

Développement d'un modèle analytique pour la caractérisation des LHP

Stéphane Launay*, Valérie Sartre**, Jocelyn Bonjour**

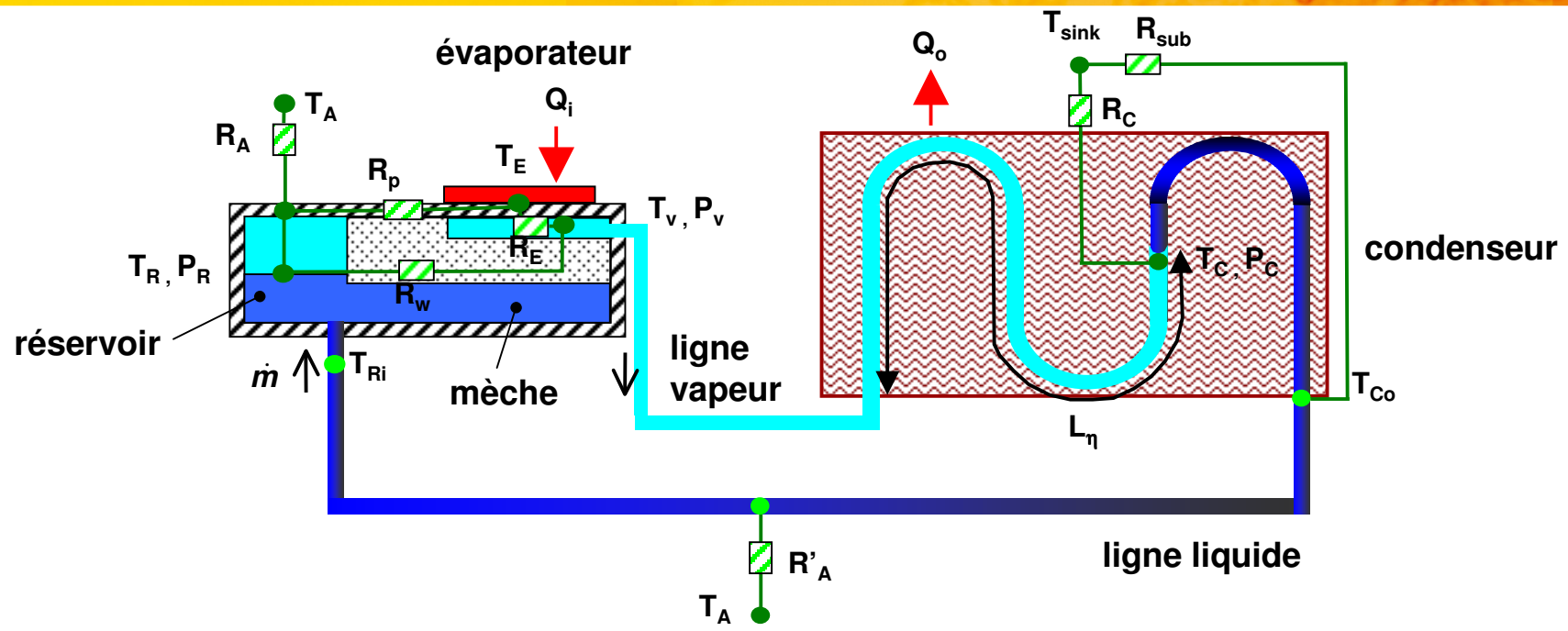
* Actuellement à l'IUSTI, UMR CNRS 6595, 13453 Marseille Cédex 13

** CETHIL, UMR CNRS-INSALYON-UCBL 5008, Univ Lyon 1, 69621 Villeurbanne Cédex, France

Objectifs

- Développement d'un modèle simplifié pour le dimensionnement des LHP
- Possibilité d'intégration de ce modèle dans un modèle complexe de système électronique
- Analyse plus facile des phénomènes physiques qui affectent le comportement de la LHP

Modèle numérique de la LHP



1. Equilibre liquide-vapeur dans le réservoir
2. Existence d'un flux de fuite transversal (à travers le milieu poreux) et longitudinal (à travers la paroi)
3. Prise en compte des régimes d'écoulement
4. Pas de variation de température dans les canaux et la ligne de vapeur
5. Prise en compte des échanges thermiques entre la ligne de liquide et le milieu ambiant
6. Prise en compte des échanges thermiques entre le réservoir et le milieu ambiant
7. Pas de zone de désurchauffe de la vapeur dans le condenseur
8. Condensation isobare
9. Variation des propriétés thermophysiques du fluide avec la température

Modèle numérique de la LHP

Bilan énergétique évaporateur

$$Q_i = \frac{T_E - T_R}{R_p} + \frac{T_E - T_v}{R_E}$$

Bilan énergétique mèche

$$\frac{T_E - T_v}{R_E} = \dot{m}l_v + \dot{m}c_{p,l}(T_v - T_R) + \frac{T_v - T_R}{R_w}$$

Bilan énergétique réservoir

$$\dot{m}c_{p,l}(T_R - T_{Ri}) = \frac{T_E - T_R}{R_p} + \frac{T_v - T_R}{R_w} - \frac{T_R - T_A}{R_A}$$

Bilan énergétique condenseur

$$Q_o = \dot{m}l_v + \dot{m}c_{p,l}(T_C - T_{Co})$$

Bilan énergétique zone condensation

$$\dot{m}l_v = \frac{\pi L_\eta}{1/h_C D_{C,i} + 1/h_{Sink} D_{C,o}} (T_C - T_{Sink})$$

Bilan énergétique zone liquide sous-refroidi

$$T_{Co} = T_{Sink} + (T_C - T_{Sink}) \exp\left(-\frac{\pi D_C (L_C - L_\eta)}{\dot{m}c_{p,l}(1/h_l + D_C/h_{Sink} D_{C,o})}\right)$$

Bilan énergétique ligne liquide

$$T_{Ri} = T_A + (T_{Co} - T_A) \exp\left(-\frac{\pi D_L L_L}{\dot{m}c_{p,l}(1/h_l + D_L/h_A D_{L,o})}\right)$$

Relations thermodynamiques

$$T_C - T_R = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right) (\Delta P_l - \rho_l g \Delta H) \quad T_v - T_C = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right) \Delta P_v$$

Pertes de pression

$$\Delta P = \frac{f}{2\rho D} \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 L$$

$$\begin{cases} f = 64 / \text{Re} & \text{régime laminaire (Re} \leq 2000) \\ f = 0.032 & 2000 \leq \text{Re} \leq 9510 \\ f = 0.316 \text{Re}^{-0.25} & \text{régime turbulent (Re} \geq 9510) \end{cases}$$

Modèle numérique de la LHP

Equilibre des pressions dans la LHP

$$\Delta P_{VG} + \Delta P_V + \Delta P_C + \Delta P_L + \Delta P_W + \Delta P_g = \frac{2\sigma \cos \theta}{R_p}$$

Loi de Darcy $\Delta P_w = \frac{\dot{m} \mu_l e_w}{K_w \rho_l A_w}$

Rayon du ménisque $R_m = \frac{R_p}{\cos \theta}$: paramètre de sortie du modèle

Limite capillaire

Si $\theta = \theta_{min}$, $\frac{2\sigma \cos \theta_{min}}{R_p} = P_{cap,max} = P_v - P_R + \Delta P_w$

- $\sum_i \Delta P_i > P_{cap,max}$:
- Limite capillaire dépassée
 - Régression des ménisques dans les pores jusqu'à ce que l'équilibre des pressions soit rétabli
 - Existence d'une zone asséchée dans la structure capillaire

Modèle analytique de la LHP

Mode conductance variable (VCM)

$$T_R - T_{Sink} = (T_R - T_{Ri}) + (T_{Ri} - T_{Co}) + (T_{Co} - T_{Sink})$$

(1)
(2)
(3)

(1) $\dot{m}c_{p,l}(T_R - T_{Ri}) = \frac{T_E - T_R}{R_p} + \frac{T_v - T_R}{R_w} - \frac{T_R - T_A}{R_A}$

$$\Rightarrow T_R - T_{Ri} = \frac{1}{\dot{m}c_{p,l}} \left(\frac{T_E - T_v}{R_p} + \underbrace{\frac{T_v - T_R}{R_p} + \frac{T_v - T_R}{R_w}}_{\text{...}} - \frac{T_R - T_A}{R_A} \right)$$

$Q_i \approx \dot{m}l_v$ ←

↓

$$\frac{T_E - T_v}{R_E} = \dot{m}l_v + \dot{m}c_{p,l}(T_v - T_R) + \frac{T_v - T_R}{R_w}$$

$$\frac{R_E}{R_p} \ll 1 \Rightarrow \boxed{\dot{m}l_v \approx \frac{T_E - T_v}{R_E}}$$

↓

$$\left. \begin{aligned} T_v - T_C &= \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right) \Delta P_v \\ T_C - T_R &= \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right) (\Delta P_l - \rho_l g \Delta H) \\ \frac{\partial T}{\partial P} &\approx \frac{T_R}{\rho_v l_v} \end{aligned} \right\} \boxed{T_v - T_R = \frac{T_R}{\rho_v l_v} (\Delta P_l + \Delta P_v - \rho_l g \Delta H)}$$

$$T_R - T_{Ri} = \frac{R_E}{R_p} \frac{l_v}{c_{p,l}} + \frac{1}{Q_i} \left[\frac{T_R}{\rho_v c_{p,l}} \left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_p} \right) (\Delta P_v + \Delta P_l - \rho_l g \Delta H) - \frac{l_v}{c_{p,l} R_A} (T_R - T_A) \right]$$

Modèle analytique de la LHP

Mode conductance variable (VCM)

$$T_R - T_{Sink} = (T_R - T_{Ri}) + (T_{Ri} - T_{Co}) + (T_{Co} - T_{Sink})$$

(1) (2) (3)

$$(1) \quad T_R - T_{Ri} = \frac{R_E}{R_p} \frac{I_v}{c_{p,l}} + \frac{1}{Q_i} \left[\frac{T_R}{\rho_v c_{p,l}} \left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_p} \right) (\Delta P_v + \Delta P_l - \rho_l g \Delta H) - \frac{I_v}{c_{p,l} R_A} (T_R - T_A) \right]$$

$$(2) (3) \quad L_{sub} \text{ grande} \Rightarrow T_{Co} \rightarrow T_{Sink}$$

$$T_{Ri} - T_{Co} = (T_A - T_{Sink}) \left[1 - \exp \left(- \frac{\pi D_L L_L K_L}{Q_i} \frac{I_v}{c_{p,l}} \right) \right]$$

$$T_R - T_{Sink} = \frac{R_E}{R_p} \frac{I_v}{c_{p,l}} + \frac{1}{Q_i} \left[\frac{T_R}{\rho_v c_{p,l}} \left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_p} \right) (\Delta P_v + \Delta P_l - \rho_l g \Delta H) - \frac{I_v}{c_{p,l} R_A} (T_R - T_A) \right] + (T_A - T_{Sink}) \left[1 - \exp \left(- \frac{\pi D_L L_L K_L}{Q_i} \frac{I_v}{c_{p,l}} \right) \right]$$

$$\Rightarrow T_R = \frac{T_{Sink} + \frac{I_v}{c_{p,l}} \left[\frac{R_E}{R_p} + \frac{T_A}{R_A Q_i} \right] + (T_A - T_{Sink}) \left[1 - \exp \left(- \frac{\pi D_L L_L K_L}{Q_i} \frac{I_v}{c_{p,l}} \right) \right]}{1 - \frac{1}{Q_i} \left[\frac{1}{\rho_v c_{p,l}} \left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_p} \right) (\Delta P_v + \Delta P_l - \rho_l g \Delta H) - \frac{I_v}{c_{p,l} R_A} \right]}$$

Modèle analytique de la LHP

Mode conductance fixe (FCM)

$$(T_v - T_C) \ll (T_C - T_{Sink})$$

$$(T_v - T_R) \ll (T_C - T_{Sink})$$

$$(T_R - T_C) \ll (T_C - T_{Sink})$$

$$\dot{m}l_v = \frac{\pi L_\eta}{1/h_C D_{C,i} + 1/h_{Sink} D_{C,o}} (T_C - T_{Sink}) \quad \Rightarrow \quad T_R - T_{Sink} \approx T_C - T_{Sink} = \frac{\dot{m}l_v}{\pi D_C L_\eta K_C}$$

$$\frac{T_E - T_v}{R_E} = \dot{m}l_v + \dot{m}c_{p,l}(T_v - T_R) + \frac{T_v - T_R}{R_w} \quad \Rightarrow \quad \dot{m}l_v \approx \frac{T_E - T_v}{R_E}$$

$$Q_i = \frac{T_E - T_R}{R_p} + \frac{T_E - T_v}{R_E} \quad \Rightarrow \quad Q_i \approx (T_E - T_v) \left(\frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_E} \right) = \dot{m}l_v \left(1 + \frac{R_E}{R_p} \right)$$

Bilan thermique simplifié zone liquide sous-refroidi : $Q_i - \dot{m}l_v \approx \pi D_C (L_C - L_\eta) K_{sub} (T_C - T_{Sink})$

$$\dot{m}l_v \frac{R_E}{R_p} \approx \pi D_C (L_C - L_\eta) K_{sub} \frac{\dot{m}l_v}{\pi D_C L_\eta K_C}$$

$$\Rightarrow L_\eta = \frac{L_C}{\frac{R_E}{R_p} \frac{K_C}{K_{sub}} + 1}$$

Modèle analytique de la LHP

Mode conductance fixe (FCM)

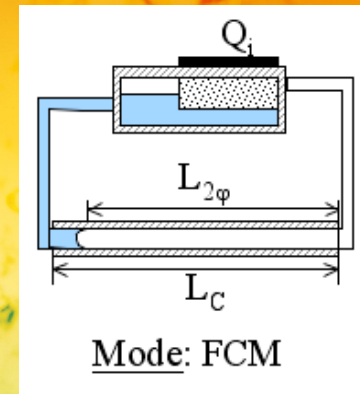
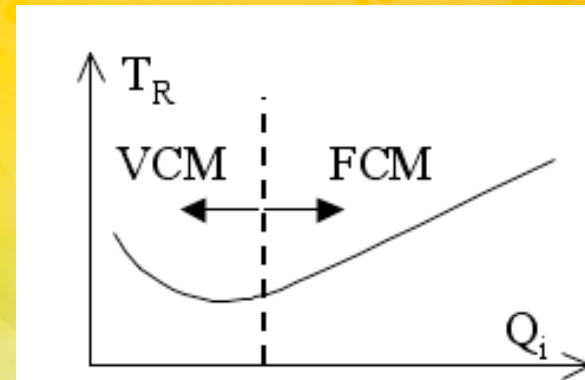
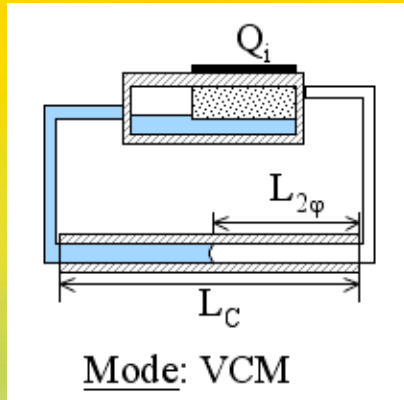
$$T_R - T_{Sink} \approx T_C - T_{Sink} = \frac{\dot{m} l_v}{\pi D_C L_\eta K_C}$$

$$Q_i \approx (T_E - T_v) \left(\frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_E} \right) = \dot{m} l_v \left(1 + \frac{R_E}{R_p} \right)$$

$$L_\eta = \frac{L_C}{\frac{R_E}{R_p} \frac{K_C}{K_{sub}} + 1}$$

$$T_R = T_{Sink} + \frac{Q_i}{\pi D_C L_C K_C} \frac{1 + \frac{R_E}{R_p} \frac{K_C}{K_{sub}}}{1 + \frac{R_E}{R_p}}$$

Modèle analytique de la LHP



échanges évaporateur échanges réservoir / ambiance échanges ligne liquide / ambiance

$$T_R = \frac{T_{Sink} + \frac{I_v}{c_{p,l}} \left[\frac{R_E}{R_p} + \frac{T_A}{R_A Q_i} \right] + (T_A - T_{Sink}) \left[1 - \exp \left(- \frac{\pi D_L L_L K_L}{Q_i} \frac{I_v}{c_{p,l}} \right) \right]}{1 - \frac{1}{Q_i} \left[\frac{1}{\rho_v c_{p,l}} \left(\frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_p} \right) (\Delta P_v + \Delta P_l - \rho_l g \Delta H) - \frac{I_v}{c_{p,l} R_A} \right]}$$

transport

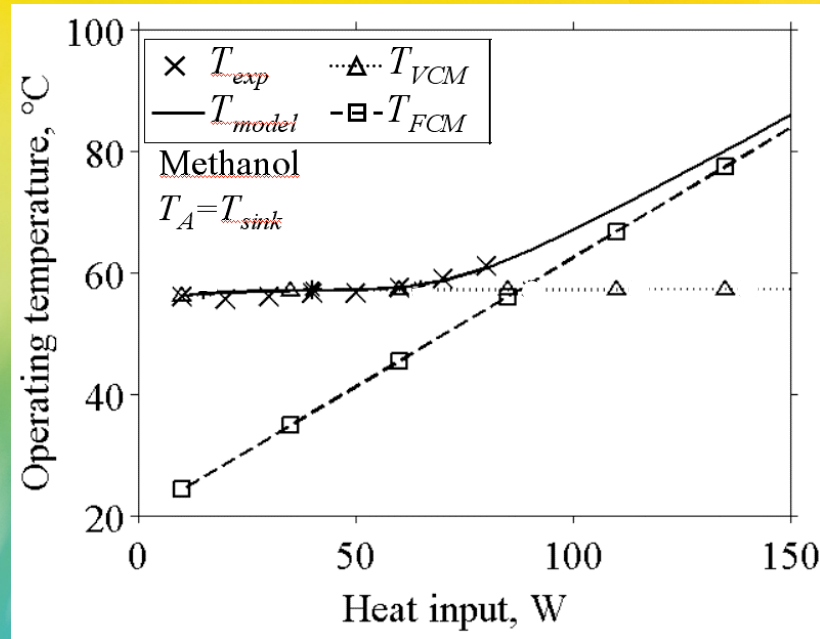
échanges réservoir / ambiance

$$T_R = T_{Sink} + \frac{Q_i}{\pi D_{C,i} L_C K_C} \frac{1 + \frac{R_E}{R_p} \frac{K_C}{K_{sub}}}{1 + \frac{R_E}{R_p}}$$

échanges condenseur

Validation du modèle analytique

Validation avec les résultats de Boo et Chung (2004)



➤ Identification de la résistance thermique de l'évaporateur R_E à partir des résultats de Boo and Chung

$$T_R = \max(T_{VCM}, T_{FCM})$$

En mode de conductance variable, T_R ne dépend pas du flux

Fluide	Méthanol Acétone Ethanol
Elévation condenseur / évaporateur	0
Matériau LHP	Acier inox
Ligne liquide (L x Ø)	0,5 m x 2 mm ID
Ligne vapeur (L x Ø)	0,5 m x 4 mm ID
Géométrie évaporateur	parallélépipède
Milieu poreux	Polypropylène
- Conductivité th.	0,2 W/m.K
- Porosité	0,4 – 0,5
- Diamètre de pore	0,5 µm
Puissance	10 à 80 W
Densité de flux max.	6,5 W/cm²
Temp. source froide	20 °C
Temp. ambiante	25 °C

Validation du modèle analytique

Etude particulière de la LHP de Boo et Chung

$$T_R - T_{Sink} = (T_R - T_{Ri}) + (T_{Ri} - T_{Co}) + (T_{Co} - T_{Sink})$$

(1)
(2)
(3)

$$(1) \quad \dot{m} c_{p,l} (T_R - T_{Ri}) = \frac{T_E - T_R}{R_p} + \frac{T_v - T_R}{R_w} - \frac{T_R - T_A}{R_A}$$

Mèche isolante : flux de fuite axial prépondérant
Peu d'échanges thermiques entre le réservoir et le milieu ambiant

$$\Rightarrow T_R - T_{Ri} = \frac{1}{\dot{m} c_{p,l}} \left(\frac{T_E - T_R}{R_p} \right) \approx \frac{1}{\dot{m} c_{p,l}} \left(\frac{T_E - T_v}{R_p} \right) \left\{ \begin{array}{l} \frac{m l_v \approx \frac{T_E - T_v}{R_E}}{T_R - T_{Ri} = \frac{R_E}{R_p} \frac{l_v}{c_{p,l}}} \end{array} \right.$$

$$(2) \quad T_{Ri} - T_{Co} = (T_A - T_{Sink}) \left[1 - \exp \left(- \frac{\pi D_L L_L K_L}{Q_i} \frac{l_v}{c_{p,l}} \right) \right]$$

$$T_A = T_{Sink} \Rightarrow T_{Ri} = T_{Co}$$

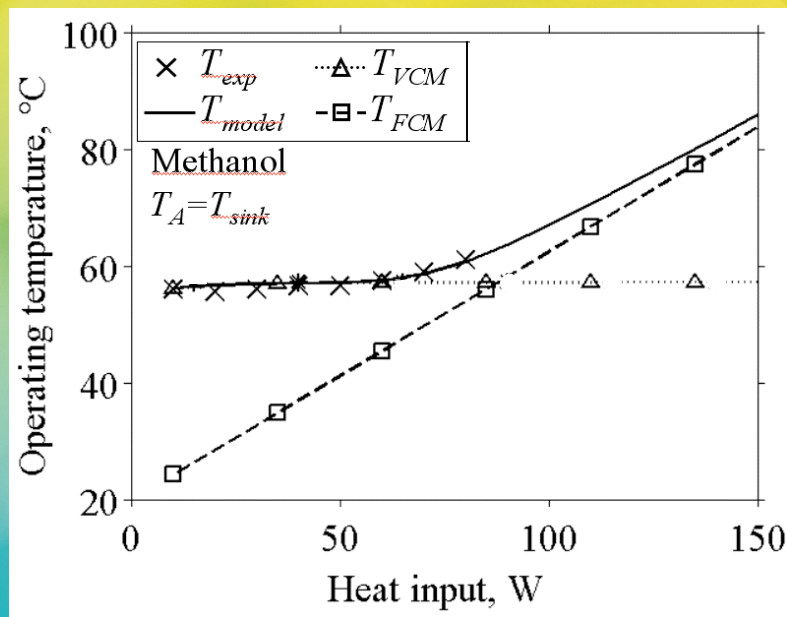
$$(3) \quad L_{sub} \text{ grande} \Rightarrow T_{Co} \rightarrow T_{Sink}$$

$$T_R = T_{Sink} + \frac{R_E}{R_p} \frac{l_v}{c_{p,l}} \quad \text{indépendant de } Q_i$$

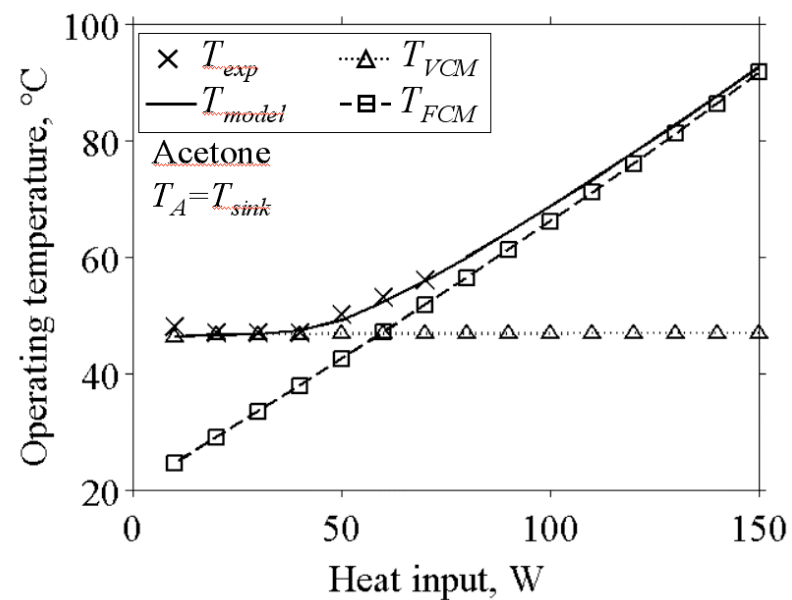
Validation du modèle analytique

Validation avec les résultats de Boo et Chung (2004)

Influence du fluide sur la courbe de fonctionnement



méthanol

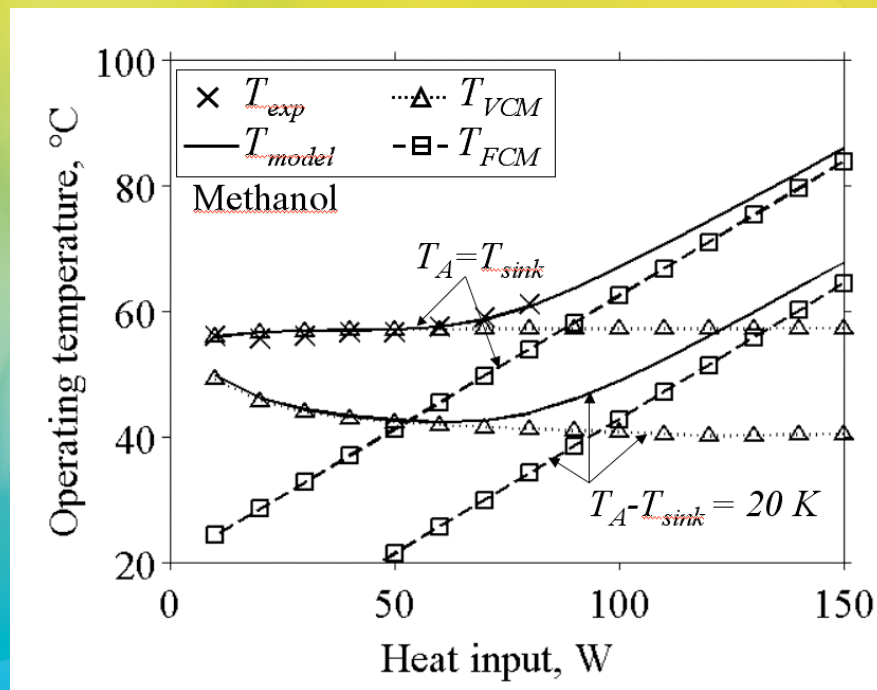


acétone

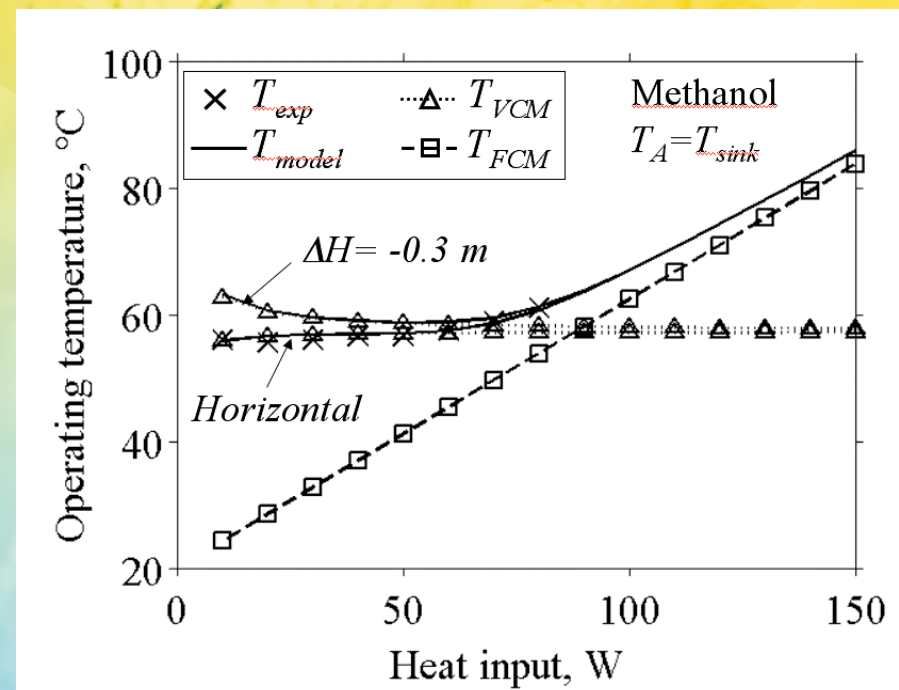
Validation du modèle analytique

Validation avec les résultats de Boo et Chung (2004)

Influence de $(T_{\text{sink}} - T_A)$

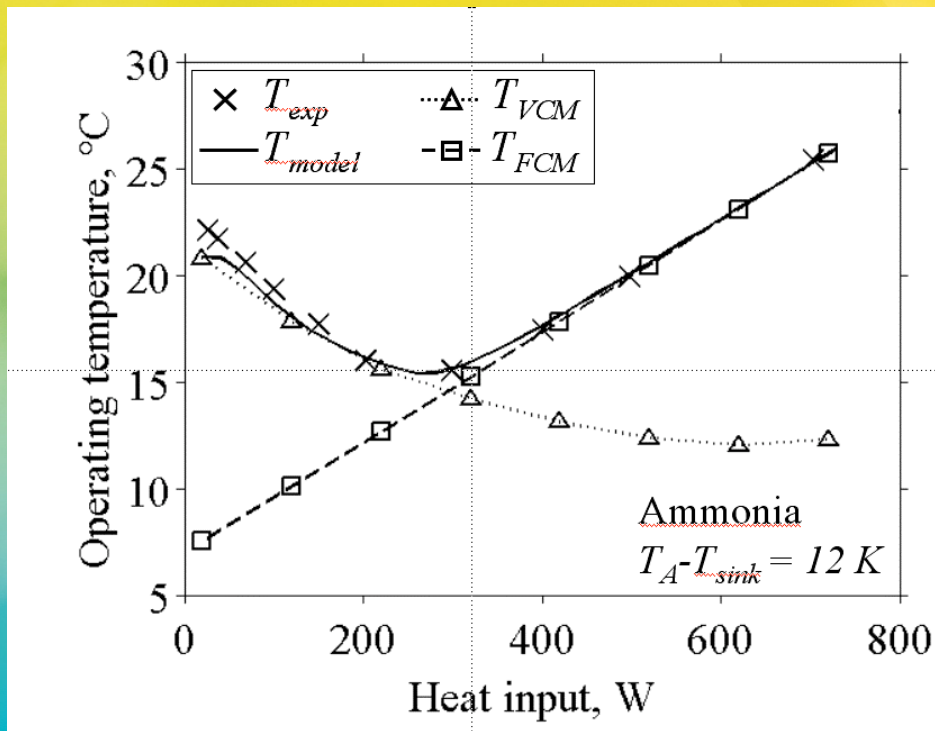


Influence de l'élévation



Validation du modèle analytique

Validation avec les résultats de Chuang (2003)



Fluide	Ammoniac
Elévation condenseur / évaporateur	[-10,2 à 10,2 cm]
Matériaux LHP	Aluminium (E) / Acier inox (R)
Ligne liquide (L x Ø)	1 m x 5,3 mm ID
Ligne vapeur (L x Ø)	1 m x 5,3 mm ID
Géométrie évaporateur	Cylindrique
Milieu poreux	Ni fritté
- Conductivité th.	40 W/m.K
- Porosité	0,6
- Diamètre de pore	3,2 µm
Puissance	10 à 1000 W
Densité de flux max.	2,2 W/cm²
Temp. source froide	-10 à 20 °C
Temp. ambiante	0 à 30 °C

Conclusions

- Développement d'un modèle analytique explicite pour prédire la température de fonctionnement d'une LHP
- Validation du modèle pour différents fluides, géométries et conditions de fonctionnement de la LHP :
 - à partir des résultats expérimentaux de Boo et Chung (2004)
 - à partir des prédictions du modèle numérique de Chuang (2003)
 - à partir des prédictions du modèle numérique de Launay et al (2007)

→ **Ecart maximum de 15 %, au niveau de la zone de transition conductance variable / conductance fixe**
- R_E paramètre difficile à prédire théoriquement ; nécessite une identification à partir de résultats expérimentaux

Remerciements

LAUNAY, S., SARTRE, V., BONJOUR, J., « Analytical model for characterization of Loop Heat Pipes », Journal of Thermophysics and Heat Transfer, oct.- dec. 2008, Vol. 22, N° 4, p. 623 - 631



Projet européen COSEE « Cooling of seat electronic box and cabin equipment »

Coordinateur : THALES Avionics

Universités : INSA Lyon, IKE Stuttgart, Institute of Thermal Physics,

Entreprises : Euro Heat Pipe, VZLU, Avio Interiors, Recaro, PAIG