

Comparaison de méthodes de modélisation système d'un stockage de vapeur par Matériaux à Changement de Phase

Teddy CHEDID^{1,2*}, Erwin FRANQUET², Pierre GARCIA¹, Jérôme POUVREAU¹, Jean-Pierre BEDECARRATS³

¹Univ. Grenoble Alpes, CEA, LITEN, DTCH, 38000 Grenoble, France

²Université Côte d'Azur, Polytech'Lab, France

³Université de Pau et des Pays de l'Adour, E2S UPPA, LaTEP, Pau, France

*(auteur correspondant : teddy.chedid@cea.fr)

Résumé – Deux méthodes numériques pour une simulation rapide d'un système de stockage de vapeur par Matériau à Changement de Phase de type tubes-calandre ont été développées. La première méthode consiste à discrétiser radialement le volume contenant le matériau de stockage tandis que la deuxième se base sur une approche 0D dans la direction radiale. Les résultats des deux modèles couplés avec un modèle d'écoulement diphasique eau liquide / vapeur d'eau à l'intérieur des tubes ont été comparés et validés avec des résultats expérimentaux d'un module prototype.

Nomenclature

C_p	capacité thermique massique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	α	coefficient d'échange, $W.m^{-2}.K^{-1}$
D_{th}	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$	β	coefficient de dilatation thermique, K^{-1}
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	φ	flux de chaleur, W
h	enthalpie massique, $J.kg^{-1}$	ν	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
k	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
l_c	longueur caractéristique, m	<i>Indices et exposants</i>	
l	hauteur d'eau, m	CP	changement de phase
L	chaleur latente de changement de phase solide-liquide, $J.kg^{-1}$	eq	équivalent
m	masse, kg	ext	frontière extérieure du domaine de calcul
\dot{m}	débit massique, $kg.s^{-1}$	f	fluide caloporteur
Nu	nombre de Nusselt	h	milieu homogène
ΔP	différence de pression, Pa	i	maille générique (direction radiale)
P	pression, Pa	j	maille générique (direction axiale)
R	rayon, m	liq	liquidus
Ra	nombre de Rayleigh	$liquide$	élément liquide
S_e	surface d'échange, m^2	MCP_l	MCP liquide
t	temps, s	MCP_s	MCP solide
T	température, $^{\circ}C$ ou K	sol	solidus
x_m	fraction massique de MCP	$solide$	élément solide
x_v	fraction volumique de MCP	t,ext	paroi externe du tube
Y_l	fraction liquide massique	t,int	paroi interne du tube
\bar{Y}_l	fraction liquide massique moyenne dans un volume de MCP	<i>Abréviations</i>	
z	position axiale, m	CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
<i>Symboles grecs</i>		GDV	Génération Directe de Vapeur
		MCP	Matériau à Changement de Phase

1 Introduction

Dans le cadre de la transition énergétique [1], le stockage de vapeur est un élément essentiel pour la récupération de la chaleur fatale sous forme de vapeur ainsi que pour les centrales solaires thermiques à Génération Directe de Vapeur (GDV) où il permet d'adapter la puissance

produite par la source de chaleur aux besoins du procédé. Parmi les technologies envisagées, le stockage de type tubes-calandre par Matériau à Changement de Phase (MCP) est intéressant [2-4] grâce à la capacité du MCP à stocker l'énergie à une température quasi constante, ce qui permet de minimiser les différences de température et pression de la vapeur entre charge et décharge. La modélisation des différents phénomènes physiques est réalisée sur une géométrie représentative d'un système de stockage par MCP à partir de calculs de mécanique des fluides numériques (CFD) qui exigent, en général, des ressources de calcul conséquentes. Ainsi, la mise au point de modèles permettant de dimensionner rapidement et avec précision un module de stockage est essentielle pour faciliter le passage de cette technologie dans l'industrie. Dans de tels modèles dits « système », différentes approches numériques peuvent être adoptées pour gérer le changement de phase des MCP [5]. Par ailleurs, au sein du MCP, les transferts thermiques sont influencés à la fois par la forme géométrique des ailettes placées sur le tube qui servent à intensifier les échanges de chaleur entre le fluide caloporteur et le MCP, ainsi que par les mouvements de convection naturelle dans le MCP fondu [6-8]. Ces effets peuvent être intégrés dans l'équation de conduction en employant une conductivité thermique équivalente du MCP déduit à partir de corrélations adimensionnelles issues des calculs CFD [9-10].

L'objectif de cette étude est donc de développer et valider une méthode de modélisation multi-échelles d'un stockage de vapeur de type tubes-calandre par MCP (Figure 1). L'écoulement diphasique d'eau liquide / vapeur d'eau à l'intérieur des tubes est représenté par un modèle homogène. Deux approches sont développées pour étudier les transferts thermiques au sein d'un matériau homogène formé du MCP et des ailettes, ainsi que pour résoudre le problème de changement de phase solide / liquide du MCP. La première méthode, la plus commune, consiste à discrétiser radialement le domaine autour des tubes : on parle alors d'un modèle 1D radial. La deuxième méthode consiste à ne pas mailler ce domaine dans la direction radiale, on parle d'un modèle 0D radial où la puissance thermique entre le fluide caloporteur et le matériau de stockage est déduite selon les conditions dans le système. Les effets de la géométrie du système ainsi que des mouvements de convection sont pris en compte à l'aide d'une corrélation reliant les nombres adimensionnels de Nusselt et de Rayleigh. Cette corrélation a été construite par Beust *et al.* [10] à partir de calculs CFD pour des cas de charge (fusion du MCP) du module prototype étudié dans cet article :

$$\begin{cases} Nu = 0.402 Ra^{0.306} & 0 < \bar{Y}_l < 0.98 \\ Nu = \frac{\bar{Y}_l - 0.98}{0.02} (2.614 Ra^{0.196}) + \frac{1 - \bar{Y}_l}{0.02} (0.402 Ra^{0.306}) & 0.98 < \bar{Y}_l < 1 \\ Nu = 2.614 Ra^{0.196} & \bar{Y}_l = 1 \end{cases} \quad (1)$$

$$Nu = \frac{\varphi_{t,ext}}{S_{t,ext} (T_{t,ext} - \bar{T}_{MCP,l})} \frac{l_c}{k_{MCP,l}} \quad (2)$$

$$Ra = g \left(\frac{\beta}{\nu D_{th}} \right)_{MCP,l} (T_{t,ext} - \bar{T}_{MCP,l}) l_c^3 \quad (3)$$

Les grandeurs caractéristiques retenues lors de la construction de ces corrélations, $\bar{T}_{MCP,l}$ et l_c , sont respectivement la température moyenne et l'épaisseur de la couche de MCP liquide. \bar{Y}_l est la fraction liquide massique moyenne dans un volume de MCP.

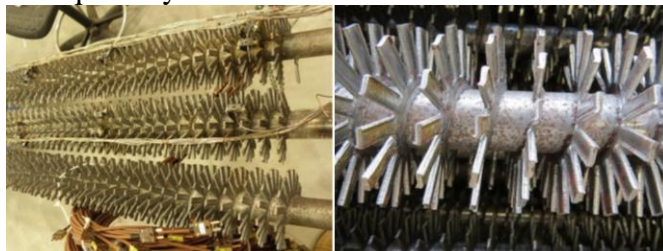


Figure 1 : Photographies des tubes à ailettes du module prototype

2 Description des modèles numériques

2.1 Écoulement diphasique eau liquide / vapeur à l'intérieur des tubes

L'intérieur du tube est discrétisé dans la direction axiale. Dans chaque maille, les deux phases liquide et gazeuse sont supposées avoir la même température et la même vitesse (modèle homogène). Les transferts thermiques par conduction dans la direction axiale ainsi que les effets de la gravité, de la viscosité et les pertes de charges sont négligés. En conséquence, l'écoulement est représenté à l'aide des deux équations de conservation de la masse et d'énergie :

$$\pi R_{t,int}^2 \frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}_f}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

$$\pi R_{t,int}^2 \rho_f \frac{\partial h_f}{\partial t} + \dot{m}_f \frac{\partial h_f}{\partial z} = \pi R_{t,int}^2 \frac{\partial p_f}{\partial t} + 2\pi R_{t,int} \alpha_f (T_{t,int} - T_f) \quad (5)$$

Le coefficient d'échange entre le fluide caloporteur et la paroi interne du tube α_f est exprimé à l'aide des corrélations adaptées selon le régime de l'écoulement [11].

2.2 Modèle 1D radial

À l'extérieur du tube, on considère un matériau homogène MCP + ailettes occupant tout le domaine. La puissance thermique étant essentiellement transférée du fluide caloporteur vers le stockage dans la direction radiale, les échanges thermiques dans la direction axiale sont négligés au sein du MCP. Le modèle 1D radial consiste à discrétiser le domaine dans cette direction, ainsi la résolution de l'équation de chaleur est basée sur une formulation de volume fini :

$$\rho_h c_{p,h}(T) \frac{\partial T_h}{\partial t} = \nabla (k_{eq} \nabla T_h) \quad (6)$$

Dans chaque maille, le MCP et les ailettes sont supposés avoir la même température. Les expressions de la masse volumique et de la capacité thermique du milieu homogène prennent en compte la fraction massique et volumique de chaque matériau dans le domaine. Le problème de changement de phase quasi-isotherme solide – liquide du MCP est traité à l'aide de la méthode de capacité thermique équivalente. Ainsi, l'expression de $C_{p,MCP}$ adopte la forme suivante :

$$C_{p,MCP} = \begin{cases} C_{p,MCP_s} & \text{pour } T_h < T_{sol} \\ \frac{L}{T_{liq} - T_{sol}} & \text{pour } T_{sol} \leq T_h \leq T_{liq} \\ C_{p,MCP_l} & \text{pour } T_h \geq T_{liq} \end{cases} \quad (7)$$

Où L est la chaleur latente de changement de phase, T_{sol} et T_{liq} sont respectivement la température solidus et liquidus du MCP. La fraction du MCP fondu dans chaque maille est ensuite calculée de la manière suivante :

$$Y_l = \frac{T_h - T_{sol}}{T_{liq} - T_{sol}} \quad (8)$$

Le calcul d'une conductivité thermique équivalente λ_{eq} dans l'équation de chaleur (6) permet de tenir compte des effets de la convection naturelle dans le MCP liquide. Cette conductivité sera calculée à partir des corrélations de l'équation (1). L'estimation des nombres adimensionnels nécessite la prédiction de $\overline{T}_{MCP,l}$ et l_c , calculés selon les expressions suivantes :

$$\overline{T_{MCP,l}} = \frac{\sum_{i=1}^{nb \text{ mailles}} C p_i \cdot \rho_i \cdot Y_{l,i} \cdot V_i \cdot x_{v,i} \cdot T_i}{\sum_{i=1}^{nb \text{ mailles}} C p_i \cdot \rho_i \cdot Y_{l,i} \cdot V_i \cdot x_{v,i}} \quad (9)$$

$$l_c = -R_{t,ext} + \sqrt{R_{t,ext}^2 + (R_{ext}^2 - R_{t,ext}^2) \overline{Y}_l} \quad (10)$$

2.3 Modèle 0D radial

Afin d'atteindre son objectif d'être utilisé pour dimensionner des systèmes de stockage de taille industrielle, la fonction principale du modèle système est de prédire le bon flux de chaleur échangé entre le fluide caloporteur et le matériau de stockage. L'intégration des corrélations qui permettent d'obtenir ce flux en tenant compte des effets de la géométrie du système ainsi que des différents phénomènes physiques permet d'envisager un modèle numérique 0D du côté du MCP. L'obtention de ce flux à partir d'une corrélation adimensionnelle, comme celle de l'équation (1), exige la prédiction des grandeurs caractéristiques selon les définitions retenues lors de sa construction. Dans notre cas, ces grandeurs sont la température moyenne et l'épaisseur de la couche du MCP liquide. La fonctionnalité de ce modèle 0D dans la direction radiale est de prédire, à partir du flux échangé au niveau de la paroi du tube, l'évolution de la température moyenne dans les couches solide ($\overline{T_{solide}}$) et liquide ($\overline{T_{MCP,l}}$) ainsi que l'avancement local de la fusion (\overline{Y}_l) entre la paroi externe du tube et l'extrémité du domaine. Le modèle consiste donc à résoudre les équations correspondantes selon le mode de charge. Il existe trois modes définis selon la température à la paroi externe du tube ($T_{t,ext}$):

1. Pour $T_{t,ext} < T_{CP}$: tout le MCP est en phase solide, la charge est en chaleur sensible. Le flux de chaleur transféré par conduction entre la paroi externe du tube et la moitié de la région contenant le matériau homogène sert uniquement à chauffer ce dernier :

$$\varphi_{t,ext} = \varphi_{solide} = \frac{2\pi z k_{h,solide}}{\ln\left(\frac{R_{ext} + R_{t,ext}}{2R_{t,ext}}\right)} (T_{t,ext} - \overline{T_{solide}}) = m_h C_{p,h,solide} \frac{\partial \overline{T_{solide}}}{\partial t} \quad (11)$$

2. Pour $T_{t,ext} > T_{CP}$ et $0 < \overline{Y}_l < 1$: charge de l'énergie latente. $\varphi_{t,ext}$ est déterminé à partir de la corrélation de l'équation (1). Ce flux est divisé en une partie sensible qui sert à chauffer les fractions solide et liquide du domaine, et une partie latente qui déplace le front de fusion entre la paroi externe du tube et la frontière extrême du domaine de calcul. Les équations consécutives pour obtenir les différents flux sont les suivantes :

$$\varphi_{t,ext} = 2\pi z R_{t,ext} (T_{t,ext} - \overline{T_{MCP,l}}) \frac{k_{MCP,l}}{l_c} Nu \quad (12)$$

$$\varphi_{solide} = \frac{2\pi z k_{h,solide}}{\ln\left(\frac{R_{ext} + R_{t,ext} + l_c}{2R_{t,ext} + l_c}\right)} (T_{CP} - \overline{T_{solide}}) = m_h C_{p,h,solide} \frac{\partial \overline{T_{solide}}}{\partial t} \quad (13)$$

$$\varphi_{liquide} = m_h C_{p,h,liquide} \frac{\partial \overline{T_{MCP,l}}}{\partial t} \quad (14)$$

$$\varphi_{lat} = \varphi_{t,ext} - \varphi_{solide} - \varphi_{liquide} = \frac{\partial}{\partial t} (x_m m_h L \overline{Y}_l) \quad (15)$$

La fraction solide est limitée entre le front de fusion et l'extrémité du domaine où une condition adiabatique est appliquée. Par conséquent, le flux transféré par conduction entre le front et la moitié de la partie solide permet de calculer à chaque instant la température moyenne solide $\overline{T_{solide}}$. Par contre, du côté liquide, la température moyenne $\overline{T_{MCP,l}}$ reste inconnue et sa prédiction nécessite l'introduction d'une équation supplémentaire. L'utilisation d'un modèle non maillé dans la direction radiale exige donc l'importation d'une deuxième corrélation qui permettra l'estimation des flux de chaleur échangés entre la partie liquide et le front de fusion.

La construction d'une telle corrélation est envisagée dans des prochains travaux CFD. Dans cette étude, l'évolution au cours de la fusion de $\overline{T}_{MCP,l}$ est issue d'une corrélation (polynôme de degré 6) construite à partir de précédentes simulations [10] :

$$\overline{T}_{MCP,l} = 66.134\overline{Y}_l^6 - 107.33\overline{Y}_l^5 + 25.71\overline{Y}_l^4 + 33.931\overline{Y}_l^3 - 13.516\overline{Y}_l^2 - 0.7147\overline{Y}_l + 308.69 \quad (16)$$

3. Pour $T_{t,ext} > T_{CP}$ et $\overline{Y}_l = 1$: tout le MCP est fondu, la charge continue en chaleur sensible. $\varphi_{t,ext}$ est déterminé à partir de la corrélation (1) et sert à faire évoluer $\overline{T}_{MCP,l}$; la seule équation à résoudre est donc la suivante :

$$\varphi_{t,ext} = \varphi_{liquide} = 2\pi z R_{t,ext} (T_{t,ext} - \overline{T}_{MCP,l}) \frac{k_{MCP,l}}{lc} Nu = m_h C_{p,h,liquide} \frac{\partial \overline{T}_{MCP,l}}{\partial t} \quad (17)$$

3 Cas d'application

3.1 Module prototype

Le module prototype, installé au CEA Grenoble, est constitué d'une calandre de 5.3 m de haut et de 559 mm de diamètre. Le fluide caloporteur circule dans un faisceau de 19 tubes sur lesquels des ailettes en acier de forme rectangulaire sont disposées (Figure 1). Le module contient environ 1700 kg de MCP qui est le nitrate de sodium NaNO_3 de grade industriel. Ce matériau subit son changement de phase solide-liquide autour de 305°C , ce qui le rend attractif pour l'application des centrales solaires thermiques GDV. De ce fait, ce module est relié à une boucle de génération de vapeur haute température et haute pression.

Les différents paramètres des modèles systèmes sont regroupés dans le tableau suivant :

Géométrie	Rayon interne	Rayon externe	Rayon externe du	Hauteur du tube		
	tube $R_{t,int}$	tube $R_{t,ext}$	domaine R_{ext}	H		
	mm	mm	mm	m		
	13.59	15.88	51	4.08		
Propriétés	ρ	C_p	κ	L	T_{sol}	T_{liq}
matériaux	kg.m^{-3}	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	kJ.kg^{-1}	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$
MCP solide	1927	1813	0.72	173.3 [12]	303.3 [12]	306.6 [12]
MCP liquide	1927	1704	0.515			
Ailettes	7764	542.8	50.33	-	-	-

Tableau 1 : Paramètres des modèles systèmes

3.2 Résultats et discussions

L'évaluation des prédictions des deux modèles systèmes présentés dans cette étude sera réalisée par comparaisons aux résultats expérimentaux d'un cas de charge du module de stockage. Au cours de la charge, de la vapeur est injectée en haut du tube à un débit (0.02 kg.s^{-1}), une pression (105.1 bar) et une température (315°C) fixe ; on parle donc d'une charge à pression fixe. Initialement, les tubes sont remplis d'eau liquide sous-refroidie à une température de 286°C , la température de saturation à cette pression est de 314.6°C . L'ensemble de la paroi du tube, des ailettes et du MCP est initialement à 284.9°C , le MCP est donc en phase solide. Les simulations sont réalisées à l'aide du logiciel DYMOLA. Pour les deux modèles, l'intérieur du tube est discrétisé dans la direction axiale en 20 mailles. Dans la direction radiale, l'épaisseur de la paroi du tube est représentée par une seule maille. Pour le modèle 1D radial, la zone contenant le matériau homogène MCP + ailettes est discrétisée avec 20 mailles.

Sur la Figure 2, le niveau d'eau à l'intérieur des tubes prédit par les deux modèles systèmes 0D et 1D radial est comparé aux résultats expérimentaux. Pour une charge à pression fixe, la

vapeur injectée en haut du tube transfère sa chaleur au matériau du stockage et se condense selon un régime de condensation en film. Les valeurs obtenues correspondent donc à un niveau horizontal à l'intérieur du tube séparant le volume d'eau liquide de la vapeur. Pour les modèles systèmes, ce niveau est calculé à partir de la masse d'eau liquide dans chaque sous-volume :

$$l = \frac{m_{eau\ liquide}}{\pi R_{t,int}^2 \rho_{sat,liquide}} = \frac{\sum_{j=1}^{nb.maill\es} \rho_{eau,j} V_j (1 - x_j)}{\pi R_{t,int}^2 \rho_{sat,liquide}} \quad (18)$$

Expérimentalement, le niveau est calculé à partir d'une différence de pression entre l'intérieur des tubes et une colonne d'eau à la température ambiante de hauteur H :

$$l = \frac{\rho_{liquide} g H - \Delta P}{(\rho_{liquide}^{sat} + \rho_{vapeur}^{sat}) g} \quad (19)$$

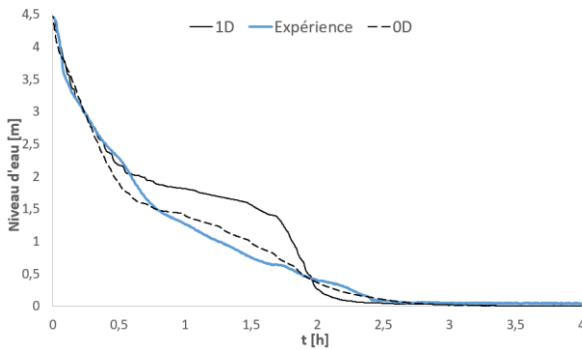


Figure 2: Évolution dans le temps du niveau d'eau à l'intérieur du tube

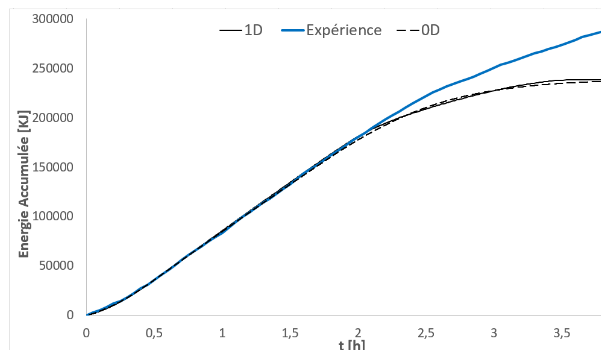


Figure 3: Évolution dans le temps de l'énergie accumulée par le module de stockage

Pour une charge à pression fixe, la résistance thermique du côté MCP augmente avec la progression de la fusion, cela signifie que la puissance thermique échangée au niveau du tube diminue au cours du temps. Ainsi, la longueur du tube nécessaire pour condenser entièrement la vapeur augmente, ce qui résulte d'un déplacement du niveau d'eau du haut vers le bas au cours de la charge. Pour analyser l'écart sur les valeurs prédites par les deux modèles systèmes, des graphes illustrant le niveau d'eau à l'intérieur du tube calculé par l'équation (18) ainsi que l'avancement de la fusion du côté MCP sont tracés pour trois instants dans la Figure 4. La position du front séparant la fraction liquide de la fraction solide MCP est calculée à partir de l'équation (10). Au début de la charge (à $t=0.3h$), une fraction du MCP commence à fondre en haut du domaine, la faible épaisseur de la couche liquide, confinée dans l'espace situé entre les ailettes, empêche la génération des boucles de convection au sein du MCP liquide : en conséquence, le transfert de chaleur s'effectue ainsi majoritairement par conduction [11]. Le niveau d'eau prédit par les deux modèles systèmes est alors en bon accord avec les résultats expérimentaux. Pour $0.3h < t < 2h$, la fraction fondue du MCP augmente et le front de fusion progresse entre les deux extrémités du domaine. La Figure 2 montre un écart sur le niveau d'eau obtenu par les deux modèles systèmes. En moyenne, le modèle 1D radial prédit un niveau d'eau supérieur de 0.4m par rapport au modèle 0D radial. Pour $t=1h$ et $t=1.7h$, le front de fusion prédit par le modèle 1D radial est en avance par rapport à celui prédit par le 0D radial (Figure 4), cela signifie que la puissance thermique échangée entre la vapeur et le MCP est plus importante dans le modèle 1D radial, ce qui entraîne une condensation entière de la vapeur sur une longueur du tube moins importante et par conséquent un niveau d'eau plus élevé.

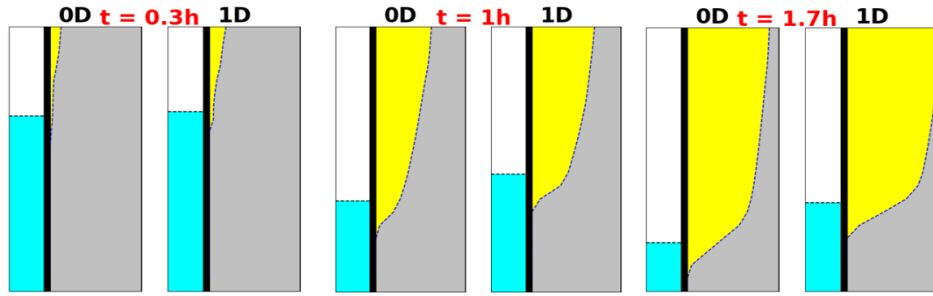


Figure 4 : Illustration du niveau d'eau dans les tubes et du front de fusion du MCP pour trois instants
 blanc : vapeur, bleu : eau liquide, jaune : MCP liquide, gris : MCP solide.

Malgré les écarts des résultats à l'échelle locale des deux modèles systèmes entre eux et avec l'expérience, l'estimation de l'énergie accumulée dans le module de stockage au cours de l'essai, représentée dans la Figure 3, montre un accord satisfaisant avec l'expérience pour la plupart de la charge. Expérimentalement, cette énergie est obtenue à l'aide d'un bilan d'enthalpie du fluide caloporteur, effectué à l'aide des thermocouples disposés dans les collecteurs à l'entrée et la sortie du module. À partir de $t = 2h$, l'énergie évolue asymptotiquement dans les modèles systèmes, tandis qu'elle continue à croître expérimentalement. Cette augmentation est attribuée à la fusion d'un volume de MCP passif situé entre la couronne périphérique du faisceau de tubes et la paroi de la calandre non représenté dans les modèles numériques [11].

Les écarts à l'échelle locale entre les deux modèles systèmes provient probablement de la différence dans le calcul des grandeurs caractéristiques nécessaires au calcul des nombres adimensionnels (équations (2) et (3)). L'ajustement de $\overline{T_{MCP,l}}$ dans le modèle 0D radial à partir des simulations CFD (équation (16)) a permis à ce modèle de prédire le bon flux thermique échangé au niveau de la paroi du tube. D'où, ensuite, un bon accord sur l'évolution du niveau d'eau avec l'expérience. Par contre, pour le modèle 1D radial, l'utilisation de l'équation (9) résulte en une différence des valeurs de $\overline{T_{MCP,l}}$ avec la CFD. L'évolution de $\overline{T_{MCP,l}}$ en fonction de la fraction massique fondue pour les deux modèles systèmes est représentée dans la Figure 5. La sous-estimation de $\overline{T_{MCP,l}}$ dans le modèle 1D radial conduit à une augmentation des valeurs des nombres de Rayleigh et de Nusselt et, de facto, à une augmentation de la puissance thermique échangée au niveau la paroi du tube. Cette différence pourrait être liée à la non-prise en charge des transferts thermiques verticaux entre les sous-domaines, causés par les mouvements de convection naturelle dans le MCP fondu. Pour une charge à pression fixe, la distribution de la chaleur est non uniforme sur la hauteur du tube, et donc, au bout d'un certain temps, la fusion sera plus avancée dans le haut du tube que dans le bas. Cela devrait favoriser le développement des mouvements de convection naturelle dans le MCP liquide et permettre un transport de chaleur important sur la hauteur. Une piste d'amélioration des modèles numériques pourrait donc être de prendre en compte ces transferts verticaux à l'aide d'une seconde corrélation déduite des résultats CFD, afin d'avoir une meilleure prédiction de la température locale du MCP liquide, et donc du flux de chaleur transmis.

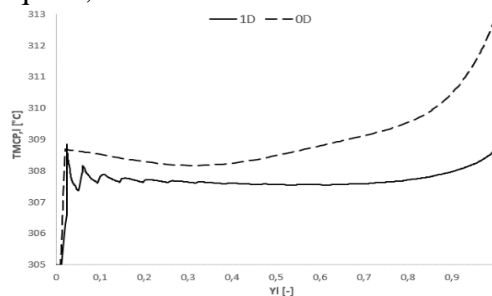


Figure 5: Évolution de $\overline{T_{MCP,l}}$ en fonction de $\overline{Y_l}$ pour les deux modèles systèmes

4 Conclusion

En conclusion, deux méthodes numériques pour simuler les transferts thermiques dans le matériau de stockage d'un système de stockage de vapeur de type tubes-calandre ont été présentées. Malgré les meilleurs résultats du modèle 0D radial par rapport au modèle discrétisé, l'ajustement de la température moyenne de la fraction liquide aux résultats CFD empêche la généralisation de cette méthode pour d'autres conditions d'essais. L'intégration d'une solution permettant l'estimation de la puissance thermique échangée au niveau du front de fusion reste un défi du modèle. En outre, une amélioration des résultats à l'échelle locale des deux modèles peut être attendue par la prise en compte du flux de chaleur transféré verticalement, entre les sous-domaines, lié aux mouvements de convection dans le MCP fondu.

Références

- [1] Ministère de la Transition écologique et solidaire. <https://www.ecologie.gouv.fr/en-finir-energies-fossiles-et-sengager-vers-neutralite-carbone>
- [2] P. Garcia, V. Vuillerme, M. Olcese, N. El Mourchid, Design and modelling of an innovative three-stage thermal storage system for direct steam generation CSP plants, AIP Conference Proceedings 1734 (2016).
- [3] D. Laing, T. Bauer, N. Breidenbach, B. Hachmann, and M. Johnson, "Development of high temperature phase-change-material storages," *Applied Energy*, 2013, 497–504.
- [4] M. Johnson, J. Vogel, M. Hempel, A. Dengel, M. Seitz, B. Hachmann, High Temperature Latent Heat Thermal Energy Storage Integration in a Co-gen Plant, *Energy Procedia*, 2015, 281-288.
- [5] Xing Jin, Huoyan Hu, Xing Shi, Xin Zhou, Xiaosong Zhang, Comparison of two numerical heat transfer models for phase change material board, *Applied Thermal Engineering*, 2018, 1331-1339.
- [6] S. Saeed Mostafavi Tehrani, Gonzalo Diarce, Robert A. Taylor, The error of neglecting natural convection in high temperature vertical shell-and-tube latent heat thermal energy storage systems, *Solar Energy*, 2018, 489-501.
- [7] Mateo Kirincic, Anica Trp, Kristian Lenic, Influence of natural convection during melting and solidification of paraffin in a longitudinally finned shell-and-tube latent thermal energy storage on the applicability of developed numerical models, *Renewable Energy*, 2021, 1329-1344.
- [8] Shengqi Zhang, Liang Pu, Lingling Xu, Minghao Dai, Study on dominant heat transfer mechanism in vertical smooth/finned-tube thermal energy storage during charging process, *Applied Thermal Engineering*, 2022.
- [9] S. Saeed Mostafavi Tehrani, Yashar Shoraka, Gonzalo Diarce, Robert A. Taylor, An improved, generalized effective thermal conductivity method for rapid design of high temperature shell-and-tube latent heat thermal energy storage systems, *Renewable Energy*, 2019, 694-708.
- [10] Clément Beust, Erwin Franquet, Jean-Pierre Bédécarrats, Pierre Garcia, Predictive approach of heat transfer for the modelling of large-scale latent heat storages, *Renewable Energy*, 2020, 502-514.
- [11] Clément Beust, Modélisation multi-échelles d'un système de stockage thermique de vapeur par Matériau à Changement de Phase (MCP), PhD Thesis, Université de Pau et des Pays de l'Adour.
- [12] Adrien Lomonaco, Didier Haillot, Eric Pernot, Erwin Franquet, Jean-Pierre Bédécarrats, Sodium nitrate thermal behavior in latent heat thermal energy storage: A study of the impact of sodium nitrite on melting temperature and enthalpy, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2016, 81-87.