

# Refroidissement des équipements électroniques par immersion dans un liquide diphasique

Fabien DOUCHET<sup>1,2</sup>, David NORTERSHAUSER<sup>1\*</sup>, Stéphane LE MASSON<sup>1</sup>, Patrick GLOUANNEC<sup>2</sup>, Hervé NOEL<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Orange Labs

2 Avenue Pierre Marzin – 22300 Lannion

<sup>2</sup>Institut de Recherche Dupuy de Lôme (IRDL)

Université de Bretagne Sud – 56321 Lorient Cedex

\*(auteur correspondant : david.nortershauser@orange.com)

**Résumé** - Du fait de l'augmentation de la densité de puissance installée dans les data centers, il est intéressant de se tourner vers des solutions de refroidissement par immersion dans des liquides dont la température de vaporisation se situe dans la gamme des températures limites des composants, ce qui permet potentiellement d'avoir des coefficients d'échanges thermiques très importants. Des expérimentations ont été menées avec une instrumentation conséquente sur des équipements réels, immergés dans du 3M Novec 649. Les résultats obtenus sont prometteurs en termes d'efficacité énergétique, tout en assurant le bon fonctionnement des composants électroniques immergés.

## Nomenclature

$C_p$  capacité calorifique,  $J.kg^{-1}.^{\circ}C^{-1}$

$P$  puissance,  $W$

$Q$  débit volumique,  $m^3.s^{-1}$

$T$  température,  $^{\circ}C$

*Symboles grecs*

$\lambda$  conductivité thermique,  $W.m^{-1}.^{\circ}C^{-1}$

$\rho$  masse volumique,  $kg.m^{-3}$

$\Phi$  flux,  $W$

## 1. Introduction

En raison de l'évolution des services (débits croissants, services plus complexes, etc...), conjointement à l'évolution des équipements (montées en fréquence des puces, multiplication du nombre de cœurs), la puissance dissipée par les équipements de télécommunication évolue de façon significative [1]. Plus de 99% de l'énergie fournie aux équipements électroniques est transformée en chaleur (le % restant correspond à l'énergie mécanique des ventilateurs) et diffusée dans les salles [2]. Les systèmes de refroidissement à air classiquement utilisés sont énergivores et s'approchent en outre des limites de leur capacité de refroidissement [3]. Une voie possible d'amélioration substantielle est l'exploitation de liquides comme fluides caloporteurs. Parmi les déclinaisons de refroidissement possibles, le refroidissement par immersion dans un liquide diélectrique, avec exploitation du changement de phase liquide vapeur est intéressant en raison de l'augmentation des coefficients d'échange induite par la vaporisation.

Dans le cas de l'ébullition libre, Nukiyama [4] a mis en évidence une relation entre la densité de flux de la source chaude et la différence de température entre la paroi de cette source et le fluide en contact : les transferts thermiques par convection naturelle sont suivis par plusieurs régimes d'ébullition. Dans le cas du refroidissement des composants électroniques, ce sont des fluorocarbures (FC) qui sont principalement employés du fait de leurs propriétés diélectriques. Le régime d'ébullition nucléée dans le cadre du refroidissement de puces électroniques a été étudié par El-Genk [5]. Barnes et Tuma [6] ont montré l'intérêt de cette solution, notamment au niveau des gains économiques possibles sur le système de refroidissement comparé à une climatisation à air classique, ainsi que sur la densité de puissance qui peut être installée. Guess et al. [7] ont montré que la mise en place de plaques

microporeuses sur la surface des composants permet d'intensifier les transferts. Ils ont abouti à une augmentation des échanges de 300%.

En fonction de la température d'ébullition du fluide, il va passer de l'état liquide à l'état gazeux au niveau des composants dissipant le plus de chaleur. Ensuite, le fluide repasse en phase vapeur au contact d'un condenseur, auquel est cédée la puissance thermique. Le liquide retombe ensuite sous forme de gouttelettes sous l'effet de la gravité. L'un des principaux intérêts d'utiliser un fluide avec une température d'ébullition élevée est de pouvoir utiliser de l'eau chaude au niveau du condenseur, avec une température inférieure de quelques degrés à la température de changement de phase du fluide diphasique utilisé.

La présente étude vise à vérifier la possibilité de refroidir des équipements en les immergeant dans un liquide fluoré dont la température de changement de phase est de 49°C. Un banc d'essais a été mis en place afin de refroidir plusieurs serveurs immergés dans du Novec et de visualiser le comportement thermique et énergétique de l'installation. Des expérimentations sont réalisées sur une baie équipée de plusieurs serveurs réels dans des conditions d'ambiance stabilisées. La mise en œuvre d'une instrumentation très conséquente jusqu'à l'échelle du composant permet d'effectuer un bilan énergétique précis (mesures des températures et débits d'air, des puissances électriques consommées, des conditions d'ambiance) et de s'assurer que la fonction refroidissement est correctement assurée pour tous les composants électroniques. La première partie de la communication décrit le dispositif expérimental mis en place ainsi que l'instrumentation. Les résultats expérimentaux sont ensuite analysés et discutés.

## **2. Dispositif expérimental**

### **2.1. Descriptif du banc d'essai**

L'objectif des expérimentations est de mesurer l'évolution des températures et des consommations électriques de plusieurs serveurs informatiques immergés dans un liquide diélectrique le Novec 649 de la société 3M. Ce fluide a une température de vaporisation de 49°C et une faible chaleur latente de vaporisation de l'ordre de  $88 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$  à la pression atmosphérique. Le système de refroidissement associé est également instrumenté afin de vérifier la fonction refroidissement et d'en tirer des bilans énergétiques dans différentes conditions de fonctionnement.

Sept serveurs IBM HS21 sont placés dans un contenant en inox fabriqué sur-mesure, avec leurs alimentations électriques respectives (cf. figure 1). L'orientation des serveurs est imposée par leur conception (connectiques et raccordements électriques au fond du contenant). Une surface transparente en plexiglas sur l'un des côtés permet de visualiser l'un des serveurs immergés, afin de se rendre compte du comportement du fluide et de la localisation des zones d'ébullition. Les dimensions du contenant sont de 100 cm en hauteur, 43,5 cm en largeur et 42,5 cm en profondeur. Le volume total de fluide dans le contenant est de l'ordre de 70 litres. Des orifices sont présents sur les faces latérales (au niveau du condenseur) pour le passage des câbles d'alimentation et des thermocouples. L'étanchéité est assurée par un joint silicone. La partie supérieure du contenant est un couvercle sous lequel est fixé un serpentin en cuivre qui joue le rôle de condenseur et dans lequel circule de l'eau. Il est relié à un circuit hydraulique composé d'une pompe GRUNDFOS UPS 25-50 180 et d'un échangeur eau/air externe. Les parois du contenant sont calorifugées afin de limiter les pertes à travers celles-ci et de récupérer le maximum de la puissance thermique via le condenseur. Le condenseur doit être capable de récupérer les calories dissipées par les composants immergés dans le fluide diphasique pour limiter ou éviter le recours à une climatisation additionnelle.

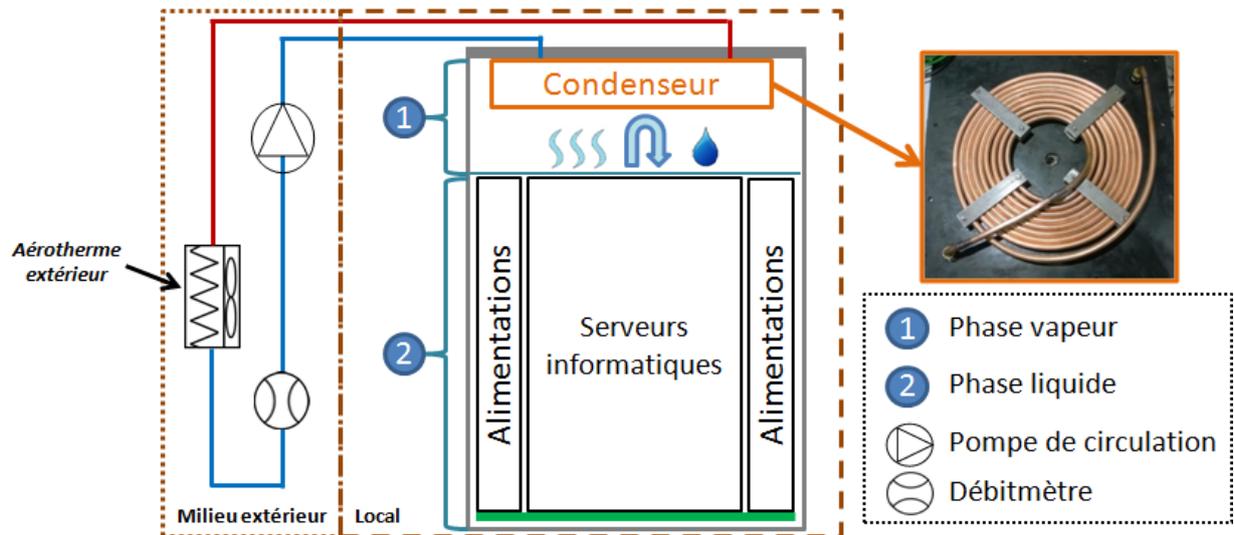


Figure 1 : Schéma du dispositif expérimental

## 2.2. Instrumentation

Toutes les mesures sont relevées avec une période de 5 secondes. Au niveau de l'instrumentation du contenant, des thermocouples chemisés de type K et de diamètre 3 mm sont placés dans les conduites d'eau en entrée et en sortie du condenseur. Le débit d'eau à l'intérieur du circuit est donné par un débitmètre magnéto-inductif IFM ELECTRONIC SM8050. Il est donc possible de déterminer la puissance thermique cédée au condenseur. Un capteur OMEGA PXM219 permet de suivre l'évolution de la pression relative à l'intérieur du contenant. En effet, avec l'augmentation de la température du fluide en phase liquide (avec un coefficient d'expansion environ 5 fois supérieur à celui de l'eau à 40°C) et l'apparition de la phase vapeur, la pression va augmenter à l'intérieur du contenant. Il est donc intéressant de suivre l'évolution de la pression interne en fonction de la puissance dissipée par les serveurs afin d'évaluer la nécessité de système de régulation de pression (soufflet, vase d'expansion, etc...). La température du fluide en phase liquide est mesurée à l'aide de six thermocouples de type K qui sont répartis à différents endroits et à différentes hauteurs (notées H, M et B) afin de voir s'il existe un gradient de températures (voir figure 2a). Quatre thermocouples, notés de A1 à B2, sont également placés dans la phase vapeur du fluide, entre le condenseur et la surface du liquide. Un thermocouple permet de suivre les variations de la température en surface du condenseur. Des thermocouples de type K de faible diamètre (0,1 mm) sont placés de part et d'autres des parois afin d'estimer les pertes thermiques à travers l'isolant et le plexiglas.

À l'échelle des serveurs, des thermocouples de type K fabriqués avec des fils de diamètre 0,1 mm sont placés en surface des composants qui peuvent dissiper une puissance élevée (processeurs, chipset, contrôleur disque, mémoire vive) pour vérifier si les températures restent inférieures aux températures maximales recommandées (voir figure 2b). Les dissipateurs des principaux composants ont été retirés, les transferts de chaleur par ébullition se font directement entre la surface des composants et le liquide. Des thermocouples permettent également de mesurer la température du liquide près des processeurs. Les thermocouples sont collés directement sur les composants à l'aide de thermocolle ou d'adhésif. Toute la chaîne de mesures de température (thermocouples+prolongateurs+centrale d'acquisition) a été préalablement étalonnée, permettant ainsi d'obtenir une incertitude de 0,1°C sur les mesures de température. Les incertitudes des différentes mesures sont renseignées dans le Tableau 1.

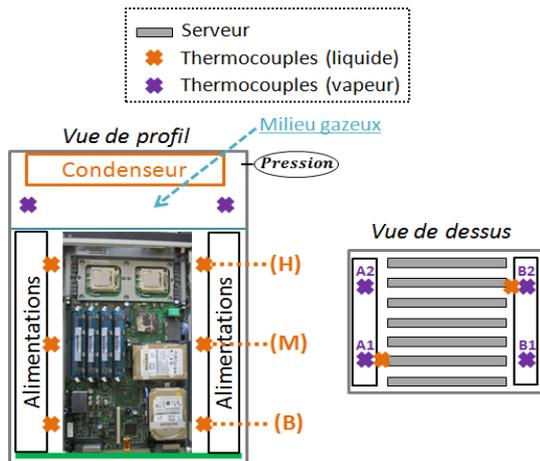


Figure 2a : Placements des capteurs de températures et de pression dans le contenant

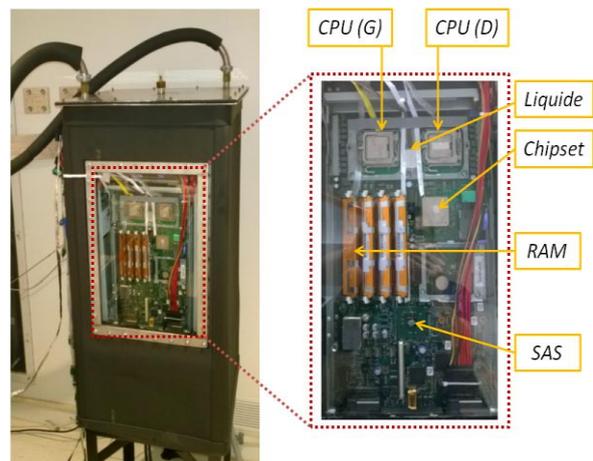


Figure 2b : Instrumentation des serveurs

Des mesures de puissances électriques finalisent l'instrumentation afin de déterminer les puissances consommées par les serveurs, les alimentations, la pompe et l'aérotherme.

	<i>Thermocouple</i>	<i>Débitmètre</i>	<i>Energimètre</i>
	°C	l/min	W
Précision	±0,1	±2% VM ±0,5	±1,5% VM ±10

Tableau 1 : Incertitudes des mesures (VM=Valeur Mesurée)

### 3. Résultats expérimentaux et discussions

Différents essais ont été menés avec un ou plusieurs serveurs en fonctionnement à puissance minimale  $P_{\text{MIN}}$  ; dans ce cas, aucun programme informatique n'est lancé, seul le système d'exploitation fonctionne (solllicitations et dissipation minimales des composants). Il est à noter que les alimentations électriques des serveurs sont également en fonctionnement. Nous présentons dans les paragraphes suivants les relevés de mesures de températures et de pression obtenus, ainsi que les bilans des puissances thermiques et électriques mises en jeu lors des différents essais.

#### 3.1. Essais avec un serveur

Les résultats décrits ci-dessous sont obtenus dans le cadre d'un essai à charge minimale ( $P_{\text{MIN}}$ ). La figure 3 montre les variations des paramètres opératoires durant les essais avec un seul serveur en fonctionnement. La hausse de puissance au début des essais correspond au démarrage du serveur. Il est important de noter que les alimentations consomment une certaine quantité d'énergie même lors d'un arrêt des serveurs. Le débit d'eau à travers le condenseur est constant durant les essais avec une valeur de 6,3 L/min. La température de la boucle d'eau augmente au cours du temps car la température de consigne de l'aérotherme est fixée à 30°C. Les écarts de températures d'eau, entre l'entrée et la sortie du condenseur, observés durant cet essai sont faibles de l'ordre de 1°C du fait de la valeur élevée du débit d'eau. Les températures de l'air ambiant et de l'air extérieur sont également reportées. La température ambiante augmente à cause d'équipements présents dans le local.

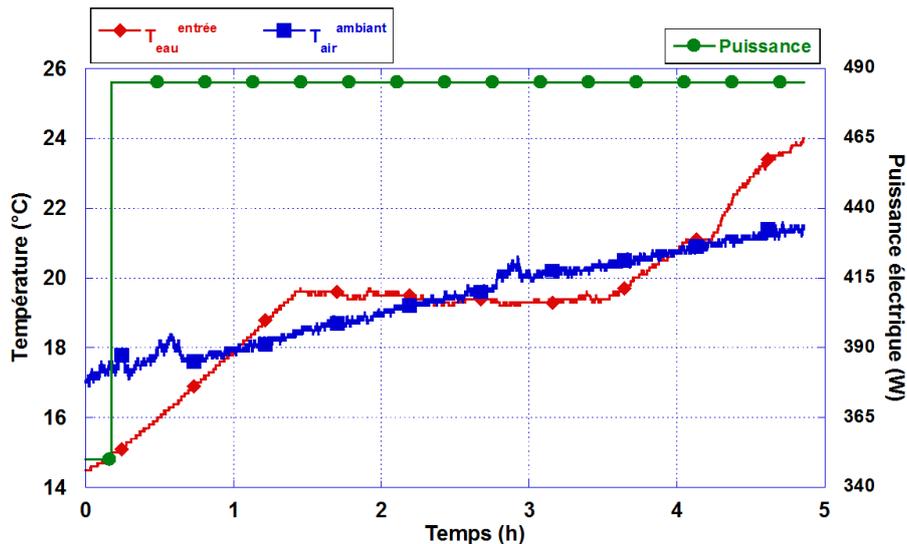


Figure 3 : Evolution des paramètres opératoires en fonction du temps

La figure 4 permet d'observer la brusque montée des températures des principaux composants lors du démarrage du serveur. Au bout d'une minute, les températures de surface passent d'environ 20°C à des valeurs comprises entre 37 et 43°C. Un régime quasi-stationnaire est atteint après 4 heures de fonctionnement, durant lequel chaque composant tend vers une température de surface différente. L'apparition de bulles est notable au niveau des composants les plus dissipatifs. Dans un premier temps, nous pouvons différencier les températures des deux processeurs (qui sont des composants identiques avec une même implantation). En effet, le processeur de droite (CPU (D)) atteint une température de 54,4°C tandis que celui de gauche (CPU (G)) a une température de surface plus faible, égale à 52,5°C. Cet écart de température s'explique d'une part par la position du composant, qui peut être impacté par l'ébullition des composants situés en-dessous, ou d'autre part par le fait que la fixation des thermocouples sur les processeurs est différente : le thermocouple de droite est fixé à l'aide d'un adhésif en aluminium tandis que le second est fixé à l'aide d'une colle. Le collage ne couvre pas la même surface du composant d'où une surface d'échange qui diffère et donc une température de surface plus élevée dans un cas que dans l'autre. Pour les autres composants, le chipset a une température en régime stationnaire de 54,4°C, le SAS de 57,8°C et la RAM de 63°C. Là encore, les différences de températures entre les composants s'expliquent par des surfaces d'échange avec le liquide différentes et la nature des composants. De plus, la rugosité des surfaces qui peut différer entre chaque composant favorise ou non l'ébullition.

La figure 5 montre l'évolution au cours du temps des températures mesurées au sein du fluide et au sein du milieu gazeux situé en partie supérieure (cf. figure 2.a). Nous pouvons constater que la montée en température des deux phases diffère. Dans un premier temps les températures mesurées au sein du liquide sont plus élevées que celles de la phase vapeur de plusieurs degrés. Après environ 2,5 heures de fonctionnement, les températures mesurées dans la phase vapeur augmentent rapidement et tendent vers les températures de la phase liquide (aux alentours de 50°C). Le tracé de l'évolution de la pression relative montre un palier avec des valeurs autour de 8,4 millibars durant les premières heures. Nous observons ensuite, après 3 heures de fonctionnement des équipements, une augmentation très sensible de la pression qui atteint une valeur maximale de 84 millibars, avant de chuter de moitié en quelques minutes. Il est important de noter que la montée en pression est aussi la conséquence de l'élévation d'environ 4 centimètres du niveau de la phase liquide. Cette chute de pression est induite par la présence de fuites en partie haute de l'enceinte (milieu gazeux).

Visuellement, les fuites sont identifiées par la condensation hors du contenant au niveau de passages de câbles et également à l'intérieur de certains câbles électriques (capillarité). Une seconde cause à ce phénomène de surpression est liée au condenseur qui ne permet pas de maintenir le système dans une plage de températures suffisamment basse. On rappelle que ce test a été réalisé avec une température d'eau en entrée du condenseur relativement élevée (Fig.3). Cela implique une augmentation de la pression dans le contenant et donc l'apparition de fuites. Il est également important de noter que la montée en pression modifie le point d'ébullition du Novec de quelques degrés comme le montre la baisse des températures des composants et du fluide après la chute de pression (voir figures 4 et 5).

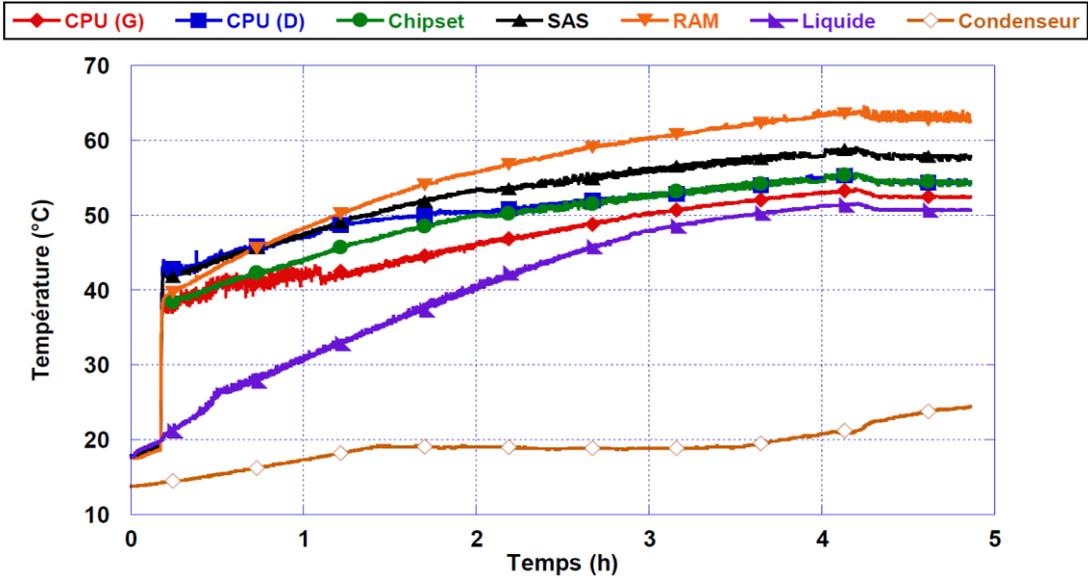


Figure 4 : Evolution des températures des composants et de la surface du condenseur en fonction du temps

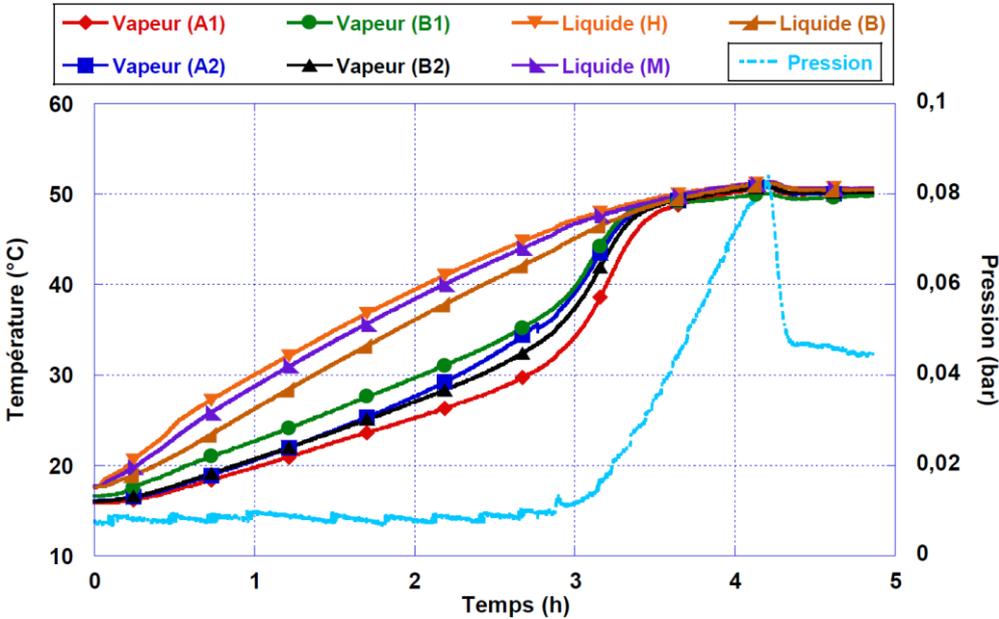


Figure 5 : Evolution des températures des phases liquide et vapeur et de la pression en fonction du temps

A partir des mesures de températures, les pertes thermiques à travers la surface vitrée et les faces isolées du bac sont estimées (cf. figure 6). La plaque transparente en plexiglas ( $\lambda_{\text{vitre}}=0,19 \text{ W/K/m}$ ) a une surface de  $0,13 \text{ m}^2$  et une épaisseur de  $8 \text{ mm}$  tandis que les parois calorifugées ( $\lambda_{\text{calorifuge}}=0,033 \text{ W/K/m}$ ) ont une surface totale de  $1,6 \text{ m}^2$  et une épaisseur de  $20 \text{ mm}$ . En régime stationnaire, les pertes thermiques à travers le plexiglas sont estimées à  $21 \text{ W}$  tandis que celles à travers le calorifuge sont de l'ordre de  $50 \text{ W}$ . La puissance thermique cédée au condenseur  $\Phi_{\text{eau}}$  varie grandement, avec un maximum de  $415 \text{ W}$ , ce qui représente  $85\%$  de la puissance dissipée par les équipements. Toutefois, ce ratio diminue fortement durant la fin des essais. Cette chute est corrélée avec la baisse de la pression dans le bac, causée par des fuites du fluide hors du bac. Cela induit donc une baisse importante de la puissance cédée au condenseur. Les incertitudes sur le calcul des pertes à travers les parois sont de  $11\%$ , et de  $7\%$  pour le calcul de la puissance thermique sur l'eau.

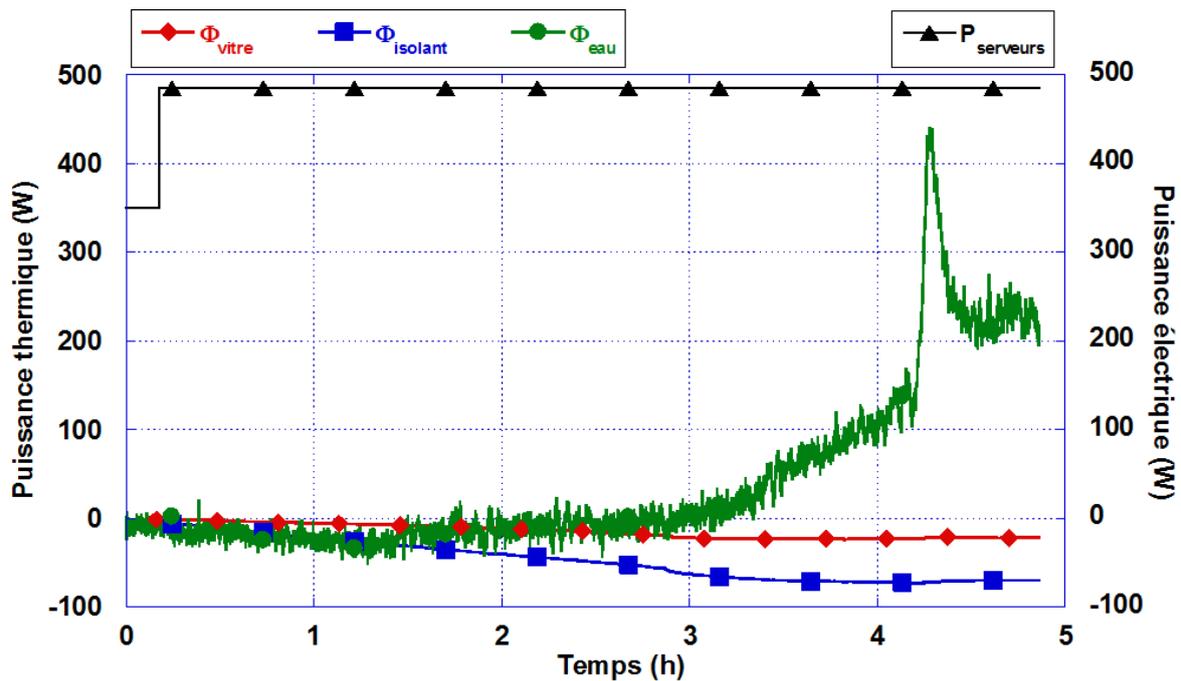


Figure 6 : Estimation des flux thermiques et de la puissance électrique consommée en fonction du temps

### 3.2. Efficacité énergétique de l'installation

Afin de comparer ces valeurs avec la puissance dissipée par les équipements, le tableau 2 récapitule les différents bilans énergétiques (électrique et thermique) du banc d'essai. Les résultats sont obtenus pour deux essais à charge minimale ( $P_{\text{MIN}}$ ) pour lesquels le nombre de serveurs en fonctionnement est différent. Pour rappel, dans l'étude présentée précédemment, un seul serveur est allumé ainsi que les alimentations électriques présentes dans le contenant. Les essais ont été ensuite effectués avec sept serveurs en fonctionnement. Les relevés des puissances électriques consommées d'une part par les équipements informatiques, notée  $P_{IT}$ , et d'autre part par le système de refroidissement, notée  $P_{cooling}$ , permettent de chiffrer l'efficacité énergétique de l'installation. Toutefois, comparé au cas d'un data center réel, nous ne pouvons calculer qu'une efficacité partielle prenant uniquement en compte la seule partie refroidissement. Un consortium de sociétés informatiques, GreenGrid, définit un indicateur partiel d'efficacité énergétique comme suit [8]:

$$pPUE = \frac{\text{Energie totale consommée par l'informatique et le refroidissement}}{\text{Energie totale consommée par les équipements informatiques}} \quad (1)$$

En termes d'efficacité énergétique de l'installation, seule la consommation électrique de la pompe est retenue dans le bilan car l'aérotherme extérieur ne s'est jamais mis en fonctionnement durant les essais. De ce fait, le bilan énergétique est très bon dans le cadre de nos essais, avec des pPUE compris entre 1,07 et 1,03, avec des résultats similaires comparés à ceux obtenus avec d'autres solutions de refroidissement liquide [9].

	$\frac{P_{IT}}{W}$	$\frac{\Phi_{eau}}{W}$	$\frac{\Phi_{pertes}}{W}$	$\frac{P_{cooling}}{W}$	pPUE
1 serveur	485	318	73	34	1,07
7 serveurs	1255	837	84	34	1,03

Tableau 2 : Bilans thermiques et énergétiques

## 4. Conclusion

Par le biais de cette étude, nous avons mis en place un banc d'essais pour le refroidissement par immersion diphasique des équipements de télécommunication comprenant un ou plusieurs serveurs informatiques avec leurs alimentations, immergés dans du 3M Novec 649. L'ensemble est placé dans un contenant isolé dont la partie supérieure est équipée d'un condenseur dans lequel circule de l'eau. L'instrumentation mise en place a permis de montrer que le refroidissement des composants est bien assuré, avec une consommation du système de refroidissement très faible. De plus, une part importante de la chaleur dissipée par les équipements informatiques (serveurs+alimentation) est cédée au condenseur. Toutefois, des études complémentaires devront être menées afin de caractériser les coefficients d'échanges thermiques en jeu, et également de travailler sur la conception de contenants étanches afin d'anticiper l'industrialisation d'une telle solution de refroidissement.

## Références

- [1] W. Van Heddeghem, S. Lambert, B. Lannoo, D. Colle, M. Pickavet, and P. Demeester, Trends in worldwide ICT electricity consumption from 2007 to 2012, *Computer Communications*, 50 (2014), 64–76.
- [2] K. Kant, Data center evolution: A tutorial on state of the art, issues, and challenges, *Computer Networks*, 53-17 (2009), 2939–2965.
- [3] J. Cho, J. Yang, and W. Park, Evaluation of air distribution system's airflow performance for cooling energy savings in high-density data centers, *Energy and Building*, 68-A (2014), 270–279.
- [4] N. Shiro, Memories of my research on boiling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27 (1984), 955–957.
- [5] C. Barnes and P. Tuma, Practical considerations relating to immersion cooling of power electronics in traction systems, *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference* (Dearborn, 7-10 Sept 2009), 614–621.
- [6] J. Gess, S. Bhavnani, B. Ramakrishnan, R. Johnson, D. Harris, R. Knight, M. Hamilton, and C. Ellis, Impact of surface enhancements upon boiling heat transfer in a liquid immersion cooled high performance small form factor server model, *IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems* (Orlando, 27-30 May 2014), 435–443.
- [7] M. S. El-Genk, Immersion cooling nucleate boiling of high power computer chips, *Energy Conversion and Management*, 53 (2012), 205–218.
- [8] Grid TG PUE: a comprehensive examination of the metric, White Paper #49 (2012).
- [9] F. Douchet, D. Nortershauser, S. Le Masson and P. Glouannec, Experimental and numerical study of water-cooled datacom equipment, *Applied Thermal Engineering*, 84 (2015), 350-359.