

Etude théorique de la réponse instationnaire des boucles diphasiques de type Loop Heat Pipe (LHP)

Philippe SOLER^{1*}, Sébastien DUTOUR¹, Vincent PLATEL¹, Jean Louis JOLY¹,
Lounes TADRIST².

¹Laboratoire d'Energétique

118 route de Narbonne, 31062 Toulouse

²Institut Universitaire des Systèmes Thermiques Industriels

Technopole de château Gombert 5 rue enrico Fermi, 13453 Marseille

* (auteur correspondant : soler@energetique.ups-tlse.fr)

Résumé - Le comportement des LHP lors du démarrage ou pendant les phases transitoires a des conséquences importantes sur leur fonctionnement (surchauffes importantes, oscillations de température de grande amplitude) et doit donc être pris en compte lors de la conception. Cette étude présente le calcul de temps caractéristiques issus d'un modèle instationnaire complet de boucle. Ces résultats permettent de mettre en évidence certains mécanismes déterminants dans la réponse dynamique du système comme le transport d'énergie dans le condenseur et la ligne liquide.

Nomenclature

S	Section droite, m^2	<i>Indices et exposants</i>	
D	diamètre, m	2ϕ	diphasique
L	longueur, m	l	liquide
R	Résistance thermique, K/W	v	vapeur
h	coefficient d'échange global, $W/(m^2K)$	liq	conduite liquide
T	température, K	$cond$	condenseur
C	capacité thermique, J/K	$conv$	convectif
c	capacité thermique massique, $J/(kg K)$	ax	conduction axiale
u	vitesse, m/s	vap	vaporisation
<i>Symboles grecs</i>		ce	culasse évaporateur
τ	temps intrinsèque, s	cr	culasse réservoir
α	taux de vide	res	réservoir
ρ	masse volumique, kg/m^3		

1. Introduction

Les boucles diphasiques à pompage capillaire de type LHP (Figure 1), utilisées pour le contrôle thermique dans les applications spatiales et de l'électronique de puissance, présentent parfois un comportement oscillatoire qui peut détériorer leurs performances [1-3]. Les mécanismes physiques impliqués dans ces phénomènes sont mal compris en raison de la complexité des couplages dans ce type de système. En effet, les couplages entre phénomènes thermo-hydrauliques et de changement de phase induisant le mouvement d'interfaces de plusieurs zones diphasiques constituent la physique qui gouverne ce type de système. Ce travail tend à expliciter les couplages physiques qui déterminent la réponse temporelle du système technologique LHP suite à une perturbation infinitésimale du système autour de son point de fonctionnement en régime permanent. Il constitue une première étape de l'analyse plus large de la dynamique fortement non-linéaire des LHP dans des situations transitoires telles les oscillations de température faibles et hautes fréquences, les transitions de flux, etc.

La démarche est théorique : à partir du système non-linéaire d'équations issu du travail de modélisation thermo-hydrodynamique de S. Launay et al. [4] (préalablement validé pour

différentes situations transitoires issues de la littérature [5]), cette étude propose de corréler les temps de réponse du système (obtenus à partir du calcul des valeurs propres du système d'équations linéarisé) aux temps intrinsèques des mécanismes faisant la dynamique des sous-systèmes découplés et ce, autour de différentes valeurs de régime permanent (imposées ici par un ensemble de valeurs de charges thermiques appliquées à l'évaporateur). Dans les cas où il n'est pas possible d'extraire l'expression analytique des temps intrinsèques à partir des équations, comme c'est le cas du sous-ensemble réservoir, un modèle découplé est utilisé pour calculer numériquement les valeurs propres associées au sous-ensemble ou au sous-mécanisme modélisé : par exemple, compression/détente adiabatique et chauffage du réservoir.

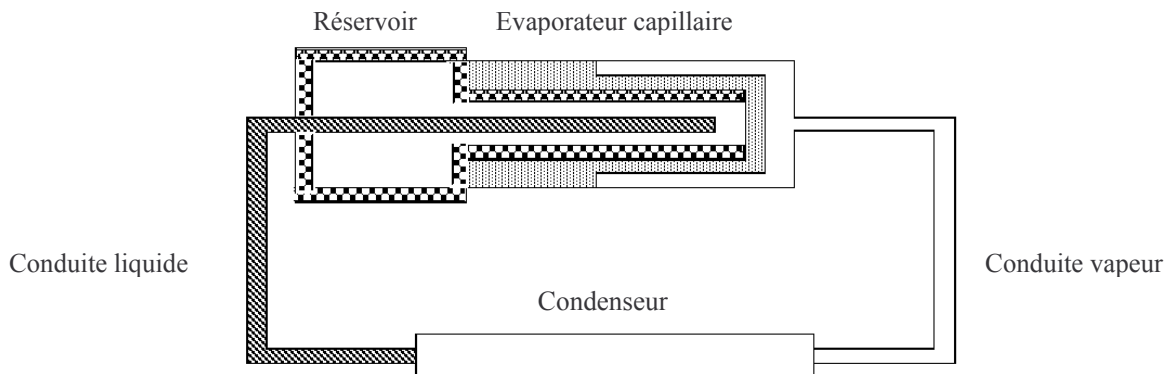


Figure 1 : Dispositif de contrôle thermique passif de type LHP

L'objectif clairement établi est de lier la réponse du système (incluant la complexité de l'ensemble des couplages) à la physique sous-jacente et, par delà, d'en dégager une clarification effective que l'on cherchera dans une étape ultérieure à étendre à des phases fortement instationnaires de la trajectoire. La démarche qui va être développée dans le cadre de l'étude des LHP pourrait s'appliquer à tout système dont on cherche à caractériser la réponse dynamique.

2. Temps intrinsèques

Les temps qualifiés d'intrinsèques à un ou plusieurs mécanismes physiques sont des temps caractéristiques analytiques extraits des équations découplées du modèle considéré. Dans le cas de modèles linéaires, les temps intrinsèques représentent le temps nécessaire à l'amortissement du ou des phénomènes physiques considérés. Les temps intrinsèques relatifs à l'hydrodynamique dans les conduites liquide et vapeur, très rapides devant les autres temps considérés, n'ont pas été pris en compte dans ce travail. Dans les développements suivants, le terme de transport sera relatif à l'énergie.

2.1. Zone diphasique du condenseur

Le temps intrinsèque relatif à la zone diphasique du condenseur τ_{cond} fait intervenir le mécanisme de condensation convective décrit par les bilans de masse et d'énergie :

$$\tau_{cond} = \frac{\rho_v \alpha L_v S_{cond}}{h_{cond} \pi D_{cond} (T_{cond} - T_{rad})} \quad (1)$$

où T_{cond} est la température de saturation dans la zone diphasique du condenseur, T_{rad} est la température de la source froide, α est le taux de vide moyen et h_{cond} est le coefficient

d'échange global entre le mélange diphasique et la source froide. Ce temps permet de caractériser la capacité d'un condenseur à atteindre un régime permanent suite à une perturbation de ses conditions aux limites (débit de vapeur, température de source froide). Ce temps a été quantifié pour une température de source froide de 283 K et une température de condenseur variant entre 296 K et 299 K, correspondant à la variation de température produite dans l'intervalle de puissances de 10 W à 500 W. Un taux de vide moyen de 0,9 correspondant à un régime annulaire de condenseur a été considéré. Le temps intrinsèque varie peu sur la gamme de puissance : il est de l'ordre de 1 s.

2.2. Zone sous refroidie du condenseur et conduite liquide

Les temps intrinsèques relatifs au mécanismes physiques de transport (τ_{TR}) et du transfert thermique (τ_{TT}) proviennent du bilan d'énergie de la zone sous refroidie du condenseur ou de la conduite liquide. τ_{TR} quantifie le temps nécessaire pour qu'une perturbation de la température d'entrée de cette zone soit répercutée sur la température de sortie. $\tau_{TT,SR}$ tient compte du transfert thermique avec la source froide ainsi que de l'inertie du domaine fluide considéré.

$$\tau_{TR} = \frac{\rho_l SL}{\dot{m}_{liq}} \quad (2)$$

$$\tau_{TT} = \frac{\rho_l c_{pl} S}{h \pi D} \quad (3)$$

Il peut être noté que pour une géométrie et un fluide donné, τ_{TT} est constant alors que τ_{TR} dépend à la fois du débit de liquide et d'une longueur constante dans le cas de la ligne liquide et qui varie pour le condenseur. L'importance relative de ces temps intrinsèques permet de déterminer si l'un de ces phénomènes physiques est dominant ou bien si leur influence est équivalente. Le rapport entre les temps du transport et du transfert thermique est proportionnel au nombre de Stanton (St).

$$St' = \frac{\tau_{TR}}{\tau_{TT}} = \frac{h}{\rho_l c_{pl} u_l} \frac{\pi DL}{S} \quad (4)$$

L'utilisation de ce groupement adimensionnel permet de distinguer différents régimes d'écoulement : régime du transfert thermique pour les grands nombres de Stanton et régime adiabatique lorsque le temps de séjour du fluide est trop court pour permettre l'échange thermique.

2.4. Culasses évaporateur et réservoir

Les temps intrinsèques τ_{ce} et τ_{cr} peuvent être extraits du bilan d'énergie sur les culasses de l'évaporateur et du réservoir en considérant leur environnement comme des sources d'énergie.

$$\tau_{ce} = \frac{C_{ce}}{\frac{1}{R_{vap}} + \frac{1}{R_{ax}}} \quad (5)$$

$$\tau_{cr} = \frac{C_{cr}}{\frac{1}{R_{conv}} + \frac{1}{R_{ax}} + \frac{1}{R_{amb}}} \quad (6)$$

Ces temps ont respectivement pour valeur 36 s et 73 s.

2.5. Etude du réservoir

Aucun temps intrinsèque n'a pu être déterminé analytiquement, les équations des bilans de masse et d'énergie étant fortement non linéaires. Il a donc été nécessaire de modéliser le

réservoir découplé du reste de la boucle sous certaines conditions et d'effectuer des simulations numériques afin de caractériser la réponse temporelle du réservoir. L'objectif est de pouvoir quantifier l'effet de deux mécanismes sur la réponse du réservoir, c'est à dire l'influence d'un flux apporté par une source d'énergie extérieure au réservoir, correspondant par exemple à l'effet du flux parasite, et celle d'une compression ou d'une détente adiabatique provoquée par une injection de liquide dans le réservoir, correspondant aux échanges massiques entre le réservoir et le condenseur lors des phases instationnaires.

En ce qui concerne l'apport d'un flux par connexion à une source, aucune entrée ou sortie de matière n'a été considérée, le réservoir est thermiquement isolé par rapport à l'ambiance. Le flux injecté dans le réservoir est de la forme suivante :

$$\dot{Q}_p = \frac{(T_{ref} - T_{res})}{R} \quad (7)$$

La source a une température de référence T_{ref} de 294 K. Le temps de réponse du réservoir sous ces conditions a été quantifié à partir du calcul numérique des valeurs propres. Le réservoir répond à cette sollicitation en 20 s.

La réponse en température du réservoir consécutivement à une injection de liquide pendant 1 s, correspondant à une variation du taux de vide de 0,1 dans le réservoir, a la même dynamique que l'injection de masse : les transferts couplés induits par une compression adiabatique d'un mélange diphasique peuvent être considérés comme instantanées par rapport à la réponse pour la connexion à une source.

Lorsque le réservoir est soumis aux deux phénomènes cités précédemment, sa réponse en température présente deux phases distinctes (Figure 2). La première est gouvernée par la compression adiabatique sur un intervalle de temps très court alors que la seconde adopte le fonctionnement du réservoir connecté à une source.

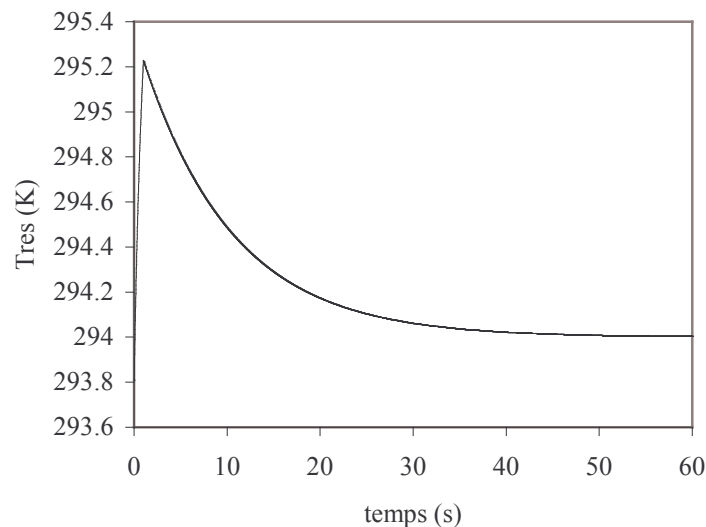


Figure 2 : Réponse du réservoir connecté à une source d'énergie ($T_{ref}=294$ K) et soumis à une compression adiabatique

3. Discussion

La figure 3 récapitule la valeur des temps intrinsèques précédemment calculés pour des puissances variant entre 10 W et 500 W. Les temps du transport d'énergie, et le plus grand des temps ne variant pas avec la puissance (temps du transfert dans la conduite liquide) y sont représentés. Les temps ne variant pas avec la puissance sont récapitulés sur le Tableau 1. On peut trouver dans le Tableau 2 les données géométriques utilisées dans les calculs précédents.

Le fluide utilisé est l’ammoniac. On peut remarquer sur la Figure 3 que pour des puissances inférieures à 100 W, ce sont les temps intrinsèques relatifs au transport d’énergie qui sont les plus importants, ce qui signifie que ce sont les échanges thermiques avec l’ambiance extérieure qui s’installent.

τ_{cond} (s)	$\tau_{TT,SR}$ (s)	$\tau_{TT,liq}$ (s)	τ_{ce} (s)	τ_{cr} (s)
1	9,6	240,9	72,5	35,9

Tableau 1 : temps intrinsèques ne variant pas en fonction de la puissance

D_{liq} (mm)	L_{liq} (mm)	D_{cond} (mm)	L_{cond} (mm)	D_{res} (mm)	L_{res} (mm)
4.5	5.08	3.8	5.9	79	114

Tableau 2 : données géométriques utilisées dans les calculs

Pour des puissances supérieures à 200 W, les valeurs des temps caractérisant le transport d’énergie et les transferts thermiques se rapprochent. Lorsque ces différentes valeurs sont proches, il se produit, pour le condenseur et la conduite liquide, des transitions entre des régimes de fonctionnement différents. La transition entre ces régimes peut être repérée grâce au nombre de Stanton (Figure 4). Pour les grands nombres de Stanton, le fonctionnement est gouverné par les transferts thermiques alors que le régime à faible nombre de Stanton peut être considéré comme adiabatique pour l’élément de la boucle considéré. La transition entre ces deux types de régime se produit pour des nombres de Stanton de l’ordre de 1.

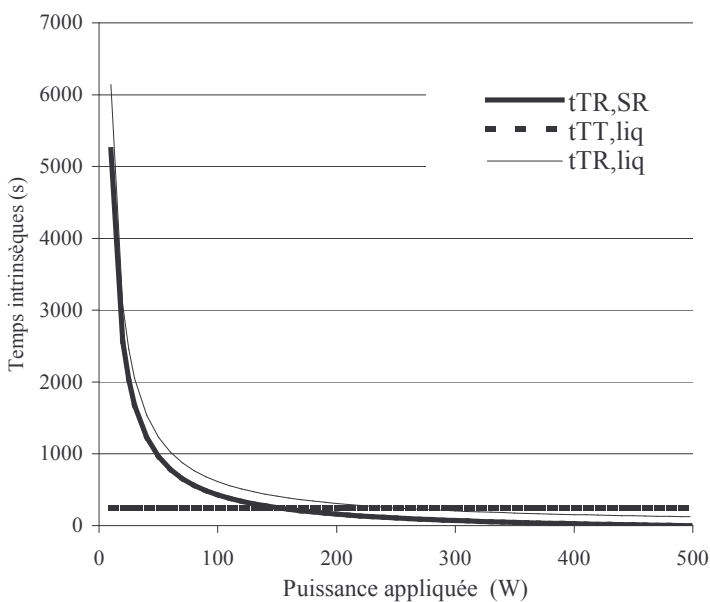


Figure 3 : Temps intrinsèques

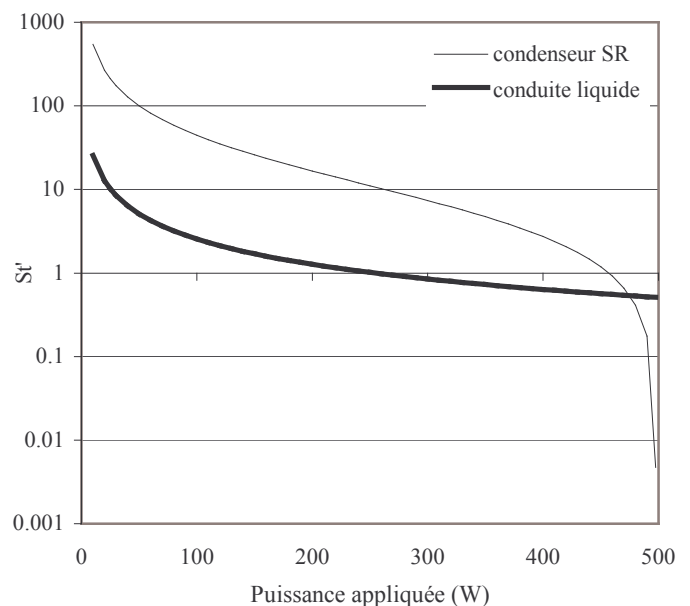


Figure 4 : Régimes de fonctionnement

La transition de régime se produit en premier lieu dans la conduite liquide, pour des puissances appliquées supérieures 250 W. Pour des puissances inférieures, la température du liquide entrant dans le réservoir est très proche de la température ambiante, et cela quelle que soit la puissance appliquée. Le condenseur a alors une influence limitée sur la dynamique de la boucle, qui dépend de la température du liquide qui entre dans le réservoir, elle-même pilotée par les échanges avec l’ambiance. Pour ce régime de fonctionnement les échanges avec l’ambiance ont une importance capitale et doivent être maîtrisés.

L'influence des échanges entre la ligne liquide et son environnement diminue au fur et à mesure que la puissance s'accroît au delà de 250 W. Une perturbation de la température à la sortie du condenseur est alors peu modifiée dans la conduite liquide et se retrouve quasiment inchangée à l'entrée du réservoir. Pour ce régime, le temps de réponse du réservoir connecté à une source étant de l'ordre de 20 s, la dynamique de la boucle est imposée par celle du liquide entrant dans le réservoir, elle-même directement pilotée par la dynamique du condenseur.

En ce qui concerne le condenseur, la zone de transition entre les deux régimes se situe à une puissance proche de 450 W. Pour des puissances inférieures, ce sont les transferts thermiques de la zone sous-refroidie qui imposent la réponse du condenseur, ce qui induit une température de sortie de condenseur proche de celle de la source froide. Ce type de régime de fonctionnement est souhaitable car il permet d'approvisionner le réservoir avec le sous refroidissement nécessaire à la compensation du flux parasite. Pour des puissances supérieures à 450 W, le nombre de Stanton pour le condenseur est inférieur à 1. Le condenseur a une réponse adiabatique. La température de saturation du condenseur ne sera donc plus sous refroidie en sortie de condenseur et sera retrouvée en entrée de réservoir car le nombre de Stanton pour la conduite liquide est aussi inférieur à 1. Ce type de fonctionnement constitue la transition entre les régimes de conductance variable et de conductance fixe d'une LHP. Sous le mode de conductance fixe, les propriétés d'autorégulation des LHP entrent en jeu en augmentant la température du réservoir afin de compenser le manque de sous refroidissement.

5. Conclusion

L'expression de temps intrinsèques aux mécanismes physiques ont été déterminés à partir de problèmes découplés. Ces temps ont été comparés afin de hiérarchiser les mécanismes physiques dans la réponse des LHP. Différents régimes de fonctionnement des LHP ont été identifiés à l'aide du nombre de Stanton, ce qui met en avant l'importance du lien entre transport d'énergie et transferts thermiques dans leur réponse. La prochaine étape consistera à analyser des résultats de simulations prenant en compte les couplages entre phénomènes physiques à l'aide des outils qui ont été définis, afin d'améliorer la compréhension de phénomènes comme les oscillations de températures, et de les prendre en compte dans la conception des LHP.

Références

- [1] Ku, J., "High frequency low amplitude temperature oscillations in loop heat pipe operation", SAE Paper, N 2003-01-2387, 2003.
- [2] Chen, Y., Groll, M., Mertz, R., Maydanik, Y. F., Vershinin, S. V., "Steady-state and transient performance of a miniature loop heat pipe", IJTS, In Press, Available online 9 March 2006.
- [3] Ku, J., "Low frequency high amplitude temperature oscillations in loop heat pipe operation", SAE Paper, N 2003-01-2387, 2003.
- [4] Launay, S., Platel, V., Dutour, S. and Joly, J.L., "Transient modeling of loop heat pipes for oscillating behavior study" soumis au journal of Thermophysics and Heat Transfer, 28 July 2006 .
- [5] K.R. Wrenn, S.J. Krein, T.T. Hoang, R.D. Allen, Verification of a transient loop heat pipe model, SAE Paper, N 1999-01-2010, 1999.