

Modèle instationnaire d'une boucle fluide diphasique à pompage capillaire (CPL) en vue de l'étude de l'influence de la gravité sur ses performances

Ahmed KALED^{1*}, Sébastien DUTOUR¹, Vincent PLATEL²

¹ LAPLACE (Laboratoire Plasma et Conversion d'Énergie) - UMR 5213
UPS Bat.3R1, 118 route de Narbonne - 31062 Toulouse Cedex 9

² LaTEP (Laboratoire Thermique Énergétique et Procédés) -
Quartier bastillac 65000 Tarbes

*(auteur correspondant : ahmed.kaled@laplace.univ-tlse.fr)

Résumé - Dans cette étude, on présente les travaux issus d'une première étape de modélisation du comportement thermo-hydraulique d'une boucle fluide à pompage capillaire de type CPL envisagée pour des applications terrestres embarquées. L'approche se base sur un choix d'écriture des bilans (masse, quantité de mouvement et énergie pour les différents sous-systèmes (évaporateur, condenseur et lignes fluides) constituant une CPL. Les résultats obtenus seront présentés et analysés de façon à quantifier la sensibilité du système aux mouvements d'inertie de la masse de liquide contenu dans la boucle lors des transitoires rapides de puissance appliquée à l'évaporateur.

Nomenclature

A section de conduite, m^2
 C_p capacité calorifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$
 D diamètre de conduite, m
 G conductance thermique, $W.K^{-1}$
 h coefficient de transfert, $W.m^{-2}.K^{-1}$
 l_v chaleur latente de vaporisation, $J.kg^{-1}$
 L longueur, m

Symboles grecs

ρ masse volumique, $kg.m^{-3}$
 α taux de vide

Indices et exposants

* interface de vaporisation
 2φ diphasique
 c condenseur
 cu culasse
 $evap$ évaporateur
 l liquide
 $mche$ mèche poreuse
 R réservoir
 v vapeur

1. Introduction

Les boucles diphasiques à pompage capillaire de type CPL (Figure 1) sont des systèmes de contrôle thermique auto-adaptatifs en voie d'utilisation dans les applications terrestres embarquées. Lors des transitoires rapides de puissance appliquée à l'évaporateur, ces systèmes peuvent parfois désamorcer sans que l'on en ait une réelle compréhension des causes. En effet, les mécanismes physiques impliqués dans ces phénomènes sont très difficilement identifiables en raison de la forte non linéarité des équations régissant la dynamique de ce type de système. La problématique scientifique première à l'échelle du système est de connaître la sensibilité de l'évolution temporelle de la boucle à un mécanisme donné de façon à quantifier la contribution de celui-ci dans le processus couplé. Dans le cadre de cette étude, un modèle de CPL et une approche d'analyse de la dynamique ont été développés de manière à évaluer l'impact

des effets inertiels associés aux mouvements du liquide lors des sauts de puissance appliquée à l'évaporateur. Ce travail est la première étape d'une démarche plus générale concernant l'influence de la gravité sur les performances de la boucle. Les développements théoriques de ce modèle sont basés essentiellement sur des travaux menés au sein du laboratoire [1], [2]. D'autre part, une attention particulière a été portée sur les études expérimentales de la thèse de L. Lachassagne [3] de l'Institut P' (ENSMA, Poitiers).

2. Approche de modélisation

La figure (1) présente schématiquement le modèle global du système réalisant le couplage des différents sous-systèmes (les échangeurs, les lignes de fluide et le réservoir). La géométrie et le design sont identiques à ceux du dispositif expérimental étudié lors de la thèse de L. Lachassagne ([3]).

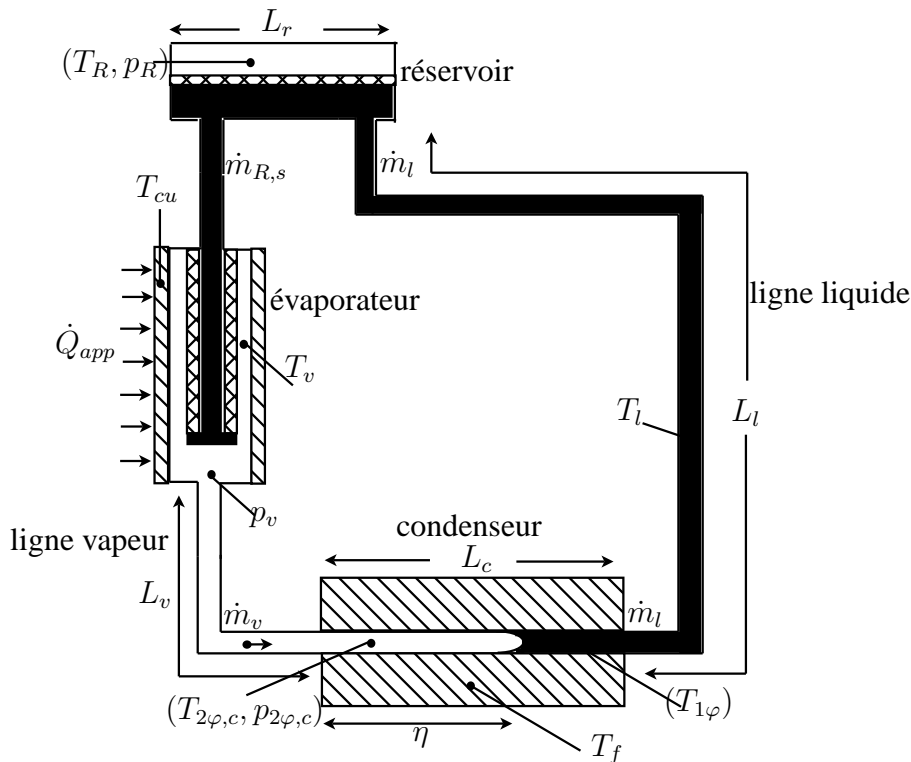


Figure 1 : schéma de la boucle

2.1. Modèle réservoir

Si l'on considère les résultats expérimentaux issus de ce dispositif, on constate que la température du réservoir est extrêmement bien contrôlée et donc que la pression de saturation $p_R = p_{sat}(T_R)$ est maintenue constante (le fluide est diphasique dans la partie haute de réservoir) y compris dans les phases instationnaires avec de fortes évolutions temporelles dans le reste de la boucle. Il n'apparaît donc pas nécessaire dans le cas de ce dispositif, d'aller plus loin qu'une simple représentation de la pression de saturation imposée par la température de consigne.

2.2. L'ensemble condenseur & ligne liquide

Le modèle de l'ensemble condenseur et ligne liquide est constitué de deux volumes de contrôle respectivement associés au fluide saturant et au liquide sous-refroidi en aval de la

zone de condensation. A partir de la connaissance du débit massique de vapeur en entrée (\dot{m}_v) et de la pression de sortie (p_R), il restitue le comportement instationnaire du condenseur et de l'écoulement du liquide jusqu'à la sortie de la ligne à travers l'évolution de la longueur de condensation (η) et du débit massique du condensat (\dot{m}_l) dans la ligne. On s'appuie pour cela sur un comportement homothétique de la distribution des phases permettant de considérer que le taux de vide global α de la zone de condensation est constant pour un régime de condensation donné.

$$\frac{\partial \eta}{\partial t} = \frac{\dot{m}_v l_v - h_{2\varphi} \pi D_c \eta (T_{2\varphi,c} - T_f)}{A_c \rho_v \alpha l_v} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \dot{m}_l}{\partial t} = \left[\frac{(L_c - \eta)}{A_c} + \frac{L_R}{A_R} + \frac{L_l}{A_l} \right]^{-1} [(p_{2\varphi,c} - p_R) - \Delta p_l - \Delta p_g] \quad (2)$$

où Δp_l est la perte de charge visqueuse dans l'ensemble du liquide et où $T_{2\varphi,c}$ est la température moyenne de la zone de condensation définie par :

$$T_{2\varphi,c} = T_{sat}(p_{2\varphi,c}) = T_f + \frac{l_v}{h_{2\varphi} \pi D_c \eta} \left[\dot{m}_v - \rho_v \frac{\dot{m}_v - \dot{m}_l}{\rho_v - \rho_l} \right] \quad (3)$$

Les valeurs des paramètres α et $h_{2\varphi}$ sont calculés en considérant un régime de condensation annulaire.

2.3. L'ensemble ligne et cannelures vapeur

On considère un écoulement stationnaire incompressible où les différents régimes d'écoulement (laminaire, turbulent) sont pris en compte dans le calcul des pertes de charge permettant d'obtenir la pression en sortie des conduites. Ainsi la pression dans les cannelures vapeur (assimilée à celle du front de vaporisation p_v) est déduite de la connaissance de $p_{2\varphi,c}$ et de la perte de charge totale dans l'ensemble considéré : $p_v = p_{2\varphi,c} + \Delta p_v$

2.4. L'évaporateur

Le modèle d'évaporateur (Figure 2) est basé sur le couplage d'un modèle capacitif instationnaire du corps de l'évaporateur qui transmet la puissance (\dot{Q}_{app}) depuis la surface métallique extérieure jusqu'à l'interface de vaporisation et d'un modèle quasi statique de l'interface de vaporisation positionnée sur la surface externe de la mèche (pas d'enfoncement du front diphasique dans la mèche poreuse). Ce modèle permet de déterminer le débit massique vaporisé (\dot{m}_v) et la température de la culasse T_{cu} à partir de la connaissance de la conductance G_{evap} quantifiant les phénomènes de transfert de chaleur par conduction dans la culasse et jusqu'à l'interface de vaporisation à la température $T_v = T_{sat}(p_v)$. Ce paramètre est difficile à évaluer de sorte qu'il est systématiquement calculé à partir des résultats expérimentaux (paramètre ajusté de façon à reproduire au régime stationnaire l'écart de température expérimental $T_{cu} - T_v$).

Les hypothèses considérées aboutissent au système d'équation suivant :

$$(\rho C_p \Omega)_{cu} \frac{dT_{cu}}{dt} = \dot{Q}_{app} - G_{evap} (T_{cu} - T_v) \quad (4)$$

$$\dot{m}_v = \frac{G_{evap} (T_{cu} - T_v)}{l_v + C_{pl} (T_v - T_l)} \quad (5)$$

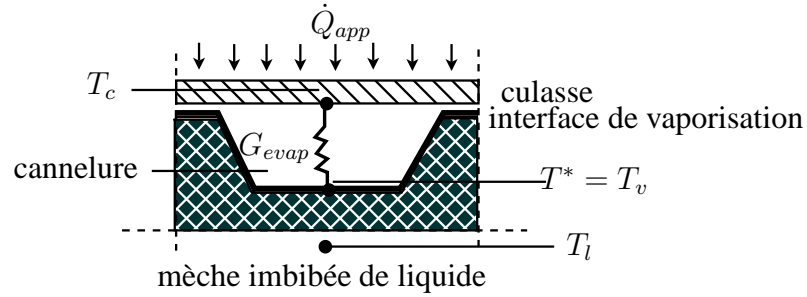


Figure 2 : Coupe évaporateur

où T_l est la température du liquide sous-refroidi en entrée de l'évaporateur : elle sera choisie ici comme étant la température ambiante (lignes non isolées).

3. Résultats et analyses

On simule la réponse du système à l'application d'un échelon de puissance montant $400\text{ W} - 1200\text{ W}$ suivi d'un échelon de puissance descendant $1200\text{ W} - 400\text{ W}$ sur la culasse de l'évaporateur. La source froide est maintenue à température constante $T_f = 20^\circ\text{C}$. On impose une température constante au réservoir $T_R = 73^\circ\text{C}$. Le fluide de travail est l'éthanol.

La discussion s'appuie sur l'analyse du saut de pression capillaire de part et d'autre de l'interface de vaporisation dans le poreux $\Delta p(t)_{cap} = p_v - p_l + \Delta p_{mche}$ où $p_v - p_l$ est la différence de pression aux bornes de l'évaporateur.

3.1. Etude de l'influence de l'inertie du liquide sur le comportement de la boucle

Pour quantifier la contribution des effets d'inertie du liquide dans la trajectoire de $\Delta p(t)_{cap}$, nous proposons de calculer l'écart relatif :

$$\epsilon_{\Delta p} = \frac{\Delta p(t)_{cap} - \Delta p(t)_{cap \text{ sans inertie}}}{\Delta p(t)_{cap \text{ sans inertie}}} \quad (6)$$

dans lequel $\Delta p(t)_{cap \text{ sans inertie}}$ est l'évolution du saut de pression à l'interface obtenue à partir du modèle dans laquelle l'équation (2) a été stationnarisée.

Comme le montre la figure (3), l'inertie du liquide est responsable d'une amplification de 30% à 60% du saut de pression qui suit les créneaux montant ou descendant de la puissance appliquée ; elle est également la cause d'oscillations amorties par les pertes visqueuses. Ces résultats montrent donc que les effets d'accélération et de décélération du liquide dans la boucle jouent un rôle prédominant dans la stabilité mécanique du système.

3.2. Scénario aboutissant à un désamorçage de la boucle

La figure (4) illustre un cas où les effets inertiels peuvent entraîner le désamorçage de la boucle lors d'une phase transitoire très rapide. A la suite de l'augmentation de la puissance appliquée, le saut de pression à la traversée de l'interface de vaporisation dépasse le saut de pression capillaire maximal que la mèche peut encaisser (fonction du rayon des pores et de la tension de surface du liquide), ce qui imposera un reflux de l'interface de vaporisation dans la profondeur de la mèche et un risque de désamorçage du dispositif.

4. Conclusion

Cet article présente un modèle instationnaire d'une boucle fluide diphasique à pompage capillaire et une analyse visant à quantifier l'impact de l'inertie du liquide sur le comportement de la boucle. Les résultats de simulation montrent que lors d'un saut de puissance appliquée à l'évaporateur, l'inertie du liquide contenu dans le condenseur et la ligne liquide amplifie de manière importante le saut de pression de l'évaporateur. Nous avons trouvé que ceci peut en théorie amener à un désamorçage du système dans le cas des transitoires rapides de puissance appliquée à l'évaporateur.

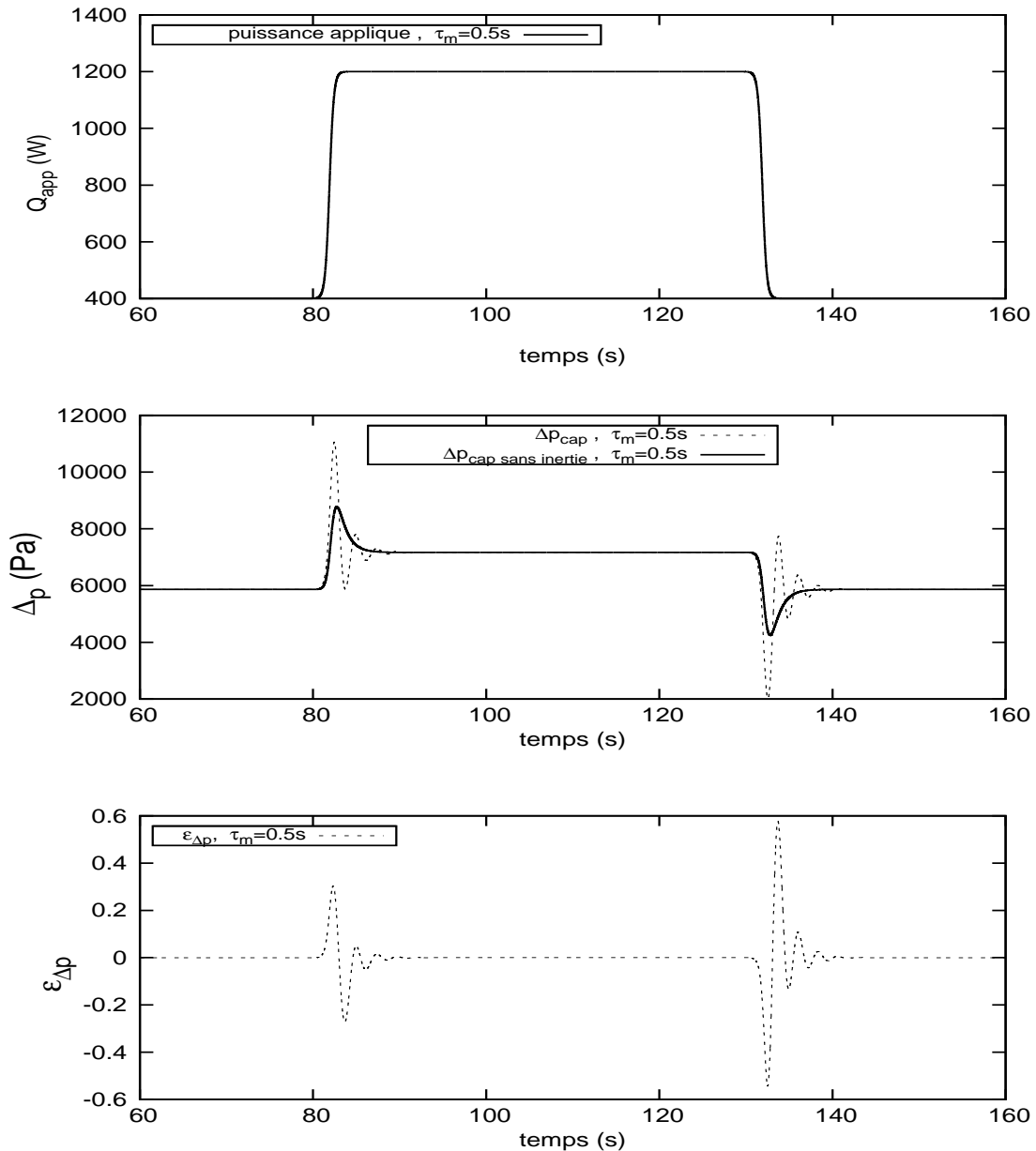


Figure 3 : Influence de l'inertie du liquide

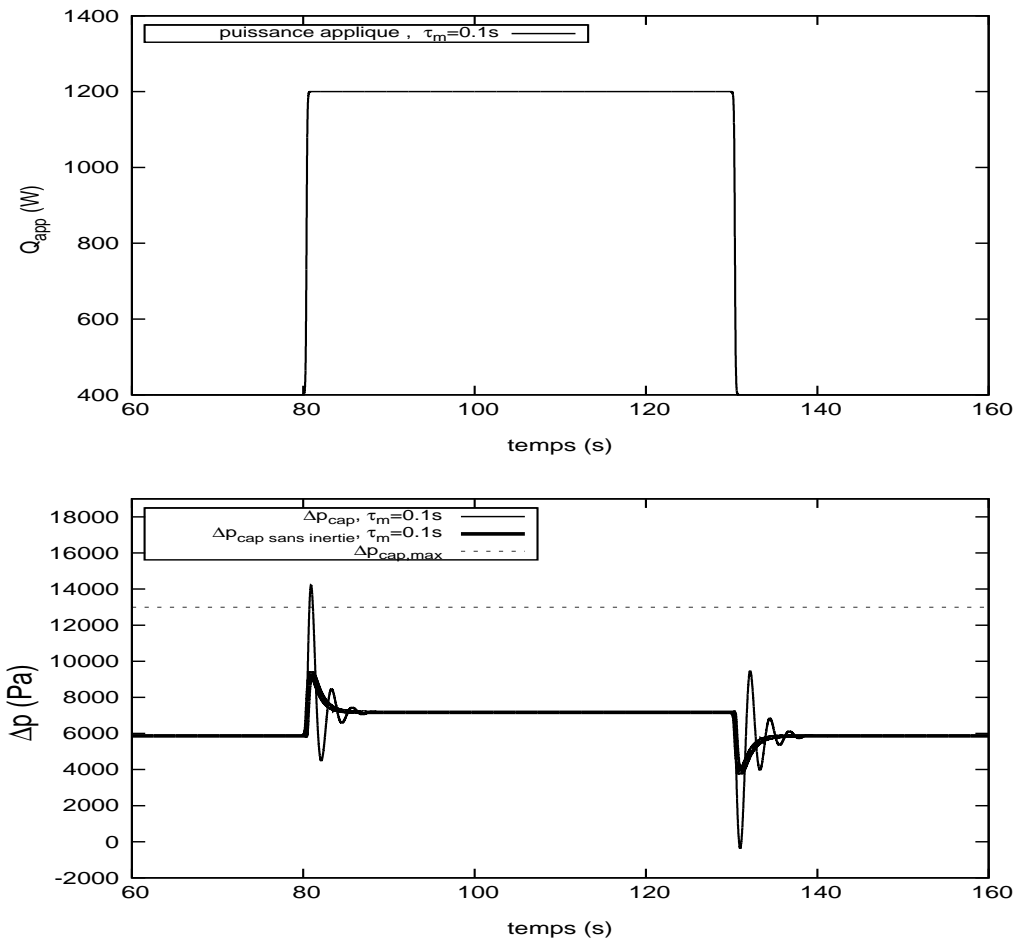


Figure 4 : Cas d'un désamorçage de la boucle

Remerciements - Cette étude entre dans le cadre d'un projet financé par le FUI et coordonné par Liebherr Aerospace pour un co-développement entre différents partenaires universitaires (LAPLACE, LaTEP et P') et industriels (LIEBHERR, SIBI et EPSILON).

Références

- [1] S. Launay, V. Platel, S. Dutour, and J-L. Joly. Transient modeling of loop heat pipes for the oscillating behavior study. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 21(3) :487–495, JUL-SEP 2007.
- [2] V. Platel J-Y. Grandpeix C. Butto E. Pouzet, J-L. Joly. Dynamic response of a capillary pumped loop subjected to various heat load transients. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(2293–2316), 2004.
- [3] L.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*. PhD thesis, Institut P', Decembre 2010.