



HAL
open science

Etude expérimentale de l'ébullition en convection forcée de fluide réfrigérant dans des mini-canaux

Bruno Agostini, Barbara Watel, André Bontemps, Bernard Thonon

► **To cite this version:**

Bruno Agostini, Barbara Watel, André Bontemps, Bernard Thonon. Etude expérimentale de l'ébullition en convection forcée de fluide réfrigérant dans des mini-canaux. Congrès Français de Thermique (SFT 2003), Jun 2003, Grenoble, France. hal-00200265

HAL Id: hal-00200265

<https://hal.science/hal-00200265>

Submitted on 10 Feb 2020

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Étude expérimentale de l'ébullition en convection forcée de fluide réfrigérant dans des mini-canaux.

Bruno AGOSTINI⁽³⁾, Barbara WATEL^(1,2), André BONTEMPS^(1,2), Bernard THONON⁽¹⁾

(1) CEA Grenoble, GRETh, 17 rue des Martyrs, 38054 GRENOBLE, CEDEX 9

(2) LEGI/GRETh, Université Joseph Fourier, 17 rue des Martyrs, 38054 GRENOBLE

(3) 15 rue Denis Papin 38000 GRENOBLE

Résumé—Cet article présente l'étude expérimentale du coefficient d'échange de chaleur et de l'assèchement lors de l'ébullition en convection forcée de réfrigérant R134a dans des mini-canaux. Cette étude porte sur des tubes plats multiports en aluminium extrudé composés de canaux rectangulaires parallèles de diamètre hydraulique 0,77 mm. Nos mesures montrent que le régime d'évaporation convective domine et se traduit par un coefficient d'échange de chaleur à la fois indépendant de la vitesse massique et de la densité de flux de chaleur. Par ailleurs l'assèchement à faible titre domine avec un chauffage à flux uniforme.

Nomenclature

Alphabet latin

c_p	chaleur spécifique	J/kg K	x	titre en vapeur	
D_h	diamètre hydraulique	m	S_{fl}	surface de passage du fluide	m ²
h	hauteur d'un canal	m	T	température	K
h_{lv}	chaleur latente	J/kg	ΔT_{sub}	sous-refroidissement	K
L	longueur totale de tube	m	<i>Alphabet grec</i>		
L_j	longueur de tube chauffée	m	α	coefficient d'échange de chaleur	W/m ² K
L_{TP}	longueur diphasique	m	<i>Indices</i>		
l	largeur d'un canal	m	e	entrée	
\dot{M}	débit massique	kg/s	fl	fluide	
\dot{m}	vitesse massique	kg/m ² s	i	n° de thermocouple	
P_{fl}	périmètre mouillé	m	lo	tout liquide	
p	pression	bar	mes	mesuré	
Δp	perte de pression	bar	p	paroi	
\dot{Q}	puissance thermique	W	s	sortie	
\dot{q}	densité de flux de chaleur	W/m ²	sat	saturation	
S	surface interne	m ²			

1. Introduction

La théorie classique montre que pour les écoulements en simple-phase, le coefficient d'échange de chaleur augmente lorsque le diamètre hydraulique diminue. De plus, la compacité, c'est à dire la surface d'échange de chaleur pour un volume donné, augmente également, si bien que le confinement est bénéfique sur les deux plans. Néanmoins il n'existe pas de preuve théorique que le confinement modifie le coefficient d'échange de chaleur dans les écoulements en ébullition. Cette question est cruciale puisque les évaporateurs à base de mini ou micro canaux sont de plus en plus utilisés dans les applications industrielles. Le développement des piles à combustible en est un exemple représentatif puisque certains de ces appareils nécessitent une température et des transferts de chaleur précisément contrôlés au sein d'un espace confiné.

Les résultats disponibles dans la littérature à propos de l'ébullition dans les mini-canaux (Tran & al. [1], Cornwell & Kew [2], Pettersen [3]) ne sont pas facilement comparables car les conditions expérimentales varient d'une étude à l'autre, en particulier le couple diamètre hydraulique – géométrie. Les performances des mini-canaux sont mal prédites par les corrélations classiques développées pour les macro-tubes telles celles proposées par Steiner & Taborek [4], Shah [5], Liu & Winterton [6] ou Kandlikar [7]. Constatant un manque de données expérimentales sur l'ébullition dans ce type de canaux déjà très utilisés industriellement, nous avons mis en place un banc d'essais. Cette installation nous a permis d'étudier localement l'ébullition de R134a en milieu confiné grâce à des mesures de température de paroi locales. Nous avons choisi d'utiliser des tubes plats à canaux parallèles en aluminium extrudé actuellement utilisés dans les échangeurs de chaleur pour la climatisation automobile. Les résultats expérimentaux obtenus sont présentés ici.

2. Le dispositif expérimental

La boucle d'essais comprend une pompe (10 – 100 l/h) et un circuit d'eau glycolée pour l'évacuation de la chaleur. Le liquide sous-refroidi est admis dans le distributeur, vaporisé dans la section d'essais, puis condensé dans un échangeur de chaleur par l'eau glycolée. La section d'essais est présentée sur la figure 1. Le distributeur et le collecteur sont des tubes de 10 mm de diamètre disposés en U. Leur diamètre est 13 fois plus grand que le diamètre hydraulique des canaux afin que les problèmes de distribution soient négligeables comme cela a été montré par Agostini & al. [8]. La section d'essais dans son ensemble est isolée thermiquement avec de la mousse isolante de 40 mm d'épaisseur. Le tube est chauffé par effet Joule en faisant passer jusqu'à 1800 ampères dans les parois du tube par l'intermédiaire de deux paires d'électrodes. Les conditions expérimentales sont rassemblés dans le tableau 1.

La figure 1 montre la section d'essais et son instrumentation. Les températures de paroi $T_{p,i}$ ($0 < i < 9$) sont mesurées sur la paroi externe du tube avec des thermocouples étalonnés de type E de 0,5 mm de diamètre. Les températures d'entrée et de sortie du fluide (respectivement $T_{fl,e}$ et $T_{fl,s}$) sont mesurées avec des thermocouples étalonnés de type K de 1 mm de diamètre. Les thermocouples utilisés pour mesurer la température de paroi sont régulièrement espacés le long du tube. Grâce à la conductivité thermique élevée de l'aluminium et la faible épaisseur des parois ($e = 0,25$ mm), la température mesurée est égale à la température de paroi interne (la différence est inférieure à 0,01 K). La pression d'entrée du fluide est mesurée avec un capteur de pression absolue Rosemount type II étalonné. Deux capteurs de pression différentiels étalonnés de 0 à 400 et 1800 mbar mesurent les pertes de pression à travers la section d'essais. Un débitmètre à effet coriolis Rosemount Micro-motion est utilisé pour mesurer le débit de R134a en aval de la pompe. La tension U est l'intensité I du chauffage par effet Joule sont mesurés directement par la centrale d'acquisition HP 3421A.

La densité de flux de chaleur varie pour chaque vitesse massique choisie afin d'obtenir plusieurs titres de sortie fixés entre 0,2 et 1 par intervalles de 0,05 approximativement. La pression est maintenue constante en ajustant la quantité de fluide dans la boucle pour chaque variation de densité de flux de chaleur et de vitesse massique. Les mesures en régime permanent sont gérées par la centrale HP 3421A avec une période de stabilisation de 30 minutes entre chaque variation des paramètres de la boucle. Les mesures sont moyennées par groupe de 20 et les incertitudes sont calculées selon la méthode de Kline et Mc Clintock [9]. Les variations des propriétés thermophysiques du R134a avec la température sont calculées avec le logiciel REFPROP 6.01. Les conditions expérimentales et les incertitudes sont rassemblées dans le tableau 1.

La détermination des dimensions des canaux a été effectuée avec un microscope électro-

nique à balayage et a permis de les mesurer avec précision. Les dimensions de plusieurs canaux ont été mesurées et les moyennes et écart-types ont été calculés. Les incertitudes ont été estimées par deux fois l'écart-type (95 % des mesures dans cet intervalle). Le diamètre hydraulique a été calculé avec la surface de passage du fluide (S_{fl}) et le périmètre mouillé (P_{fl}) totaux, mesurés à partir du microscope électronique afin de tenir compte des effets d'arrondis dans la géométrie des canaux, d'où $D_h = 4S_{fl}/P_{fl}$.

Tableau 1 : Conditions expérimentales.

variable	gamme	incertitude
\dot{m} (kg/m ² s)	214–626	± 3,3–8,6 %
\dot{q} (kW/m ²)	2,8–19,5	± 3 %
T_p, T_{fl} (K)	281–307	± 0,2–2 K
$\Delta T_{sub,e}$ (K)	1–8	± 1,3–10 %
p_e (bar)	5,1	± 2,7 %
Δp (mbar)	153–1570	± 0,3–3,7 %
α (kW/m ² K)	0,6–32,5	± 5–30 %
x_s	0,23–0,9	± 2–9 %
écoulement	ascendant	

3. Exploitation des données

La densité de flux de chaleur et la puissance dissipée entre 0 et z sont calculées respectivement par

$$\dot{q} = \frac{U \cdot l}{S} \quad \text{et} \quad \dot{Q}(z) = U \cdot l \cdot \frac{z}{L_j} \quad (1)$$

Si le liquide sous-refroidi reçoit la puissance $\dot{Q}(z)$, sa température est calculée avec un bilan de puissance :

$$T_{fl}(z) = T_{fl}(0) + \frac{\dot{Q}(z)}{\dot{M} \cdot \bar{c}_{p,l}} \quad \text{avec} \quad \bar{c}_{p,l} = \frac{c_{p,l}(0) + c_{p,l}(z)}{2} \quad (2)$$

Puisque cette équation est implicite en $T_{fl}(z)$ à cause du terme $c_{p,l}(z)$, elle est résolue à l'aide d'une méthode itérative. Une méthode itérative est également utilisée pour calculer la longueur de tube z_{boil} où l'ébullition saturée commence, c'est à dire là où la température de mélange du fluide est égale à la température de saturation à la pression locale. En effet les pertes de pression monophasiques ne peuvent plus être négligées dans d'aussi petits canaux. Ainsi la température et la pression doivent être calculées conjointement par itération pour calculer z_{boil} .

Afin de calculer le titre en vapeur, la pression et la température de fluide locaux, nous avons utilisé un bilan de puissance sur la longueur dz conduisant à :

$$\delta \dot{Q} = \dot{M} \cdot [x \cdot c_{p,v}(T_{sat}) \cdot dT_{sat} + (1-x) \cdot c_{p,l}(T_{sat}) \cdot dT_{sat} + h_{lv}(T_{sat} + dT_{sat}) \cdot dx] \quad (3)$$

La perte de pression totale dans la section d'essais a été mesurée. Puisque du liquide sous-refroidi entre dans tube, cette perte de pression inclut les pertes de pression des parties monophasiques (Δp_{lo}) et diphasiques de l'écoulement. La figure 2 représente le gradient de perte de

pression diphasique moyen $(\Delta p_{mes} - \Delta p_{lo})/L_{TP}$, avec $L_{TP} = L - z_{boil}$, en fonction du titre de sortie x_s .

Nous avons choisi de modéliser la pression locale avec le modèle homogène car celui-ci prédit effectivement que $(\Delta p_{mes} - \Delta p_{lo})/L_{TP}$ est linéaire avec x_s lorsque les pertes de pression par gravité et par accélération sont négligeables (ce qui est le cas avec nos conditions expérimentales), comme le montre la figure 2 sur laquelle les lignes représentent les prédictions du modèle homogène.

La perte de pression diphasique et la température de saturation dépendent du titre en vapeur si bien que la pression, température et titre locaux doivent être calculés en même temps par une méthode itérative à partir de l'équation 3. Le détail de tous ces calculs est présenté par Agostini *et al.* [8].

Finalement le coefficient d'échange de chaleur est calculé par

$$\alpha(z) = \frac{\dot{q}}{T_p(z) - T_{sat}(z)}. \quad (4)$$

4. Résultats expérimentaux

La figure 3 représente la densité de flux de chaleur en fonction de l'écart de température entre le fluide et la paroi pour un titre donné. Il apparaît que \dot{q} est proportionnel à $T_p - T_{fl}$ et indépendant de \dot{m} pour $T_p - T_{fl}$ fixé. Les résultats sont identiques pour les autres titres. Par conséquent ce régime a été identifié à de l'évaporation convective même si ici le coefficient d'échange de chaleur n'augmente pas avec \dot{m} comme c'est le cas habituellement dans ce régime. En effet dans le régime d'évaporation convective, les transferts de chaleur sont gouvernés par la couche liquide à la paroi, si bien que si l'écoulement de cette couche liquide est turbulent, comme cela est souvent le cas dans les macro-tubes, le coefficient d'échange de chaleur augmente avec la vitesse massique. Ceci est une conséquence de l'augmentation du nombre de Nusselt avec le nombre de Reynolds dans un écoulement monophasique turbulent. Dans l'étude présente la fraction liquide est toujours laminaire, si bien que le nombre de Nusselt de l'écoulement liquide devrait être constant. Ainsi il n'y a aucune raison pour que α augmente avec \dot{m} dans le cas présent.

La figure 4 représente le coefficient d'échange de chaleur local en fonction du titre local, pour une vitesse massique fixée et différentes densités de flux de chaleur. Cette figure montre que, comme sur la figure 3, le coefficient d'échange de chaleur ne dépend pas de la densité de flux de chaleur aux incertitudes près. En outre il existe un titre critique ($\approx 0,15$ sur la figure 4) au delà duquel le coefficient d'échange de chaleur diminue brusquement avec le titre en vapeur. Ce titre critique x_{cr} varie de 0,14 à 0,24 (soit $x_{cr} = 0,19 \pm 26\%$, Agostini *et al.* [8]) sur l'ensemble des mesures réalisées. Ce titre critique semble indépendant de la densité de flux de chaleur et de la vitesse massique dans les gammes testées. Cela ne signifie pas qu'une telle dépendance n'existe pas, mais que si x_{cr} dépend de \dot{q} et \dot{m} alors cette dépendance est inférieure aux incertitudes.

L'interprétation physique de ce titre critique repose sur l'observation des figures 5 et 6. Pour des titres inférieurs à x_{cr} la température de paroi locale et son incertitude sont toutes deux constantes comme cela est attendu. De plus ΔT_p vaut environ 0,2–0,3 K, ce qui est une incertitude acceptable pour une mesure de température en ébullition. Au contraire, lorsque le titre est supérieur à x_{cr} , T_p et ΔT_p augmentent de plus en plus rapidement avec x , si bien que ΔT_p est multiplié par 10 à fort titre. Ce comportement s'explique bien par un phénomène d'assèchement partiel de la couche liquide à la paroi. L'interprétation suivante est proposée. Lorsque le titre en vapeur augmente pour une densité de flux de chaleur donnée, l'épaisseur de la couche

liquide diminue et l'assèchement survient plus facilement. En dessous d'une épaisseur critique, qui correspond au titre critique, un assèchement périodique alterne avec une régénération de la couche liquide. Étant donné que la paroi est périodiquement en contact avec le liquide ou le gaz, le transfert de chaleur subit d'importantes variations, à cause des mauvais transferts de chaleur avec le gaz. Ces fluctuations sont d'autant plus importantes que le titre en vapeur est élevé, car un titre élevé signifie des assèchements plus fréquents. Finalement ces fluctuations du coefficient d'échange de chaleur provoquent l'augmentation et les fluctuations de la température de paroi avec le titre, si bien que ΔT_p augmente avec x .

5. Conclusions

Cette étude nous a permis d'avoir une vision expérimentale du phénomène d'ébullition en convection forcée dans des mini-canaux. Nous avons vu que le régime d'évaporation convective, dominant avec nos conditions expérimentales, se manifeste par un coefficient d'échange de chaleur indépendant à la fois de la densité de flux de chaleur et de la vitesse massique, contrairement aux résultats connus dans les macro-tubes. Ce comportement est probablement dû au fait que la couche liquide est en régime laminaire dans notre cas. Par ailleurs le confinement semble favoriser l'assèchement, puisque dans notre tube de diamètre hydraulique 0,77 mm, il se produit dès $x \approx 0,15$, provoquant de fortes augmentations et fluctuations de la température de paroi mesurée. Une exploration plus systématique de ces phénomènes nécessite d'effectuer les mêmes mesures pour différentes géométries à diamètre hydraulique donné et en faisant varier le diamètre hydraulique pour une géométrie donnée. Cela représente encore un travail expérimental considérable.

6. Références

- [1] T.N. Tran, M.W. Wambsganss, M.C. Chyu, and D.M. France. A correlation for nucleate flow boiling in small channels. Ramesh K. Shah, editor, Compact Heat Exchangers for the Process Industries. Begell House, inc., June 1997, pp 353–363.
- [2] P. A. Kew and Keith Cornwell. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small diameter channels. Applied Thermal Engineering, 17 (8–10) (1997) 705–715.
- [3] J. Pettersen. Flow vaporization of CO_2 in microchannels tubes. ETS, editor, International Symposium on Compact Heat Exchangers, 2002, pp 33–41.
- [4] D. Steiner and J. Taborek. Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model. Heat Transfer Engineering, 13 (2) (1992) 43–69.
- [5] M.M. Shah. A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. Transactions of the ASHRAE, 82 (1976) 66–86.
- [6] Z. Liu and R.H.S. Winterton. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. International Journal of Heat and Mass Transfer, 34 (11) (1991) 2759–2766.
- [7] S.G. Kandlikar. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. Journal of Heat Transfer, 112 (1990) 219–228.
- [8] Bruno Agostini. Étude expérimentale de l'ébullition en convection forcée de fluide réfrigérant dans des mini-canaux. Thèse de doctorat, Université Joseph Fourier - Grenoble I, Octobre 2002.
- [9] S.J. Kline and F.A. McClintock. Describing uncertainties in single-sample experiments. Mechanical Engineering, January 1953 3–8.

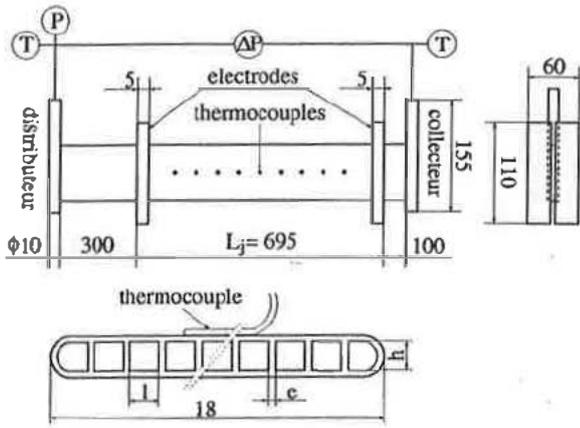


Figure 1 : Schéma de la section d'essai

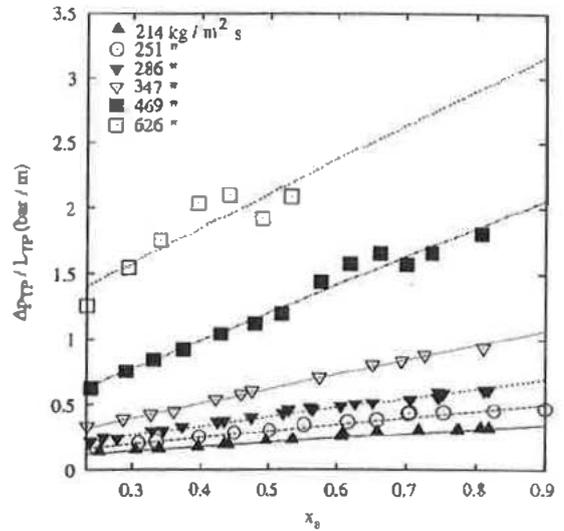


Figure 2 : Gradient de perte de pression, $D_h = 0,77$ mm

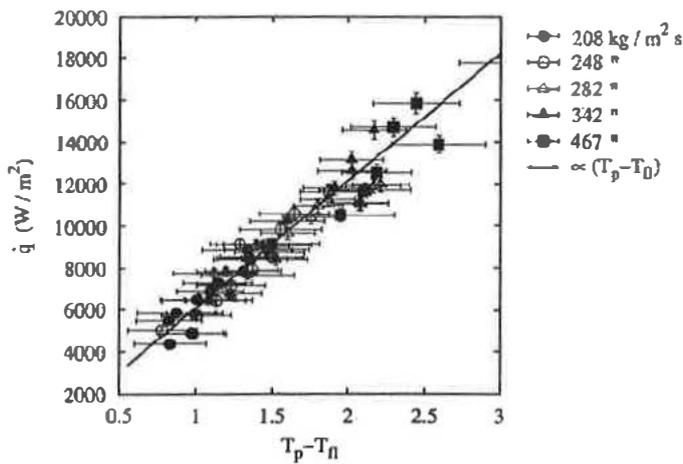


Figure 3 : $T_p - T_{fl}$ en fonction de \dot{q} , $x = 0,3$, $D_h = 0,77$ mm

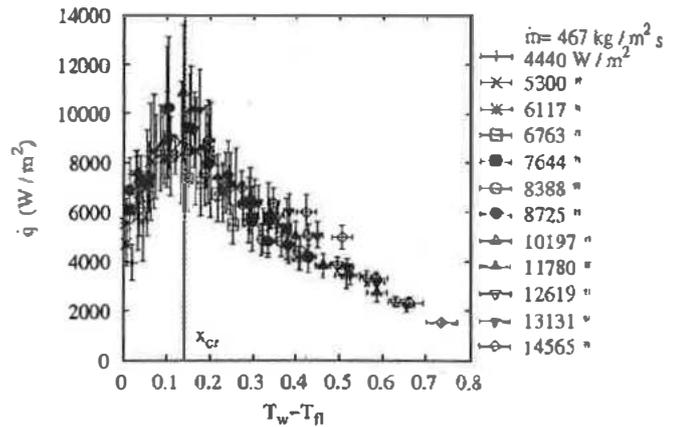


Figure 4 : α en fonction de x , $D_h = 0,77$ mm

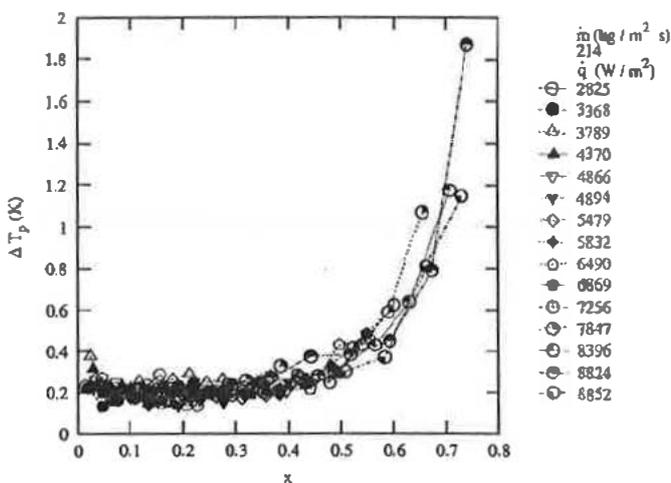


Figure 5 : ΔT_p en fonction de x , $D_h = 0,77$ mm

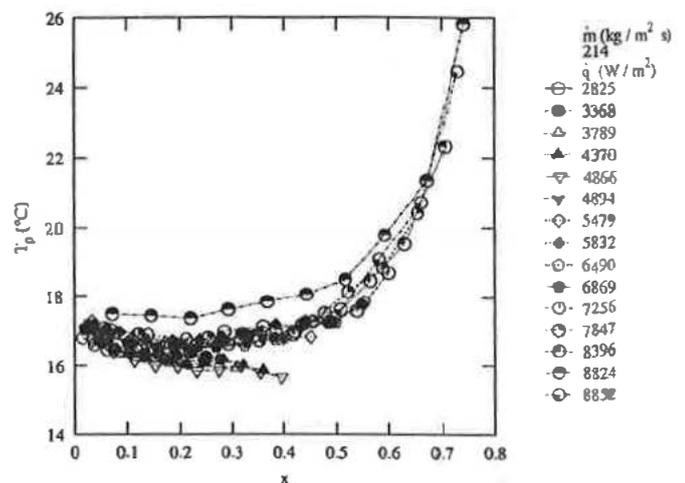


Figure 6 : T_p en fonction de x , $D_h = 0,77$ mm