

Développement et étude du modèle de réservoir dans la modélisation transitoire d'une boucle diphasique à pompage capillaire

Nicolas BLET^{1*}, Yves BERTIN¹, Vincent AYEL¹, Cyril ROMESTANT¹, Vincent PLATEL²

¹Institut P', Département Fluide-Thermique-Combustion, UPR 3346, 1 Avenue Clément Ader, 86961 Futuroscope-Chasseneuil

²LaTEP, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Quartier Bastillac 65000 Tarbes

*(auteur correspondant : nicolas.blet@etu.ensma.fr)

Résumé - Dans le but d'améliorer la modélisation thermohydraulique transitoire d'une boucle fluide diphasique thermocapillaire (BFDPT) pour applications terrestres, le développement du modèle de réservoir est présenté ici. Élément constituant la référence thermodynamique de la boucle, celui-ci a en effet besoin d'une attention particulière. Après description et validation du modèle, une analyse numérique permet de mettre en évidence les phénomènes principaux gouvernant le comportement thermohydraulique du réservoir lors de phases transitoires sévères.

Nomenclature

c_p	Chaleur spécifique, J/(kg.K)	Ω	Volume, m ³
F	Force, N	ρ	Masse volumique, kg/m ³
G	Conductance, W/K	<i>Indices et exposants</i>	
g	Accélération de la pesanteur, m/s ²	b	bas
H	Hauteur, m	$comp$	compressibilité
h_{lv}	Chaleur latente, J/kg	$evap$	évaporateur
\dot{m}	Débit massique, kg/s	h	haut
P	Pression, Pa	II	fluide secondaire
\dot{Q}	Flux de chaleur, W	l	liquide
S	Section, m ²	p	paroi
t	Temps, s	r	réservoir
\dot{W}	Puissance relative à un travail, W	sat	saturation
<i>Symboles grecs</i>		v	vapeur
α	Fraction volumique de vapeur		

1. Introduction

Les systèmes à fluide diphasique apparaissent aujourd'hui comme de très bonnes solutions alternatives dans le refroidissement d'électronique de puissance, dont l'intégration est croissante dans les domaines des transports terrestre et aérien. Parmi eux, on trouve les boucles fluides diphasiques à pompage thermocapillaire (BFDPT) développées initialement dans l'industrie spatiale. On distingue traditionnellement deux types de boucles selon la position du réservoir fluide, qui sert de référence thermodynamique [1] : les "Loop Heat Pipe" (LHP) s'il est accolé à l'évaporateur, et les "Capillary Pumped Loop" (CPL) s'il se situe sur la ligne liquide.

Afin de combiner les bénéfices de chaque technologie (LHP et CPL), une boucle "hybride" a été développée pour les applications terrestres (figure 1a) : la CPLIP ou CPLTA, pour "Capillary Pumped Loop for Integrated Power/ Terrestrial Application". Sa spécificité réside dans

le positionnement relatif du réservoir et de l'évaporateur. Ces deux éléments, fabriqués par Euro Heat Pipe (Nivelles, Belgique), constituent une colonne verticale pour assurer par gravité leur connection hydraulique. En outre, la conception interne du réservoir est particulière (figure 1b) : il est divisé en deux parties [2]. La partie basse purement liquide permet de maintenir l'écoulement fluide entre le condenseur et l'évaporateur de la boucle. La partie haute contient le fluide à l'équilibre liquide/vapeur. Par l'intermédiaire d'une cartouche chauffante, on effectue la régulation de la température de saturation (référence thermodynamique de l'ensemble de la boucle).

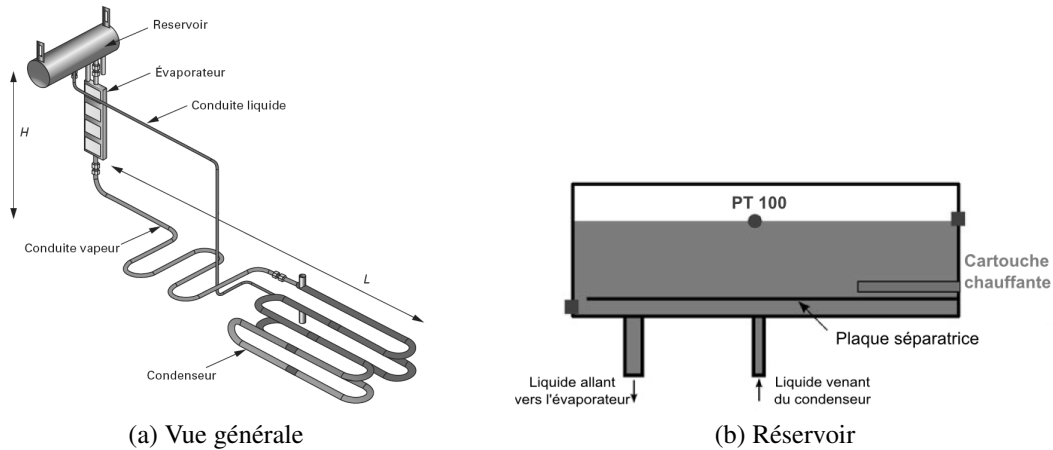


Figure 1: Vue schématique de la CPLTA

L'approche de modélisation développée a pour but de présenter un modèle descriptif complet de boucle dans lequel les effets transitoires sont retranscrits le plus fidèlement possible. Ce modèle est fondé sur une approche "système". Celle-ci se base sur la méthode nodale par discrétisation du système par volumes finis, de la même manière que Kaya *et al.* [3]. Le système d'équations différentielles est ensuite transcrit sous forme de réseaux par analogie électrique (figure 2). Avec l'hypothèse de fluide homogène, trois réseaux sont dédiés à la description du fluide : un réseau en débits massiques, un en pressions et un en enthalpies massiques, correspondant respectivement aux bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Dans ce dernier réseau, l'enthalpie massique est préférée à la température comme variable d'énergie afin de traiter le changement de phase plus facilement [4]. Un dernier réseau en températures permet de décrire l'environnement du fluide (parties solides) de manière plus "classique". Pour plus d'informations sur les détails du modèle, le lecteur est invité à se référer à l'article de Delalandre *et al.* [4] ou à contacter les auteurs.

Au sein de ce modèle de boucle, la modélisation du réservoir a été développée afin d'améliorer la prédiction de phénomènes thermohydrauliques transitoires inhérents à cet élément. L'étude suivante présente ainsi ce développement suivi d'une analyse thermohydraulique afin d'identifier les principaux phénomènes gouvernant la dynamique du réservoir.

2. Développement du modèle de réservoir

2.1. Modèle simplifié ($T_{sat} = Cste$)

Le précédent modèle de Delalandre *et al.* [4] incluait deux nœuds au réservoir : un pour la partie basse liquide et un pour la partie haute diphasique, considérée à température de saturation constante (figure 3a). Ces nœuds sont thermiquement liés par une conductance G_r déterminée empiriquement par les travaux de Lachassagne *et al.* [5]. Celle-ci a été évaluée en régime per-

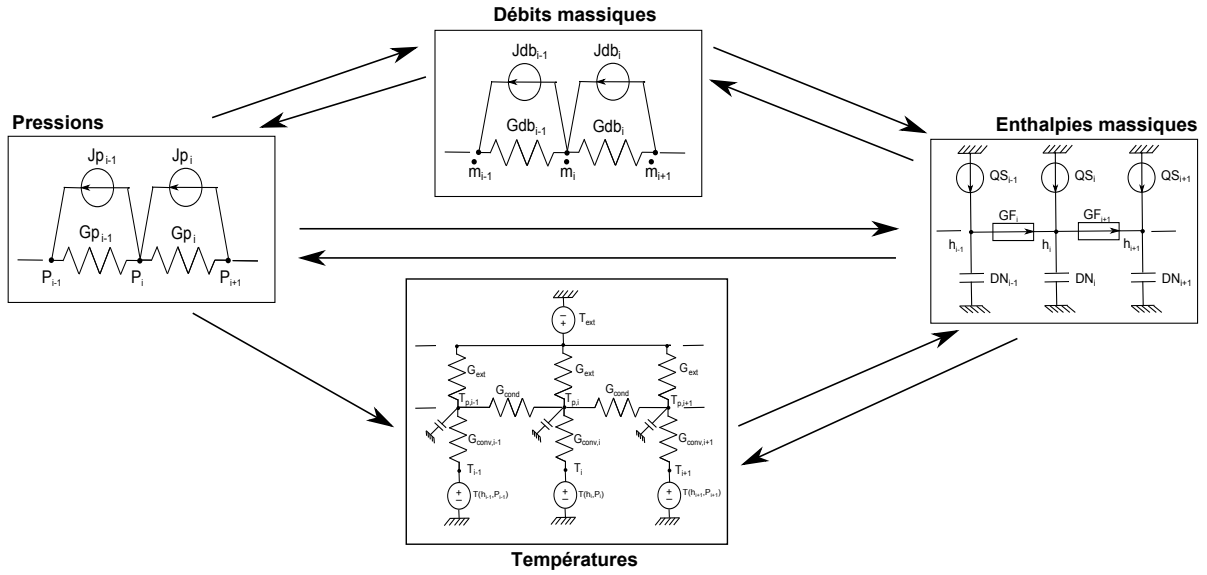


Figure 2: Description et couplage des réseaux du modèle

manent en fonction des conditions limites du système, à savoir la température de saturation au réservoir, la température de source froide au condenseur et la charge thermique appliquée à l'évaporateur ($G_r = f(T_{sat}, T_{II}, \dot{Q}_{evap})$).

La dynamique transitoire de la partie haute n'est pas prise en compte. Ainsi, la pression de la partie basse est simplement fixée en considérant uniquement les pertes de charge hydrostatiques :

$$P_{r,b} = P_{r,h} + \rho_l g H_{l,r} \quad (1)$$

Par hypothèse, $P_{r,h}$ correspond à la pression de saturation à la température $T_{r,h}$. $H_{l,r}$ est la hauteur liquide au sein du réservoir. Elle est estimée à partir de la fraction volumique de vapeur α . Celle-ci vérifie le bilan de masse de la partie haute :

$$(\rho_v - \rho_l) \Omega_r \frac{d\alpha}{dt} + \Omega_r \frac{d\rho_v}{dt} \alpha = \dot{m}_r \quad (2)$$

Dans cette équation, le débit massique \dot{m}_r est évalué grâce au bilan de masse de la partie basse (en négligeant la compressibilité du liquide) :

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{r,in} - \dot{m}_{r,out} \quad (3)$$

Dans cette dernière équation, les débits d'entrée et de sortie du réservoir sont connus via le réseau en débits massiques du modèle global de boucle.

Nous verrons que ce modèle simplifié de réservoir, implémenté dans le modèle global de boucle, présente quelques limitations. C'est pourquoi un développement de modélisation a été effectué.

2.2. Modèle détaillé ($T_{sat} \neq Cste$)

Le but du développement est de modéliser les variations transitoires de la température de saturation, comme l'ont fait Pouzet *et al.* [6] pour leur modèle de CPL. Il consiste à séparer les phases liquide et vapeur dans la partie haute du réservoir (figure 3b). On introduit également la température de paroi pour prendre en compte les échanges avec l'environnement.

2.2.1. Modélisation thermique

Le nœud $T_{l,r}$ est localisé au centre du liquide de la partie haute et il est lié aux nœuds vapeur $T_{v,r}$ et liquide de la partie basse $T_{r,b}$, respectivement, par les conductances $G_{lv,r}$ et $G_{l,r}$. La première conductance $G_{lv,r}$ correspond aux transferts par conduction dans le liquide et dépend donc uniquement de sa température. La seconde conductance $G_{l,r}$ est identifiée empiriquement en régime permanent à l'instar de la conductance G_r du précédent modèle et dépend des conditions aux limites du système. La conductance $G_{p,r}$ entre les nœuds vapeur et de paroi est également évaluée de manière empirique à partir des résultats expérimentaux de Lachassagne *et al.* [5]. Celle-ci dépend uniquement de la température de saturation.

La vapeur est supposée à l'état de saturation. Cependant sa température $T_{v,r}$ n'est plus considérée constante. Celle-ci dépend maintenant des conditions limites et est contrôlée par la source de chaleur \dot{Q}_r (dans le liquide de la partie haute ; cf. figure 3b) qui simule la régulation PID. Ainsi, la température $T_{v,r}$ vérifie :

$$\rho_v c p_v \alpha \Omega_r \frac{dT_{v,r}}{dt} = G_{lv,r}(T_{l,r} - T_{v,r}) + G_{p,r}(T_{p,r} - T_{v,r}) + \dot{m}^* h_{lv} + \Omega_r \frac{d(P_{v,r} \alpha)}{dt} \quad (4)$$

En plus des échanges avec le liquide et la paroi, l'équation (4) prend en compte le changement de phase et la compressibilité de la vapeur (deux derniers termes de l'équation). Le débit de changement de phase \dot{m}^* est évalué à partir du bilan de masse du liquide de la partie haute :

$$\dot{m}^* = \dot{m}_r + \rho_l \Omega_r \frac{d\alpha}{dt} \quad (5)$$

La fraction volumique de vapeur α et le débit massique \dot{m}_r vérifient toujours respectivement les équations (2) et (3).

De la même façon, la température liquide $T_{l,r}$ vérifie l'équation suivante :

$$\rho_l c p_l (1 - \alpha) \Omega_r \frac{dT_{l,r}}{dt} = \dot{Q}_r + G_{l,r}(T_{r,b} - T_{l,r}) + G_{lv,r}(T_{v,r} - T_{l,r}) + \dot{m}_r c p_l (T_{r,b} - T_{l,r}) + \dot{W}_{comp,l} \quad (6)$$

En dehors de la source de chaleur et des échanges avec la vapeur et la partie basse, on trouve dans l'équation (6) le terme transitoire d'advection (seulement si $\dot{m}_r \geq 0$) et un terme de compressibilité $\dot{W}_{comp,l}$ incluant les effets du mouvement de l'interface liquide/vapeur.

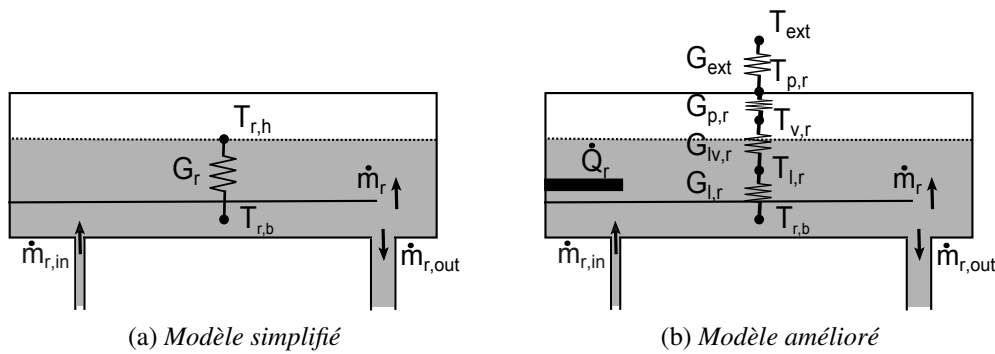


Figure 3: *Modèle thermique de réservoir*

2.2.2. Modélisation hydraulique

Pour améliorer le modèle hydraulique du réservoir, l'équation (1) du modèle simplifié est remplacée par le bilan de quantité de mouvement complet (équation (7)). On introduit en outre la pression vapeur, correspondant par hypothèse à la pression de saturation à la température $T_{v,r}$. On distingue alors les pressions liquide $P_{l,r}$ et vapeur $P_{v,r}$ à l'interface.

Le bilan de quantité de mouvement du liquide s'écrit :

$$\frac{d(\dot{m}_r H_{l,r})}{dt} + \frac{\dot{m}_{r,out}^2}{\rho_l S_{out}} - \frac{\dot{m}_{r,in}^2}{\rho_l S_{in}} + \left(\frac{\dot{m}^*}{\rho_l S_{lv}} + \frac{dH_{l,r}}{dt} \right) \dot{m}^* + |F_{vis,r}| + \rho_l g H_{l,r} S_{eq,r} + (P_{l,r} - P_{r,b}) S_{eq,r} = 0 \quad (7)$$

En comparaison avec l'équation (1), les termes transitoires, d'advection et visqueux ont été ajoutés. En outre, une section équivalente $S_{eq,r}$ est évaluée pour prendre en compte la géométrie cylindrique du réservoir, impliquant une variation non-uniforme de la section en fonction de $H_{l,r}$.

Le bilan de quantité de mouvement à l'interface liquide/vapeur correspond à la pression de recul liée à l'échange de masse par changement de phase :

$$P_{l,r} - P_{v,r} = \frac{\dot{m}^{*2}}{S_{lv}^2} \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right) \quad (8)$$

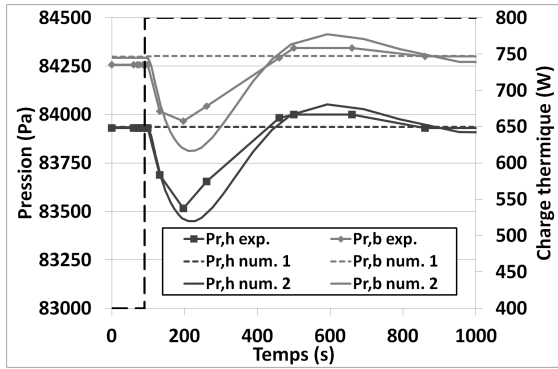
3. Comparaison avec les résultats expérimentaux

L'ensemble des équations précédentes (pour l'ancien ou le récent modèle) est transcrit sous forme "réseau" pour être incorporé dans le modèle complet de boucle. Pour valider et montrer l'intérêt du nouveau modèle, le but de cette partie est de confronter les données expérimentales de Lachassagne *et al.* [5] avec les résultats numériques du modèle global de boucle, soit avec le modèle simplifié de réservoir, soit avec le plus récent.

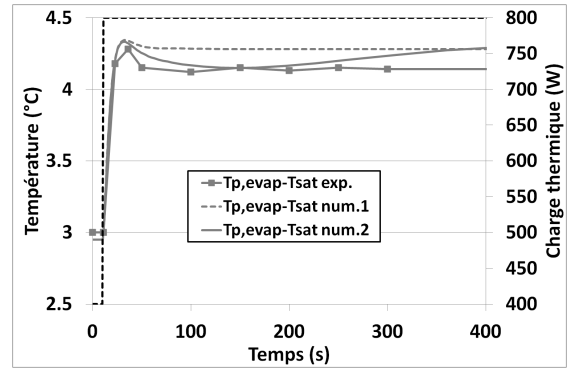
Les résultats présentés ci-après correspondent à un test avec l'éthanol comme fluide de travail. Les températures de référence du réservoir et de la source froide sont respectivement de 73,5°C et 21°C. La charge thermique à l'évaporateur correspond à une sollicitation de 400 W/s entre 400 W et 800 W.

La figure 4a illustre l'évolution des pressions au réservoir lors de cette sollicitation. L'intérêt du modèle détaillé (num.2, traits pleins) est ici évident. Le modèle simplifié (num.1, traits pointillés) est incapable de simuler correctement les undershoots de pression observés expérimentalement. L'hypothèse de température de saturation constante dans la partie haute du réservoir est donc trop restrictive. En effet, ces undershoots sont directement liés à une diminution de cette température de saturation en phase instationnaire. Grâce au modèle amélioré, ce phénomène sera plus amplement analysé en partie 4.

Finalement, l'undershoot de la pression de saturation au réservoir n'impacte pas seulement les pressions de la boucle, mais également les températures. En effet, on peut noter un comportement similaire pour la température de paroi de l'évaporateur. Son évolution durant la phase transitoire par le nouveau modèle est mieux prédite (figure 4b). Une différence de températures entre simulations et expérience pour le second régime permanent est néanmoins visible et imputable à la précision des mesures expérimentales ainsi que du modèle d'évaporateur [4].



(a) Pressions au réservoir



(b) Différence de température entre la paroi de l'évaporateur et la référence

Figure 4: Résultats expérimentaux et numériques pour une sollicitation de 400 W/s à l'évaporateur

4. Analyse du modèle

Le modèle détaillé du réservoir, prenant en compte le comportement thermohydraulique de la boucle, va permettre d'identifier les principaux phénomènes impliquant les variations de pression observées. En outre, on propose dans cette partie d'étudier quantitativement les différents échanges de chaleur au sein du réservoir durant les phases transitoires. Cette étude sera basée sur des tests avec une charge thermique à l'évaporateur de ± 40 W/s, toujours entre 400 W et 800 W.

4.1. Analyse hydraulique

L'étude des pertes de charge entre les deux parties du réservoir, à partir de l'équation (7), montre que les pertes hydrostatiques sont largement prédominantes, de plusieurs ordres de grandeur, et ce même en transitoire. En outre, l'évaluation de la pression de recul (équation (8)) indique que celle-ci est négligeable. Ainsi, les pressions liquide et vapeur peuvent être considérées égales à l'interface liquide/vapeur. De part ces résultats, on en conclut que le comportement hydraulique du réservoir peut être simplement modélisé par l'intermédiaire de deux nœuds (un en partie basse et un en partie haute), liés par l'équation (1) comme le précédent modèle. Ainsi, l'amélioration de la modélisation illustrée au paragraphe précédent semble issue uniquement du développement du modèle thermique de réservoir.

4.2. Analyse thermique

Le but de cette partie est d'identifier les échanges de chaleur prédominants au niveau des nœuds liquide et vapeur de la partie haute du réservoir, durant un régime transitoire. Pour plus de clarté dans l'analyse suivante, on introduit les notations du tableau 1 afin de distinguer ces différents échanges, intervenant dans les équations (4) et (6).

4.2.1. Augmentation de la charge thermique à l'évaporateur (+40 W/s)

La figure 5a illustre l'évolution des différents flux de chaleur reçus par la phase vapeur de la partie haute du réservoir (notations du tableau 1), durant le début de la phase transitoire. Les échanges par changement de phase \dot{Q}_{lv}^v et par compressibilité \dot{Q}_{comp}^v y apparaissent négligeables. On peut noter en outre que la chaleur emmagasinée est faible en régime transitoire. Cela implique que les échanges thermiques reçus et donnés par la vapeur se compensent presque ins-

Fluide	Nom du flux thermique	Expression	Notation
Vapeur	Puissance sensible emmagasinée	$\rho_v c p_v \alpha \Omega_r \frac{dT_{v,r}}{dt}$	\dot{Q}_{dt}^v
	Echanges avec le liquide	$G_{lv,r}(T_{l,r} - T_{v,r})$	\dot{Q}_l^v
	Echanges avec la paroi	$G_{p,r}(T_{p,r} - T_{v,r})$	\dot{Q}_p^v
	Changement de phase	$\dot{m}^* h_{lv}$	\dot{Q}_{lv}^v
	Compressibilité	$\Omega_r \frac{d(P_{v,r}\alpha)}{dt}$	\dot{Q}_{comp}^v
Liquide	Puissance sensible emmagasinée	$\rho_l c p_l (1 - \alpha) \Omega_r \frac{dT_{l,r}}{dt}$	\dot{Q}_{dt}^l
	Puissance fournie	\dot{Q}_r	\dot{Q}_r^l
	Echanges avec la vapeur	$G_{lv,r}(T_{v,r} - T_{l,r})$	\dot{Q}_v^l
	Echanges avec la partie basse	$G_{l,r}(T_{r,b} - T_{l,r})$	\dot{Q}_b^l
	Echanges par advection	$\dot{m}_r c p_l (T_{r,b} - T_{l,r})$	\dot{Q}_{adv}^l
	Compressibilité	$\dot{W}_{comp,l}$	\dot{Q}_{comp}^l

Tableau 1: Notations des échanges thermiques dans les bilans d'énergie (4) et (6)

tantamment. Dans notre cas, la puissance appliquée au réservoir, via l'échange avec le liquide, contrebalance les pertes avec l'environnement.

Cependant, la présence de cette chaleur sensible emmagasinée implique une faible diminution de la température de saturation. Celle-ci est inférieure à $0,1^\circ\text{C}$ dans le test présenté. Mais, à cause d'une courbe de saturation de forte pente autour de $73,5^\circ\text{C}$, elle entraîne une diminution significative de la pression de saturation d'environ 500 Pa (figure 4a).

La figure 5b illustre l'évolution des échanges de chaleur au niveau du liquide de la partie haute du réservoir (notations du tableau 1). La puissance de compressibilité, prenant en compte les effets du mouvement de l'interface liquide/vapeur, apparaît négligeable. Les variations de la chaleur sensible emmagasinée \dot{Q}_{dt}^l sont en revanche très fortes avec un pic important. Celles-ci sont directement liées aux échanges transitoires par advection \dot{Q}_{adv}^l . La puissance appliquée au réservoir est alors insuffisante transitoirement pour compenser l'entrée brusque de liquide sous-refroidi venant du condenseur. Ce phénomène entraîne inévitablement une baisse de la température du liquide et donc de la température de saturation.

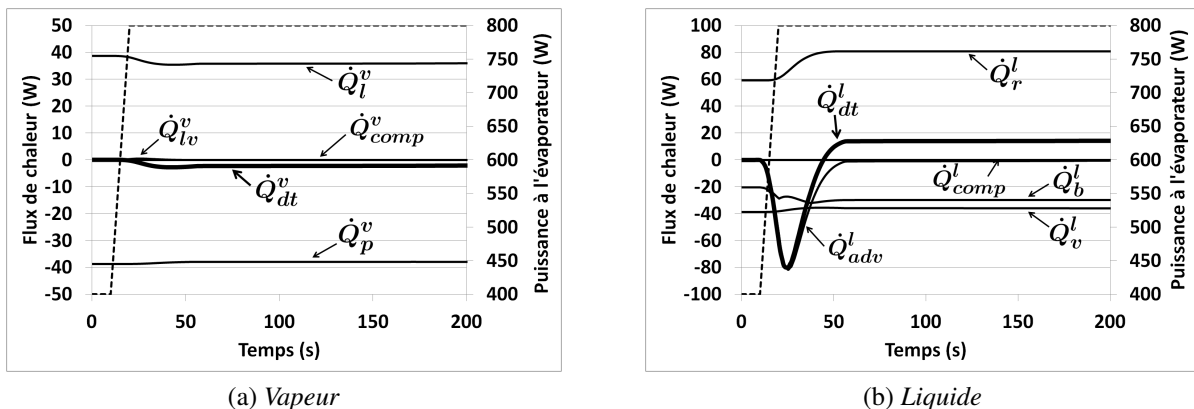


Figure 5: Échanges thermiques au réservoir pour une charge de $+40\text{ W/s}$ à l'évaporateur

4.2.2. Diminution de la charge thermique à l'évaporateur (-40 W/s)

D'après la figure 6, une diminution de la puissance appliquée à l'évaporateur amène à un comportement thermique plus stable du réservoir. En effet, dans ce cas, du liquide du réservoir

est fourni à la boucle pour compenser la baisse du débit de liquide sous-refroidi provenant du condenseur et ainsi alimenter suffisamment l'évaporateur. Aucun phénomène transitoire fort ne vient donc perturber la thermodynamique du réservoir. La phase liquide est cependant légèrement chauffée (augmentation de la puissance emmagasinée \dot{Q}_{dt}^l), l'inertie de la régulation thermique étant plus grande que celle des échanges entre les deux parties du réservoir. On peut noter que le comportement thermique de la vapeur n'est quasiment pas affecté (figure 6a).

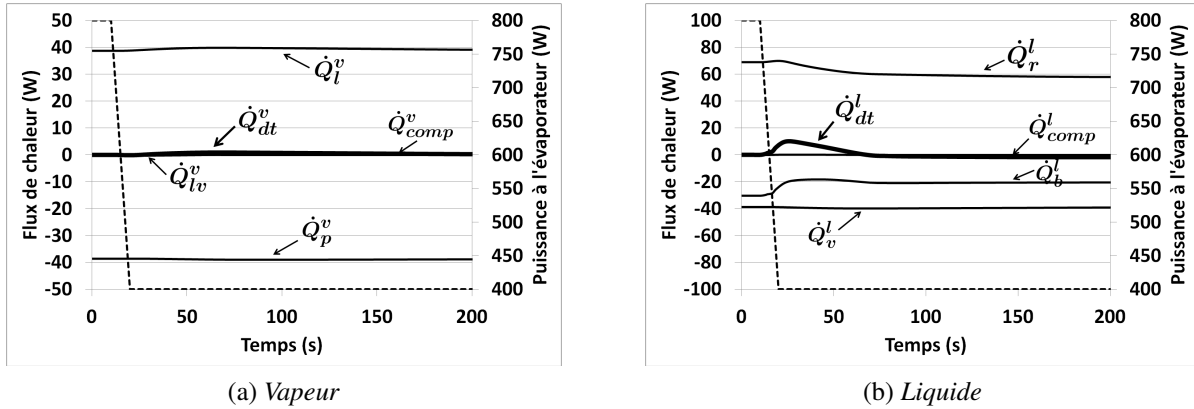


Figure 6: Echanges thermiques au réservoir pour une charge de +40 W/s à l'évaporateur

5. Conclusion

Le développement du modèle de réservoir permet une meilleure modélisation du comportement transitoire d'une boucle diphasique à pompage capillaire, notamment sur la dynamique hydraulique (évolution des pressions). En outre, l'étude présentée a mis en évidence le caractère négligeable des effets de compression et de changement de phase sur la thermique du fluide au sein du réservoir. Ainsi, la température de saturation, référence de la boucle, est principalement gouvernée par la puissance de chauffe, les échanges avec l'extérieur et par l'entrée transitoire de liquide sous-refroidi (uniquement lors d'une hausse de puissance à l'évaporateur).

Avec ce développement au réservoir, le modèle global de boucle est maintenant assez robuste pour être soumis à des études diverses et variées : études des pertes de charge ; études de sensibilité sur les conditions limites du système, influence de gaz incondensables au réservoir.

Références

- [1] J. Bonjour, F. Lefèvre, V. Sartre, Y. Bertin, C. Romestant, V. Ayel, V. Platel, *Systèmes diphasiques de contrôle thermique - Boucles capillaires et gravitaires*, Techniques de l'Ingénieur (2011)
- [2] V. Dupont, S. Van Oost, L. Barremaecker, S. Nicolau, Experimental investigations on a methanol capillary pumped loop equipped with four flat evaporators, *15th IHPC* (Clemson, USA, 2010)
- [3] T. Kaya, R. Perez, C. Gregori, A. Torres, Numerical simulation of transient operation of loop heat pipes, *App. Therm. Eng.*, 28 (2008) 967-974
- [4] N. Delalandre, V. Ayel, J. Salat, Transient thermohydraulic modeling of a capillary pumped loop, *SAE Int.* (Toulouse, 2011)
- [5] L. Lachassagne, V. Ayel, C. Romestant, Y. Bertin, Experimental study of capillary pumped loop for integrated power in gravity field, *App. Therm. Eng.*, 35 (2012) 166-176
- [6] E. Pouzet, J.L. Joly, V. Platel, J.Y. Grandpeix, C. Butto, Dynamic response of a capillary pumped loop subjected to various heat load transients, *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, 47 (2004) 2293-2316

Remerciements

Le travail de thèse associé est financièrement soutenu par la région Poitou-Charentes.