

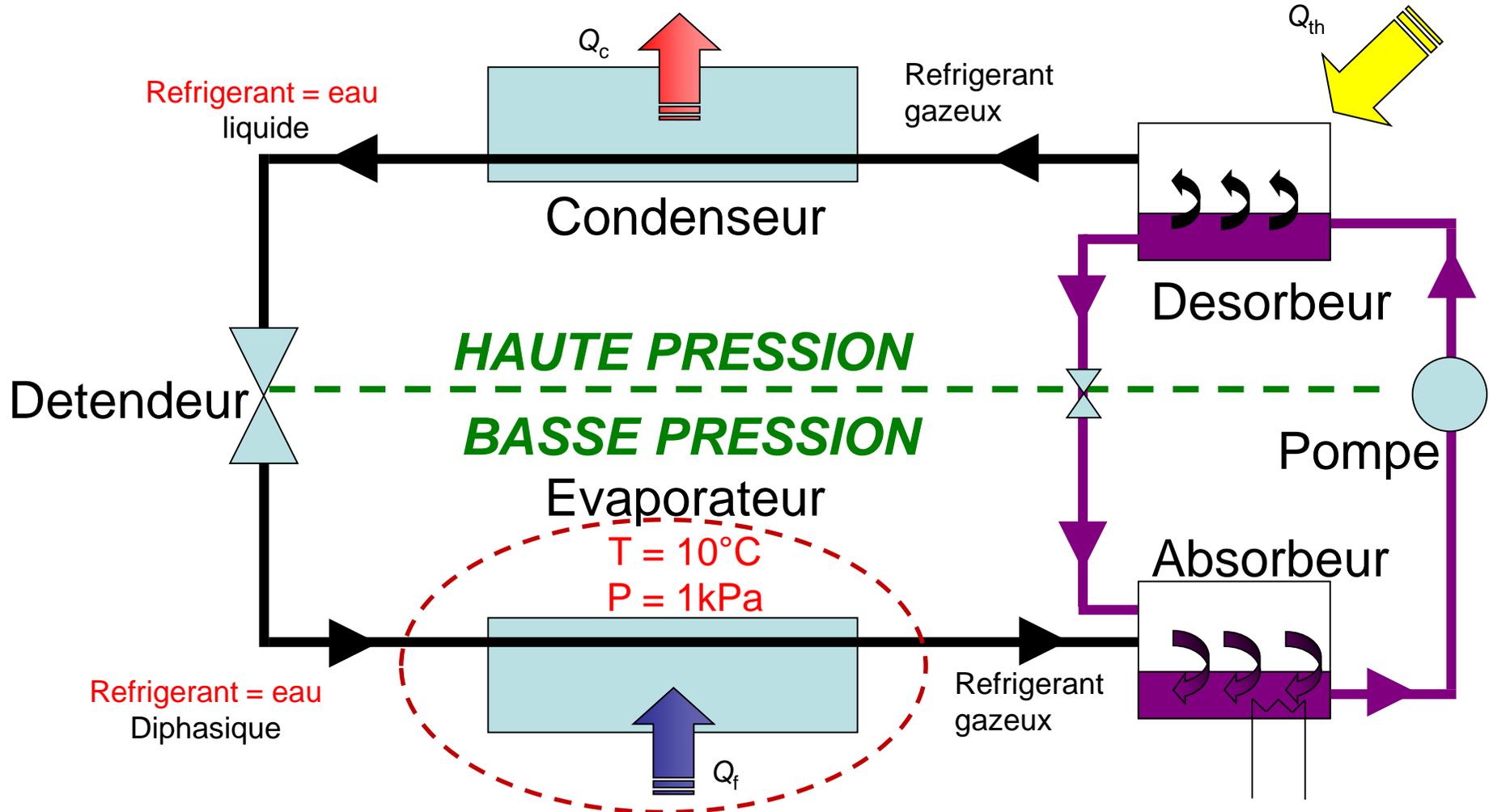


le **cnam**

Eau et échangeurs compacts pour les systèmes à sorption : du fondamental à l'application industrielle

**Florine GIRAUD , Brice TREMEAC, Cyril TOUBLANC, Romuald RULLIERE ,
Jocelyn BONJOUR, Marc CLAUSSE**

Contexte



Contexte

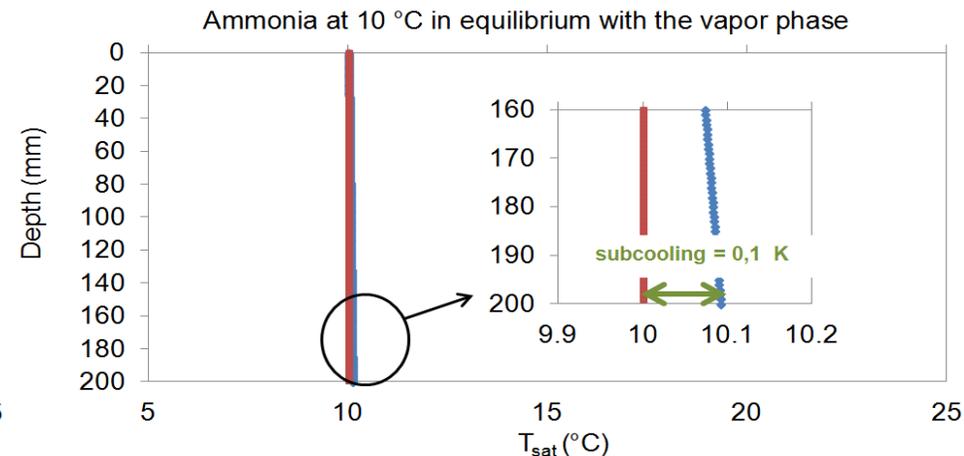
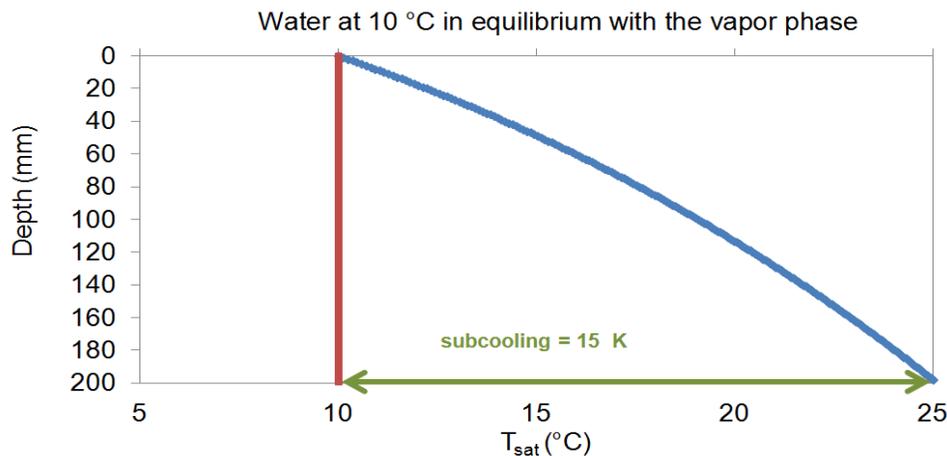
- **L'encombrement** et le **coût** : 2 principaux enjeux pour le développement des machines à sorptions de faible capacité
- Mais peu d'évaporateurs compacts utilisés dans ces systèmes → **manque de connaissances** sur leur comportement $P_{\text{evap}} \approx 1 \text{ kPa}$
- Très peu d'études de recherche portent actuellement sur l'optimisation de la taille de ces échangeurs et plus particulièrement sur la technologie des évaporateurs à plaques

Contexte

Retour sur expériences:

Performance de la machine sensible à:

- La faible masse volumique de la vapeur (PdC, larges bulles)
- La pression hydrostatique (sous-refroidissement)



Comparaison du sous-refroidissement obtenu si a) eau b) NH₃ comme fluide frigorigène

Contexte

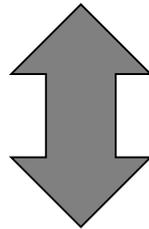
Objectif de l'étude:

Aller plus loin dans la compréhension des phénomènes se produisant au sein d'un échangeur à plaques utilisé comme évaporateur BP:

Contexte

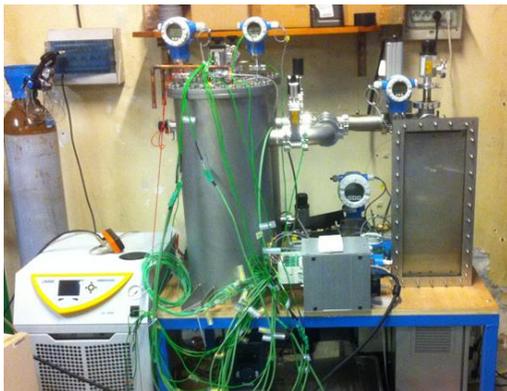
✓ à l'échelle du système

→ Evaporateur à plaques industriel dans un système à adsorption



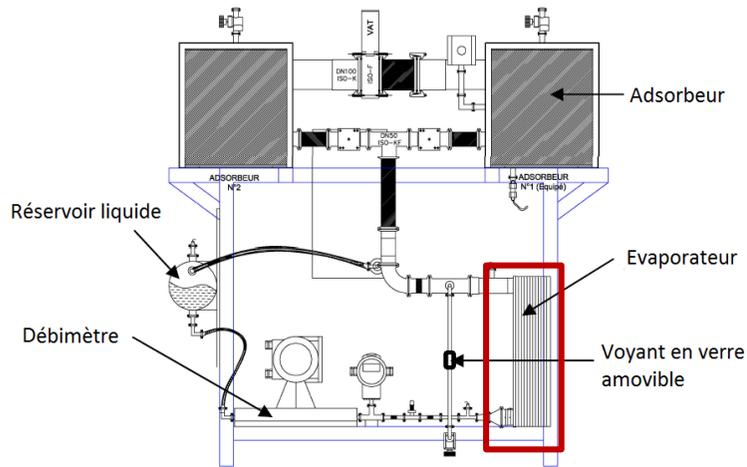
✓ à l'échelle représentative de composants

→ Prototype permettant l'étude dans un canal d'évaporateur à plaques lisses lors de cycles représentatifs de systèmes d'aB- et d'aD- sorption



Prototype expérimental

- 2 adsorbeurs, Couple zéolite 13X / eau (36 kg zéolite)



- Evaporateur à plaques (4 kW, $T_{\text{sat}} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$, $D_h = 4 \text{ mm}$): 14 plaques, 1,092 m² surface d'échange. Circulation co-courant.
- Conditions expérimentales:
remplissage évaporateur (H_l): 5 à 25 cm ($H_{\text{tot}} \approx 50 \text{ cm}$),
température entrée fluide secondaire ($T_{\text{in,fs}}$): 14 à 25 °C.

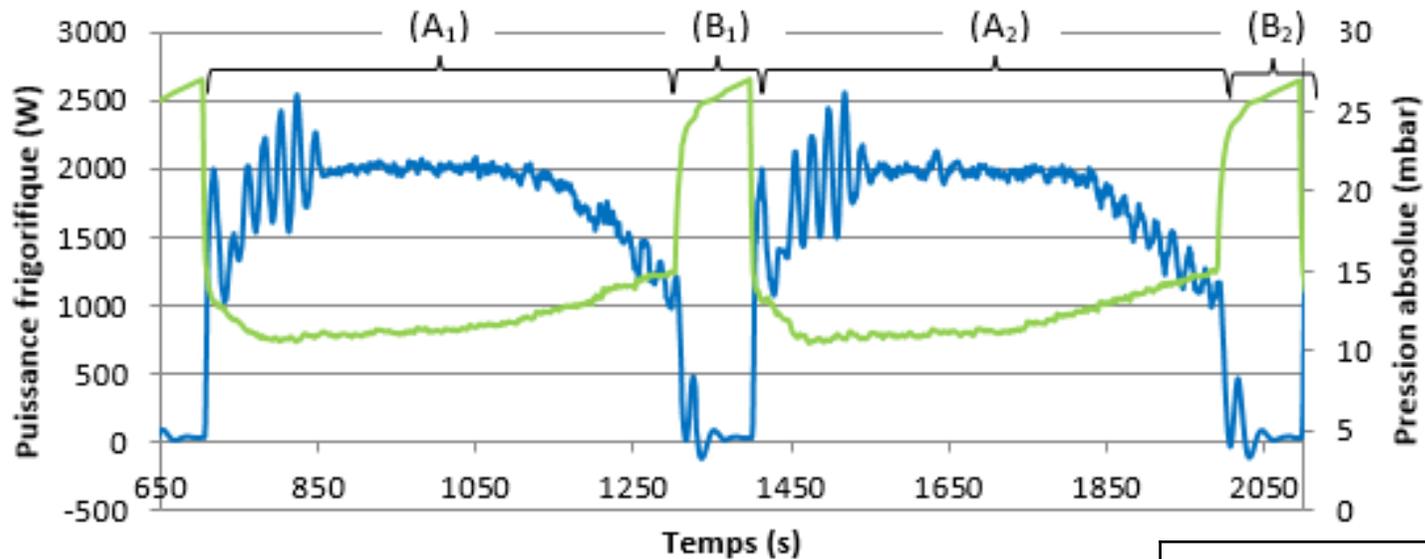
Résultats

(A₁) : Adsorption par l'adsorbeur 1/ régénération de l'adsorbeur 2

(A₂) : Adsorption par l'adsorbeur 2/ régénération de l'adsorbeur 1

(B₁) : Préchauffage isostérique adsorbeur 1/ Pré-refroidissement isostérique adsorbeur 2

(B₂) : Préchauffage isostérique adsorbeur 2/ Pré-refroidissement isostérique adsorbeur 1

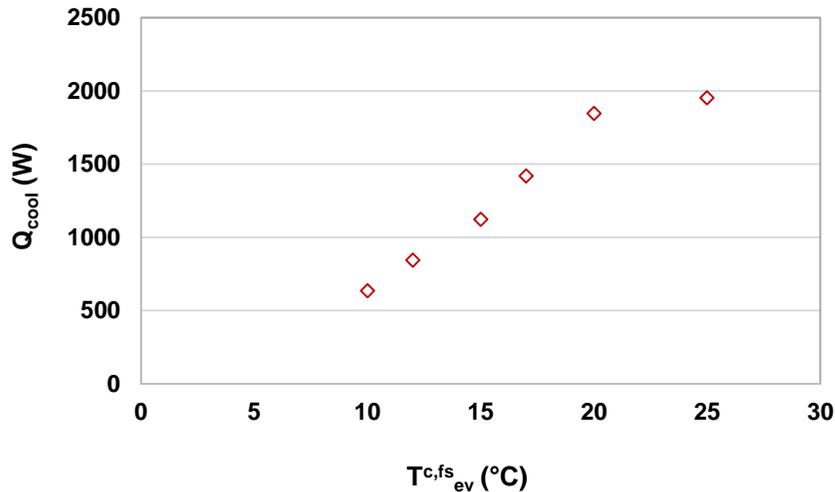


— Qo_(W) — P3 out_exch R718 (mbar abs)

$$T_{in,fs} = 21^{\circ}\text{C} , H_l = 24 \text{ cm}$$

T_{sc}	190 °C
T_{rej}	35 °C
Temps cycle	20 min/adsorbeur
Débit	0,5 m ³ /h

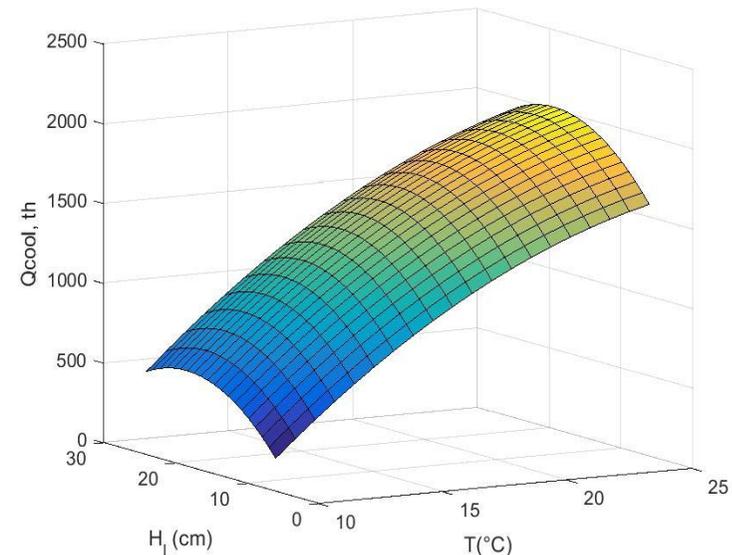
Résultats



Résultats expérimentaux - $H_l = 15$ cm

- Forte influence de la température du fluide secondaire
- Influence de la hauteur de remplissage moindre mais existence d'un optimum

T_{sc}	190 °C
T_{rej}	35 °C
Temps cycle	20 min/adsorbeur
Débit	0,5 m ³ /h



Résultats théoriques tirés d'une modélisation par plan d'expériences

Conclusion intermédiaire

- Puissance frigorifique maximale atteignable d'après le modèle statistique: **2021 +/- 75 W** ($T_{in,fs} = 25 \text{ °C}$, $H_l = 19,2 \text{ cm}$)
- Puissance attendue (dimensionnement évaporateur) : **4000 W** ($T_{in,fs} = 15 \text{ °C}$)

→ Nécessité de développer un design d'évaporateur à plaques spécifique aux applications basse pression

→ Nécessité de comprendre et maîtriser les phénomènes impactant les transferts de chaleur coté fluide frigorigène (fluide limitant)

Prototype expérimental

- Prototype permettant la visualisation des phénomènes de changement de phase lors de cycles :



D'aBsorption:

- Evaporateur relié au condenseur
- Fonctionnement en thermosyphon (différentes pressions motrices imposées)

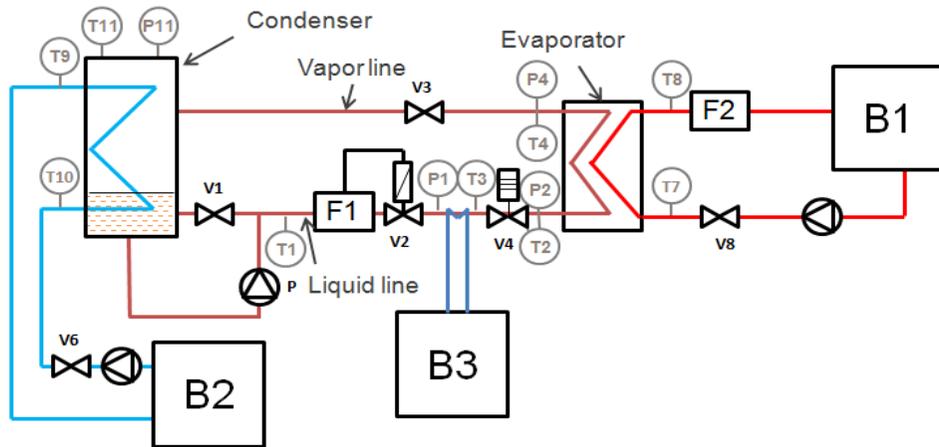
D'aDsorption:

- Présence d'un adsorbent rempli de 11 kg de silicagel

Différents taux de vide imposés à l'entrée de l'évaporateur

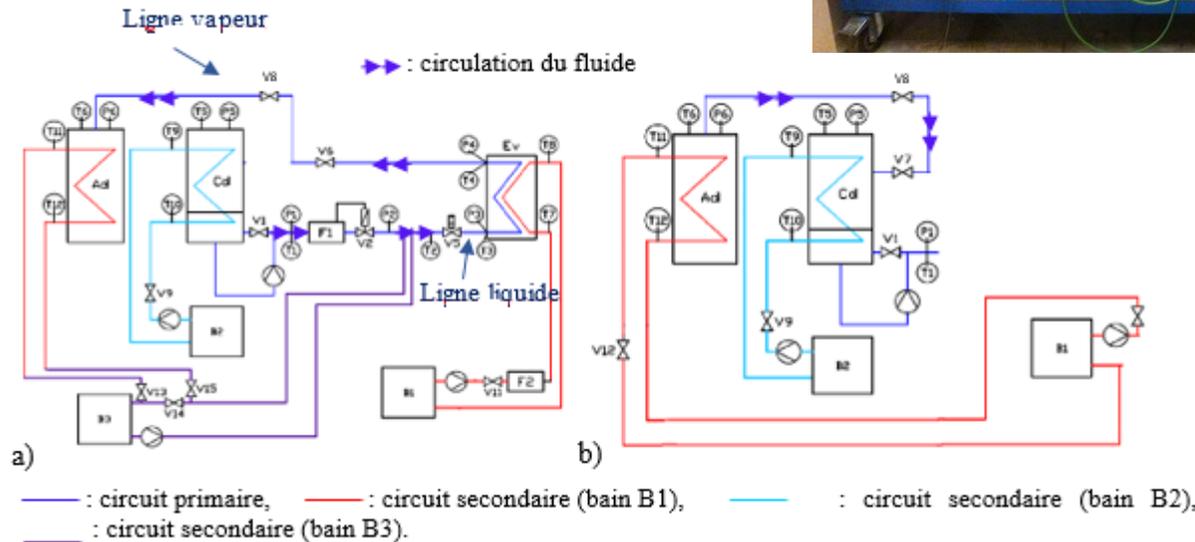
Prototype expérimental

■ ABSorption



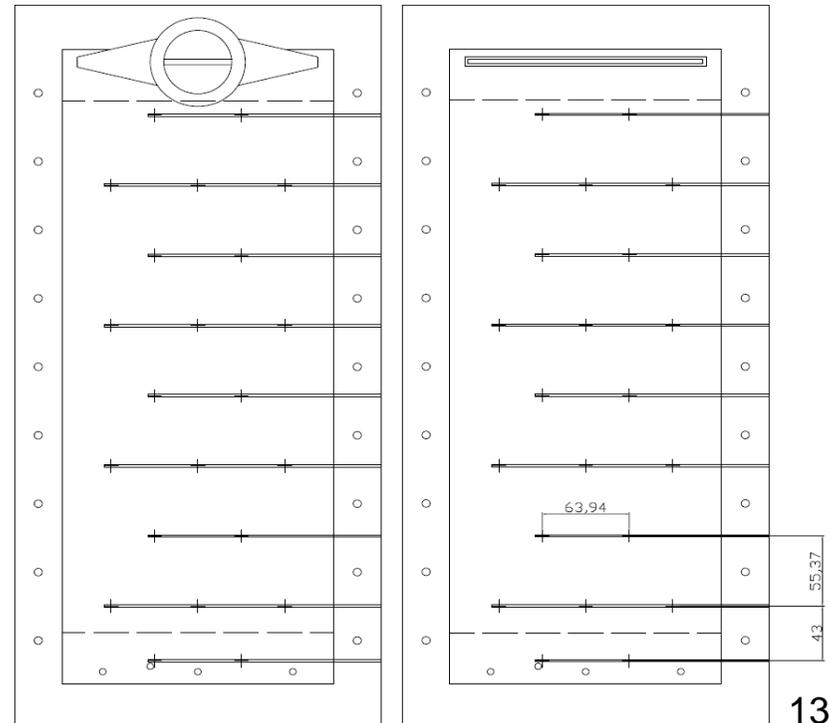
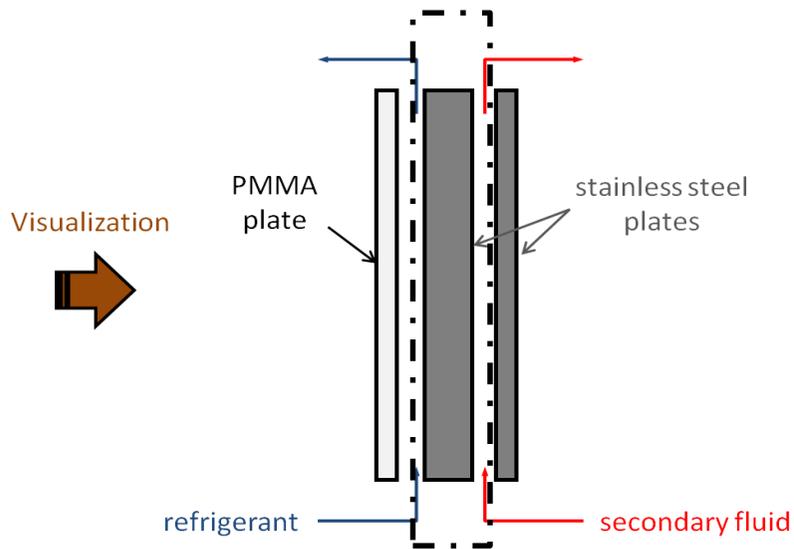
■ ADSorption

- a) adsorption,
- b) régénération.



Dispositif expérimental

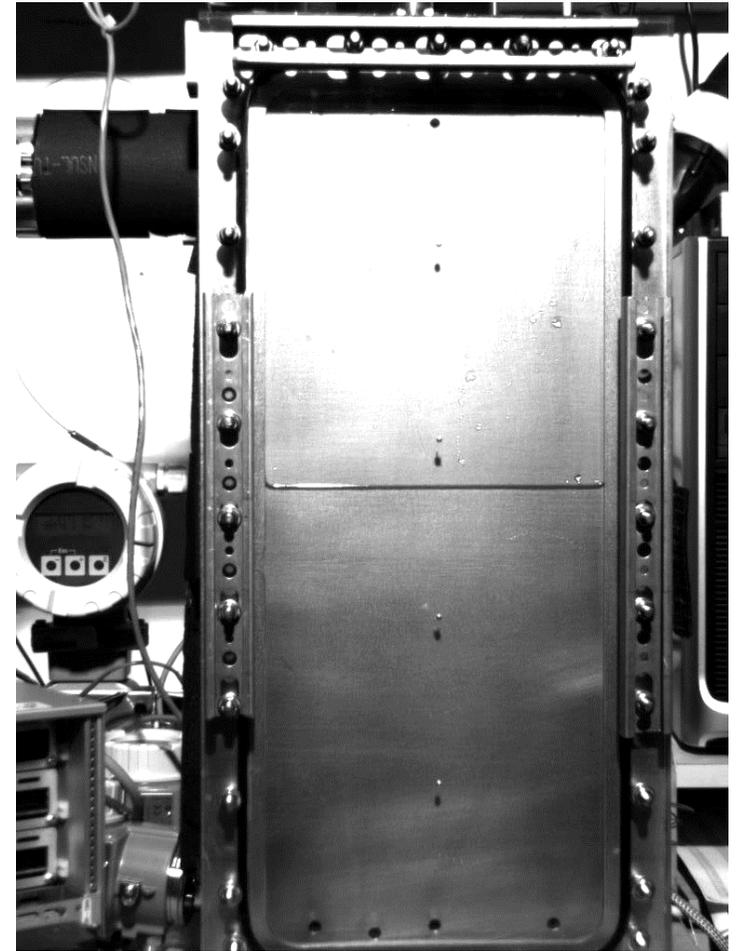
- L'évaporateur:
- plaques de dimension standard (0,5 x 0,2 m²)
 - fonctionnement en co-courant
 - largeur du canal: 4 ou 2 mm
 - 44 thermocouples implantés dans la plaque centrale
- centrale



Visualisation

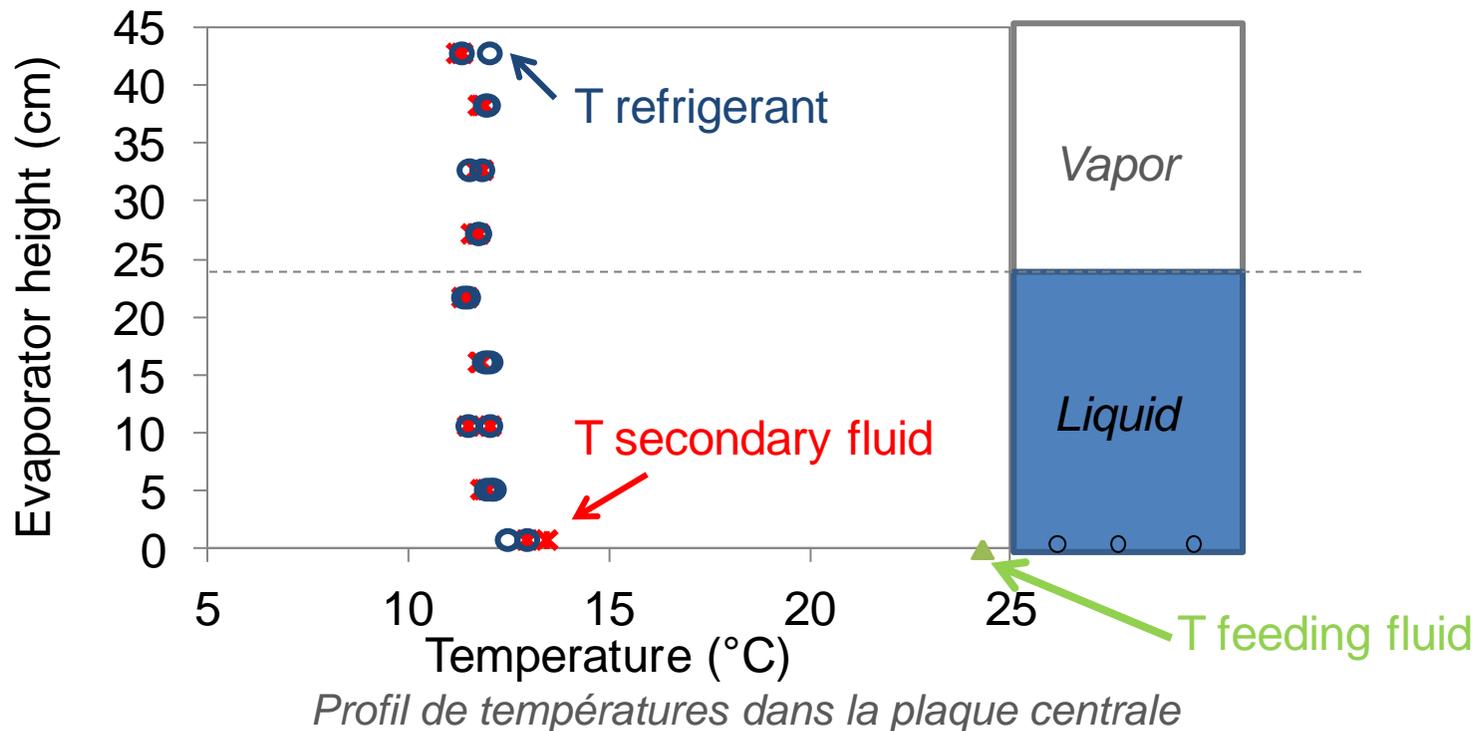
3 principaux régimes identifiés:

R1: Apparition et rapide
recondensation de bulles en
entrée du canal



Comportement thermique

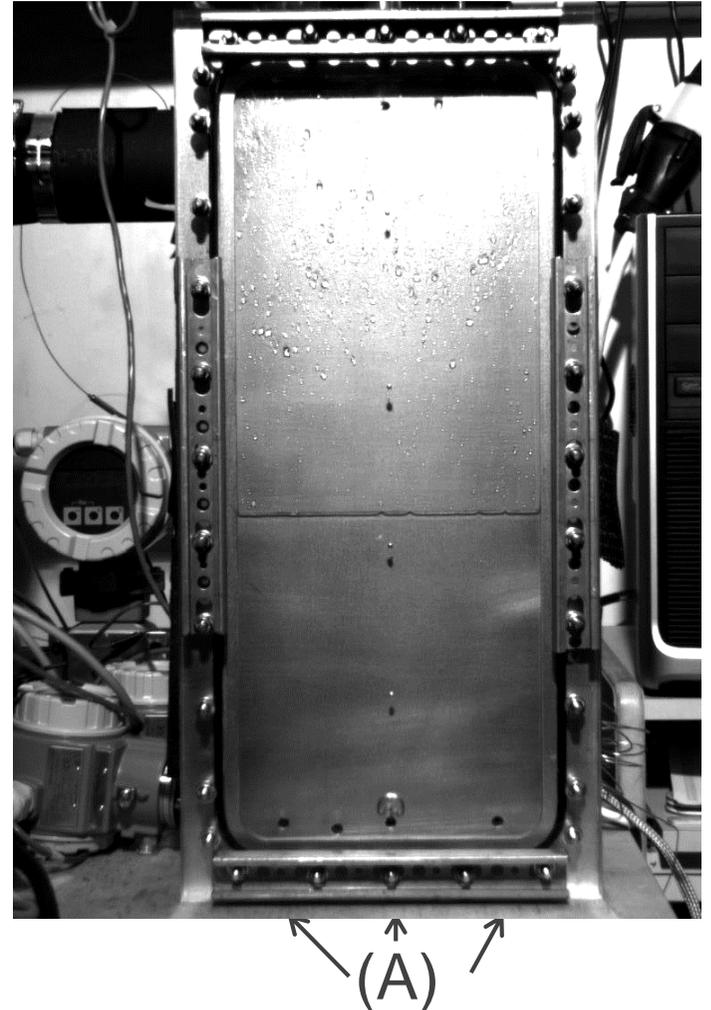
- Transfert de chaleur quasi nul
- Equilibre thermique dans la plaque centrale



Visualisation

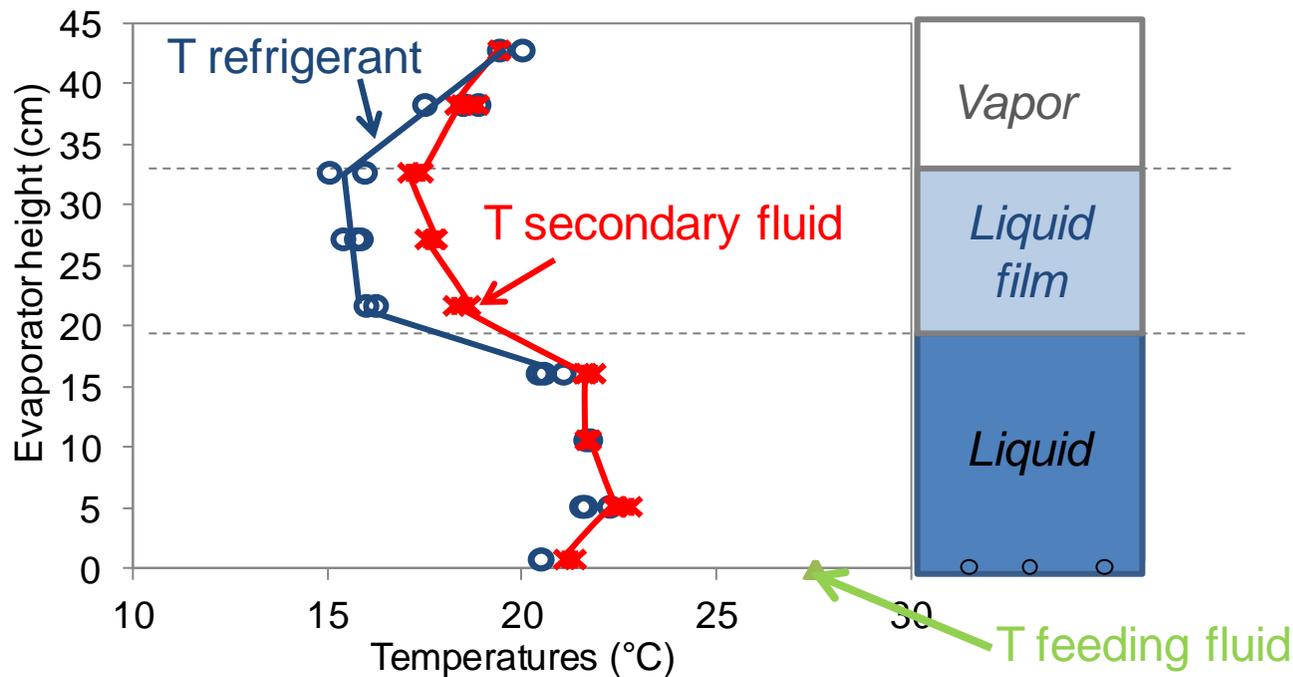
R2:

- Des bulles se recondensent en entrée du canal (A)
- Des bulles apparaissent périodiquement environ 5 cm en dessous de la surface libre (B)
- **Evaporation d'un film liquide créé lors de la rupture de la membrane de ces bulles (C)**



Comportement thermique

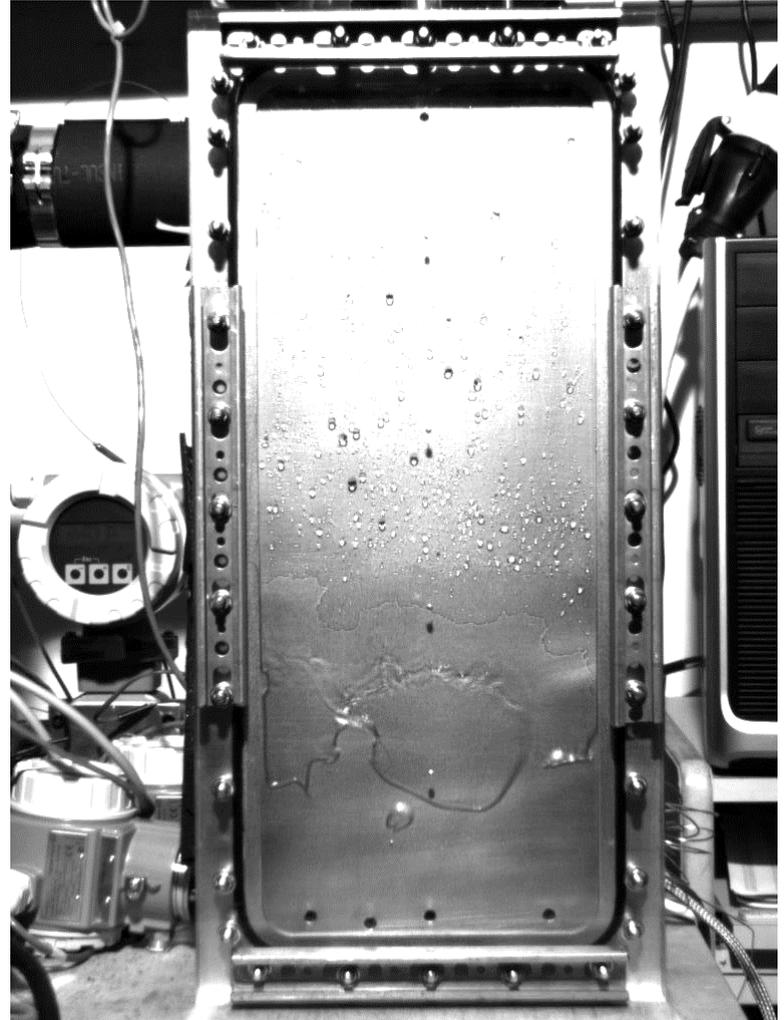
- Transfert de chaleur essentiellement localisé dans la zone d'évaporation du film



Profil de températures de la plaque centrale

Visualisation

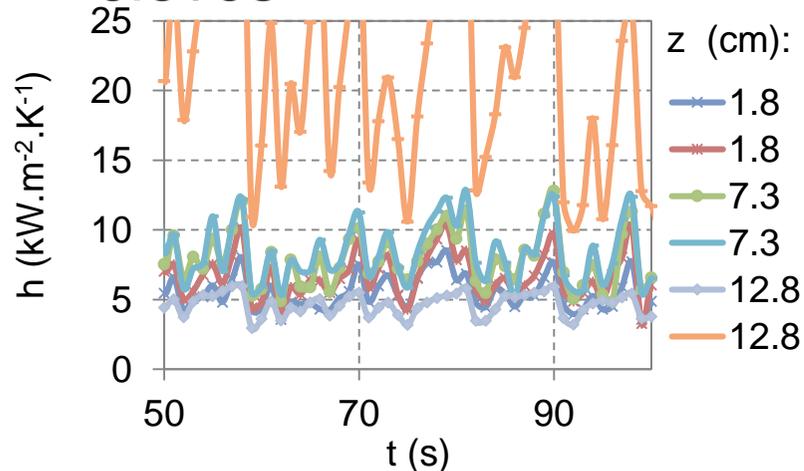
R3: La plupart des bulles entrant de le canal continue de grossir et projette du liquide sur la paroi de l'évaporateur



Comportement thermique

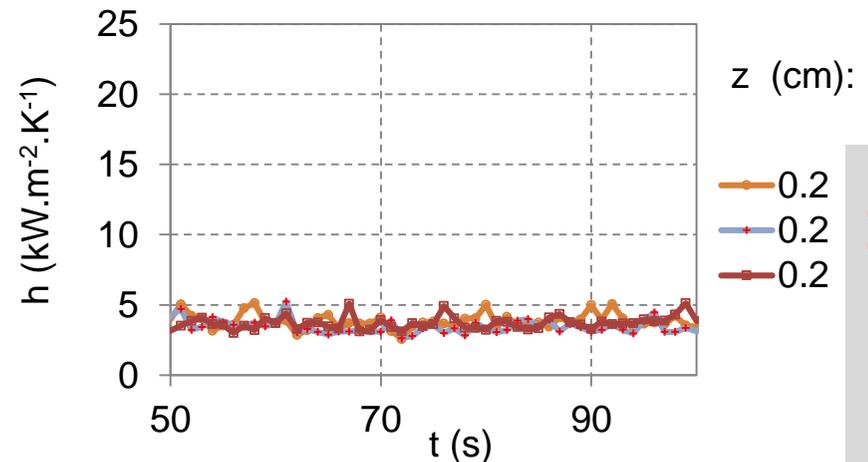
R2

- Transfert de chaleur par évaporation périodique
- Film plus fin
- Coefficients de transfert élevés



R3

- Transfert de chaleur par évaporation continu
- Film plus épais
- Coefficient de transfert plus faible



Comportement thermique

Profil de températures simplifié pour R2 et R3:

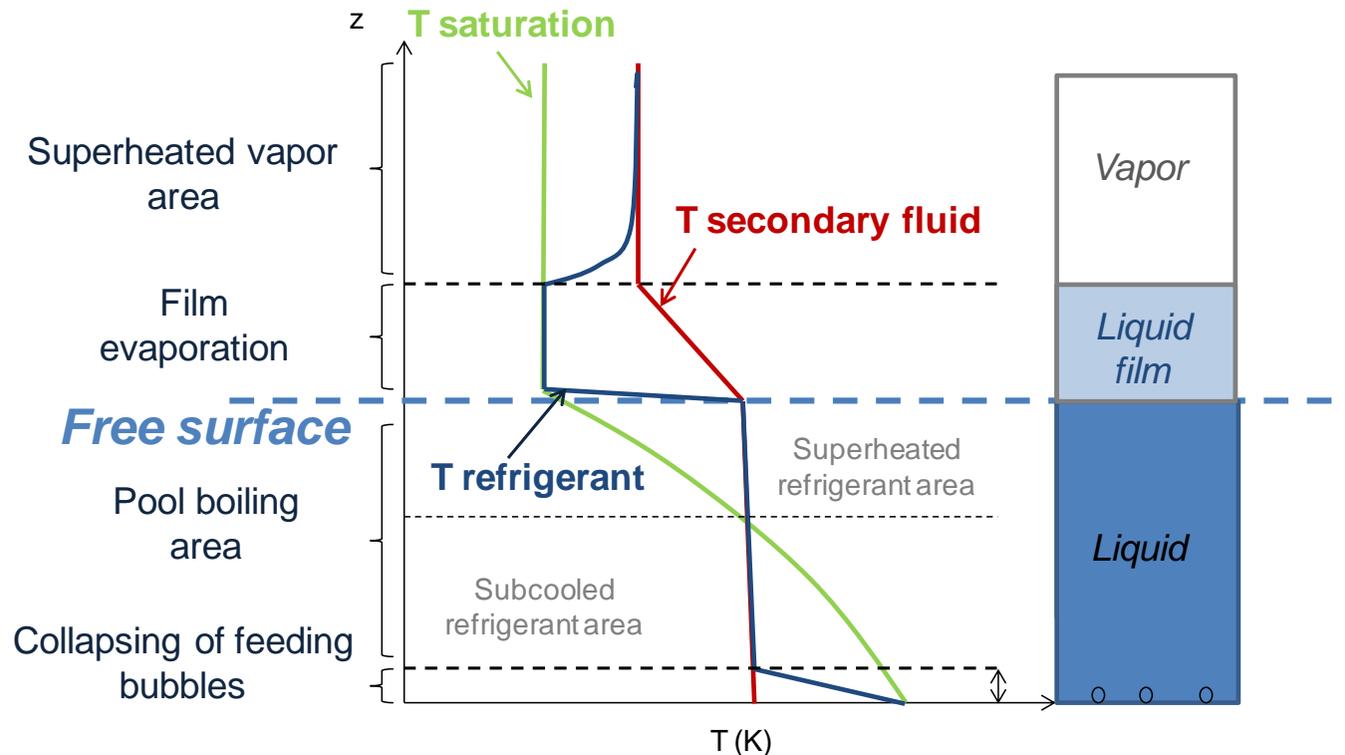


Schéma de l'évolution des températures du fluide secondaire et du fluide primaire en fonction de la hauteur de l'évaporateur

Comportement thermique

Profil de températures simplifié pour R2 et R3:

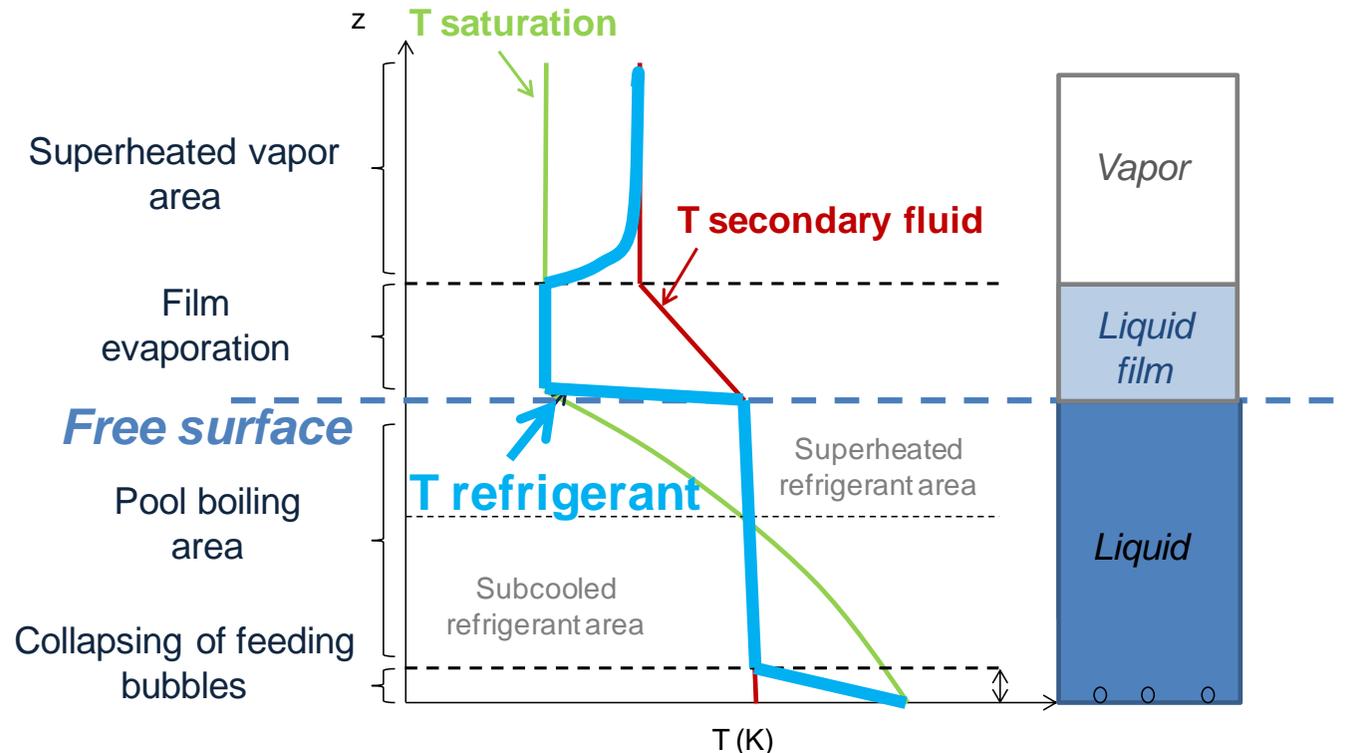


Schéma de l'évolution des températures du fluide secondaire et du fluide primaire en fonction de la hauteur de l'évaporateur

Comportement thermique

Profil de températures simplifié pour R2 et R3:

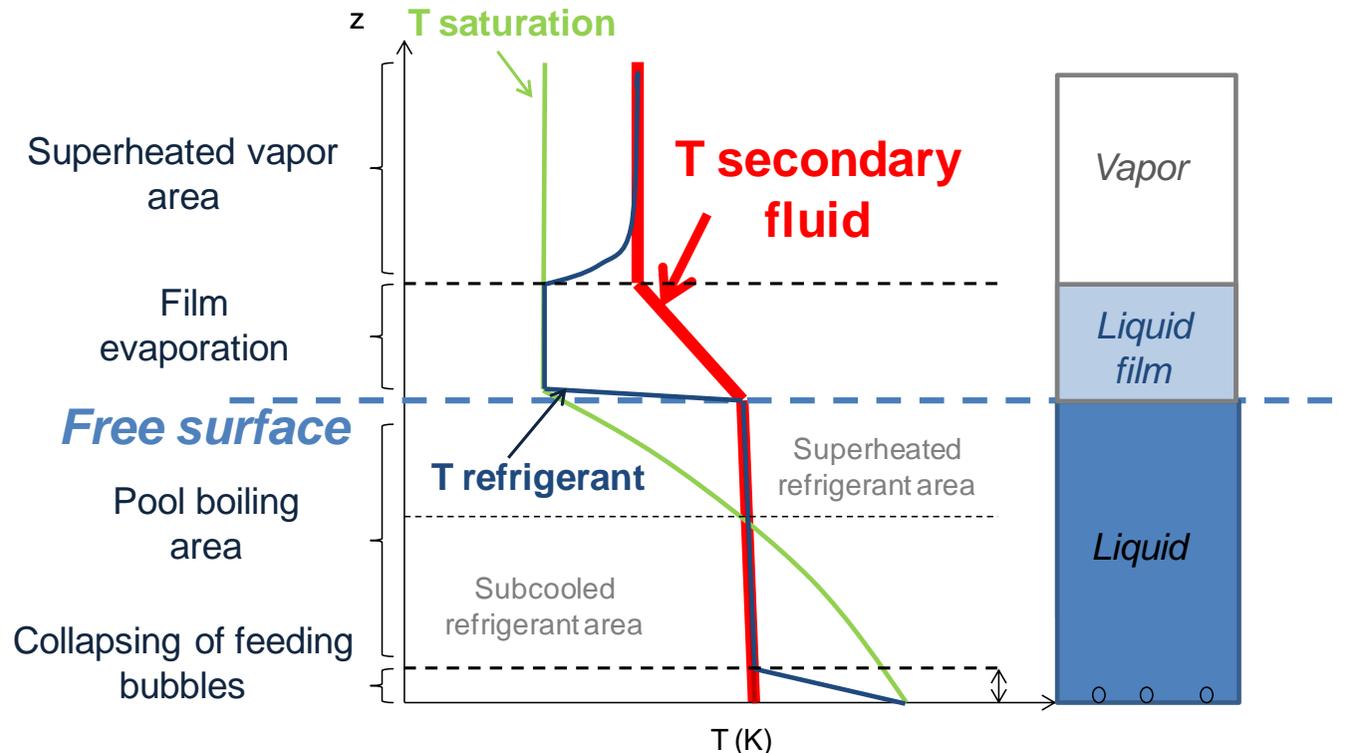


Schéma de l'évolution des températures du fluide secondaire et du fluide primaire en fonction de la hauteur de l'évaporateur

Comportement thermique

Coefficient de transfert global:

Liquide/vapeur HX

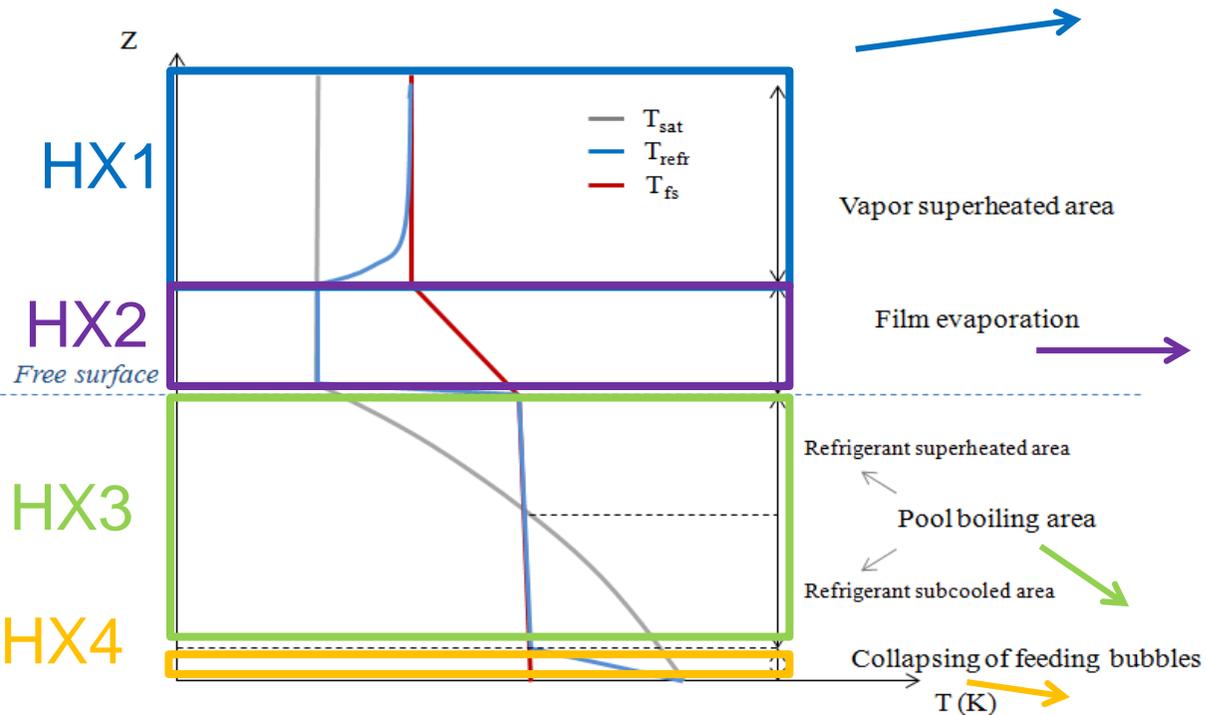
$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda} = 4.86$$

$$h = \frac{\dot{q}}{T_w - T_{sat}}$$

Responsable de plus de 70 % de la puissance frigorifique obtenue

Inversion de températures + manques d'informations

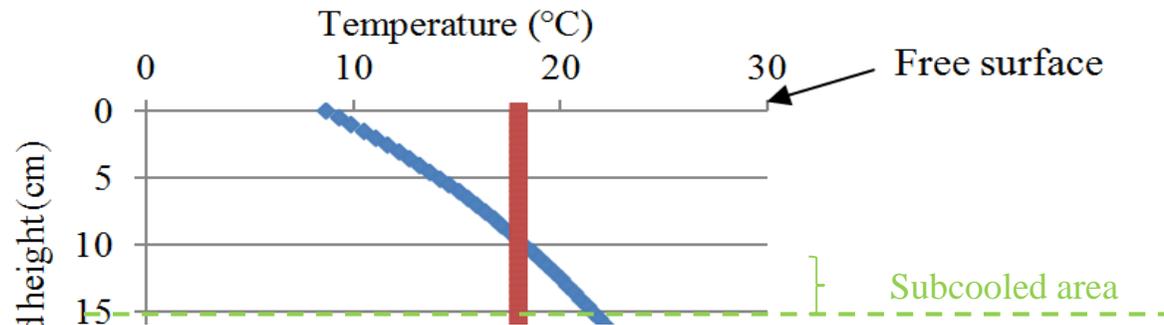
Approche locale



Comportement thermique

Il faut générer une bulle!! Mais:

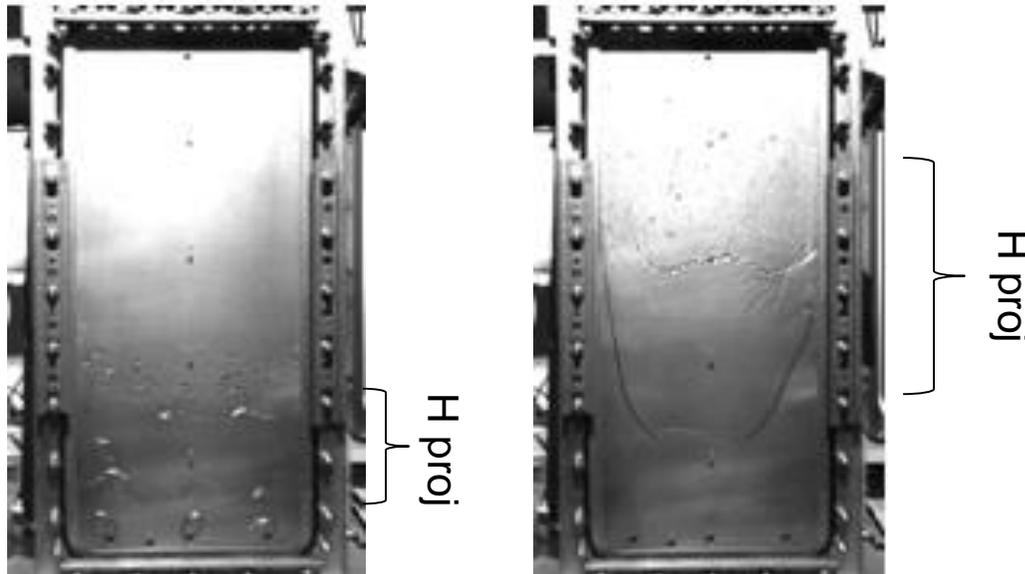
- Si H_l est importante: **conditions non favorable à la croissance d'une bulle**



$$\dot{Q}_{cool} = 231 \pm 9 \text{ W}$$

Comportement thermique

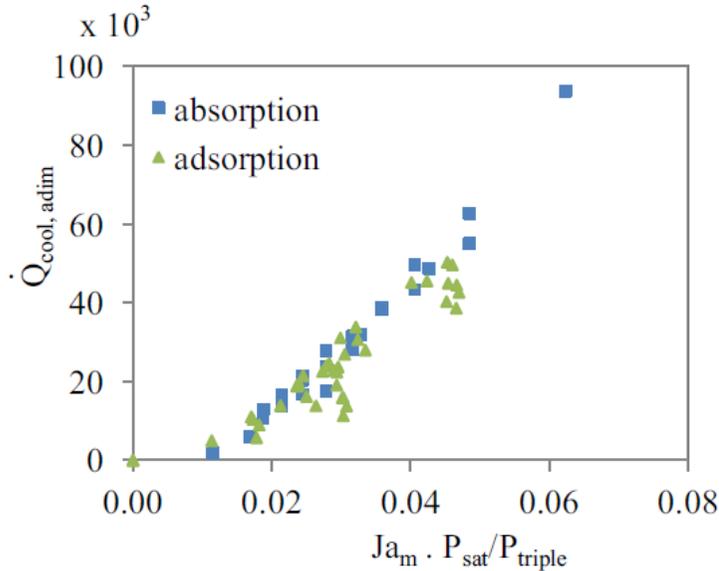
- Dans le même temps, un **certain volume de remplissage est nécessaire** pour projeter du liquide à une hauteur significative



- Il existe un **taux de remplissage optimal** pour des conditions de fonctionnement données

Approche par nombre adimensionnel

Recherche de nombres dimensionnants



$$\dot{Q}_{adim} = \dot{Q}_{cool} \cdot \frac{\rho_v}{\mu_l \sigma_l}$$

$$Ja_m = \frac{Cp_l (T_W - T_{sat})}{\Delta h_{IV}}$$

Propriétés thermophysiques de l'eau fortement influencées par la BP

Facteur impactant fortement la puissance obtenue

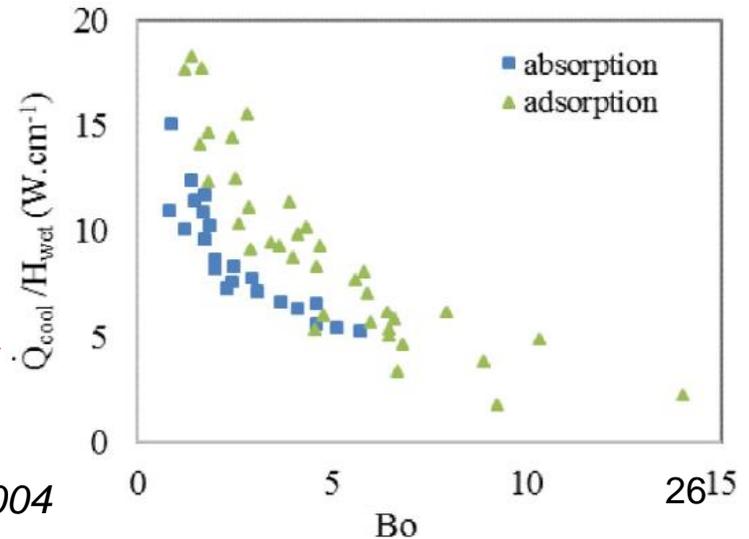
Longueur caractéristique prenant en compte les forces inertielle et visqueuse

$$Bo = \frac{h_l}{\frac{u^2}{2g} + \sqrt{\left(\frac{u^2}{2g}\right)^2 + L_c^2} + \frac{\mu u}{[(\rho_l - \rho_v)g]^2}}$$

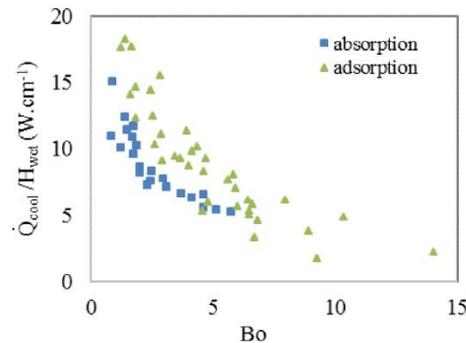
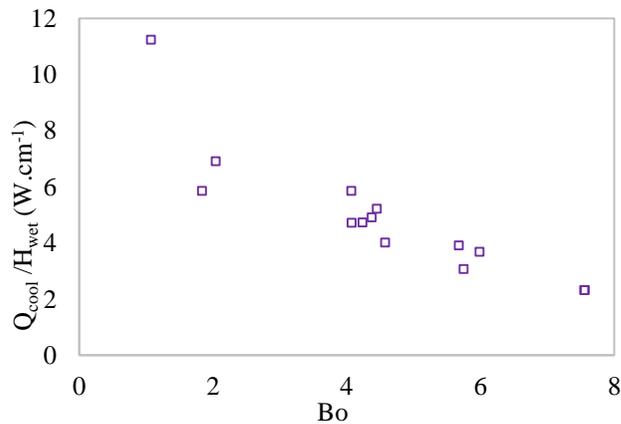
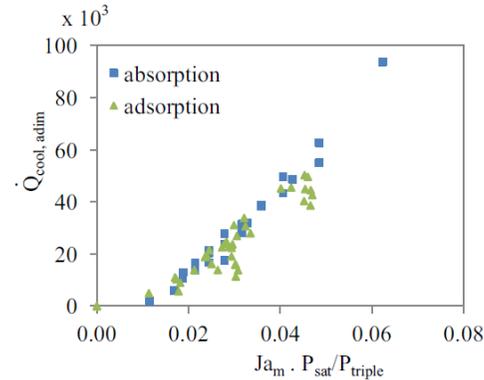
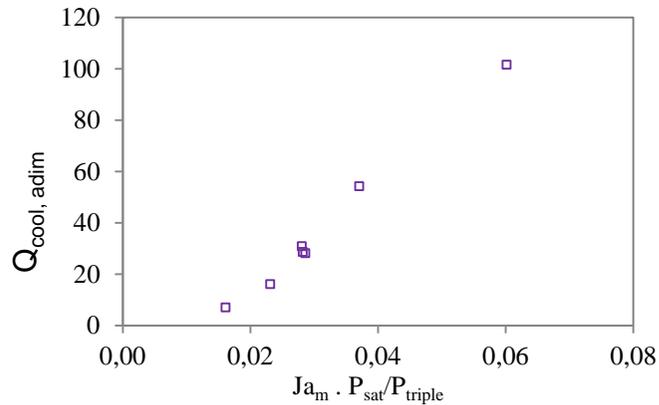
$$u = \sqrt{\frac{2}{3} \left(\frac{\Delta P}{\rho_l} \right)}$$

$L_c = \text{capillary length}$

Robinson and Judd, 2004



Approche par nombre adimensionnel



Evolutions similaires obtenues

Approche globale

Approche locale

Perspectives

- Analyse dimensionnelle afin de développer des corrélations utilisables pour pré-dimensionner puis dimensionner des évaporateurs compacts basse pression (→ travail avec d'autre fluide);
- Modélisation afin d'être à terme capable d'estimer la surface de film liquide créée quelque soit la géométrie du canal (→ intégration de facteurs de forme dans les corrélations);
- Modification de la taille et de l'état de surface de la plaque centrale (→ intégration de nouveaux paramètres dans les corrélations développées).

Merci de votre attention !



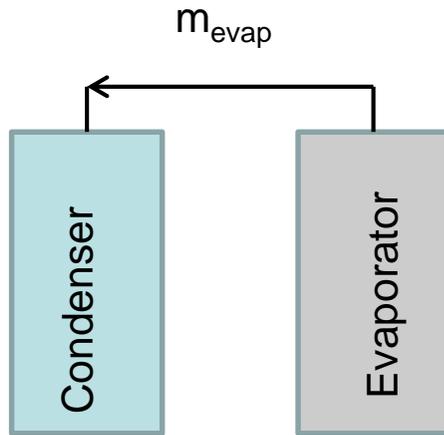
Projet financé par l'ANR sous la ref. ANR-11-SEED-0007-001

Partenaires : **le cnam** (porteur du projet)

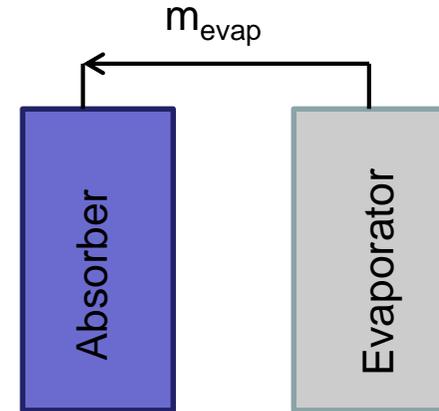
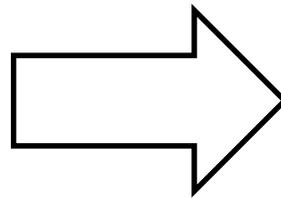


Comparison with absorption chiller operating conditions

Operating conditions realistic when compared to those of an absorption chiller ?



Experimental field



*Ideal absorption chiller
(infinite mass flow rate of
the solution)*

Comparison with absorption chiller operating conditions

Exp	$T_{\text{cond}}^{\text{c,fs}*}$ (°C)	8.5	2.87	10.38	4.74	6.62	4.74	6.62	12.26	8.5
Exp/ Abs	$T_{\text{ev}}^{\text{c,fs}*}$ (°C)	17.5	11.87	19.38	13.74	15.62	18.49	10.88	16.51	12.75
Abs	T_{abs} (°C)	42.29	35.47	44.56	37.75	40.02	43.73	34.1	40.77	36.33
	X_{LiBr} (-)	0.5146	0.5115	0.5155	0.5126	0.5136	0.5165	0.5099	0.5121	0.5107

→ the experimental setup covers a large range of absorption chiller operating conditions

Comparison with absorption chiller operating conditions

-  : usual absorption machines operating conditions for the points of the cycle represented by 
-  : location of points obtained by the model
-  : example of an absorption cycle point given by the model
-  : absorption cycle reconstruction knowing Lithium-bromide solution mass flow rate and evaporation mass flow rate

