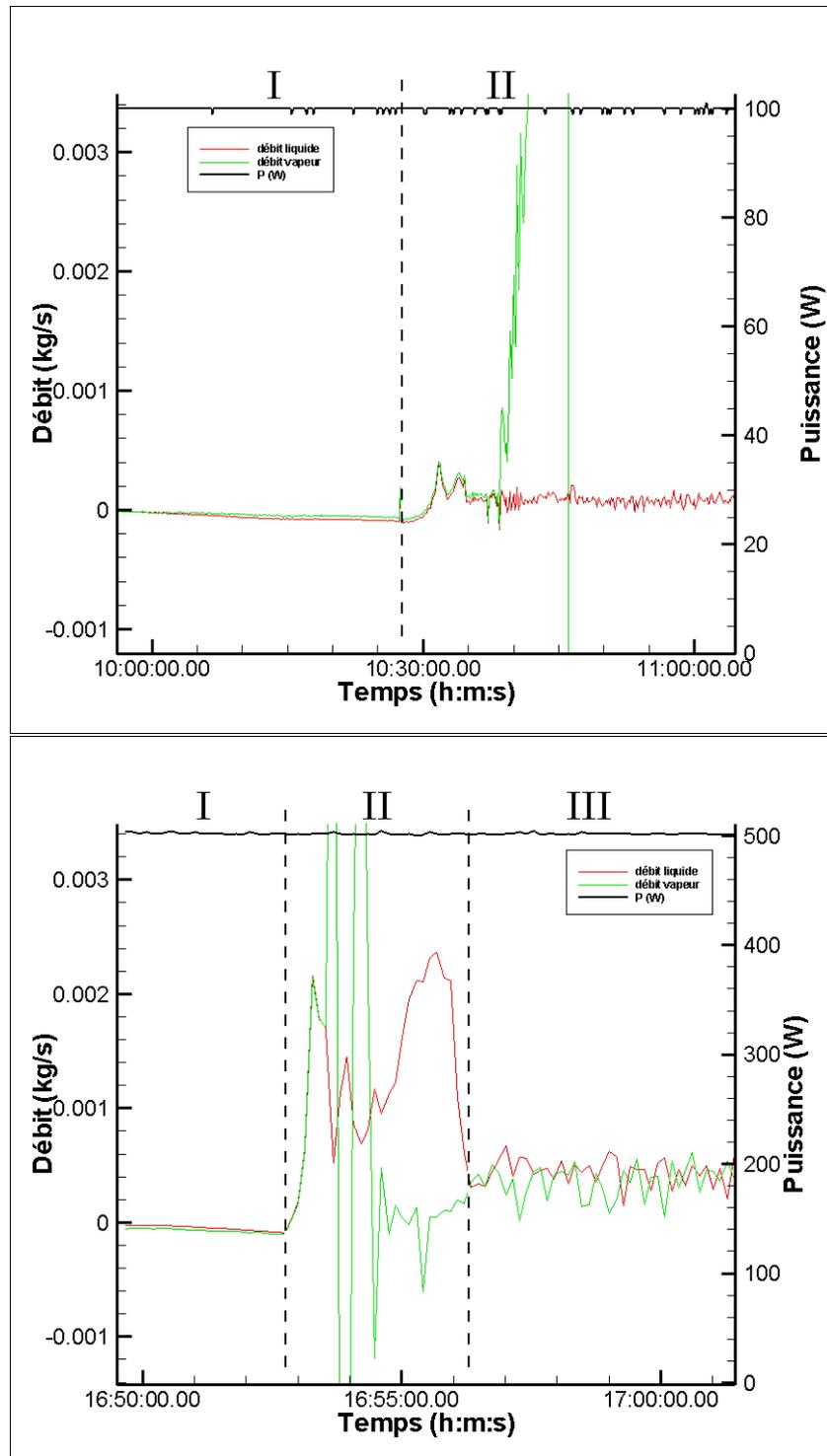


Figure VI.10 – Evolution des débits du liquide et de la vapeur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas)

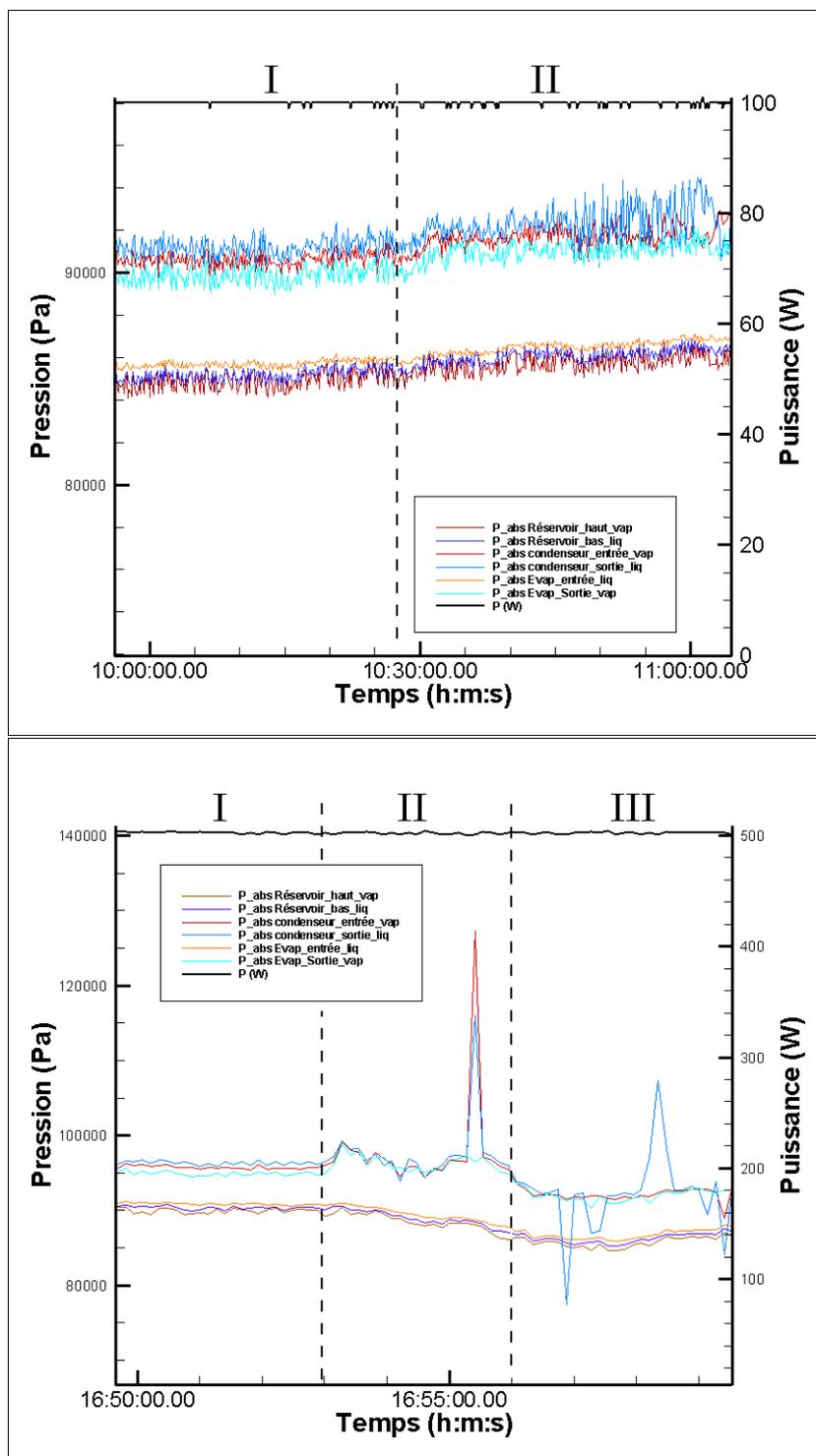


Figure VI.11 – Evolution des pressions en divers points de la CPLIP (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : démarrages à 100 W (haut) et 500 W (bas)

### 2.1.2 Influence de la température de consigne sur le démarrage

Nous allons à présent nous intéresser à l'influence de la température de consigne imposée au réservoir sur le démarrage de la boucle. Ce paramètre s'avère particulièrement intéressant puisqu'il va nous permettre d'analyser un démarrage de la CPLIP qui s'est soldé par un « décrochage ». L'observation des températures de la face chauffée de l'évaporateur (figure VI.12) dans les cinq premières minutes du démarrage à 60°C ne laissait aucunement présager du décrochage final de cet essai. Le démarrage à 80°C s'est quant à lui déroulé selon les trois étapes décrites précédemment. Nous ne le commenterons donc pas une nouvelle fois, il servira de point de comparaison pour mieux analyser l'échec du démarrage à 60°C.

Pour 60°C, tout s'est déroulé sans accroc jusqu'à la fin de la deuxième étape. A ce moment, la température moyenne de la zone 1 augmente brusquement, suivie de près par la zone 2. Une seule explication : de la vapeur s'est frayé un chemin à travers la mèche poreuse et l'alimentation en liquide n'est plus suffisante pour réimbiber le poreux. Le phénomène prend de l'ampleur et finalement c'est toute la gauche de l'évaporateur qui n'est plus approvisionnée en liquide<sup>4</sup> (figure VI.12). Le débit dans la boucle entre alors dans une phase de diminution (figure VI.14) jusqu'à ce que l'écoulement finisse par changer de sens ! En effet, le déficit de vapeur en sortie d'évaporateur entraîne le retrait progressif du front de condensation dans le condenseur, puis dans la ligne vapeur (cette dernière est de nouveau remplie de liquide au bout de cinq minutes, comme le montre le rapprochement des courbes verte et rouge de la figure VI.14). Du liquide chaud est alors aspiré du réservoir vers le condenseur (température de la ligne liquide croissante sur la figure VI.13). Le réservoir est donc le siège de deux phénomènes : un apport de vapeur remontant de l'évaporateur et un retrait de liquide vers le condenseur. Il n'y a plus de sous-refroidissement et la température de saturation dans le réservoir se met à augmenter inéluctablement. Il semble que l'augmentation consécutive de la pression dans la boucle (figure VI.15) permette de réduire la percolation au sein du milieu poreux, entraînant des oscillations du débit dans la boucle (figure VI.14). Toutefois, la zone 1 continue de générer de la vapeur vers le réservoir et le problème persiste. Finalement, l'essai se termine par le déclenchement des sécurités au niveau du bâti de l'évaporateur.

Lors d'un démarrage, tout repose donc sur l'équilibre entre les flux de chaleur entrants et sortants du réservoir. Tant que la percolation est suffisamment localisée pour être immédiatement compensée par l'apport en fluide sous-refroidi, on peut espérer revenir à un fonctionnement normal. Dans le cas contraire, le phénomène ne peut que s'amplifier puisque la percolation est elle-même à l'origine d'une chute de débit qui entraîne une baisse de l'apport en liquide sous-refroidi au réservoir et même pire que cela, une aspiration du liquide du réservoir vers le condenseur. La température de consigne au réservoir a donc une influence sur le démarrage dans le sens où elle commande la pression de référence dans la boucle. Plus cette dernière est faible, plus le risque de voir se produire une

---

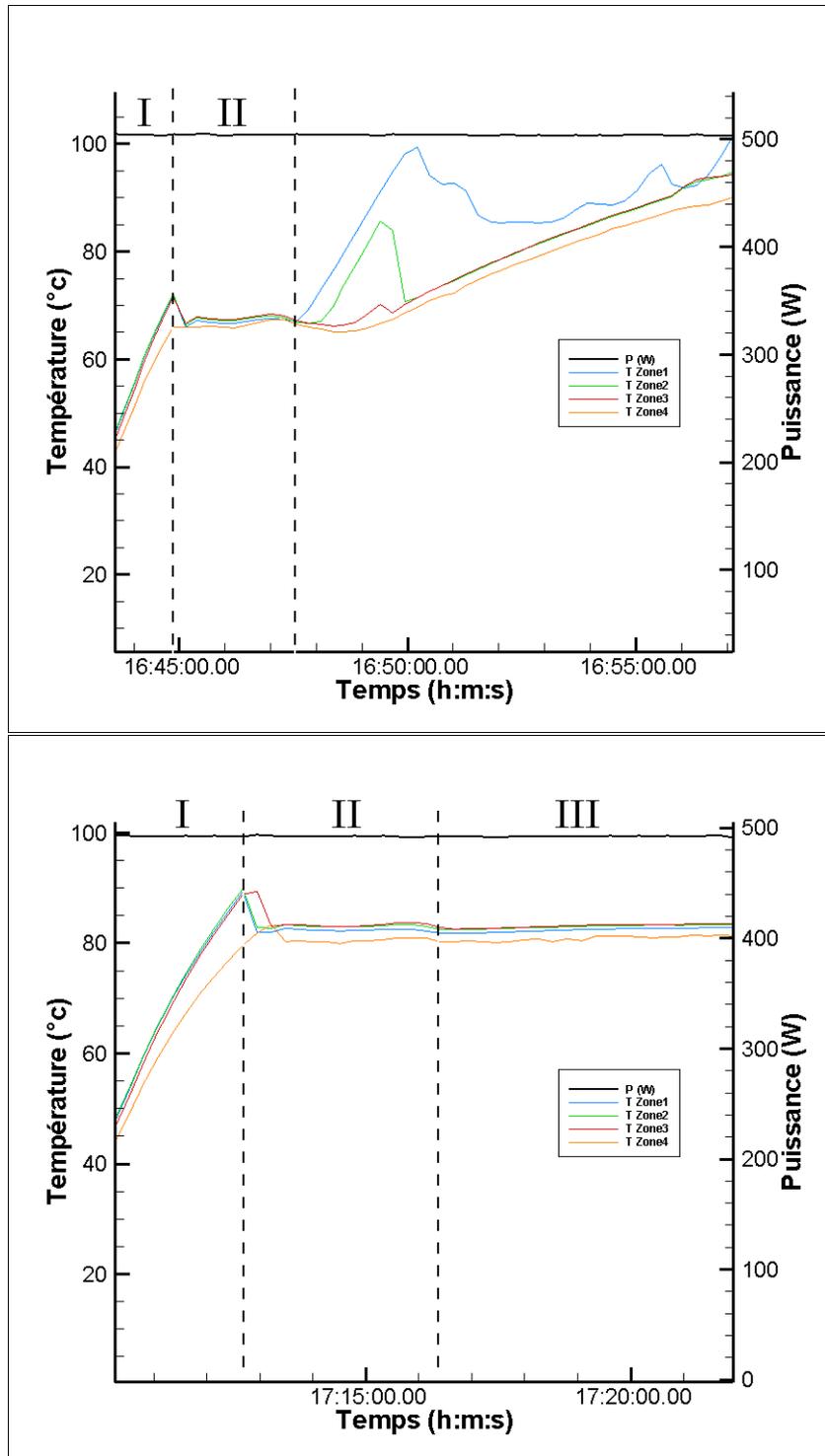
4. Cette constatation vient appuyer notre précédente remarque sur la zone 4 : les parties gauche et droite de l'évaporateur ne sont pas irriguées de la même manière.

## Chapitre VI. Analyse des résultats expérimentaux du banc CPLIP-1.2

---

percolation conséquente est important. Il n'est d'ailleurs pas étonnant que la percolation se soit produite en haut de l'évaporateur puisque, gravité oblige, c'est là que la pression du liquide sous les ménisques est la plus faible. Enfin, les deux moments qui apparaissent critiques quant à l'apparition de la percolation sont la formation de la première bulle de vapeur et la fin de la deuxième étape du démarrage lorsque la vapeur pénètre dans le condenseur.

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire



**Figure VI.12** – Evolution des températures des 4 zones de la face chauffée de l'évaporateur (démarrages à 500 W et condenseur 20°C) : réservoir 60°C (haut) et 80°C (bas)

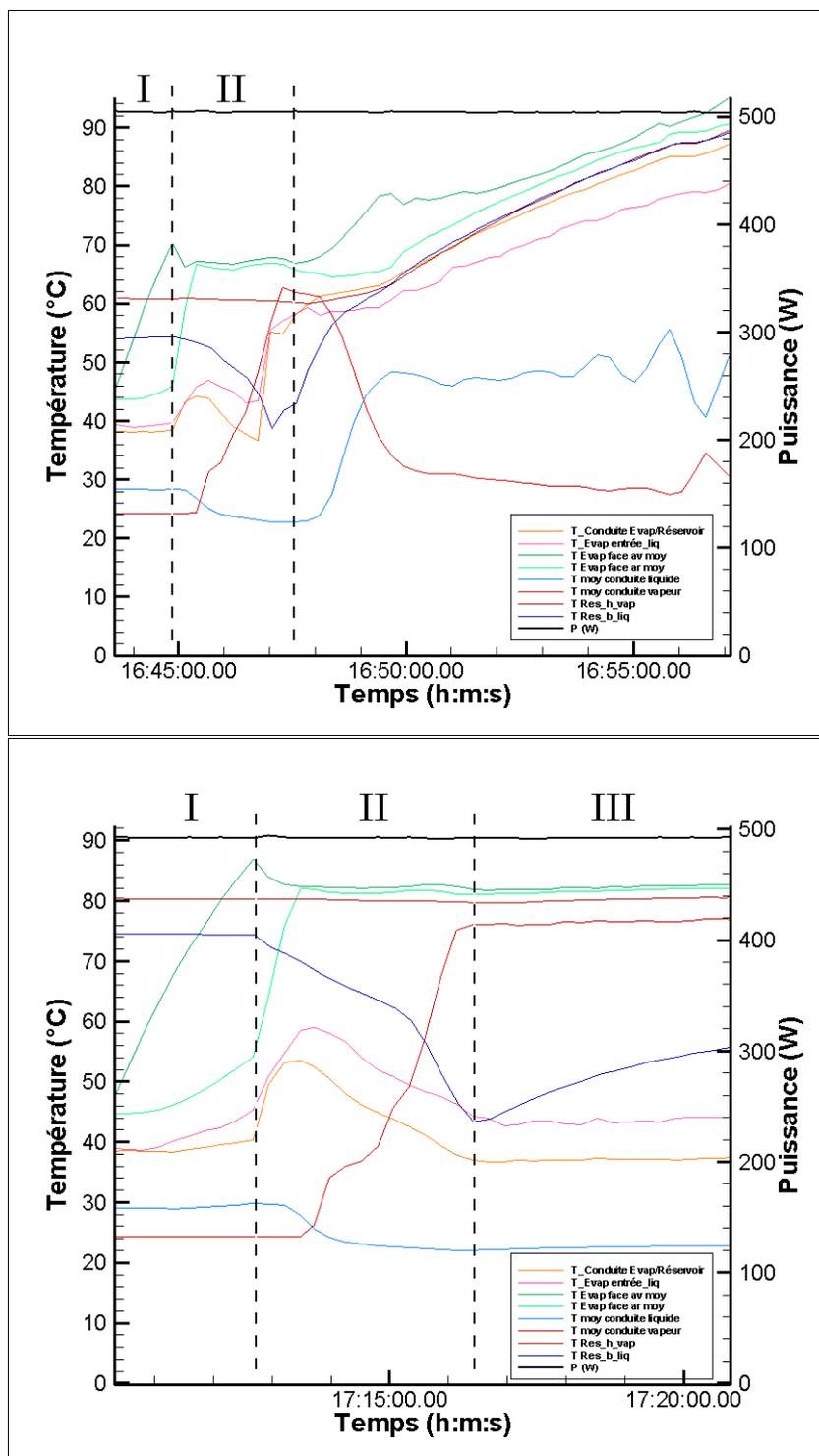


Figure VI.13 – Evolution des températures en divers points de la CPLIP (démarrages à 500 W et condenseur 20°C) : réservoir 60°C (haut) et 80°C (bas)

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire

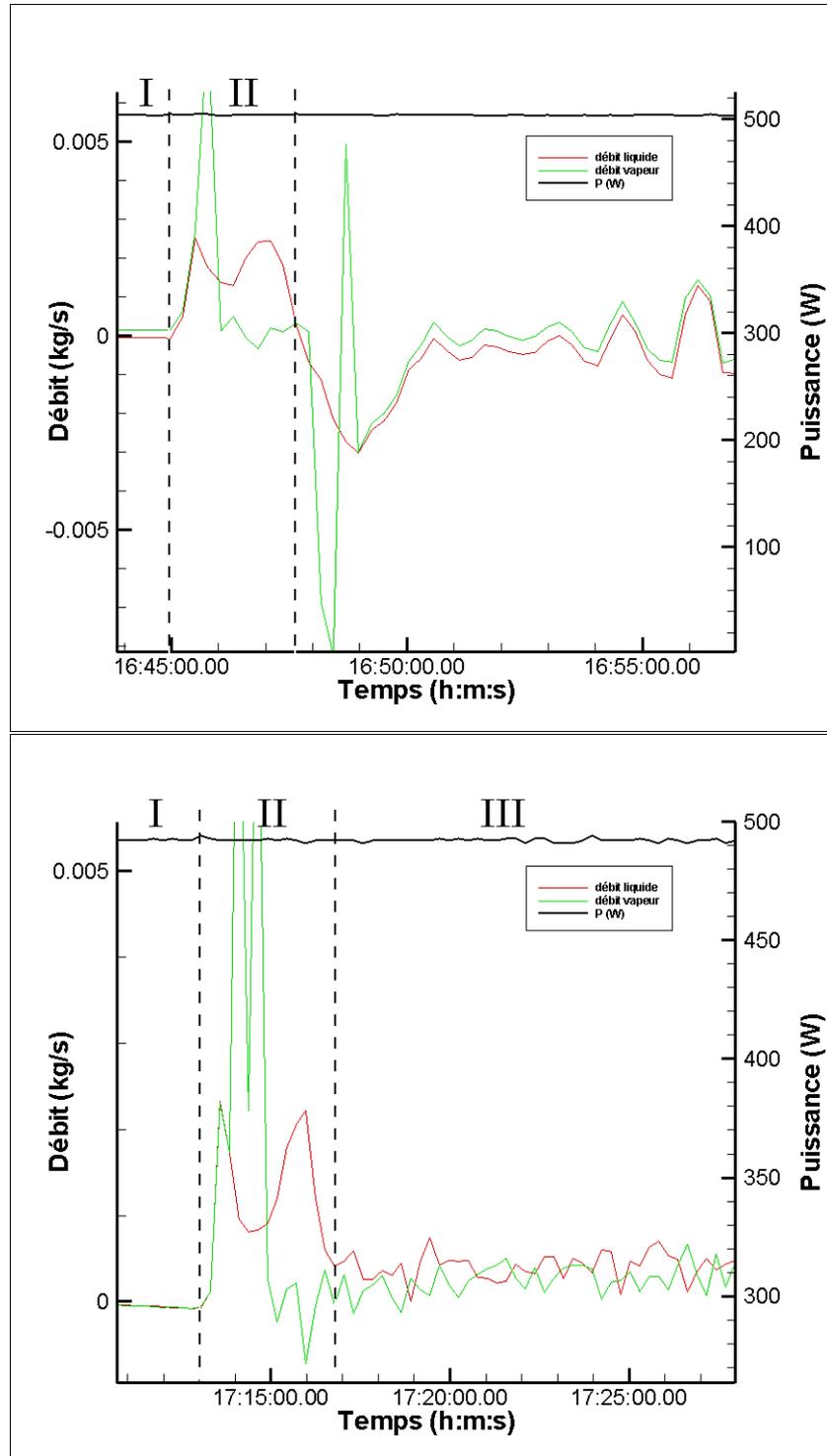


Figure VI.14 – Evolution des débits du liquide et de la vapeur (démarrages à 500 W et condenseur 20°C) : réservoir 60°C (haut) et 80°C (bas)

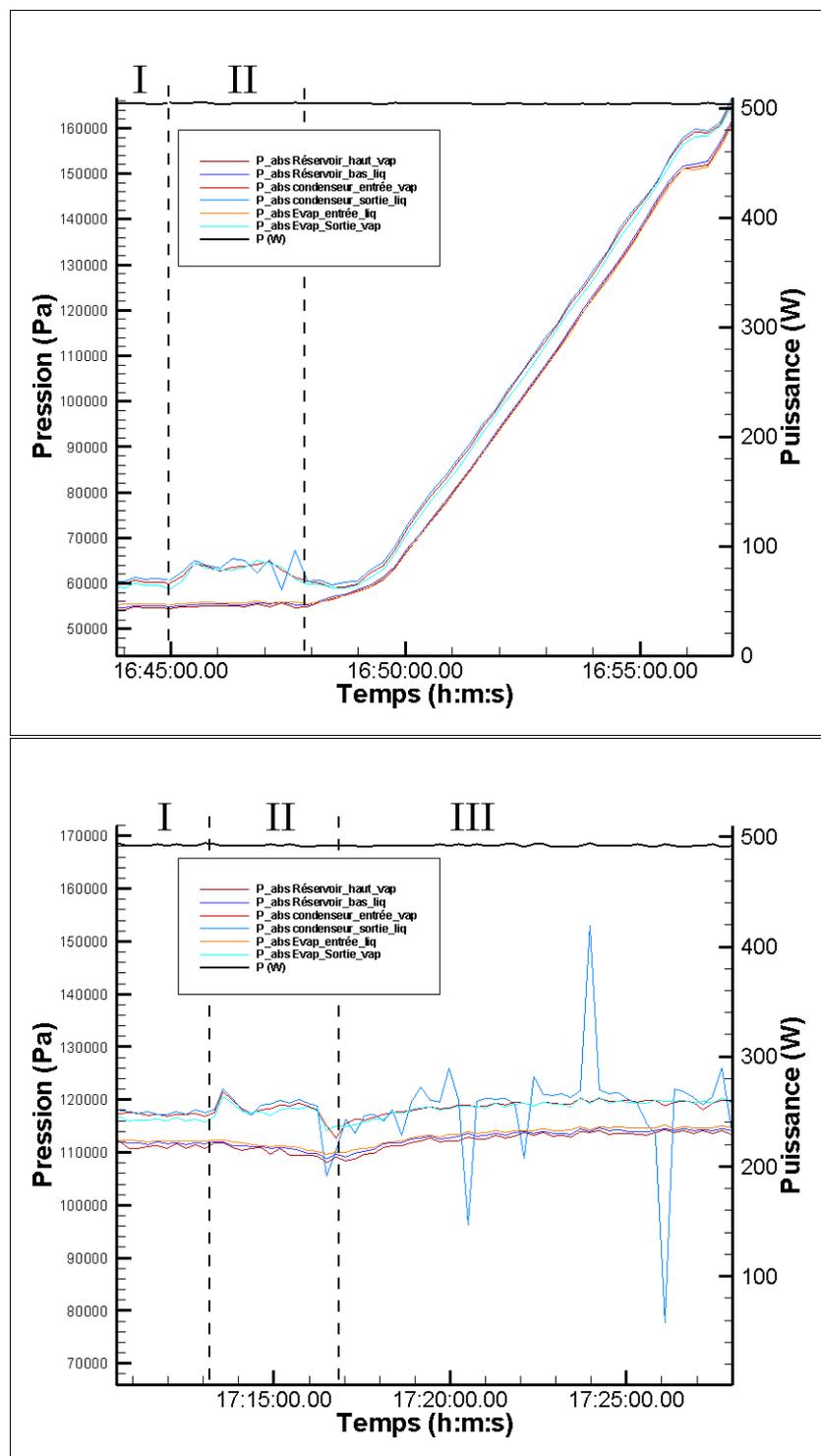


Figure VI.15 – Evolution des pressions en divers points de la CPLIP (démarrages à 500 W et condenseur 20°C) : réservoir 60°C (haut) et 80°C (bas)

### 2.1.3 Influence de la température de source froide sur le démarrage

Nous allons enfin nous demander quelle influence peut avoir la température de source froide sur le déroulement du démarrage. Les figures suivantes représentent les résultats obtenus pour deux démarrages à 500 W avec 73°C de température de consigne au réservoir et des températures d'entrée du fluide secondaire de 0°C et 60°C. Les deux démarrages ont été couronnés de succès. La principale différence liée à la température de source froide apparaît sur la figure VI.18. Pour une température de refroidissement de 0°C, les instabilités en pression aux bornes du condenseur sont non seulement quatre fois plus importantes en amplitude que pour 60°C, mais aussi beaucoup plus fréquentes. Nous pouvons relier ce phénomène aux « claquements » violents qui se sont fait entendre à 0°C et non à 60°C. La différence de température entre vapeur et liquide dans le condenseur impacte directement le niveau d'instabilité, probablement en modifiant l'écart entre masses volumiques liquide et vapeur du fluide. Cela n'a en revanche aucune conséquence sur le débit dans la boucle (figure VI.17). Par contre, la figure VI.16 montre clairement qu'à la fin de la deuxième étape, lorsque le front de condensation pénètre dans le condenseur, il y a génération de vapeur vers le réservoir dans le cas à 0°C et pas dans le cas à 60°C. Dans le cas d'une température de source froide faible, et contrairement au paragraphe précédent, il semble que le sous-refroidissement reste suffisant pour compenser l'apport de vapeur vers le réservoir et entraîner l'arrêt de la percolation.

La figure VI.16 montre également que, du fait de la non isolation des conduites, la température du liquide entrant dans le réservoir pour ces deux essais n'est pas la température de la source froide (0°C et 60°C). Elle se situe respectivement aux environs de 15°C et 40°C, valeurs à prendre en compte pour évaluer le sous-refroidissement lors de ces deux essais.

Nous pouvons conclure sur le rôle de la température de source froide dans le démarrage de la CPLIP en soulignant le concours de deux phénomènes antagonistes. Diminuer la température de source froide entraîne, d'une part, des instabilités plus importantes au condenseur et par conséquent un risque plus élevé de percolation à l'évaporateur, et d'autre part, un meilleur sous-refroidissement permettant un retour plus aisé au régime nominal en cas de percolation. La réussite d'un démarrage est dépendante du bon équilibre entre ces deux phénomènes.

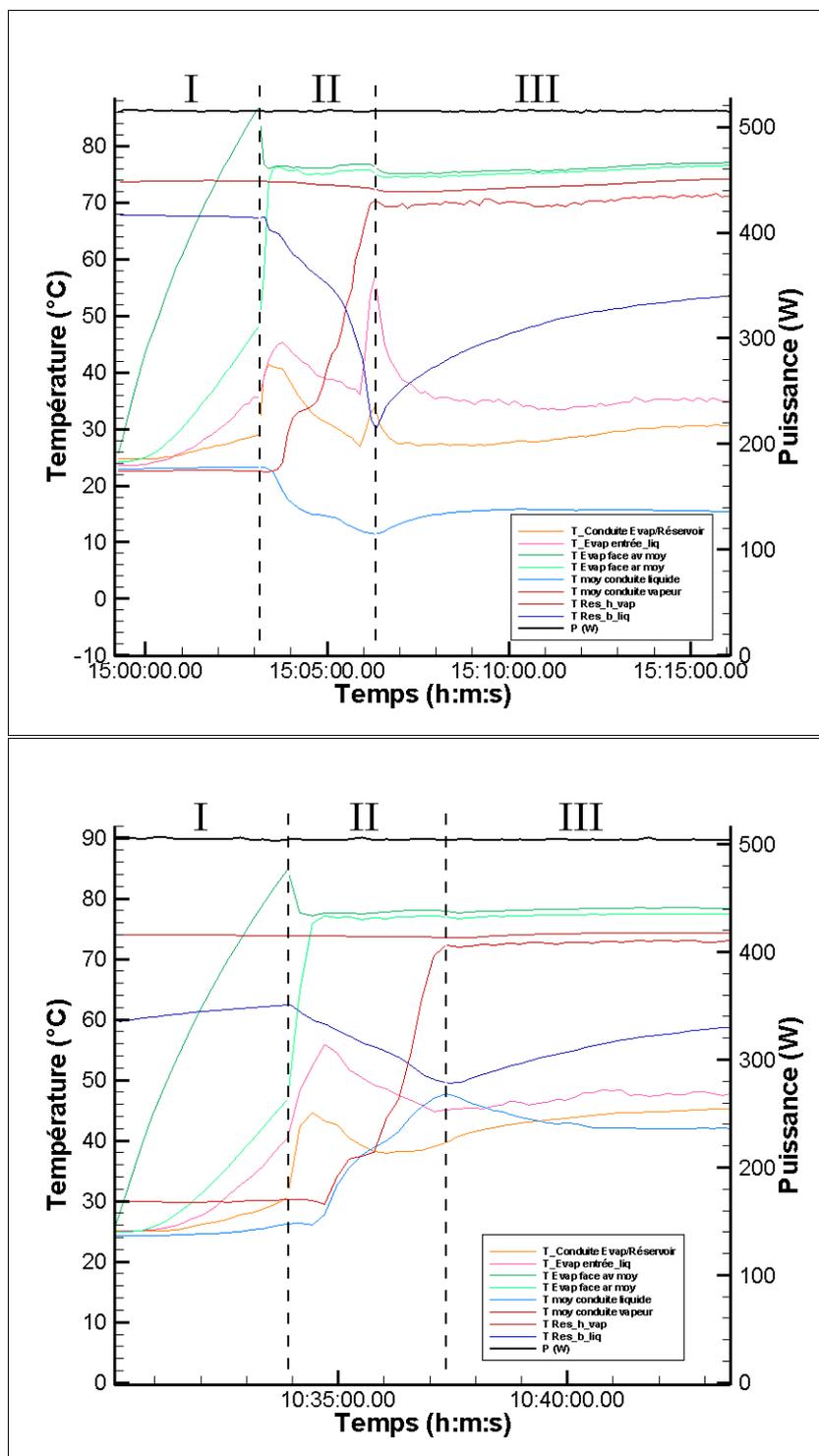


Figure VI.16 – Evolution des températures en divers points de la CPLIP (démarrages à 500 W et réservoir 73°C) : condenseur 0°C (haut) et 60°C (bas)

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire

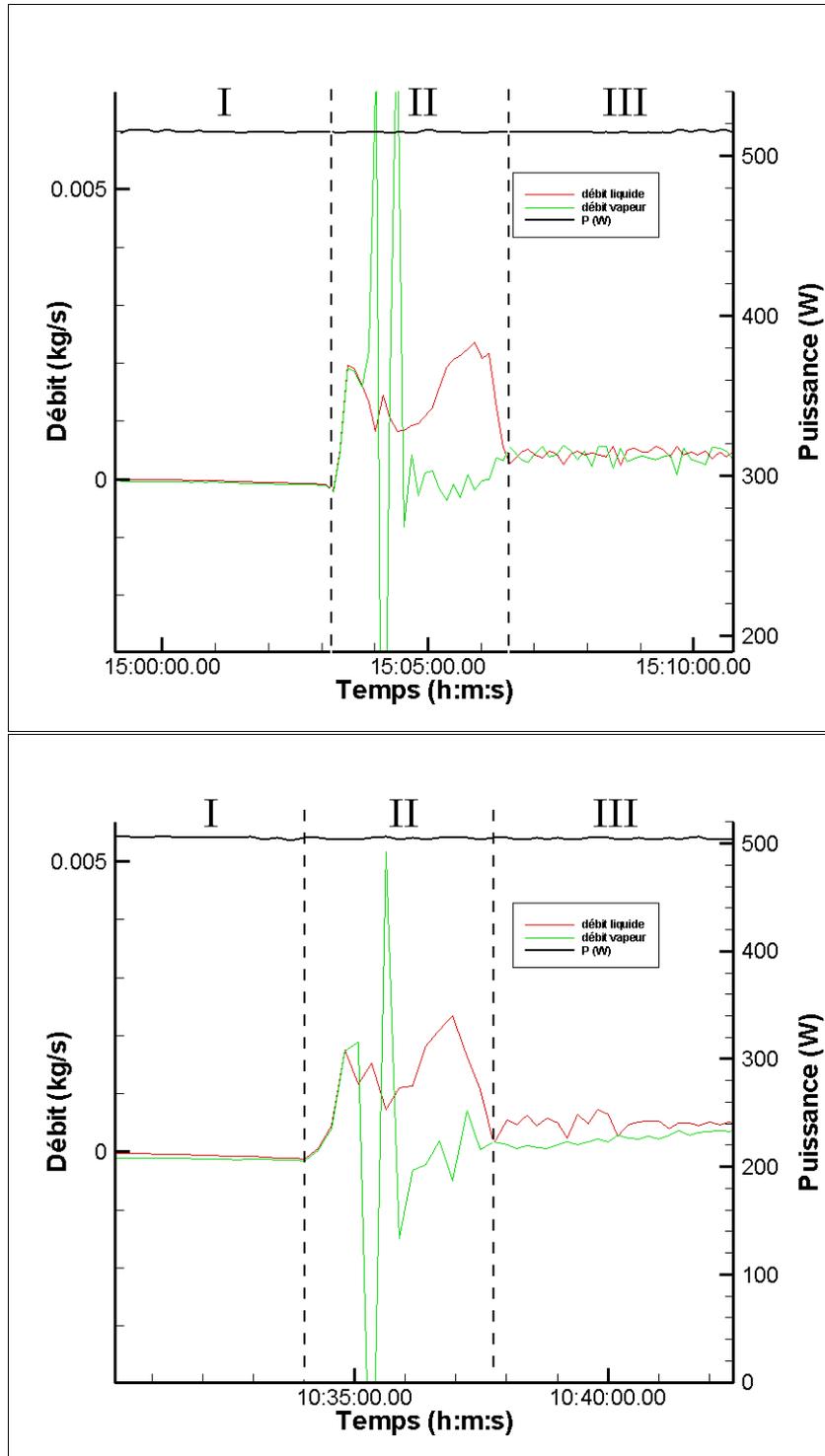


Figure VI.17 – Evolution des débits du liquide et de la vapeur (démarrages à 500 W et réservoir 73°C) : condenseur 0°C (haut) et 60°C (bas)

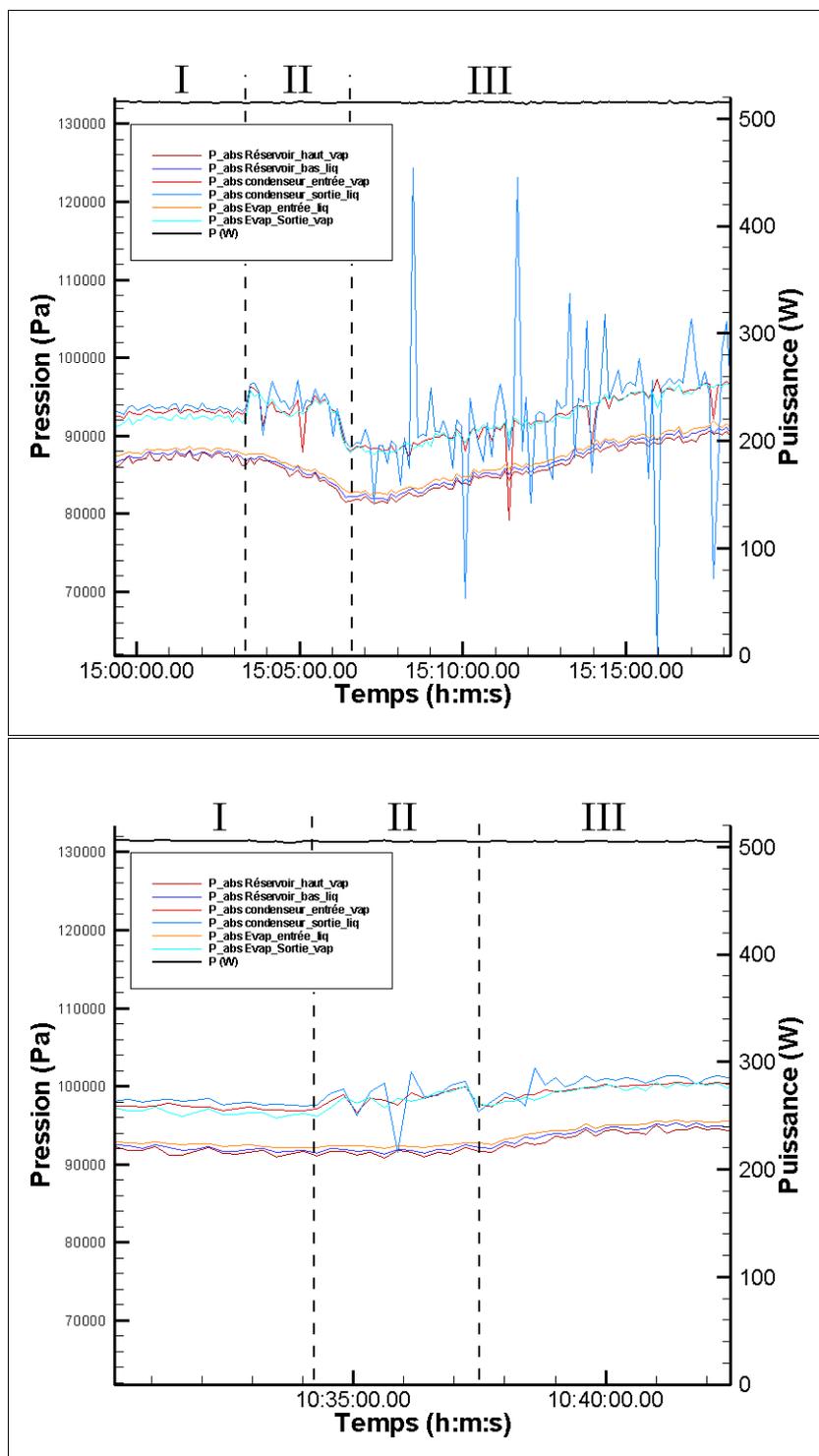
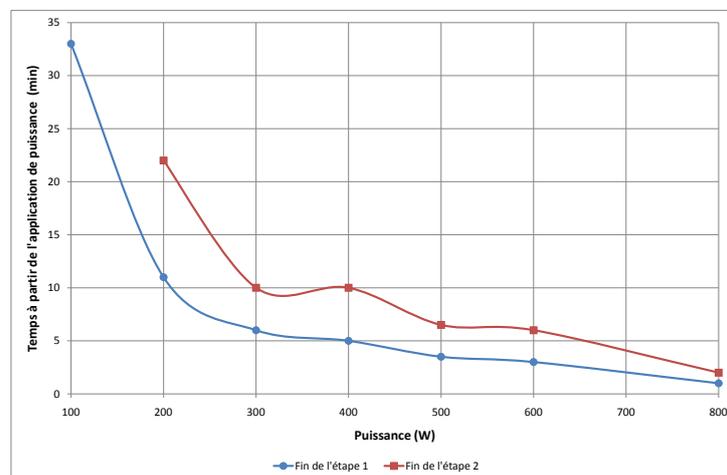


Figure VI.18 – Evolution des pressions en divers points de la CPLIP (démarrages à 500 W et réservoir 73°C) : condenseur 0°C (haut) et 60°C (bas)

### 2.1.4 Bilan sur les temps de démarrage

Ce paragraphe va conclure notre étude du démarrage de la CPLIP en présentant, en fonction de la puissance, un bilan des temps nécessaires pour les deux premières étapes définies précédemment. La figure VI.19 représente le temps nécessaire pour arriver à la fin de chaque étape, à partir du moment où la puissance est appliquée à l'évaporateur. On peut d'ores et déjà remarquer que le démarrage à 100 W est le seul pour lequel le régime permanent est atteint avec le front de condensation dans la conduite vapeur. De manière générale, le temps de démarrage de la boucle décroît selon une fonction puissance de la puissance appliquée. Pour les démarrages dont la puissance est supérieure à 300 W, la température de la face de l'évaporateur est stabilisée au bout de cinq minutes tout au plus. Le régime de fonctionnement permanent à la fois thermique et hydraulique dans la CPLIP met quant à lui deux fois plus de temps à s'établir.

Une caractéristique fondamentale du fonctionnement de la boucle est mise en évidence dans cette section. Si la température du bâti de l'évaporateur est rapidement stabilisée par le déclenchement de l'ébullition, durant le délai supplémentaire nécessaire pour que l'ensemble de la boucle atteigne le régime de fonctionnement permanent, la réponse du système reste dépendante de son « historique » thermo-hydraulique. Si la sollicitation du système varie fortement pendant cette période, la CPLIP peut réagir de manière inattendue dans la configuration matérielle testée comme nous allons le voir dans la suite de ce chapitre traitant de l'application de cycles de puissance sévères à l'évaporateur.



**Figure VI.19** – Temps caractéristique de montée en température de l'évaporateur de la CPLIP en fonction de la puissance appliquée (réservoir 73°C, condenseur 20°C)

## 2.2 Echelons de puissance appliquée

Dans cette section nous allons nous regarder de quelle manière se comporte la boucle lors d'échelons de puissance appliquée montants et descendants d'un régime de fonctionne-

ment permanent à un autre. Dans la mesure où les mécanismes entrant en jeu s'intensifient avec l'amplitude de l'échelon, nous allons considérer un saut de puissance de 700 W, amplitude suffisante pour pouvoir observer chaque phénomène. Les figures VI.20 et VI.21 représentent les températures des quatre zones de l'évaporateur pour ces deux échelons, avec 73°C de température de consigne au réservoir et 20°C au condenseur. Il faut préciser que ces deux échelons ont été réalisés lors de deux essais différents. Les 1000 W de puissance appliquée au départ de l'échelon descendant ont été atteints par paliers successifs. Ceci peut expliquer la différence de température des zones 3 et 4 (droite de l'évaporateur) entre les deux cas<sup>5</sup>. En effet, un saut de puissance de grande amplitude peut entraîner la pénétration du front d'évaporation au sein du milieu poreux, dégradant ainsi localement la conductance thermique entre l'interface et le bâti. L'arrivée graduelle au même niveau de puissance par paliers successifs présente un caractère bien moins brutal (notamment en termes hydrauliques) et réduit donc les chances de voir le front d'évaporation pénétrer au sein du poreux (ou en tout cas ce front pénètre moins profondément et de manière plus localisée).

Si l'on considère la valeur moyenne, un échelon de puissance de 700 W entraîne une augmentation de 1,5°C de la température de la face active de l'évaporateur (figure VI.22). Le léger pic de température sur la conduite réservoir/évaporateur nous informe que l'échelon montant provoque la percolation et la remontée de vapeur vers le réservoir. Toutefois, le pic de débit dans la ligne liquide visible sur la figure VI.23 (le débit est subitement multiplié par 10!) conduit à un apport supplémentaire suffisant de liquide sous-refroidi qui vient réimbiber le poreux. En ce sens, la CPLIP, à l'instar des autres types de boucle, semble réagir de manière plus « sereine » aux échelons montants de puissance qu'aux démarrages.

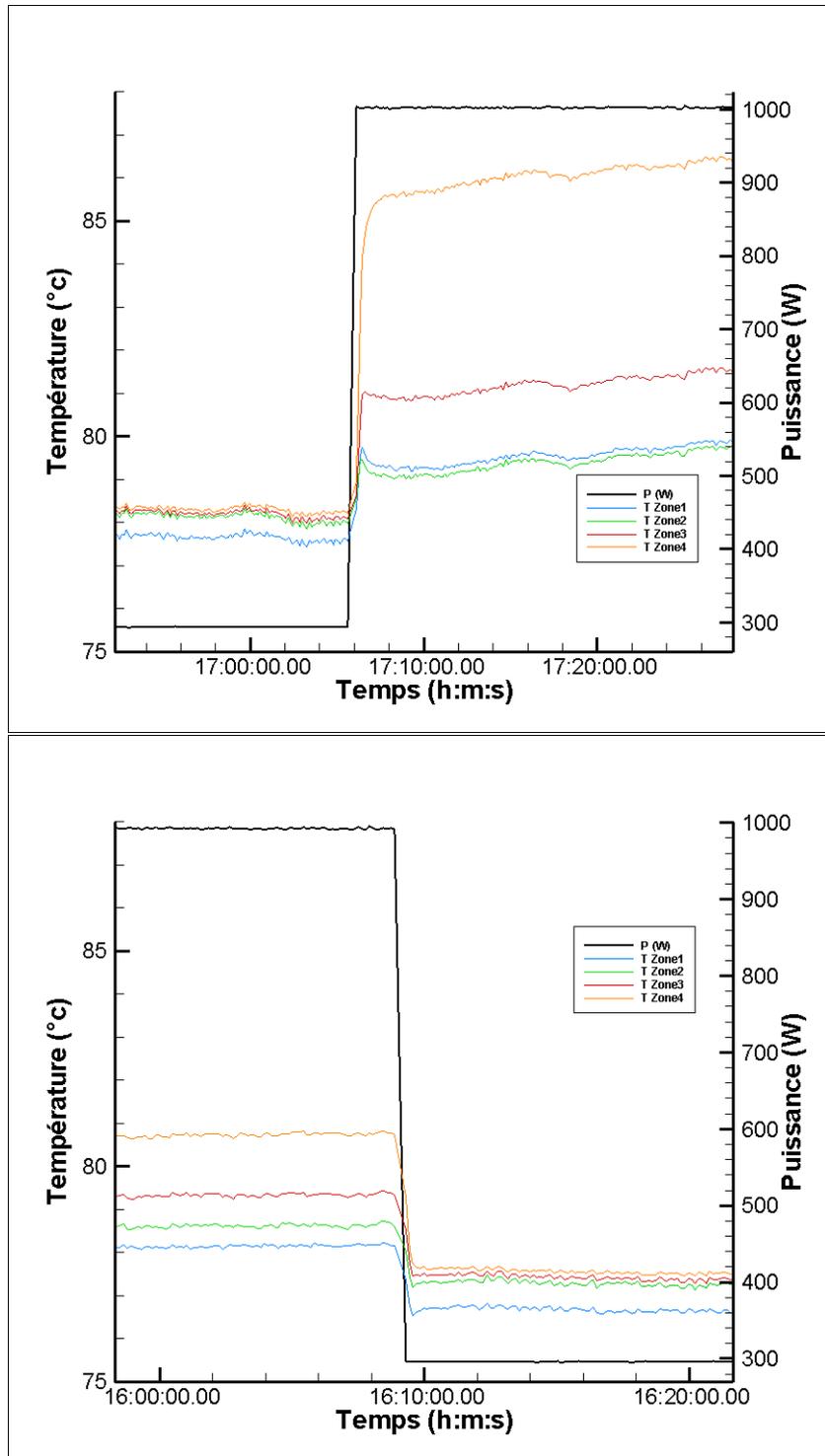
Lors d'un échelon descendant, il n'y a aucun signe de percolation. Cependant, le débit dans la ligne liquide chute très rapidement et va même jusqu'à s'inverser totalement (figure VI.23). Du liquide est donc aspiré du réservoir vers le condenseur, d'où le léger pic de température observé dans la conduite liquide (figure VI.22). On pourrait s'attendre en conséquence à une chute de la température de saturation dans le réservoir, ce qui n'est pas le cas. Il semble donc que la régulation soit suffisamment réactive pour éviter ce problème. Le retour à la normale se fait rapidement, avec un niveau de sous-refroidissement plus faible. En ce qui concerne les mesures de pression absolue dans la boucle, on constate que ni l'échelon montant, ni l'échelon descendant n'ont d'influence notable sur la fréquence ou sur les amplitudes des instabilités observées au condenseur.

Il apparaît donc que les échelons de puissance sont des moments bien moins critiques dans la vie de la CPLIP que les démarrages. Cet éclaircissement sur le comportement de la boucle lors des régimes de transition entre deux régimes de fonctionnement permanent nous donne une base solide pour nous intéresser à un autre type d'application de puissance : le cycle avec transitions sévères.

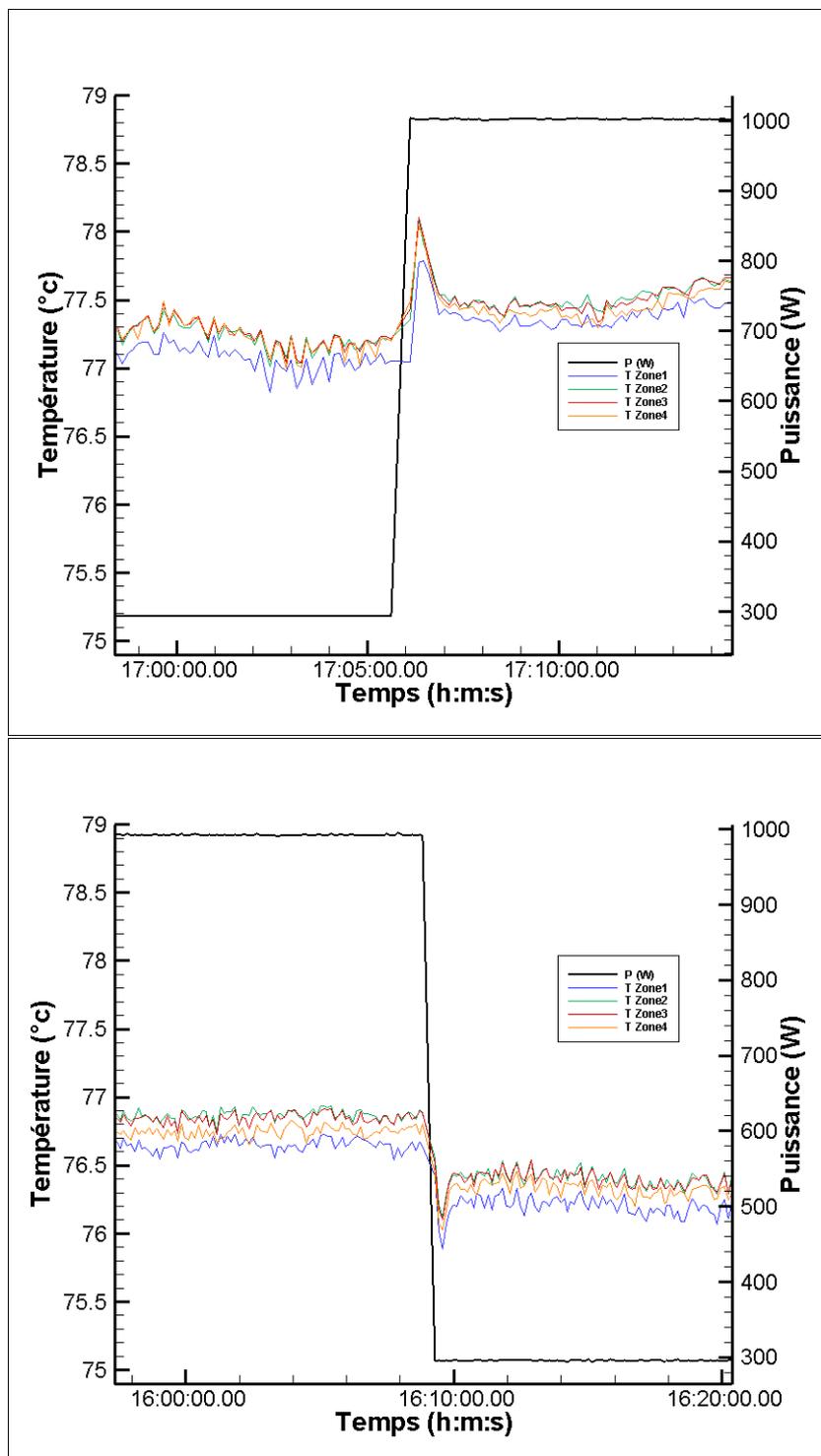
---

5. Voilà encore un exemple du comportement différent des parties droite et gauche de l'évaporateur.

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire

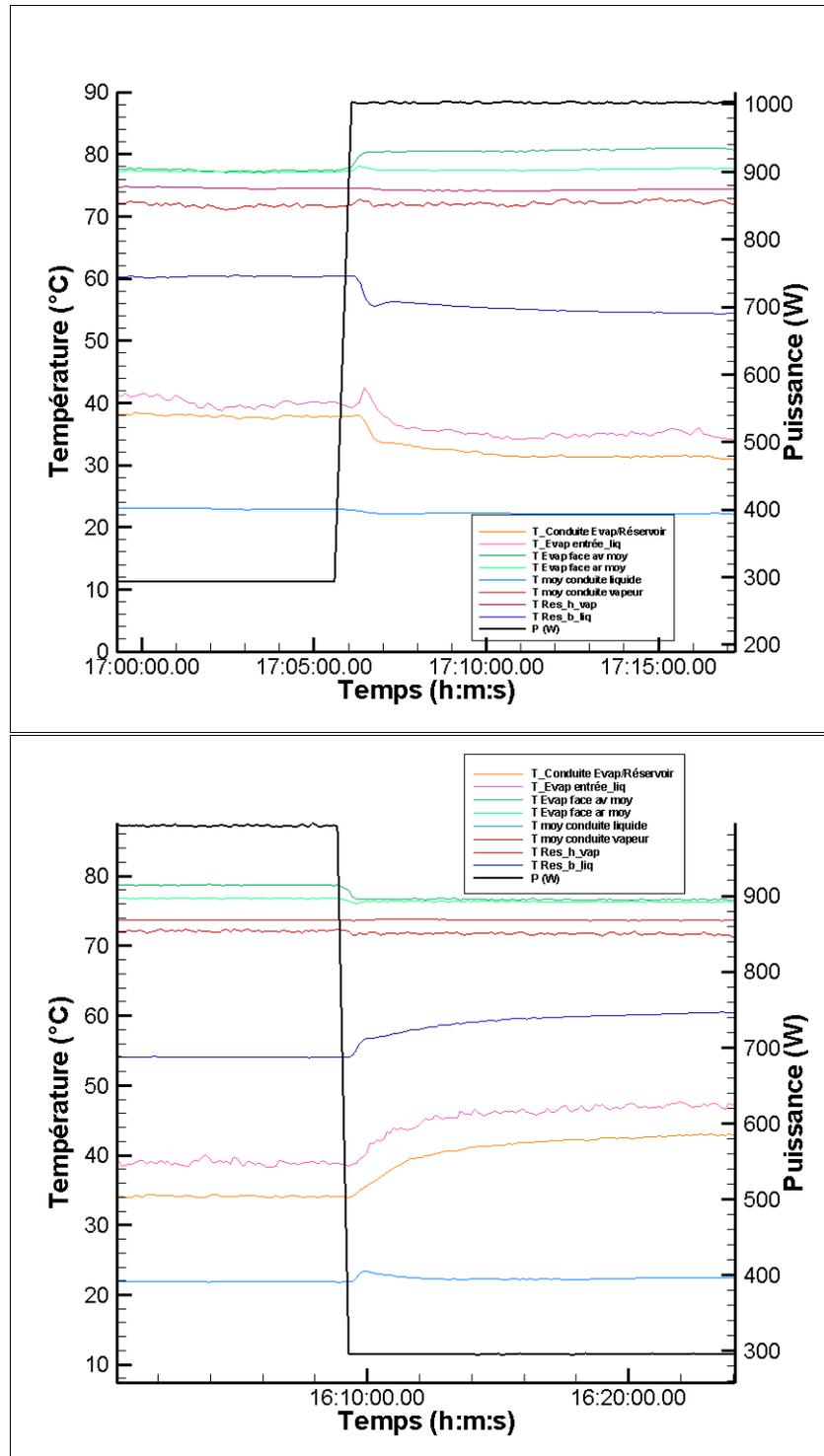


**Figure VI.20** – Evolution des températures des 4 zones de la face chauffée de l'évaporateur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas)

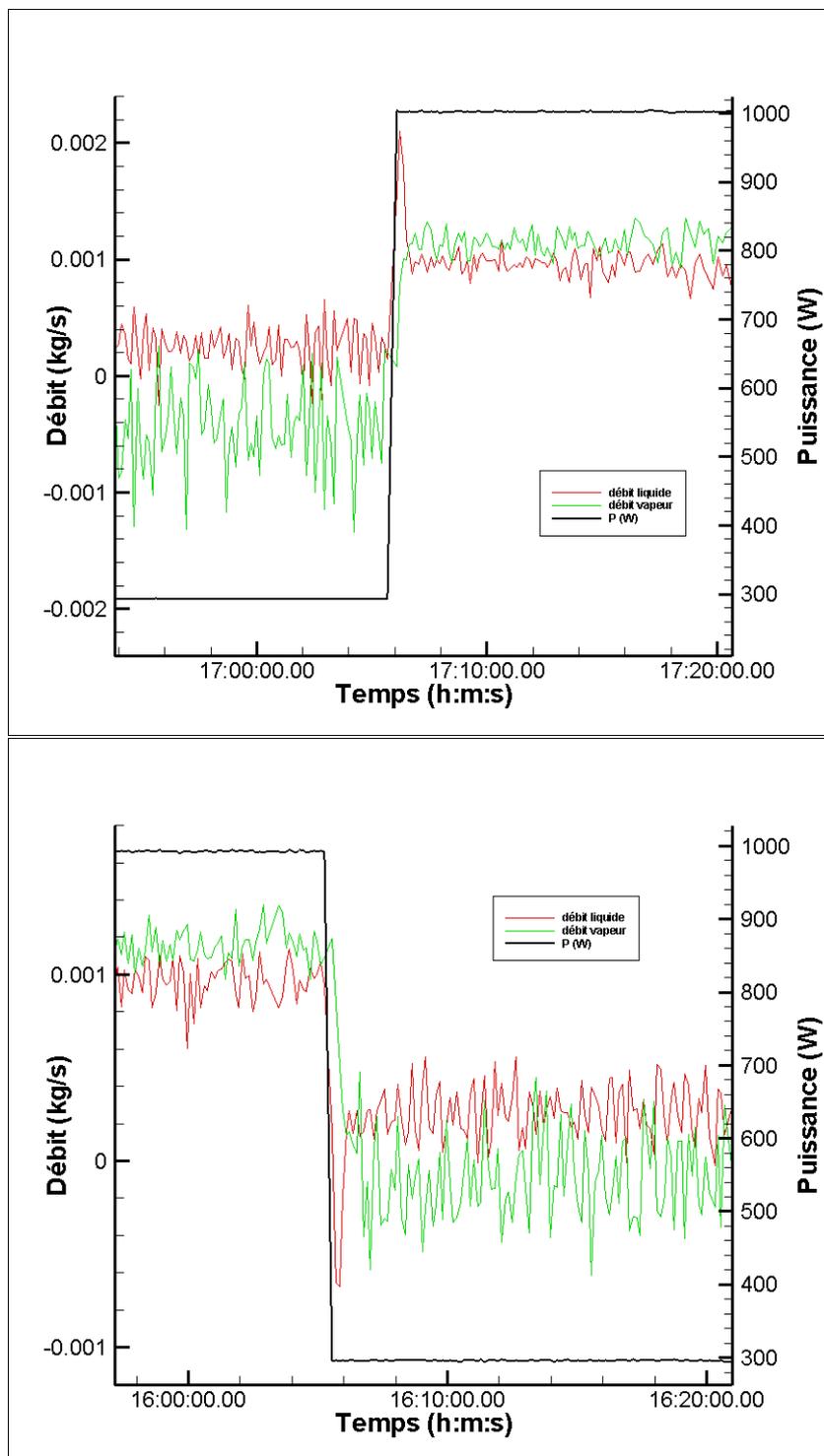


**Figure VI.21** – Evolution des températures des 4 zones de la face non chauffée de l'évaporateur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas)

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire

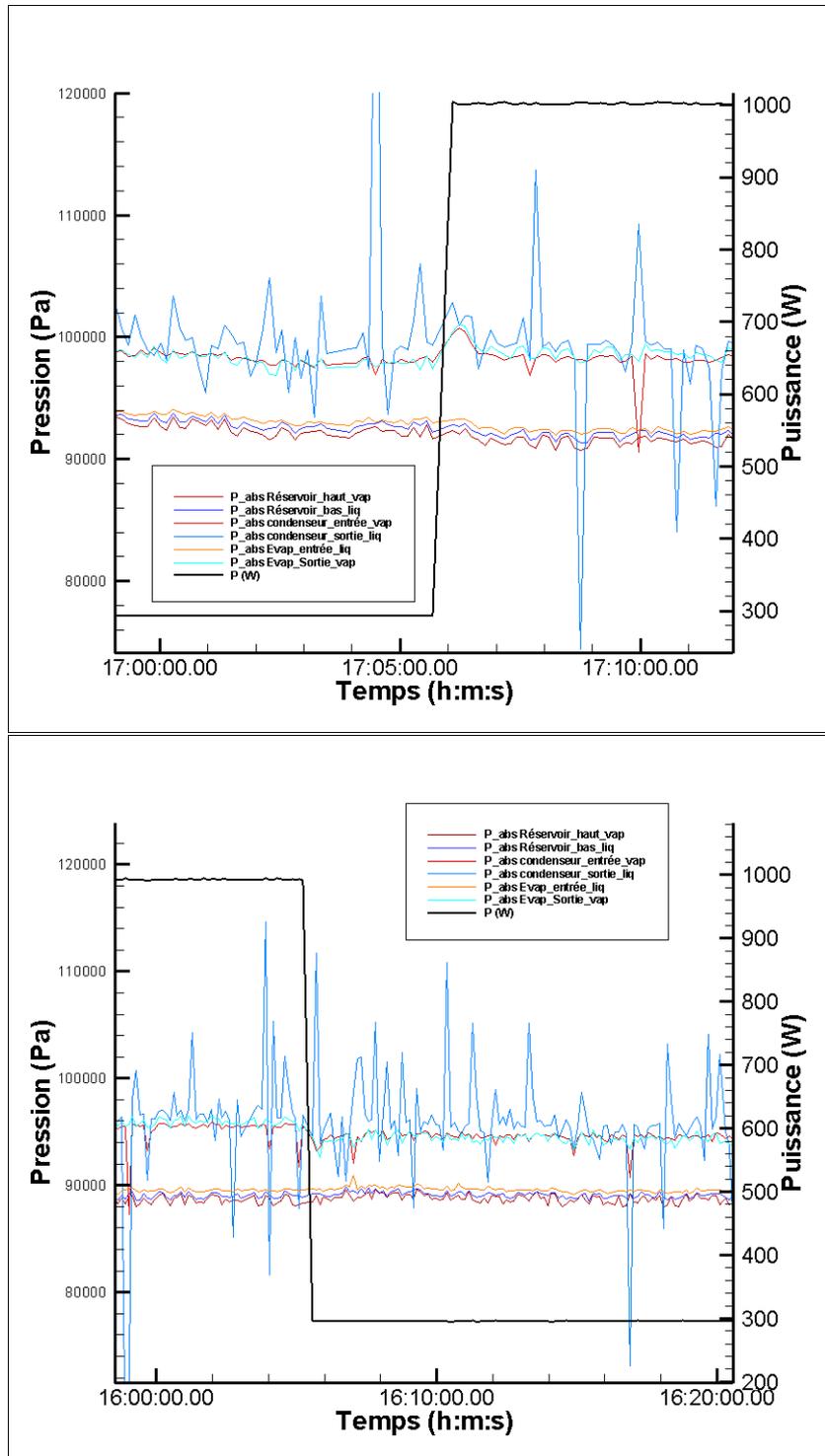


**Figure VI.22** – Evolution des températures en divers points de la CPLIP (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas)



**Figure VI.23** – Evolution des débits du liquide et de la vapeur (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas)

## VI.2 Analyse du comportement en régime transitoire



**Figure VI.24** – Evolution des pressions en divers points de la CPLIP (réservoir 73°C et condenseur 20°C) : échelon de 700 W montant (haut) et descendant (bas)

### 3 Réponse à l'application de cycles de puissance à l'évaporateur

L'application de puissance sur la face active de l'évaporateur sous forme de cycle nous rapproche des conditions réelles propres au refroidissement de modules d'électronique de puissance. Dans cette partie, nous allons présenter la réponse de la CPLIP à deux cycles différents. Le premier est un cycle de puissance typique et sévère de la dissipation d'un module d'électronique de puissance Semikron qui nous a été fourni par PSA. Le second cycle a été construit à partir du premier, en effectuant une moyenne glissante sur cent points des valeurs de puissance fournies aux alimentations. Le résultat obtenu donne un effet « lissé » avec des transitions de puissance beaucoup moins sévères. Ces deux cycles apparaissent sur les figures VI.25 et VI.26 en plus des valeurs des températures pour chaque zone de l'évaporateur des faces chauffée et non chauffée.

Première constatation : la CPLIP fonctionne de manière attendue dans le cas du cycle moyenné, tandis que dans le cas du cycle sévère, plusieurs anomalies apparaissent dans sa réponse à la sollicitation en puissance. En ce qui concerne le démarrage, dans les deux cas la première phase de montée en température dure approximativement 15 minutes. Par la suite en revanche, pour le cycle sévère, la température des deux faces de l'évaporateur ne se stabilise pas. Dans les quinze premières minutes qui suivent la génération de vapeur, la boucle arrive tant bien que mal à fonctionner en assurant un sous-refroidissement suffisant. Mais il arrive un instant (au bout de 30 min environ après le début de l'essai) où une série de pics de température traduisant la percolation se produisent dans la zone 1 en haut à gauche de l'évaporateur. Le phénomène se propage petit à petit à tout le haut de l'évaporateur. Le caractère fortement transitoire des variations de puissance aussi bien en montée qu'en descente permet au poreux de se réimbiber de liquide après chaque percolation. Mais le flux thermique arrivant au réservoir à cause de la percolation, conjugué aux retours de liquide vers le condenseur (débit négatif et pics de température de conduite liquide sur la figure VI.27) entraîne la coupure de la régulation et l'augmentation de plus de 10°C de la température de saturation en partie haute de réservoir (figure VI.28). De ce fait la pression de référence augmente dans toute la boucle et par conséquent la température moyenne des faces de l'évaporateur croît elle aussi. Seule une baisse en amplitude et en fréquence des pics de puissance en fin de cycle permet à la CPLIP de recouvrer un fonctionnement normal. Mais rien n'empêche le phénomène de se reproduire si le cycle redevient plus « sévère ».

La comparaison avec le cycle moyenné s'avère intéressante puisque ce comportement atypique n'a dans ce cas pas été observé. La figure VI.27 montre bien quelques pics de température de la conduite réservoir/évaporateur traduisant la percolation ou encore des retours de liquide vers le condenseur. Mais aucun de ces phénomènes n'a l'ampleur suffisante pour briser l'équilibre des flux thermiques échangés dans le réservoir et provoquer l'arrêt de la régulation. En d'autres termes, contrairement au cycle sévère, l'apport en liquide sous-refroidi est toujours correctement assuré dans le cas du cycle moyenné. C'est le comportement attendu de la CPLIP en réponse à une dissipation de puissance.

### VI.3 Réponse à l'application de cycles de puissance à l'évaporateur

---

Nous constatons donc qu'il existe deux manières de traiter le problème rencontré dans le cas de cycles de puissance trop sévères. D'une part, il est envisageable de « lisser » le cycle de puissance appliquée à l'évaporateur en insérant une inertie thermique entre l'électronique de puissance et la face active de l'évaporateur, comme sur le banc CPLIP-1.1. Il suffit de trouver le bon compromis entre l'augmentation de la résistance thermique liée au dispositif inertiel et l'atténuation des pics de puissance qui en découle. D'autre part, par des modifications structurelles de la CPLIP, on peut chercher à limiter la remontée de bulles de vapeur vers le réservoir. Un clapet anti-retour placé sur la conduite réservoir/évaporateur comme préconisé par EHP (remplacé sur CPLIP-1.2 par un capteur de pression) devrait obliger la vapeur à se recondenser avant de pénétrer dans le réservoir. Il serait également intéressant de tester un clapet anti-retour placé dans la conduite liquide, de manière à éviter les retours de liquide vers le condenseur. Ces modifications à tester devraient permettre de mieux adapter la CPLIP à notre contexte d'application automobile.

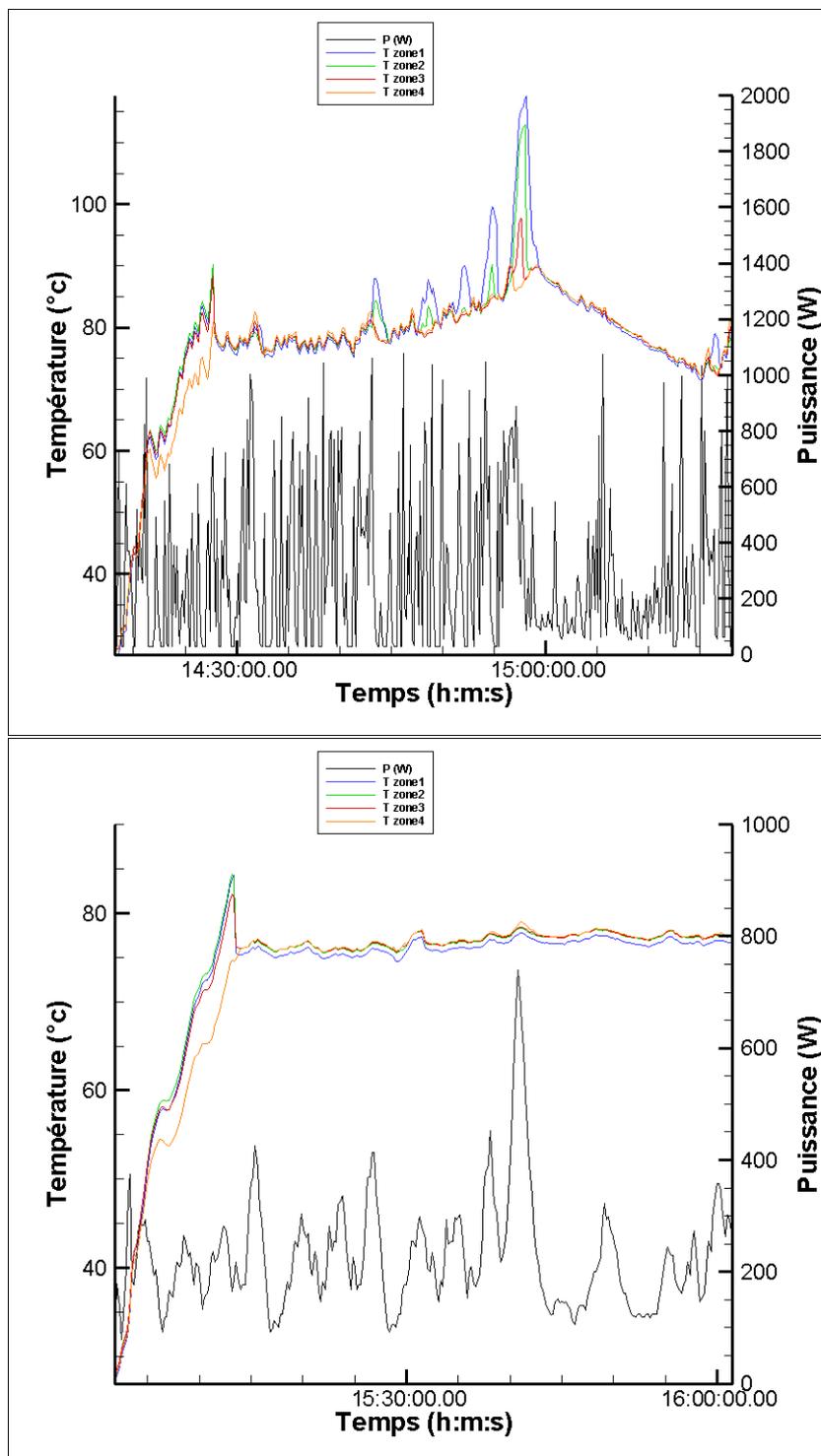
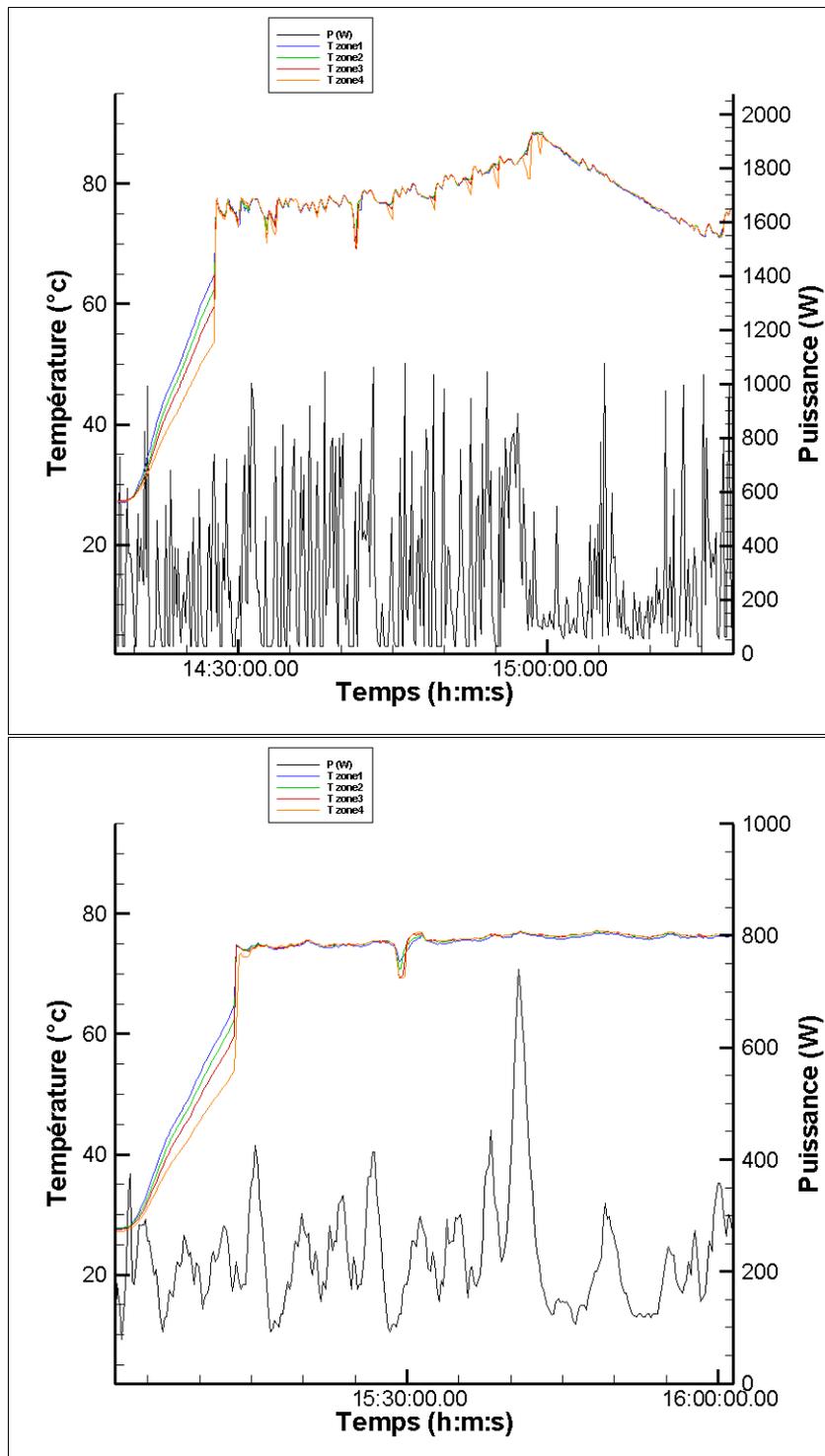


Figure VI.25 – Evolution des températures des 4 zones de la face chauffée de l'évaporateur pour un cycle de puissance sévère (haut) et moyenné (bas), (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

### VI.3 Réponse à l'application de cycles de puissance à l'évaporateur



**Figure VI.26** – Evolution des températures des 4 zones de la face non chauffée de l'évaporateur pour un cycle de puissance sévère (haut) et moyenné (bas), (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

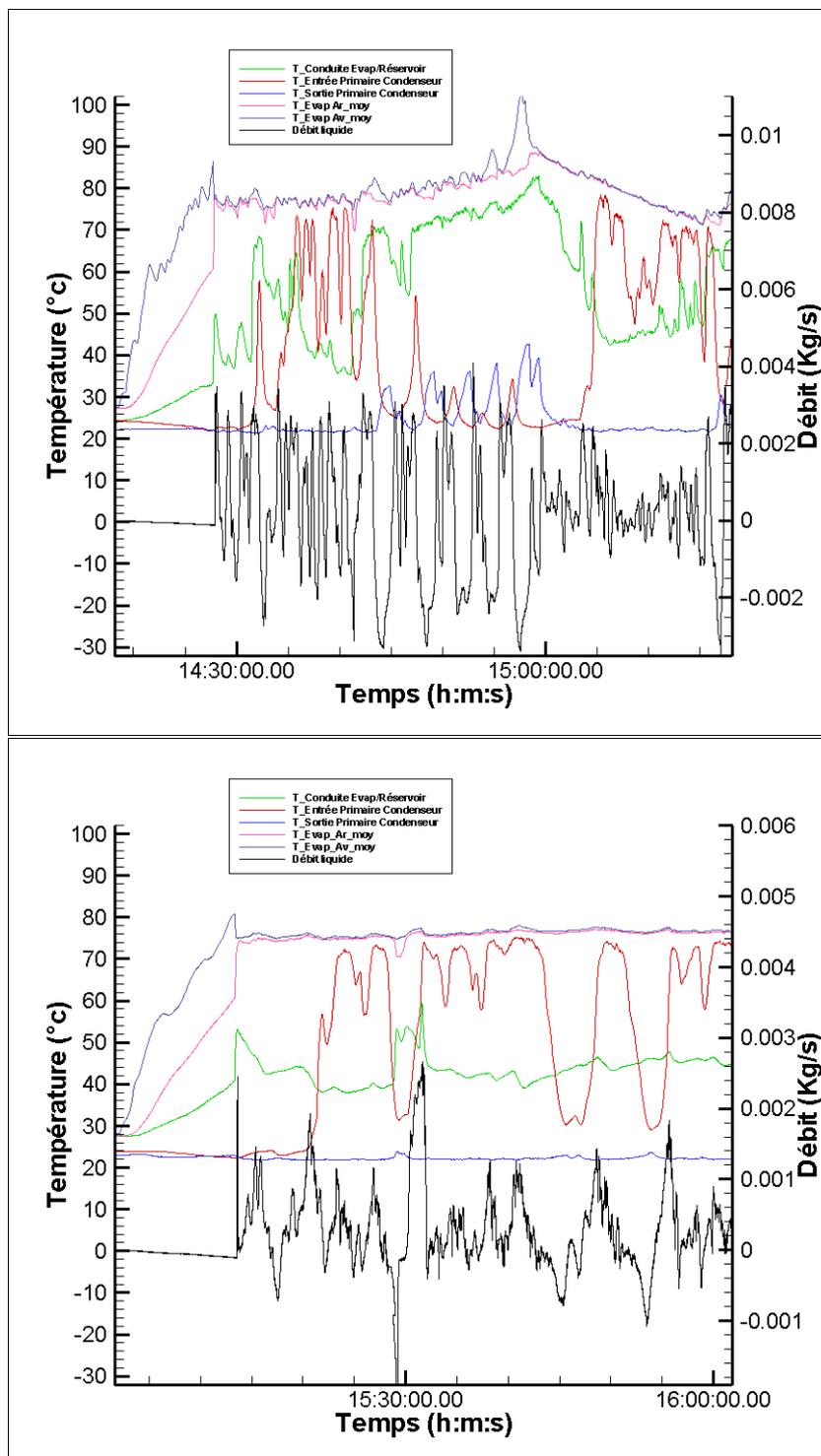
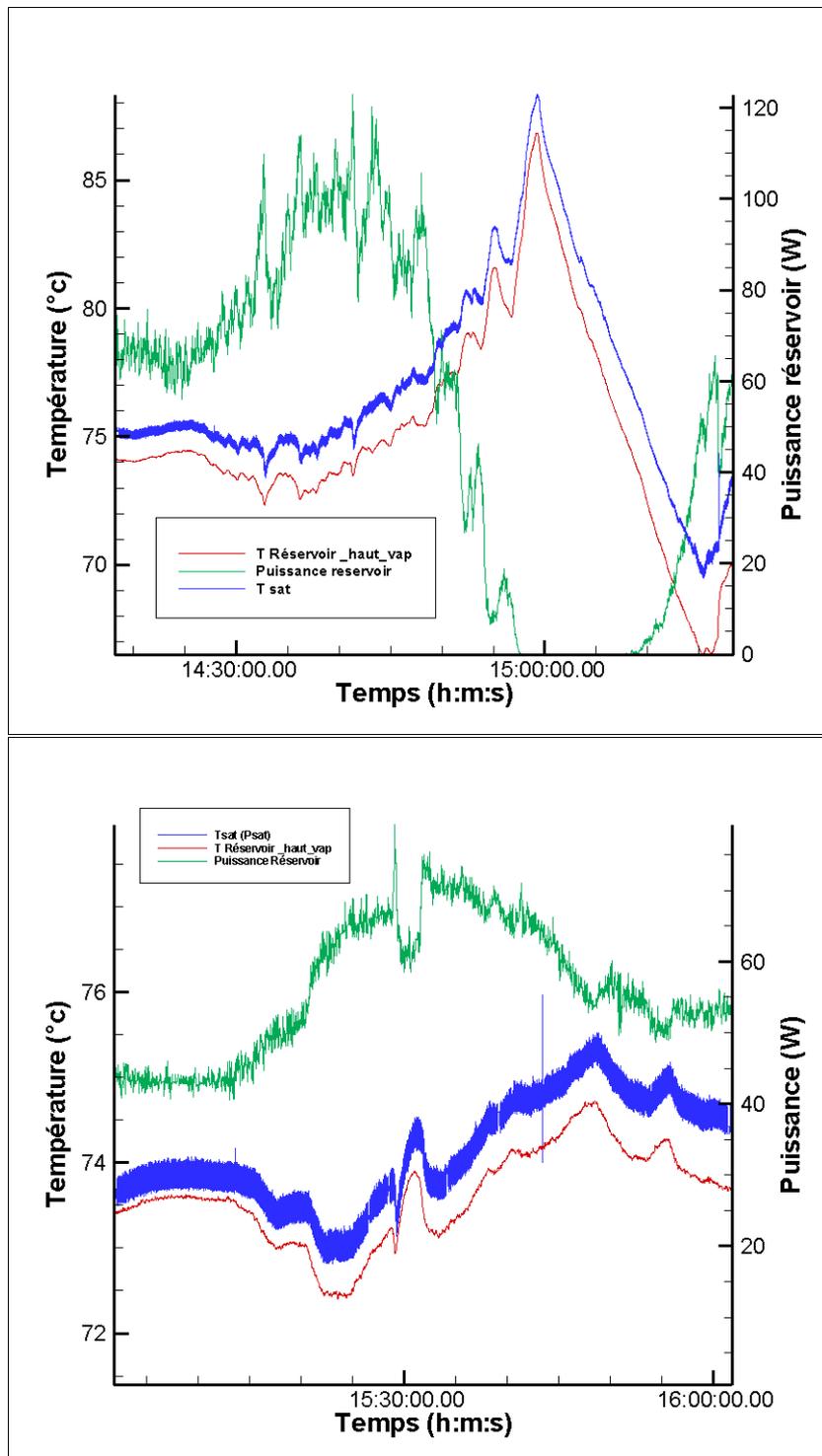


Figure VI.27 – Evolution des températures et débits dans la CPLIP pour un cycle de puissance sévère (haut) et moyenné (bas), (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

### VI.3 Réponse à l'application de cycles de puissance à l'évaporateur



**Figure VI.28** – Evolution de la température et de la puissance de régulation en partie haute de réservoir pour un cycle de puissance sévère (haut) et moyenné (bas), (réservoir 73°C et condenseur 20°C)

## 4 Application de puissance par zones sur l'évaporateur

Pour conclure cette étude expérimentale de la CPLIP, nous allons mettre à profit une fonctionnalité du banc de test CPLIP-1.2 décrite au chapitre 3. En effet, l'application de puissance sur la face active de l'évaporateur est divisée en 4 zones indépendantes (figure VI.6) qui, dans tout les essais présentés jusqu'à présent, ont été commandées de façon à dissiper le flux thermique de manière homogène sur toute la face de l'évaporateur. La figure VI.29 représente la conductance définie dans l'équation (VI.1) pour chaque zone de la face chauffée de l'évaporateur. Dans chaque essai, **la puissance est uniquement appliquée sur la surface de la zone en question**. Pour servir de référence, la conductance pour chaque zone dans l'essai de caractérisation de référence (à 72°C au réservoir et 20°C au condenseur) est également représentée sur la figure VI.29. Elle vérifie l'équation (VI.2).

$$G_{zone} = \frac{P_{zone}}{(\bar{T}_{zone} - T_{res.haut})} \quad (VI.1)$$

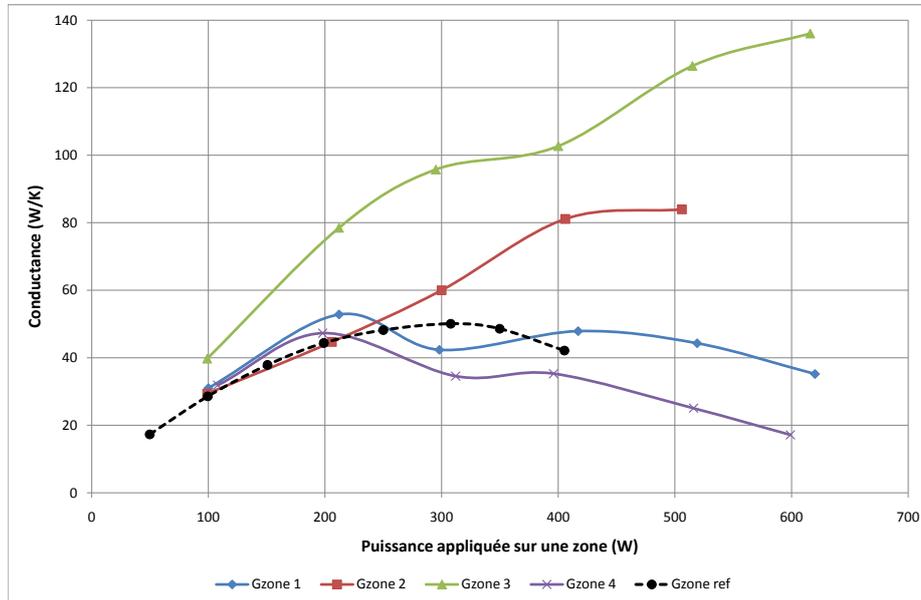
$$G_{zoneref} = \frac{P_{face}}{4(\bar{T}_{face} - T_{res.haut})} \quad (VI.2)$$

Où  $P_{zone}$  est la puissance appliquée sur la zone en question,  $\bar{T}_{zone}$  la température moyenne mesurée sur cette zone,  $T_{res.haut}$  la température mesurée en partie haute de réservoir (référence pour la saturation),  $P_{face}$  la puissance appliquée sur la totalité de la face de l'évaporateur et  $\bar{T}_{face}$  la température moyenne de cette face dans l'essai de caractérisation de référence.

Il est déjà intéressant de signaler que la puissance de chauffe admissible par chaque zone est plus importante (jusqu'à 200 W supplémentaires) dans le cas où celles-ci sont chauffées individuellement que dans le cas d'une application de puissance sur l'ensemble de la face active de l'évaporateur. En d'autres termes, plus la puissance est dissipée de manière localisée sur la face de l'évaporateur, plus la densité de flux thermique admissible par cette même face est importante. La raison tient peut-être simplement dans le fait que lors d'une application de puissance localisée, une partie du flux thermique peut se diffuser par conduction longitudinale dans l'épaisseur du bâti de l'évaporateur, ce qui n'est pas le cas quand l'intégralité de la face active est sollicitée.

Les zones 1 et 4 présentent des conductances assez proches de la conductance de référence et jusqu'à deux fois plus faibles que celles des zones 2 et 3. En terme de qualité de transfert, la zone 3 en haut à droite de l'évaporateur surclasse nettement ses voisines. En effet, au delà de 300 W de puissance appliquée sur une seule zone, les performances des zones 1 et 4 (en haut à gauche et en bas à droite) se détériorent. Nous retiendrons surtout le fait que chaque zone chauffée indépendamment des autres présente un comportement qui lui est propre en termes de transfert thermique. Faut-il y voir la conséquence d'un contact variable entre le milieu poreux et le bâti de l'évaporateur ? Ou bien est-ce tout simplement la conséquence de la structure même du milieu poreux, répartition aléatoire de pores de différentes tailles qui peut être caractérisé en moyenne mais en aucun cas de manière

## VI.4 Application de puissance par zones sur l'évaporateur



**Figure VI.29** – Conductance sur chaque zone de chauffe lors d'une application de puissance localisée à ces zones (réservoir 73°C, condenseur 20°C)

locale? Voilà des questions qui méritent d'être traitées par une analyse approfondie des phénomènes opérant dans cette zone clé de la boucle qu'est la zone de contact entre le milieu poreux et le bâti de l'évaporateur.

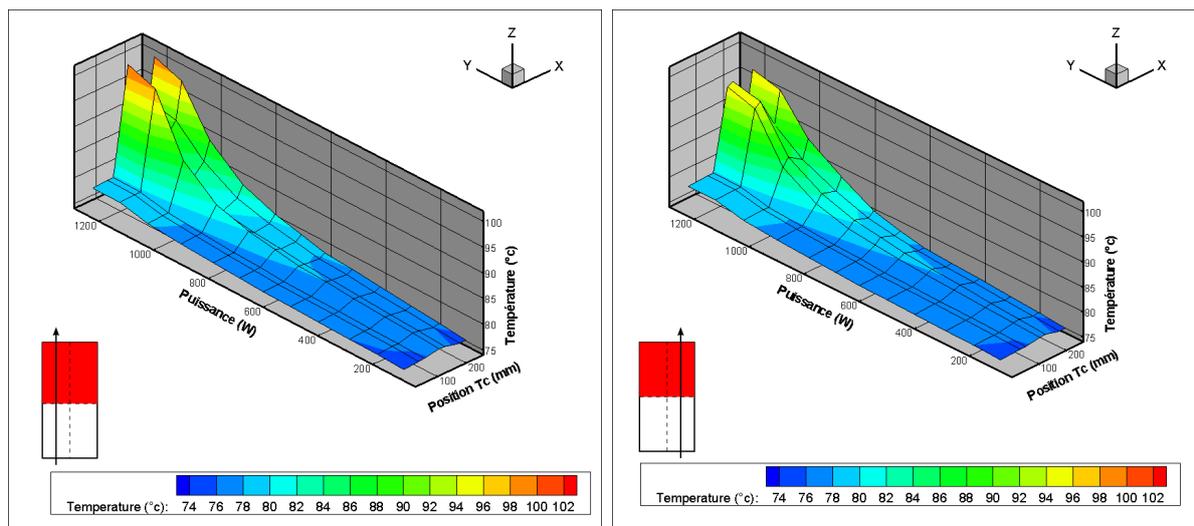
Les figures suivantes représentent les profils de température gauche et droite de la face chauffée de l'évaporateur dans quatre configurations différentes :

- la puissance est appliquée en partie haute de l'évaporateur (zones 1 et 3) sur la figure VI.30,
- la puissance est appliquée en partie basse de l'évaporateur (zones 2 et 4) sur la figure VI.31,
- la puissance est appliquée sur la gauche de l'évaporateur (zones 1 et 2) sur la figure VI.32,
- la puissance est appliquée sur la droite de l'évaporateur (zones 3 et 4) sur la figure VI.33.

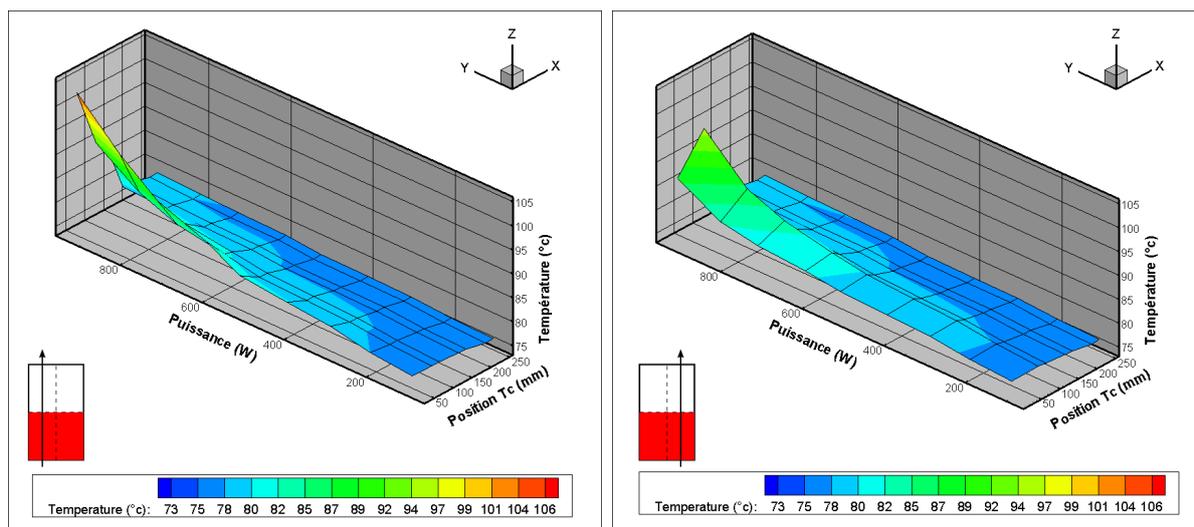
La puissance maximale atteinte avant décrochage est plus importante lorsque l'on chauffe la partie droite de l'évaporateur par rapport au cas où seule la partie gauche est sollicitée (figures VI.32 et VI.33). Voici encore un exemple de la dissymétrie gauche/droite des performances de cet évaporateur lors d'une application de puissance. Si les cas où les parties droite et gauche de l'évaporateur sont chauffées semblent raisonnablement symétriques en termes de réponse en température, ce n'est pas le cas en revanche si l'on chauffe soit seulement le haut, soit seulement le bas de l'évaporateur (figures VI.30 et VI.31). Les pics de températures sont en effet plus importants et plus étendus lorsque c'est le haut de l'évaporateur qui est chauffé. De même, la puissance maximale atteinte lorsque seul le

## Chapitre VI. Analyse des résultats expérimentaux du banc CPLIP-1.2

haut de l'évaporateur est chauffé est plus élevée (environ 200 W supplémentaires). Voilà encore un signe de l'influence des pertes de pression gravitaires sur le fonctionnement de la CPLIP. En effet, comme nous l'avons déjà signalé, la pression dans le liquide sous les ménisques de l'interface de vaporisation augmente avec la différence de hauteur par rapport au réservoir. La percolation est de ce fait plus probable en partie haute de l'évaporateur.

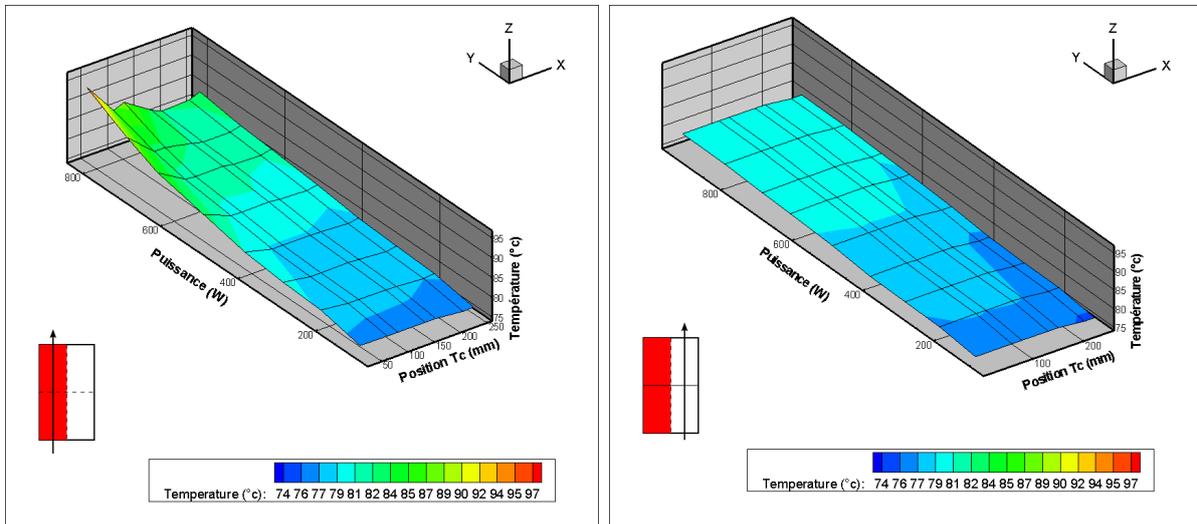


**Figure VI.30** – Profils de température gauche et droit de la face chauffée de l'évaporateur (puissance appliquée sur le haut : zones 1 et 3, réservoir 72°C et condenseur 20°C)

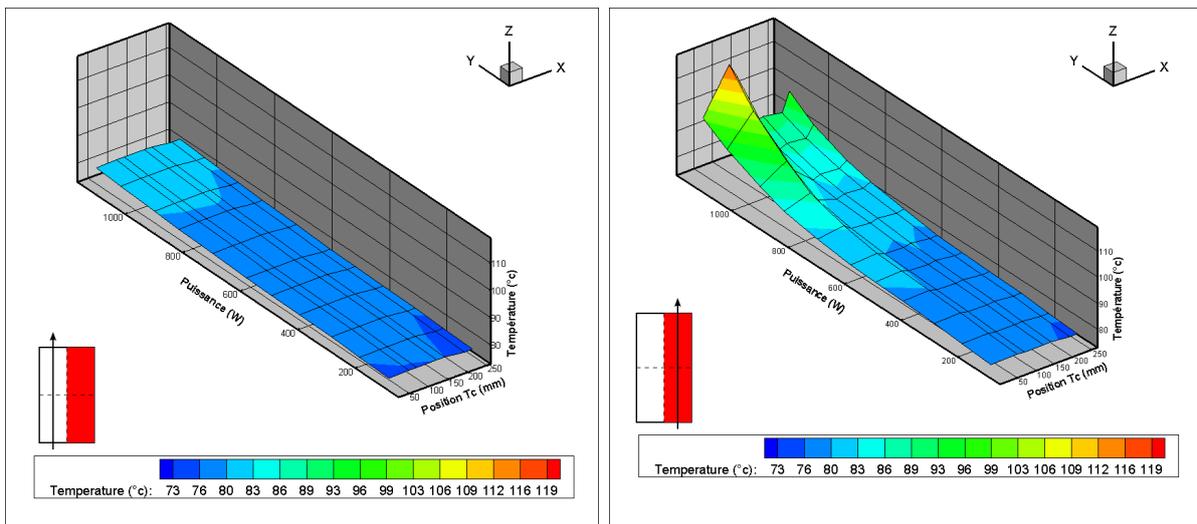


**Figure VI.31** – Profils de température gauche et droit de la face chauffée de l'évaporateur (puissance appliquée sur le bas : zones 2 et 4, réservoir 72°C et condenseur 20°C)

## VI.4 Application de puissance par zones sur l'évaporateur



**Figure VI.32** – Profils de température gauche et droit de la face chauffée de l'évaporateur (puissance appliquée sur la gauche : zones 1 et 2, réservoir 72°C et condenseur 20°C)



**Figure VI.33** – Profils de température gauche et droit de la face chauffée de l'évaporateur (puissance appliquée sur la droite : zones 3 et 4, réservoir 72°C et condenseur 20°C)

### 5 Conclusions

Dans cette partie nous avons mis à profit les moyens expérimentaux décrits au chapitre 3. Concernant le fonctionnement en régime permanent de la CPLIP, trois points ont attirés notre attention. Tout d'abord, pour notre dimensionnement de condenseur, le fonctionnement de la boucle est indépendant de la température de source froide. Ensuite, nous avons pu constater que le condenseur est justement le siège d'instabilités hydrauliques dans la CPLIP, à l'instar des autres types de boucle. Enfin, un phénomène d'hystérésis a été mis en évidence sur les températures de la face chauffée de l'évaporateur lors des montées et descentes de puissance appliquée. Notons également que tout au long de ce chapitre, il est apparu de manière récurrente que les parties gauche et droite de l'évaporateur présentaient des différences dans la réponse du système à une sollicitation thermique. Ceci pourrait signifier que l'irrigation en liquide du milieu poreux n'est pas homogène.

Après l'analyse du régime de fonctionnement permanent, nous nous sommes focalisés sur chaque phénomène transitoire pris à part : le démarrage et les échelons de puissances. Il est apparu que le démarrage, et notamment l'arrivée du front de condensation dans le condenseur, est une phase plus critique dans le fonctionnement de la CPLIP que les simples échelons de puissance. De plus, si la température de l'évaporateur est rapidement stabilisée par le déclenchement de l'ébullition, il faut plus de temps à l'ensemble de la CPLIP pour atteindre un régime de fonctionnement permanent. Après avoir identifié et analysé les différents mécanismes de ces phases transitoires, nous ne pouvons que constater le rôle majeur du réservoir et de son couplage avec l'évaporateur dans la réponse de la boucle à la dissipation de puissance. En effet, la CPLIP peut très bien fonctionner avec percolation dans le milieu poreux. Il suffit pour cela que l'apport en liquide sous-refroidi permette de venir compenser le flux reçu dans le réservoir par l'intermédiaire des remontées de bulles. En ce sens, les chutes de débit dans la boucle qui peuvent entraîner un retour de liquide dans le condenseur s'avèrent dangereuses. Pour élargir encore les possibilités de fonctionnement de la CPLIP, il est bon d'envisager des moyens d'empêcher ces retours de liquide vers le condenseur.

Pour se rapprocher encore d'une application industrielle de refroidissement de modules d'électronique de puissance, l'application d'un cycle de puissance dissipée fourni par PSA a permis de montrer que non seulement l'amplitude des variations de puissance mais aussi leur fréquence détermine le bon fonctionnement de la CPLIP. Pour assurer une percolation minimale et préserver l'équilibre entre remontée de bulles vers le réservoir et sous-refroidissement, l'insertion d'une inertie thermique entre l'électronique et l'évaporateur ne peut que diminuer les risques d'instabilité. De même, pour se rapprocher de notre configuration en contexte automobile, l'application non homogène de puissance sur la face chauffée de l'évaporateur a montré que, dans le cas de ce prototype, chaque zone chauffée d'une même face peut réagir différemment à l'application de puissance. L'importance d'un éventuel dispositif de diffuseur thermique entre l'électronique et la face de l'évaporateur est donc soulignée ici, de manière à répartir longitudinalement le flux thermique sur toute la face de l'évaporateur. Cela dit, une dissipation par zone variant dans le temps

est aisément envisageable sur notre banc expérimental, de manière à approfondir cette question.



# Conclusion générale et perspectives

Nous avons donc vu que l'électrification du parc automobile passe par le véhicule hybride. Mais l'intégration de nouveaux composants électriques et électroniques « sous capot » force les constructeurs à repenser la gestion thermique de leurs véhicules. Cette thèse peut alors être considérée comme un travail d'investigation sur une solution prometteuse de contrôle de la température des modules d'électronique de puissance : la boucle diphasique à pompage thermocapillaire. Dans ce but, la CPLIP, une architecture particulière de ce type de système mettant à profit la gravité dans son fonctionnement de part l'agencement de l'ensemble réservoir/évaporateur, a été étudiée non seulement sur le plan expérimental, mais aussi d'un point de vue de la modélisation. Le premier résultat obtenu après s'être familiarisé avec ces systèmes a porté sur le choix du fluide de travail le mieux adapté au cahier des charges spécifique du milieu automobile. Après avoir considéré l'encombrement, le poids, les performances et les risques liés à plusieurs fluides, notre choix s'est porté sur l'éthanol et l'acétone.

C'est alors que les investigations expérimentales menées sur le prototype de CPLIP présenté dans ce mémoire ont montré que l'utilisation de l'acétone avait pour conséquence l'apparition d'un problème de génération de GNC inhérent à ce type de système, éliminant par là même ce fluide pour notre application. L'utilisation de l'éthanol dans notre banc expérimental a quant à elle permis de mener une analyse approfondie du comportement thermo-hydraulique de la CPLIP lors de sa réponse à une application de puissance. Ainsi :

- Le fort potentiel de régulation de la température des équipements électroniques par le biais du réservoir a été démontré sur la gamme de puissance spécifiée par le cahier des charges.
- Si le condenseur est dimensionné de manière adéquate, cette régulation en température au niveau de l'évaporateur n'est pas sensible à la température de source froide.
- Le condenseur s'est incontestablement trouvé être le siège d'instabilités hydrauliques dans la CPLIP.
- Une hystérésis légère de température est apparue sur la face chauffée de l'évaporateur.
- Le comportement thermo-hydraulique de la CPLIP lors des phases transitoires a pu être décrit, avec notamment la mise en évidence de trois étapes distinctes pour le démarrage.
- La réponse de la CPLIP est conditionnée au niveau du réservoir par l'équilibre

## Conclusions

---

entre le sous-refroidissement et le flux de chaleur apporté par la percolation dans l'évaporateur.

- Une application localisée de puissance sur l'évaporateur ainsi que l'application de cycles sévères ont montré l'utilité que peuvent représenter une inertie thermique supplémentaire et un diffuseur insérés entre l'électronique de puissance et l'évaporateur.

La modélisation du fonctionnement de la CPLIP en régime permanent développée au cours de cette thèse a ainsi permis de retrouver certains des constats exposés ci-dessus, notamment l'importance du rôle du réservoir en tant que référence thermo-hydraulique pour la boucle. Le rôle majeur de la gravité sur la répartition des pertes de charge dans la boucle et ses conséquences sur la réponse thermique du système ont été confirmés. Cette approche nodale usant de l'enthalpie massique pour représenter le changement de phase permet de connaître l'état du fluide en tout point de la boucle. Ainsi, la condensation prématurée dans la conduite vapeur a été mise en évidence, conjointement par ce modèle et par l'analyse des résultats expérimentaux. Si ce modèle reste dépendant de la géométrie de l'ensemble réservoir/évaporateur par un recalage de deux conductances, l'étude de sensibilité effectuée a montré qu'il pourrait faire office de premier outil de dimensionnement concernant la position relative des composants de la boucle et les dimensions des conduites, paramètres primordiaux pour une intégration en contexte automobile. La grande modularité offerte par cette approche nodale permettra d'adapter facilement ce modèle à d'autres configurations de boucle diphasique. La gamme d'utilisation de ce modèle pourra être élargie de deux manières :

- Le régime de fonctionnement transitoire de la CPLIP devra être traité par modification des réseaux enthalpique et hydraulique de ce modèle.
- Ce modèle global pourra être couplé à des modèles de plus basse échelle au niveau du réservoir, mais surtout de l'évaporateur, de manière à s'affranchir du recalage nécessaire et obtenir un modèle purement prédictif.

Notre banc expérimental n'a pour sa part pas encore épuisé tout son potentiel et nous espérons qu'il pourra faire l'objet de nouvelles campagnes d'essais à l'avenir. Ces campagnes pourraient viser à caractériser d'autres fluides de travail que l'acétone et l'éthanol, de manière à, peut-être, éclaircir quelque peu ce problème de GNC que nous avons rencontré. De même, l'installation de conduites flexibles sur le banc expérimental pourrait permettre, d'une part, de se rapprocher des conditions d'insertion de la boucle « sous capot » et, d'autre part, de venir confronter les résultats de notre modèle sur la sensibilité de la réponse du système à la position relative du condenseur par rapport à l'ensemble réservoir/évaporateur. L'application de puissance localisée sur la face de l'évaporateur pourra également être plus investiguée, de sorte à comparer la réponse transitoire des différentes zones de l'évaporateur. Ainsi, une appréhension de la gestion thermique simultanée de plusieurs zones au protocole de dissipation différent pourra être réalisée et montrer une autre facette intéressante de ce procédé de transfert/régulation que constitue la boucle diphasique.

Enfin, nous espérons que le travail présenté au cours de ce mémoire aura permis de

---

mieux appréhender le couplage thermo-hydraulique gouvernant le comportement global de la CPLIP, et ainsi de satisfaire aussi bien « l'industriel » que le « chercheur ». Au premier, nous dirons simplement qu'il n'est pas utopique d'espérer qu'un modèle complet et prédictif de boucle diphasique voie le jour dans un avenir proche, ouvrant ainsi la porte au dimensionnement et à l'industrialisation massive de ce type de système. Au second, nous dirons par contre qu'il reste encore un gros travail à accomplir sur la compréhension et la modélisation des phénomènes opérant à petite échelle, surtout dans les zones de condensation et d'évaporation, qui restent pour le moment hors des limites de notre entendement dans le contexte du système diphasique complet.

## Conclusions

---

# Références bibliographiques

- [AAJK07] A. A. Adoni, A. Ambirajan, V.S. Jasvanth, and D. Kumar. Thermohydraulic modeling of capillary pumped loop and loop heat pipe. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 21(No. 2), April-June 2007.
- [BBD98] C. L. Baker, W. B. Bienert, and A. S. Ducao. Loop heat pipe flight experiment. Technical Report SAE981580, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, July 1998.
- [Ben84] Robert P. Benedict. *Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow measurements*. Wiley-Interscience, third edition, 1984.
- [Ber00a] François Bernot. Composants de l'électronique de puissance. *Techniques de l'ingénieur*, (E 3 960), 2000.
- [Ber00b] François Bernot. Electronique de puissance - introduction. *Techniques de l'ingénieur*, (E 3 958), 2000.
- [BP] Serge Bories and Marc Prat. Transferts de chaleur dans les milieux poreux. *Techniques de l'ingénieur*, Génie énergétique(B 8250).
- [BSKG96] A. A. Borodkin, V. Ya. Sasin, E. Yu. Kotliarov, and K. A. Goncharov. Loop heat pipes heat transfer characteristics analysis by using nomograms. In *26th International Conference on Environmental Systems*, number 961566 in SAE Technical Paper, July 1996.
- [Car92] Van P. Carey. *Liquid-vapor phase-change phenomena*. Hemisphere Publishing Corporation, 1992.
- [Chu03] P.Y.A. Chuang. *An improved steady-state model of loop heat pipes based on experimental and theoretical analyses*. PhD thesis, The Pennsylvania State University, December 2003.

## Références bibliographiques

---

- [Coq06] Tiphaine Coquard. *Transferts couplés de masse et de chaleur dans un élément d'évaporateur capillaire*. Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, Novembre 2006.
- [DC98] N. Dunbar and P. Cadell. Working fluids and figures of merit for cpl/lhp applications. March 1998.
- [DGMK78] Y. E. Dolgirev, Y. E. Gerasimov, Y. F. Maidanik, and V. M. Kiseev. Calculation of a heat pipe with separate channels for vapour and liquid. *J. Eng. Phys. Thermophys.*, Vol. 34(No. 6) :pp. 988–994, 1978.
- [DKK99] D. Douglas, J. Ku, and T. Kaya. Testing of the geoscience laser altimeter system (glas) prototype loop heat pipe. Technical report, AIAA Paper 99-0473, Jan. 1999.
- [DP94] J.T. Dickey and G.P. Peterson. Experimental and analytical investigation of a capillary pumped loop. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 8(No. 3), July-Sept. 1994.
- [Dup01] Vincent Dupont. *Etude expérimentale du déclenchement de l'ébullition en milieu confiné horizontal : application à l'amorçage des boucles fluidiques diphasiques à pompage thermocapillaire*. Thèse de doctorat, Université Paul Sabatier - Toulouse, Février 2001.
- [ERB83] ERBER. *La mesure des pressions - manomètres et capteurs*. Masson, 1983.
- [Fag95] Amir Faghri. *Heat Pipe science and technology*. Mechanical Engineering. Taylor & Francis Group, 1995.
- [Fri97] Christophe Le Fric. *Analyse du fonctionnement des boucles diphasiques à pompage capillaire menée par expérimentation d'une boucle à eau*. Thèse de doctorat, Université de Poitiers, Décembre 1997.
- [Fur06] M. Furukawa. Model-based method of theoretical design analysis of a loop heat pipe. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 20(No. 1), January-March 2006.
- [GGB06] C. Göbl, P. Beckedahl, and H. Braml. Low temperature sinter technology die attachment for automotive power electronic applications. Technical report, Automotive Power Electronics, Paris, June 21-22 2006.

- [GMea75] Yu. F. Gerasimov, Yu. F. Maidanik, and G. T. Shchogolev et al. Low-temperature heat pipes with separate channels for vapor and liquid. Technical report, Eng.-Phys. J. 28 (6) 957-960, 1975. (in Russian).
- [GNG<sup>+</sup>95] K. A. Goncharov, M. N. Nikitkin, O. A. Golovin, Y. G. Fershtater, Y. F. Maidanik, and S. A. Piukov. Loop heat pipes in thermal control systems for obzor spacecraft. Technical Report SAE951555, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, July 1995.
- [HGH03] M. Hamdan, F. M. Gerner, and H. T. Henderson. Steady state model of a loop heat pipe (lhp) with coherent porous silicon (cps) wick in the evaporator. In *19th IEEE SEMI-THERM Symposium*, pages pp. 88–96, Piscataway, NJ, 11-13 March 2003.
- [HK99] T.T. Hoang and T. Kaya. Mathematical modeling of loop heat pipes with two-phase pressure drop. In *33rd AIAA Thermophysics Conference*, Norfolk, 1999. AIAA paper 99-3448.
- [HTC03] J. El Hajal, J. R. Thome, and A. Cavallini. Condensation in horizontal tubes, part 1 : two-phase flow pattern map. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46(No. 18) :pp. 3349–3363, Août 2003.
- [IW90] Frank P. Incropera and David P. De Witt. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, troisième édition, 1990.
- [Jal07] Nawal Jaljal. *Optimisation énergétique en temps réel par modèles réduits d'une chaîne de traction hybride avec prise en compte des transitoires thermiques*. PhD thesis, Université de Poitiers - Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique, décembre 2007.
- [JB04] W.B. Chung J.H. Boo. Thermal performance of a small-scale loop heat pipe with pp wick. In *13th International Heat Pipe Conference*, Shanghai, China, September 2004.
- [Kav95] M. Kaviany. *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. Mechanical Engineering series. Springer, second edition édition, 1995.
- [KG06] T. Kaya and J. Goldak. Numerical analysis of heat and mass transfer in the capillary structure of a loop heat pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 49 :pp. 3211–3220, March 2006.

## Références bibliographiques

---

- [KGN<sup>+</sup>96] D. Kozmine, K. Goncharov, M. Nikitkin, Y. F. Maidanik, Y. G. Fershtater, and S. Fiodor. Loop heat pipes for space mission mars 96. Technical Report SAE961602, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, July 1996.
- [KH99] T. Kaya and T. T. Hoang. Mathematical modelling of loop heat pipes and experimental validation. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 13(No. 3), July-September 1999.
- [KK99] T. Kaya and J. Ku. A parametric study of performance characteristics of loop heat pipes. In *International Conference On Environmental Systems*, number 1999-01-2006 in SAE Technical Paper, Denver, July 1999.
- [KKM87] J. Ku, E. J. Krociczek, and R. McIntosh. Analytical modeling of the capillary pumped loop. In *Proceedings of the sixth International Heat Pipe Conference*, pages 405–415, Grenoble, France, May 1987.
- [Ku99] J. Ku. Operating characteristics of loop heat pipes. In *International Conference On Environmental Systems*, number 1999-01-2007 in SAE Technical Paper, Juillet 1999.
- [LKB98] C. Lashley, S. Krein, and P. Barcomb. Deployable radiators – a multi-discipline approach. Technical Report SAE981691, Society of Automotive Engineers, warrendale, PA, July 1998.
- [Los08] David Lossouarn. *Etude théorique et expérimentale du refroidissement diphasique à pompage capillaire de convertisseurs de puissance à haute densité de flux de chaleur pour la traction ferroviaire*. Thèse de doctorat, Université de Poitiers, ENSMA, Futuroscope, France, janvier 2008.
- [LP02] T. Lemenand and H. Peerhossaini. A thermal model for prediction of the nusselt number in a pipe with chaotic flow. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22 :1717–1730, June 2002.
- [LSB06] S. Launay, V. Sartre, and J. Bonjour. Parametric analysis of loop heat pipe operation : a literature review. *International Journal of Thermal Science*, Vol. 46(No. 7) :pp. 621–636, Décembre 2006.
- [LSB07] S. Launay, V. Sartre, and J. Bonjour. Effect of fluid thermophysical properties on loop heat pipe operation. In *14th International Heat Pipe Conference (14th IHPC)*, Florianopolis, Brazil, April 22-27 2007.

- [LSB08] S. Launay, V. Sartre, and J. Bonjour. Analytical model for characterization of loop heat pipes. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 22(No. 4), October-December 2008.
- [May04] Yu. F. Maydanik. Loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25 :pp. 635–657, 2004.
- [MCP97] A. Mokrani, C. Castelain, and H. Peerhossaini. The effects of chaotic advection on heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40(No. 13) :3089–3104, October 1997.
- [Med04] Béatrice Mederic. *Etude de la condensation convective en mini-tube : analyse des instabilités*. PhD thesis, Université Paul Sabatier - Toulouse III, décembre 2004.
- [MPS<sup>+</sup>10] D. Mishkinis, P. Prado, R. Sanz, A. Torres, A-S. Merino, and T. Tjptahardja. Development of lhp for intermediate temperature range. In *15th International Heat Pipe Conference (15th IHPC)*, Clemson, USA, April 25-30 2010.
- [MSP00] F. Mena, W. Supper, and C. Puillet. Design and development of loop heat pipes. Technical Report 2000-01-2315, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, July 2000.
- [NC98] M. Nikitkin and B. Cullimore. CPL and LHP technologies : What are the differences, what are the similarities? In *International Conference On Environmental Systems*, number 981587 in SAE Technical Paper, Juillet 1998.
- [OGk<sup>+</sup>97] A. A. Orlov, K. A. Goncharov, E.Y. kotliarov, T. A. Tyklina, and S. N. Ustinov. The loop heat pipe experiment on board the granat spacecraft. In *Proceedings of the 6th European Symposium on Space Environmental Control Systems*, volume 1, pages 341–353, Noordwijk, Netherlands, May 1997. ESA-SP-400.
- [PBGJ96] V. Platel, C. Butto, J.-Y. Grandpeix, and J.-L. Joly. Modèle d'évaporateur d'une boucle fluide diphasique à pompage capillaire. *Revue Générale de la Thermique*, Vol. 35 :pp. 434–449, 1996.
- [Pla] Vincent Platel. Systèmes diphasiques de contrôle thermique. boucles diphasiques, capillaires et gravitaires. *Techniques de l'ingénieur*, Génie énergétique(BE 9546).

## Références bibliographiques

---

- [SDOS00] R. Schlitt, M. Dubois, L. Ounougha, and W. Supper. Com2plex - a combined european lhp experiment on cspacehb/quest. Technical Report 2000-01-2457, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, July 2000.
- [Ség88] Guy Séguier. *L'électronique de puissance - les fonctions de base et leurs principales applications*. Dunod, 1988.
- [Sha79] M.M. Shah. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 22 :pp. 547–556, 1979.
- [Sol09] Philippe 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*. PhD thesis, Université de Provence, février 2009.
- [Ste66] Francis J. Stenger. Experimental feasibility study of water-filled capillary-pumped heat-transfer loop. Cleveland, OH, Nov. 1966.
- [Tou07] Dominique Tournier. Composants de puissance en sic - applications. *Techniques de l'ingénieur*, (D 3 122), Nov. 2007.
- [WLTN08] Z.M. Wan, W. Liu, Z.K. Tu, and A. Nakayama. Conjugate numerical analysis of flow and heat transfer with phase change in a miniature flat plate cpl evaporator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008.
- [WMN08] G. Wang, D. Mishkinis, and D. Nikanpour. Capillary heat loop technology : Space applications and recent canadian activities. *Applied thermal engineering*, (No. 28) :pp. 284–303, 2008.

# Annexe A

## Quelques propriétés de fluides

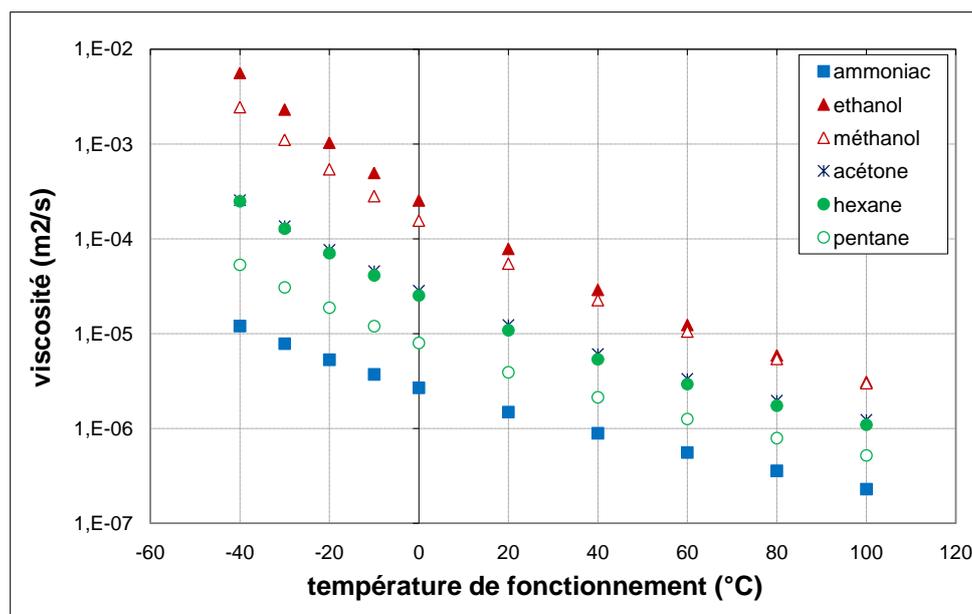


Figure A.1 – Viscosité cinématique de la vapeur

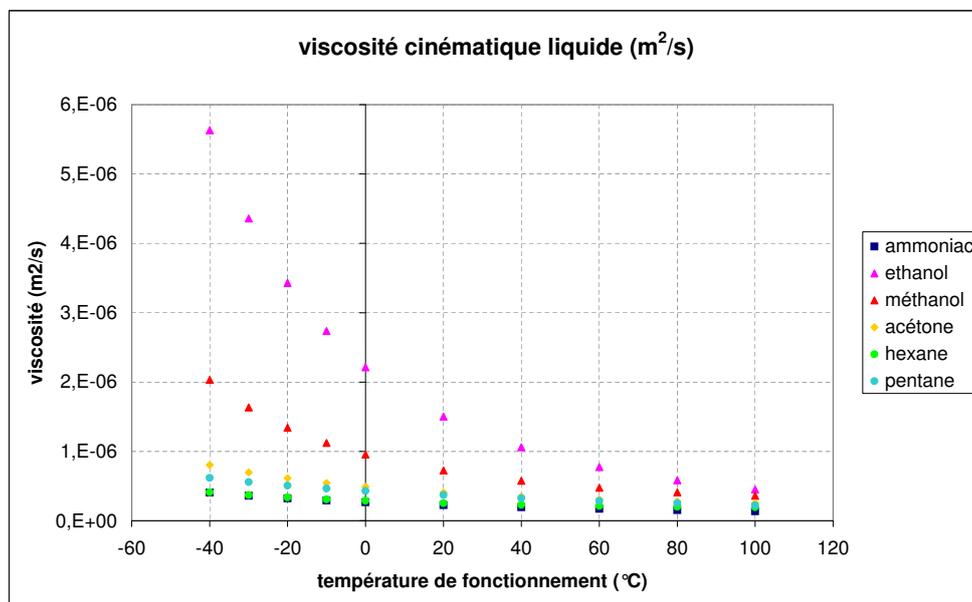


Figure A.2 – Viscosité cinématique du liquide

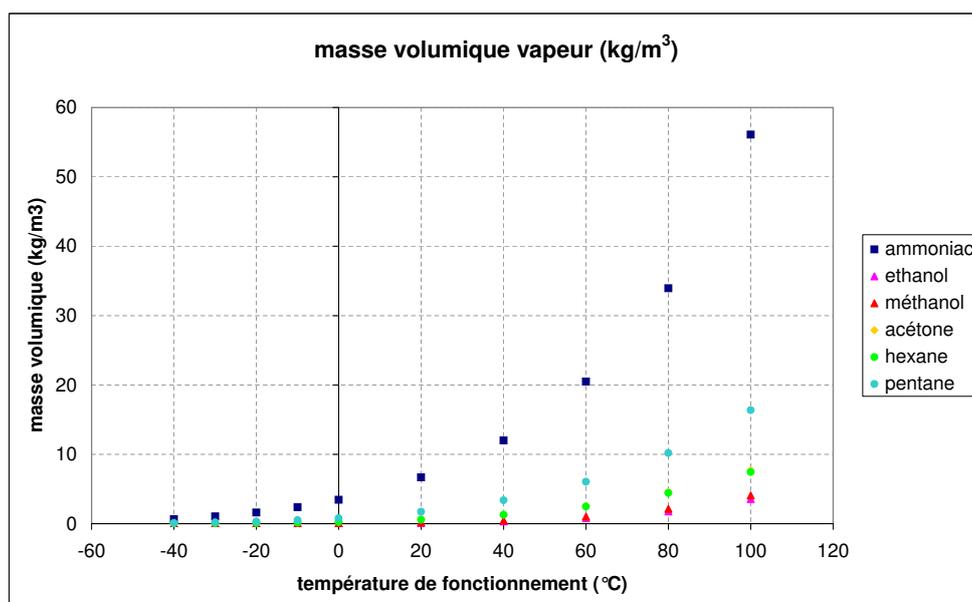


Figure A.3 – Masse volumique de la vapeur

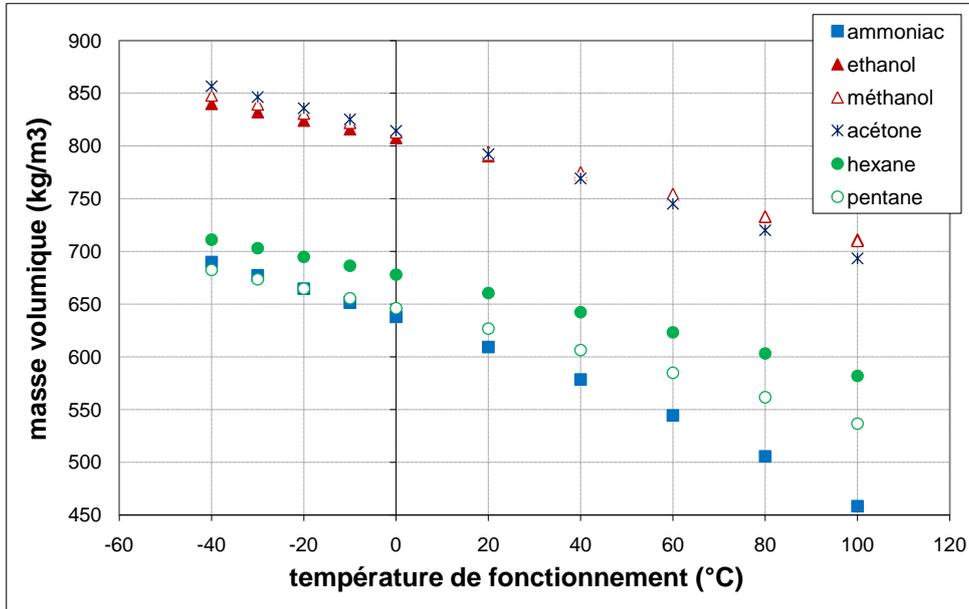


Figure A.4 – Masse volumique du liquide

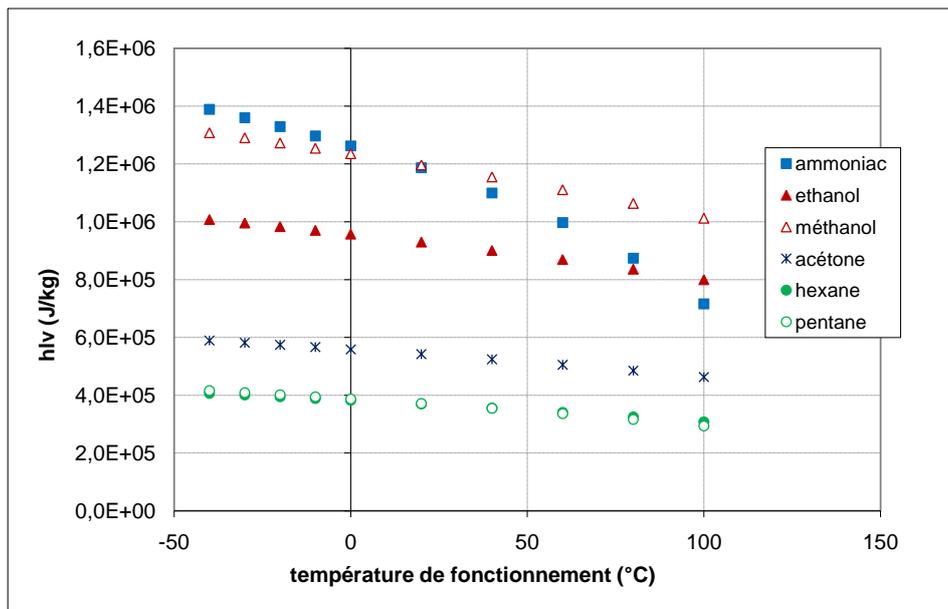


Figure A.5 – Chaleur latente d'évaporation

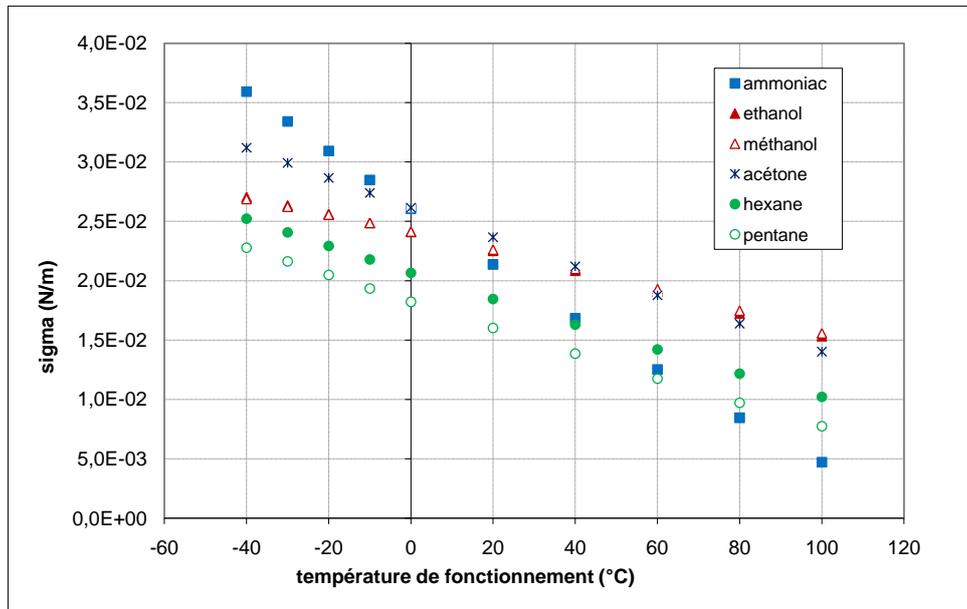


Figure A.6 – Tension de surface

## **Annexe B**

### **Etalonnage des débitmètres**

## Etalonnage des débitmètres

Récapitulatif de dimensionnement MICRO MOTION				
Date:	26/nov/08			
Société:				
Projet No:	3300-FS-08-0034103			
Service:				
Modèle de capteur #:	CMF010M334N2FZFZZ			
Repère capteur:	Ethanol liquide;			
Modèle de transmetteur #:	2500D3ABBBFZZ			
Repère transmetteur:				
Parties en contact avec le fluide:	316L stainless steel			
Fluide:	ETHANOL			
Type de fluide:	Liquide			
Précision débit massique @ Débit Nominal (en %):	0,10			
Précision masse volumique @ Tout débit:	0,5000 kg/m3			
Perte de charge @ Débit Nominal:	1330,166 Pa			
Sensor Minimum Pressure at operating conditions:	Pa-a			
Vitesse @ Débit Nominal:	0,37 m/sec			
	Min	Nominal*	Max	Design
Débit:	0,000	6,500		
Pression:		85000,000		
Temp. du fluide procédés:		70,000		
Température ambiante:		20,000		
Masse volumique:		743,06670		
Viscosité:		0,50		
Température de base:	C			
Gas only	Température de base:	C		
	Pression de base:	kPa-a		
	Masse volumique de base:	kg/m3		
Raccords procédé:	Swagelok compatible size 4 VCO union fitting			
Tenue en pression des raccords:	Pa-a			
@ Température:	70,0 C			
Débit:	kg/hr	Débit massique Précision +/- % of Rate	Perte de charge* Pa	Vitesse* m/sec
	6,500	0,10	1330,166	0,37
	5,850	0,10	1160,036	0,33
	5,200	0,10	1001,766	0,29
	4,550	0,10	853,359	0,26
	3,900	0,10	712,157	0,22
	3,250	0,10	563,293	0,18
	2,600	0,10	433,640	0,15
	1,950	0,10	316,983	0,11
	1,300	0,16	204,381	0,07
	0,650	0,31	91,941	0,04
	0,000		0,000	0,00
Tous les calculs de pertes de charge et de vitesses sont basés sur les conditions de service saisies dans la colonne "Operating"				
<b>Notes:</b>				
Préparé par:	Version: 3.0 (Build149A)	Project ID:	3300-FS-08-0034103 : 209210	
Instrument Toolkit		Application:	liquide*2	

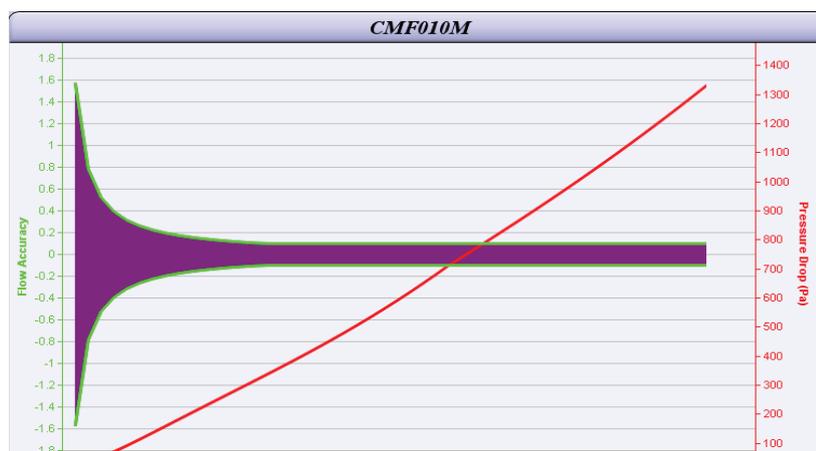


Figure A.1 – Données du fabricant pour le débitmètre en phase liquide

Récapitulatif de dimensionnement MICRO MOTION				
Date:	26/nov/08			
Société:				
Projet No:	3300-FS-08-0034103			
Service:				
Modèle de capteur #:	CMF025M335N2FZFZZ			
Repère capteur:	Vapeur Ethanol:			
Modèle de transmetteur #:	2500D3ABBBFZZ			
Repère transmetteur:				
Parties en contact avec le fluide:	316L stainless steel			
Fluide:	ETHANOL			
Type de fluide:	Gaz			
Précision débit massique @ Débit Nominal (en %):	0,42			
Précision masse volumique @ Tout débit:				
Perte de charge @ Débit Nominal:	3347,485 Pa			
Sensor Minimum Pressure at operating conditions:	Pa-a			
Vitesse @ Débit Nominal:	48,99 m/sec			
	Min	Nominal*	Max	Design
Débit:	0,000	6,500		
Pression:		52000,000		
Temp. du fluide procédés:		70,000		
Température ambiante:		20,000		
Masse volumique:		0,85780		
Viscosité:		0,01		
Gas only	Température de base:	C	0,0	
	Pression de base:	kPa-a	101,330	
	Masse volumique de base:	kg/m3		
Raccords procédé:	raccord union VCO taille 8 compatible Swagelok			
Tenue en pression des raccords:	Pa-a			
@ Température:	70,0 C			
Débit:	kg/hr	Débit massique Précision +/- % of Rate	Perte de charge* Pa	Vitesse* m/sec
	6,500	0,42	3347,485	48,99
	5,850	0,47	2796,107	44,09
	5,200	0,52	2292,731	39,19
	4,550	0,60	1837,480	34,29
	3,900	0,70	1430,552	29,39
	3,250	0,84	1071,976	24,49
	2,600	1,05	761,074	19,60
	1,950	1,40	495,713	14,70
	1,300	2,09	272,619	9,80
	0,650	4,19	94,020	4,90
	0,000		0,000	0,00
Tous les calculs de pertes de charge et de vitesses sont basés sur les conditions de service saisies dans la colonne "Operating"				
<b>Notes:</b>				
Préparé par:	Version: 3.0 (Build149A)	Project ID:	3300-FS-08-0034103 : 209210	
Instrument Toolkit		Application:	vapeur*2	

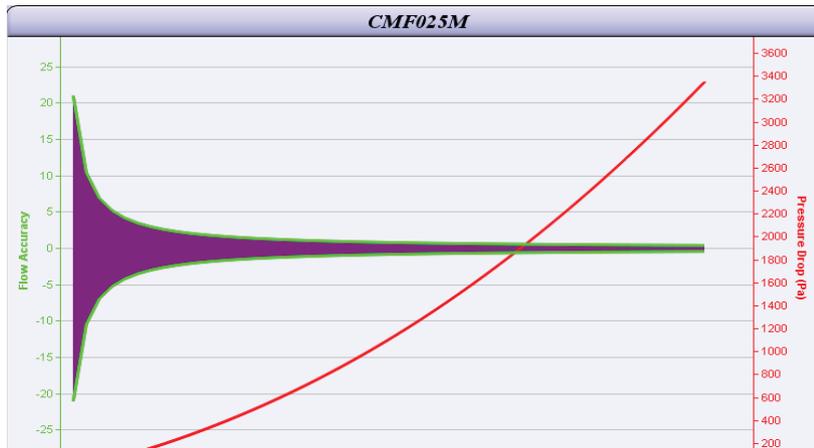


Figure A.2 – Données du fabricant pour le débitmètre en phase vapeur

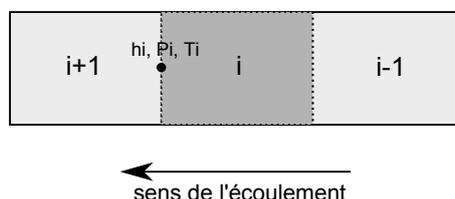


# Annexe C

## La méthode nodale et ESACAP

### 1 Fondement de la méthode nodale

Le principe de la méthode nodale repose sur le découpage du système thermo-hydraulique étudié en volumes élémentaires  $V_i$  appelés noeuds, supposés isothermes à la température  $T_i$  et isobares à la pression  $P_i$ . Dans le cas où le changement de phase est pris en compte, l'enthalpie massique  $h_i$  de chaque noeud peut donc être définie (figure A.1).



**Figure A.1** – Exemple de décomposition d'un système avec écoulement

Dans notre cas, les propriétés thermophysiques sont supposées uniformes en chaque noeud. L'analyse des phénomènes thermiques opérant au sein de ce système étudié conduit à définir la capacité thermique en chaque noeud  $i$  :

$$C_i = \rho_i V_i C_{p,i} \quad (\text{C.1})$$

Cette capacité représente l'énergie accumulée dans l'élément de volume considéré lors de son élévation de température. Elle n'est à prendre en compte que lors de l'étude de phénomènes transitoires.

### 2 Equations de bilan et notion de conductance

L'équation de bilan thermique peut être établie pour chaque noeud  $i$  du système. Dans le cas d'un phénomène transitoire, ce bilan se présente sous la forme d'une équation différentielle du premier ordre telle que la somme des flux entrants, des flux sortants et

des sources pour le noeud  $i$  est égale à la variation temporelle de température pondérée par la capacité  $C_i$  :

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_j \Phi_{ij,cond} + \sum_j \Phi_{ij,conv} + \sum_j \Phi_{ij,ray} + \sum_k q_k \quad (C.2)$$

Où les flux  $\Phi_{ij}$  représentent les transferts thermiques par conduction, convection et rayonnement. Les termes sources  $q_k$  peuvent quant à eux représenter divers phénomènes physiques comme, par exemple, l'effet joule.

On écrit le flux reçu par le noeud  $i$  en provenance d'un noeud  $j$  voisin sous la forme :

$$\Phi_{ij} = G_{ij}(T_j - T_i) \quad (C.3)$$

Par réciprocité, on obtient le flux perdu par le noeud  $i$  en direction du noeud  $j$  voisin :

$$\Phi_{ji} = G_{ij}(T_i - T_j) \quad (C.4)$$

La conductance  $G_{ij}$  entre deux noeuds voisins est ainsi définie et est toujours positive. Elle est l'inverse de la résistance thermique et s'exprime en  $W.K^{-1}$ . Son calcul dépend du type de transfert thermique considéré (conduction, convection ou rayonnement) et de la géométrie considérée (cartésienne, cylindrique ou sphérique).

Finalement, après écriture des équations de bilan pour chaque noeud, on obtient un système d'équations différentielles pouvant s'écrire sous forme matricielle :

$$[C][\dot{T}] = [G][T] + [q] \quad (C.5)$$

Le coeur du problème se trouve dans la résolution de ce système matriciel. Dans ce but, ce système va être décrit sous forme de réseau de manière à pouvoir utiliser le solveur ESACAP.

### 3 Analogie entre système différentiel et réseau thermique/électrique

L'analogie dans l'écriture des équations de bilan électrique et thermique permet d'établir une correspondance entre diverses grandeurs électriques et thermiques répertoriées dans le tableau A.1. La figure A.2 donne la convention de représentation des différents composants du réseau dans le cadre de cette analogie.

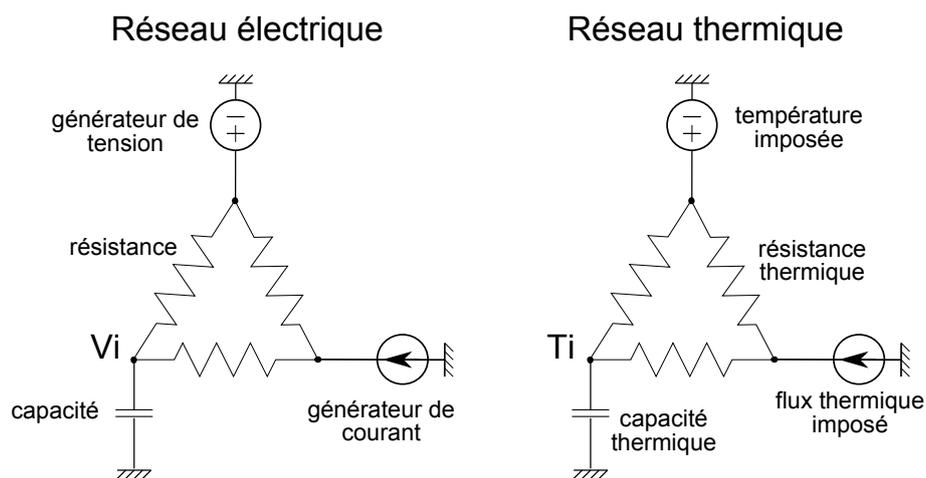
#### Remarque :

Il est également possible de définir une analogie électrique/hydraulique. Dans ce cas, la pression correspond à la tension, le débit massique correspond au courant et il est possible de définir une résistance de pertes de charge par correspondance avec la résistance électrique. Cette analogie est elle aussi utilisée dans le cadre de cette thèse.

### 3 Analogie entre système différentiel et réseau thermique/électrique

Grandeur électrique	Grandeur thermique
Tension (V)	Température (K)
Intensité (A)	Flux thermique (W)
Conductance électrique ( $\Omega^{-1}$ ou $A.V^{-1}$ )	Conductance thermique ( $W.K^{-1}$ )
Résistance électrique ( $\Omega$ )	Résistance thermique ( $K.W^{-1}$ )
Capacité électrique (C ou A.s)	Capacité thermique (J)
Générateur de tension (V)	Température imposée (W)
Générateur de courant (A)	Flux imposé (W)
Dans une branche circule un courant	Dans une branche circule un flux

**Tableau A.1** – Correspondance entre grandeurs électriques et thermiques



**Figure A.2** – Analogie entre réseaux électrique et thermique

Finallement, un modèle peut être constitué de plusieurs réseaux couplés, chacun se rapportant par analogie à un domaine physique particulier (thermique, hydraulique, électrique, etc...).

## 4 Notion de conductance fluïdique

Dans le cas où le système étudié fait intervenir un écoulement (figure A.1), un flux  $\Phi_{i-1,i}$  (eq. C.6) relatif au transfert de masse apparaît dans le second membre de l'équation C.2.

$$\Phi_{i-1,i} = \dot{m}C_p(T_{i-1} - T_i) \quad (C.6)$$

On introduit ainsi la notion de conductance fluïdique  $G_f = \dot{m}C_p$  entre les noeuds  $i-1$  et  $i$ . Le codage de ce composant dans les réseaux est toutefois particulière puisque dans le cas d'un écoulement les transferts ne sont pas réciproques : le flux thermique est transporté du noeud  $i-1$  vers le noeud  $i$ , mais pas l'inverse. La figure A.3 donne la représentation schématique d'une conductance fluïdique telle qu'elle peut apparaître dans cette thèse et son équivalence dans le codage des réseaux de manière à vérifier l'équation C.6.

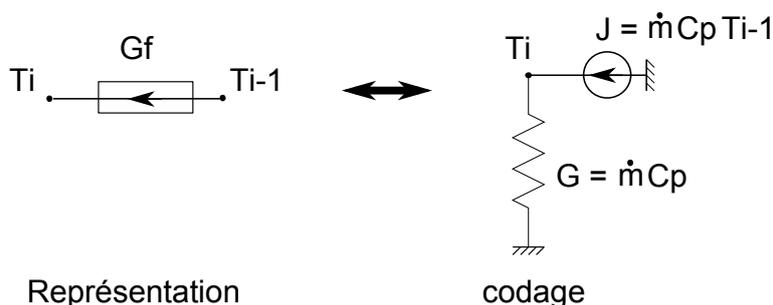


Figure A.3 – Représentation et codage d'une conductance fluïdique

## 5 Le logiciel solveur de réseaux ESACAP

ESACAP est un logiciel de résolution de systèmes d'équations différentielles initialement développé pour le compte de l'ESA<sup>1</sup>. Il a été conçu dans un premier temps pour l'analyse de réseaux électroniques non linéaires en régime permanent, transitoire ou périodique. Or nous avons vu que la méthode nodale génère exactement un ou plusieurs réseaux de composants discrets reliés entre eux par des éléments non linéaires. Grâce à l'analogie thermique/électrique, ce logiciel a pu être modifié pour traiter les spécificités des échanges thermiques dans tout type de systèmes.

ESACAP possède un langage propre adapté à la description des réseaux. L'écriture du système d'équations différentielles se fait indirectement par l'écriture des différents

---

1. « European Space Agency »

## 5 Le logiciel solveur de réseaux ESACAP

---

composants reliant les noeuds, à savoir les conductances, les capacités (lors d'études en régime transitoire), les flux et les températures imposés. Ainsi, ce logiciel nous offre une grande souplesse d'utilisation et la qualité de ses algorithmes de résolution (Gear à pas variable) permet de résoudre des problèmes fortement non linéaires en concentrant les efforts sur l'aspect physique du modèle nodal et en s'affranchissant ainsi au maximum des problèmes numériques.





## Résumé

Le développement de la technologie du véhicule hybride au sein du parc automobile mondial place les constructeurs tels que PSA Peugeot-Citroën face à de nouvelles problématiques. L'intégration des modules d'électronique de puissance dans ce type de véhicule entraîne d'importantes dissipations thermiques qu'il est nécessaire d'évacuer alors que les systèmes de refroidissement conventionnels atteignent leurs limites. Dans ce but, un système innovant de transfert thermique passif fait l'objet de la présente thèse : la boucle diphasique à pompage thermocapillaire.

Une architecture particulière de ce type de système est présentée, où les positions relatives de l'évaporateur, du réservoir et du condenseur permettent à la gravité de jouer un rôle de premier plan dans le fonctionnement de cette boucle. Une pré-étude ayant permis de sélectionner l'éthanol comme le fluide de travail le mieux adapté à cette application automobile, un banc expérimental finement instrumenté avec mesures de températures, pressions et débits a été mis en oeuvre pour caractériser la réponse de la boucle à une application de puissance en régimes de fonctionnement permanent et transitoire. L'apport des mesures de débit et de pression s'est notamment traduit en régime transitoire par la mise en évidence de phénomènes d'écoulement particuliers dans la boucle. Les résultats obtenus ont permis, tant sur les plans thermique qu'hydraulique, de confirmer d'une part leur potentiel de gestion de la dissipation thermique en maintenant la température de l'électronique stable quelle que soit la puissance appliquée et d'ouvrir d'autre part nombre de perspectives de contrôle et de dimensionnement pour la conception des futures boucles.

Les données expérimentales obtenues ont également permis de valider et d'identifier en régime permanent un modèle nodal thermo-hydraulique de boucle développé dans le cadre de cette thèse. Ce modèle global est basé sur une approche originale, dans ce contexte, de modélisation du phénomène de changement de phase avec comme variable du calcul l'enthalpie en sus de la température et de la pression. Même si ce modèle reste tributaire de l'expérience par l'identification de deux conductances thermiques, il nous a permis d'apprécier en particulier l'influence de la gravité et des conditions d'environnement sur le fonctionnement de la boucle et ouvre également des perspectives de dimensionnement pour sa valorisation au sein de futurs véhicules hybrides.

Mots clés : boucle diphasique, changement d'état, capillarité, électronique de puissance, véhicule hybride, transferts thermiques, simulation par ordinateur

## Abstract

The development of hybrid vehicle technology among worldwide cars fleet leads car manufacturers such as PSA Peugeot-Citroën to take up new challenges. The on-board power electronics components are a significant source of heat power which must be evacuated in spite of conventional cooling systems limitations. In order to transcend these limitations, an innovative heat transfer device has been studied in this thesis : the capillary pumped loop for integrated power.

A particular structure of this kind of device is presented, where relative positions of evaporator, reservoir and condenser allow gravity to play a major part in this loop operation. After a preliminary study where ethanol appeared to be the most adapted working fluid to this automotive application, a precisely instrumented test bench has been built with temperatures, absolute pressure and mass flow rate probes in order to analyse the loop response to heat power application in steady-state and transient operations. The contribution of pressure and mass flow rate measurements has notably appeared by the characterisation of particular flow regimes in the loop during transient operation. As much on thermal level as hydraulic level, the results obtained have allowed, on the one hand, to confirm this loop ability to ensure heat power evacuation by maintaining stable power electronics temperature for whatever power applied and, on the other hand, to open lot of control and sizing prospects for future loops design.

The experiment results have also allowed to validate and identify at steady-state operation a nodal thermo-hydraulic modelling of loop built-up during this thesis. this global modelling is based in this context on an original approach using mass enthalpy as variable in addition of temperature and pressure to simulate phase-change phenomena. Even if this modelling remains dependent on experiment by two thermal conductances identification, it has allowed us to estimate the influence of gravity and external conditions on loop operation. Moreover, it offers sizing prospects for this kind of loop development on-board future hybrid vehicles.

Keywords : capillary pumped loop, phase change, capillarity, power electronics, hybrid vehicle, heat transfer, computer simulation