



REPUBLIQUE TUNISIENNE  
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE  
SCIENTIFIQUE

\*\*\*\*\*

UNIVERSITÉ DE  
MONASTIR

ÉCOLE NATIONALE D'INGÉNIEURS DE MONASTIR



# THÈSE

Présentée à

**L'École Nationale d'Ingénieurs de Monastir**

En vue de l'obtention du

**DOCTORAT**

En Génie Énergétique

Par

**AROUA GHEDIRA**

---

**Étude et modélisation des super conducteurs de la chaleur caloducs**

---

Soutenue publiquement le 30/12/2024 devant le jury composé de :

Mme. Jalila Sghaier

Mr. Mohamed Hichem Gazzah

Mr. Mohamed Naceur Borjini

Mme. Leila Zili Ghédira

Mr. Abdelmajid Jemni

Professeur, ENIM

Professeur, FSM

Professeur, ENIM

Maître de conférences, ENIM

Professeur, ENIM

Président du jury

Rapporteur

Rapporteur

Examinateur

Directeur de Thèse

# Table de matière

<b>Introduction Générale.....</b>	<b>2</b>
<b>Chapitre 1 Etude bibliographique</b>	
<b>1.1 Introduction .....</b>	<b>5</b>
<b>1.2 Caloduc à mèche.....</b>	<b>6</b>
<b>1.2.1 Principe de fonctionnement d'un caloduc.....</b>	<b>6</b>
<b>1.2.2 Construction du caloduc.....</b>	<b>7</b>
<b>1.2.3 Matériaux des conteneurs.....</b>	<b>7</b>
<b>1.2.4 Fluides de travail.....</b>	<b>7</b>
<b>1.2.5 Structure de la mèche.....</b>	<b>9</b>
<b>1.2.6 Remplissage de la charge.....</b>	<b>10</b>
<b>1.3 Refroidissement par transpiration .....</b>	<b>10</b>
<b>1.3.1 Historique du refroidissement par transpiration .....</b>	<b>12</b>
<b>1.3.2 Principe .....</b>	<b>13</b>
<b>1.4 Milieu poreux .....</b>	<b>14</b>
<b>1.4.1 Présentation .....</b>	<b>14</b>
<b>1.4.2 Le volume représentatif élémentaire (V. E. R.) .....</b>	<b>15</b>
<b>1.4.3 Refroidissement par transpiration et forte dépendance aux matériaux.....</b>	<b>17</b>
<b>1.5 Changement de phase .....</b>	<b>18</b>
<b>1.5.1 Écoulements multiphasiques .....</b>	<b>18</b>
<b>1.5.2 Phénomènes de changement de phase interfaciale .....</b>	<b>19</b>
<b>1.5.3 Méthodes de suivi des interfaces .....</b>	<b>20</b>

1.6 Utilisation de l'outil OpenFOAM .....	22
1.7 Étude bibliographique .....	25
1.8 Conclusion .....	34
Références.....	35

## **Chapitre 2 Modélisation mathématique**

2.1 Introduction .....	53
2.2 Formulation différentielle .....	53
2.2.1 Modèles multi-fluides moyennés en volume .....	54
2.2.2 Milieux poreux .....	60
2.2.3 Equations multiphasiques dans les milieux poreux .....	62
2.2.4 Couplage pression-vitesse .....	65
2.2.5 Équation de transport de phase pour la fraction de volume .....	66
2.2.6 Modèle de changement de phase .....	67
2.3 Présentation générale d'OpenFOAM.....	70
2.3.1 Description .....	70
2.3.2 Structure d'un cas OpenFOAM .....	72
2.3.3 Détails numériques .....	74
2.4 Conclusion .....	76
Références.....	77

## **Chapitre 3 Etude numérique des modèles des écoulements de fluide dans un milieu poreux**

3.1 Introduction .....	80
3.2 Validation .....	82
3.2.1 Milieu poreux .....	82

3.2.1.1. L'écoulement de fluide isotherme incompressible entraîné par des forces constantes dans un tube clair .....	82
3.2.1.2. L'écoulement d'un fluide isotherme incompressible dans un tube poreux entraîné par des forces externes constantes .....	85
3.2.1.3. L'écoulement d'un fluide isotherme incompressible dans un tube poreux entraîné par une vitesse constante sur la paroi .....	88
3.2.1.4. L'écoulement d'un fluide incompressible chauffé dans un tube partiellement rempli de milieu poreux .....	91
3.2.1.4.1. Effet du nombre de Darcy .....	93
3.2.1.4.2. Effet de la porosité .....	94
3.2.2 Changement de phase .....	95
3.2.2.1. Problème de Stefan .....	96
3.2.2.2. Condensation du film horizontal.....	98
3.3 L'application du nouveau solveur : refroidissement par transpiration dans le milieu poreux avec changement de phase .....	100
3.3.1 Modèle physique .....	100
3.3.2 Test de maillage .....	101
3.3.3 Validation .....	102
3.3.3.1 Validations avec les résultats numériques précédents .....	102
3.3.3.2 Validation avec des données expérimentales .....	103
3.3.4 Résultats et discussion .....	105
3.3.4.1. Impact du débit massique du liquide de refroidissement sur le changement de phase.....	105
3.3.4.2. Impact du flux de chaleur sur le changement de phase .....	106
3.3.4.3. Impact de la porosité sur le changement de phase .....	109
3.3.4.4 La performance de refroidissement .....	111
3.3.4.5 Pour une porosité fixe .....	113
4.4 Conclusion .....	115
Annexe - L'arbre de programme du solveur porousPhaseChangeFoam.....	117
Références.....	118
Conclusion générale.....	120

# Liste de figures

## Chapitre 1 Etude bibliographique

Figure 1.1 Description schématique du caloduc.....	6
Figure 1.2 Refroidissement en paroi multi-pérforée.....	11
Figure 1.3 Schéma du refroidissement par transpiration.....	13
Figure 1.4 Refroidissement par transpiration liquide basée sur les composites poreux [32].	14
Figure 1.5 Schéma représentatif du Volume Élémentaire Représentatif pour un milieu poreux. ....	15
Figure 1.6 Différentes méthodes de représentation de l'interface.....	20
Figure 1.7 Système expérimental typique de refroidissement par transpiration avec changement de phase [147] .....	30

## Chapitre 2 Modélisation mathématique

Figure 2. 1 Volume de contrôle pour le calcul de la moyenne du volume.....	55
Figure 2. 2 Volume élémentaire typique avec dispersion périodique des phases.....	63
Figure 2. 3 Volume Aperçu de la structure d'OpenFOAM [23] .....	71
Figure 2. 4 Composition d'un répertoire d'un cas de calcul OpenFOAM.....	73

## Chapitre 3 Etude numérique des modèles des écoulements de fluide dans un milieu poreux

Figure 3. 1 Schéma du premier cas.....	82
Figure 3. 2 Comparaison des profils de vitesse axiale résultant de la simulation CFD (lignes pleines) pour le premier cas d'essai pour différentes valeurs de force externe avec la solution analytique (symboles) .....	84
Figure 3. 3 Comparaison de la distribution de température obtenue par simulation CFD (lignes pleines) avec la solution analytique (symboles) .....	84

<b>Figure 3. 4 Schéma du deuxième cas.....</b>	<b>85</b>
<b>Figure 3. 5 Comparaison de la vitesse axiale obtenue à partir de la simulation CFD (lignes pleines) pour le deuxième cas d'essai pour différentes perméabilités avec la solution analytique (symboles) sans le terme de Forchheimer.....</b>	<b>86</b>
<b>Figure 3. 6 Comparaison de la distribution de température obtenue par simulation CFD (lignes pleines) pour le cas de <math>K = 0,01\text{m}^2</math> avec la solution analytique (symboles).....</b>	<b>86</b>
<b>Figure 3. 7 Les profils de vitesse axiale résultant de la simulation CFD (lignes pleines) pour le deuxième cas d'essai pour différentes perméabilités, comparés à la solution analytique (symboles) avec le terme de Forchheimer.....</b>	<b>87</b>
<b>Figure 3. 8 Schéma du troisième cas.....</b>	<b>88</b>
<b>Figure 3. 9 Comparaison de la vitesse axiale obtenue à partir de la simulation CFD (lignes pleines) pour le troisième cas d'essai pour différentes valeurs de perméabilité avec la solution analytique (symboles) sans le terme de Forchheimer.....</b>	<b>89</b>
<b>Figure 3. 10 Comparaison de la distribution de température obtenue par simulation CFD (lignes pleines) pour le cas de <math>K = 0,01\text{ m}^2</math> avec la solution analytique (symboles).....</b>	<b>90</b>
<b>Figure 3. 11 Comparaison de la vitesse axiale résultant de la simulation CFD (lignes pleines) pour le troisième cas d'essai pour différentes valeurs de perméabilité avec la solution de différence finie (symboles) avec le terme de Forchheimer [1] .....</b>	<b>91</b>
<b>Figure 3. 12 Schéma du quatrième cas.....</b>	<b>92</b>
<b>Figure 3. 13 La vitesse axiale du quatrième cas.....</b>	<b>92</b>
<b>Figure 3. 14 Comparaison du profil de température du quatrième cas.....</b>	<b>93</b>
<b>Figure 3. 15 Variation de la vitesse axiale en fonction de différentes valeurs de <math>Da</math>.....</b>	<b>94</b>
<b>Figure 3. 16 Variation de la vitesse axiale en fonction des différentes valeurs de porosité.....</b>	<b>95</b>
<b>Figure 3. 17 Schéma du problème de Stefan.....</b>	<b>97</b>
<b>Figure 3. 18 Comparaison de la position de l'interface dans le problème Stefan entre le modèle CFD et la solution exacte.....</b>	<b>97</b>

<b>Figure 3. 19 Distribution de la température à différentes valeurs temporelles, comparaison entre les résultats de la CFD (lignes pleines) et les résultats analytiques (symboles) .....</b>	<b>98</b>
<b>Figure 3. 20 Schéma de la condensation du film horizontal.....</b>	<b>99</b>
<b>Figure 3. 21 Résultats de l'épaisseur du film pour le cas de la condensation du film horizontal.....</b>	<b>99</b>
<b>Figure 3. 22 Modèle physique pour le changement de phase du liquide de refroidissement pendant le refroidissement par transpiration dans un milieu poreux.....</b>	<b>101</b>
<b>Figure 3. 23 Distribution de la température sous trois mailles différentes.....</b>	<b>102</b>
<b>Figure 3. 24 Distribution de la température en fonction du débit massique du liquide de refroidissement.....</b>	<b>103</b>
<b>Figure 3. 25 Modèle schématique du dispositif expérimental Hu et al. (2020) .....</b>	<b>104</b>
<b>Figure 3. 26 Comparaison des résultats numériques (lignes pleines) et des données expérimentales Hu et al. (2020) (symboles séparés) .....</b>	<b>104</b>
<b>Figure 3. 27 Distribution de la saturation pour différents débits massiques du liquide de refroidissement.....</b>	<b>105</b>
<b>Figure 3. 28 Distribution de la température pour différents débits massiques du liquide de refroidissement.....</b>	<b>106</b>
<b>Figure 3. 29 Distribution de la saturation avec différents flux de chaleur appliqués.....</b>	<b>107</b>
<b>Figure 3. 30 Distribution de la température avec différents flux de chaleur appliqués.....</b>	<b>108</b>
<b>Figure 3. 31 Distribution de la saturation à différents pas de temps.....</b>	<b>109</b>
<b>Figure 3. 32 Distribution de la saturation pour différentes valeurs de porosité.....</b>	<b>110</b>
<b>Figure 3. 33 Distribution de la température pour différentes valeurs de porosité.....</b>	<b>110</b>
<b>Figure 3. 34 Distribution de la température et de l'efficacité du refroidissement.....</b>	<b>112</b>
<b>Figure 3. 35 Distributions de la température et de la saturation pour différents flux thermiques et débits massiques.....</b>	<b>114</b>

**Figure 3. 36 Efficacité de refroidissement pour différents flux de chaleur et débit massique.....115**

## **Liste des tableaux**

### **Chapitre 3 Etude numérique des modèles des écoulements de fluide dans un milieu poreux**

**Table 1 : Propriétés thermo physiques de l'eau à l'état de saturation (373,15 K et 1atm).....100**

**Tableau 2 : Efficacité moyenne du refroidissement en fonction des principaux paramètres de refroidissement par transpiration.....111**

# Nomenclature

## *Symboles*

**A** surface de contrôle

**C<sub>p</sub>** Capacité thermique spécifique à pression constante [kJ/kg K]

**C<sub>f</sub>** Fonction géométrique

**Da** nombre de Darcy

**d<sub>p</sub>** diamètre typique des pores [m]

**g** gravité [m/s<sup>2</sup>]

**h** enthalpie [J]

**J<sub>0</sub>** fonction de Bessel d'ordre zéro du premier type

**K** permeabilité [m<sup>2</sup>]

**k** conductivité thermique [W/m K]

**L<sub>hg</sub>** chaleur latente de changement de phase [J/kg]

**m<sup>'''</sup>** Débit massique par unité de volume [kg/m<sup>3</sup> s]

**n** nombre de phases

**p** pression [Pa]

**Pr** nombre de Prandtl

**Q** flux de chaleur [W/m<sup>2</sup>]

**r<sub>c</sub>, r<sub>e</sub>** facteur d'intensité du transfert de masse

**r, R** rayon [m]

**Re** nombre de Reynolds

**R<sub>p</sub>** rayon de courbure [m]

**T** température [K]

**V** vitesse [m/s]

**U<sub>c</sub>** vitesse de compression [m/s]

## *Greek symbols*

$\epsilon$  porosité

$\alpha$  fraction du volume de liquide

$\kappa$  courbure de l'interface [ $m^{-1}$ ]

$\lambda$  diffusivité thermique [ $m^2/s$ ]

$\mu$  viscosité dynamique [ $kg/m\ s$ ]

$\rho$  Densité [ $kg/m^3$ ]

$\Omega$  quantité vectorielle générale

$\Phi_k$  quantité générale spécifique

$\Psi$  Identificateur de milieu poreux

$\tau$  tenseur des contraintes

$\sigma$  tension de surface [ $N/m$ ]

## *Subscripts*

$i^{\text{th}}$  phase dans un système multiphase

**l** liquide

**v** vapeur

**f** fluid

**eff** effective

**sat** saturation

**w** wall

**sm** matrice solide

# Introduction Générale

Les problèmes de transfert de chaleur avec changement de phase dans un milieu poreux attirent l'attention de nombreux chercheurs en raison de la complexité de ce processus dans plusieurs domaines industriels comme les caloducs, le refroidissement par transpiration, etc.

L'un des principaux défis de la dynamique des fluides numérique est la simulation précise des écoulements diphasiques impliquant un transfert de chaleur et de masse à travers l'interface fluide. En effet, modéliser un écoulement de fluide avec changement de phase à travers un milieu poreux fait intervenir plusieurs phénomènes plus ou moins complexes.

Le refroidissement par transpiration avec changement de phase du liquide de refroidissement à travers une structure poreuse est considéré comme l'une des techniques de protection thermique les plus prometteuses et efficaces pour un large éventail d'applications. L'eau est généralement utilisée comme liquide de refroidissement et subit d'énormes variations de température et de pression au cours du processus de refroidissement par transpiration.

La technique de refroidissement par transpiration a été initialement développée pour les structures chaudes des véhicules hypersoniques. Elle s'est avérée efficace pour réduire les températures des parois chaudes et a fait l'objet d'études expérimentales et numériques pour différentes configurations. Le refroidissement par transpiration en tant que système de protection thermique (SPT) se caractérise par une paroi poreuse à travers laquelle un liquide de refroidissement (généralement le même que le fluide caloporteur) est en écoulement forcé, produisant un film de liquide sur la surface chaude côté gaz. Ce film constitue une barrière thermique pour le gaz chaud et empêche tout contact direct entre le gaz chaud et la paroi, protégeant ainsi cette dernière des températures élevées, de l'oxydation et de l'érosion.

La recherche sur le refroidissement par transpiration, y compris le changement de phase dans la matrice poreuse, englobe un large éventail d'études expérimentales, numériques et d'optimisation visant à améliorer l'efficacité du refroidissement dans les environnements à haute température. En combinant des expériences pratiques avec des simulations théoriques et des techniques

d'optimisation, les chercheurs visent à développer des solutions de refroidissement innovantes pour diverses applications.

Les modèles d'écoulement multiphasique dans les milieux poreux peuvent être trouvés dans une grande variété de logiciels de la dynamique des fluides numériques (Computational Fluid Dynamics (CFD)). Ces modèles sont généralement basés sur l'approche de l'élément de volume représentatif où la porosité et la perméabilité sont utilisées pour imiter la structure poreuse au lieu d'une géométrie très détaillée afin de dériver les équations à résoudre. Parmi ces outils, OpenFOAM, un logiciel CFD « open source », connaît une croissance constante par sa maturité et de sa robustesse. Son utilisation pour simuler des écoulements dans des milieux poreux ne cesse de développer en depuis son lancement.

Une analyse approfondie de la littérature spécialisée, montre que, malgré la richesse et la diversité des recherches menées sur le problème de transfert de chaleur et de masse dans une structure poreuse, certains aspects spécifiques à des applications données pourraient être ciblés et améliorés. Dans le cadre de cette thèse, nous avons développé une nouvelle méthodologie numérique sous la bibliothèque OpenFOAM pour déterminer la position relative des interfaces entre les différentes régions d'une matrice poreuse. Un modèle de changement de phase tout à fait unique est valable et utilisé uniformément dans l'écoulement diphasique. Cet outil numérique est utilisé pour simuler le transfert de chaleur et de masse impliqué dans le processus de refroidissement par transpiration à travers une structure poreuse.

Dans le chapitre 1, une étude bibliographique est présentée pour introduire les phénomènes de changement de phase dans les écoulements diphasiques à travers les milieux poreux. Ensuite, différents aspects des caloducs à mèche et du refroidissement par transpiration sont développés.

Dans le chapitre 2, les équations décrivant le phénomène de changement de phase dans une structure poreuse sont présentées et développées. Ensuite, la structure du logiciel OpenFOAM est décrite. Après, les détails numériques liés à la mise en place des différentes équations sous OpenFOAM, pour créer le nouveau solveur sont exposés.

Dans le chapitre 3, des cas tests typiques sont, en première lieu, proposés pour valider le solveur développé, pour diverses conditions impliquant un écoulement diphasique avec ou sans changement de phase, à travers une matrice poreuse saturée en fluide. L'outil développé est ensuite

utilisé pour la simulation du processus de refroidissement par transpiration. Les effets du débit de liquide de refroidissement, du flux de chaleur imposé et de la porosité du milieu poreux sur la distribution de la température et la fraction liquide dans les régions biphasiques et monophasiques sont discutés.

# Chapitre 1

## Etude bibliographique

### 1.1 Introduction

Les phénomènes de changement de phase dans les milieux poreux, comme tous les processus polyphasiques, sont extrêmement complexes et, dans de nombreux cas, notre compréhension de ces phénomènes est encore partielle.

Ce chapitre passe en revue aux dernières avancées en matière de recherche sur le processus de changement de phase dans les milieux poreux. Un intérêt particulier est porté sur des applications en rapport avec les objectifs de cette thèse : le refroidissement par transpiration et les caloducs à mèche.

Pour protéger différents systèmes des effets détériorant et déformateur à des hautes températures, diverses solutions de protection thermique ont été imaginées en plusieurs domaines d'application. Le refroidissement par transpiration dans les milieux poreux avec changement de phase est un sujet d'intérêt dans le domaine de la protection thermique. Ça permet ainsi de dégager des flux de chaleur plus doux en écoulement laminaire.

Le refroidissement par transpiration, avec changement de phase dans les milieux poreux, implique l'utilisation de structures poreuses pour refroidir les surfaces par l'évaporation d'un liquide en écoulement forcé. L'efficacité de ce moyen de refroidissement peut être affectée par divers facteurs tels que les caractéristiques du liquide de refroidissement, la structure et les propriétés de la matrice poreuse.

## 1.2 Caloduc à mèche

### 1.2.1 Principe de fonctionnement d'un caloduc

Un caloduc est un dispositif très simple qui transfère la chaleur d'un endroit à un autre, en utilisant la chaleur latente de vaporisation. Les caloducs sont appelés les « super conducteurs » de la chaleur en raison de leur importante capacité de transfert avec une perte de chaleur minimale sur de grandes distances avec des chutes de température minimales, une flexibilité exceptionnelle, une construction simple et un contrôle facile, le tout sans avoir besoin d'une puissance de pompage externe. Un tel dispositif se compose d'un récipient fermé, d'une structure de mèche garnie sur la surface intérieure et d'une petite quantité de fluide de travail en équilibre avec sa propre vapeur.

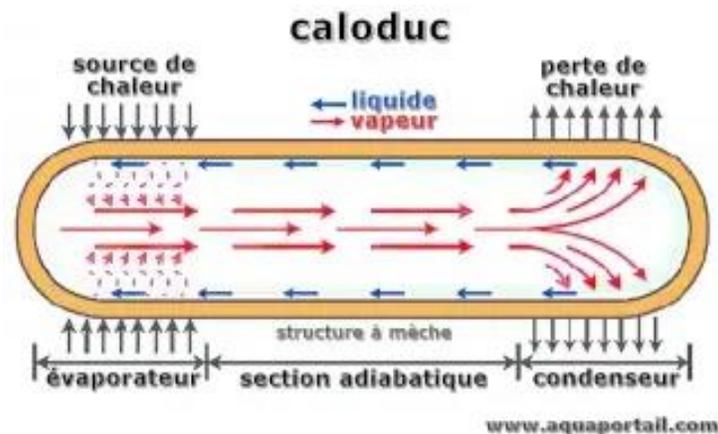


Figure 1.1 Description schématique du caloduc

Il comporte trois sections principales, comme le montre la figure 1.1 : l'évaporateur, la section adiabatique et le condenseur. Lorsque la chaleur est appliquée à la section évaporateur du caloduc, la température du liquide augmente localement, ce qui entraîne l'évaporation du fluide de travail. En raison des conditions de saturation, cette différence de température entraîne une différence de pression de vapeur, qui pousse la vapeur à travers la section adiabatique jusqu'au condenseur, où la vapeur se condense, libérant sa chaleur latente de vaporisation dans le dissipateur de chaleur prévu à cet effet. La vitesse de vaporisation est proportionnelle à la chaleur absorbée sous sa forme latente. Le condensat résultant est pompé vers l'évaporateur du conteneur grâce aux forces capillaires qui se produisent le long des ménisques contenus dans le revêtement de la mèche à l'intérieur du tuyau. Le pompage peut également se faire par gravitation, dans les caloducs à gravité (thermosiphon). Ce processus se poursuit tant que la pression capillaire est suffisante pour ramener

le condensat vers l'évaporateur. Par conséquent, tant que le liquide est ramené vers l'évaporateur, le caloduc peut transporter en continu la chaleur de l'évaporateur vers le condenseur.

### **1.2.2 Construction du caloduc**

Dans sa conception classique, un caloduc se compose d'un tube scellé partiellement rempli d'un fluide de travail. Une mèche, saturée d'un fluide de travail, tapisse l'intérieur du tube. En général, les performances d'un caloduc dépendent de plusieurs facteurs, tels que sa géométrie, le fluide de travail, le matériau de la structure capillaire, la température de fonctionnement, le flux de chaleur appliqué et la densité du flux de chaleur. Lors de la sélection d'une combinaison appropriée de ces facteurs, un certain nombre de facteurs contradictoires peuvent inévitablement se présenter. Les principales bases de sélection sont examinées ci-dessous.

### **1.2.3 Matériaux des conteneurs**

La question de la compatibilité des matériaux et les résultats des essais de durée de vie des caloducs et des thermosiphons restent des aspects critiques de la conception et de la fabrication des caloducs. En particulier, la production de gaz non condensables qui affectent négativement les performances des caloducs à court ou à long terme doit être prise en compte de manière particulièrement sérieuse dans la technologie émergente des micro-caloducs et des réseaux de ces dispositifs. En fait, le matériau du caloduc doit être chimiquement inerte par rapport au fluide de travail. Toute réaction chimique entraînera un sous-produit de gaz non condensable. Un gaz non condensable est un gaz, différent de la vapeur du fluide de travail, qui n'est pas facilement condensé par refroidissement. Il se compose principalement d'azote, d'hydrocarbures légers, de dioxyde de carbone ou d'autres matières gazeuses. Les gaz s'accumuleront donc dans l'extrémité condensatrice du caloduc, entraînant ainsi la vapeur suivante, et obstrueront une partie de la zone de dissipation de chaleur disponible.

### **1.2.4 Fluides de travail**

Comme les caloducs utilisent le changement de phase du fluide de travail pour transporter la chaleur, le choix du fluide de travail est d'une importance capitale pour améliorer leurs performances thermiques.

Une première considération dans l'identification d'un fluide de travail approprié est la plage de température de vapeur de fonctionnement.

Dans la plage de température approximative, il peut exister plusieurs fluides de travail possibles, et diverses caractéristiques doivent être examinées afin de déterminer le plus acceptable d'entre eux pour l'application considérée. Avant de commencer la fabrication d'un caloduc, il est important de vérifier tout d'abord si le fluide de travail souhaité est compatible ou non avec les matériaux de mèche proposés.

Les principales exigences sont donc les suivantes : compatibilité avec les matériaux de la mèche et de la paroi, car de nombreux problèmes associés au fonctionnement à long terme des caloducs sont une conséquence directe de l'incompatibilité des matériaux ; bonne stabilité thermique : possibilité de dégradation thermique avec certains fluides organiques, le fluide se décomposant en différents composés ; conductivité thermique élevée ; faible viscosité des liquides et des vapeurs ; tension superficielle élevée : ce qui permet au caloduc de fonctionner contre la gravité et de générer une force d'entraînement capillaire élevée ; mouillabilité des matériaux de la mèche et de la paroi : l'angle de contact doit être nul ou très faible, avec un point de congélation acceptable [229]. Tous les critères ci-dessus peuvent être résumés par le chiffre de mérite, Me, qui est utilisé comme indice de performance thermique d'un certain fluide de travail pour les caloducs.

Il est défini comme suit :

$$Me = \frac{\rho_l L_{hg} \sigma}{\mu_l}$$

La sélection du fluide de travail doit également être basée sur des considérations thermodynamiques qui concernent les diverses limitations du flux de chaleur à l'intérieur du caloduc tel que limite capillaire, limite visqueuse, limite d'ébullition, limite sonore et limite d'entraînement.

Les exigences mentionnées ci-dessus ne sont pas les seuls critères de sélection du fluide de travail. D'autres facteurs peuvent, dans une situation particulière, revêtir une plus grande importance. À des températures légèrement inférieures, 270-350 K, l'ammoniac est un fluide souhaitable, bien qu'il doive être manipulé avec soin pour conserver une grande pureté. L'acétone et les alcools sont des solutions alternatives dont la pression de vapeur est plus faible. Ces fluides sont couramment

utilisés dans les caloducs pour les applications spatiales. L'eau et le méthanol, tous deux compatibles avec le cuivre, sont souvent utilisés pour refroidir les équipements électroniques.

### **1.2.5 Structure de la mèche**

En première approche, la performance thermique d'un caloduc peut être caractérisée par sa résistance thermique globale et sa puissance maximale en positions horizontale et verticale. Ces caractéristiques dépendent principalement de la structure capillaire, qui est généralement constituée de rainures, de mailles, de poudre frittée ou d'une combinaison de ces éléments.

La structure en mèche à l'intérieur du caloduc fonctionne comme une pompe capillaire, déplaçant le liquide du condenseur à l'évaporateur à travers la section adiabatique. Outre le fluide de travail, la géométrie et le matériau du caloduc, c'est l'un des éléments les plus importants qui déterminent les performances du caloduc. Pour fonctionner de manière efficace, la structure de la mèche doit remplir deux conditions : une pression capillaire suffisante et une perméabilité suffisante. Ces deux facteurs doivent faire l'objet d'une attention particulière, car la structure à petits pores crée une pression capillaire importante, tandis que la perméabilité nécessite des pores de grande taille. Le flux capillaire à l'intérieur de la structure de la mèche est également déterminé par l'angle de contact entre le liquide et la structure de la mèche, connu sous le nom de mouillabilité, la capillarité se produit en raison de la force d'attraction entre les molécules de liquide et les molécules solides, ce qui force le liquide à s'écouler à travers le milieu poreux. Le matériau de la structure de la mèche peut être métallique, composite, céramique, etc.

Mais il est difficile d'obtenir à la fois une capillarité et une perméabilité élevées à partir d'un seul type de structure de mèche avec des propriétés de pores uniques (taille ou forme des pores). Il est donc nécessaire d'étudier une structure de mèche « mixte ». Certaines mèches spéciales offrent un bon compromis entre une pression capillaire élevée et une grande perméabilité. La structure biporeuse, qui comporte deux tailles de pores distinctes, en est un exemple. Elle comprend deux types de mèches : la première est constituée de grandes particules rugueuses avec de petits pores à la surface, et la seconde, appelée structure de mèche bidisperse, est constituée d'amas de petites particules. Un biomatériau tel que le corail est un matériau à structure poreuse constitué de dépôts de carbonate de calcium produits par les coraux pierreux du monde animal. Il existe de nombreux types de coraux, dont les coraux ramifiés, massifs et tabulés. Ce biomatériau présente des pores

relativement homogènes et de faible diamètre. Grâce à ces petits pores homogènes, les biomatériaux présentent une bonne capillarité. Les biomatériaux sont également non métalliques et leur tendance à l'oxydation est considérablement réduite.

### **1.2.6 Remplissage de la charge**

Dans le cas des caloducs à pompage capillaire, le liquide est censé remplir exactement la structure capillaire. Mais le volume du liquide varie en fonction de la température moyenne de fonctionnement. Une structure capillaire saturée en liquide, sans aucun liquide hors structure, n'est donc pas possible pour toutes les puissances transférables à une température de fonctionnement donnée. Les conséquences de ce phénomène sont différentes selon les conditions de fonctionnement. Pour un caloduc en position horizontale, il est possible de prévoir un remplissage optimal pour la température de fonctionnement la plus basse. En effet, lorsque la température augmente, le fluide se dilate et un excès de liquide apparaît à l'extrémité du condenseur. Cet excès ne peut apparaître qu'au niveau du condenseur puisque le milieu poreux est le seul élément de mélange liquide en dehors de la zone de condensation. La seule conséquence est donc un léger bouchon de liquide à l'extrémité du condenseur, ce qui entraîne une très faible diminution des performances. Ceci peut être compensé simplement par un léger surdimensionnement de la longueur du condenseur. Lorsque le caloduc est soumis à des forces de volume, la zone d'accumulation de l'excès de liquide est fonction de ces forces de volume. Toutefois, on peut noter que les effets sont faibles si les forces de pompage capillaire du caloduc sont supérieures aux forces volumétriques. En effet, dans ce cas, les différences locales de remplissage en liquide de la structure capillaire sont faibles. Les forces de volume peuvent également entraîner une dissymétrie angulaire des coefficients d'échange lorsqu'il existe une composante radiale qui n'est pas complètement équilibrée par les forces capillaires. Par conséquent, les essais de caloducs en milieu terrestre devraient être analysés avec une attention particulière.

## **1.3 Refroidissement par transpiration**

Le thème commun de l'écoulement diphasique et du transfert de chaleur dans une matrice poreuse a attiré beaucoup d'attention ces dernières années [1-3]. Cela est principalement dû à la complexité de ce processus dans plusieurs domaines, notamment le refroidissement par transpiration [4,5], les caloducs [6-9], les piles à combustible [10], l'amélioration du transfert de chaleur [11], la

conservation de l'énergie dans les bâtiments [12], la récupération de l'énergie géothermique [13], l'assainissement des aquifères et la récupération du pétrole [14-16].

Le processus de refroidissement par transpiration est une méthode très efficace de dissipation de la chaleur dans les matériaux poreux. Il s'agit de l'une des méthodes de refroidissement les plus avancées, qui peut être utilisée pour évacuer les flux de chaleur élevés des chambres de combustion [17], des aubes de turbines à gaz [18,19], des tuyères de fusées [5,20,21] et d'autres composants de moteurs. Si un composant solide est exposé à un rayonnement thermique ou à un gaz chaud sans aucune protection, il peut atteindre des températures extrêmement élevées, se déformer et brûler. Dans ce cas, ce composant solide peut être thermiquement protégé par le procédé de refroidissement par transpiration, qui est obtenu en le recouvrant d'un matériau poreux et en injectant le liquide de refroidissement à partir de la base de la paroi perméable. En traversant la matrice poreuse, le liquide de refroidissement forme un film sur la surface poreuse.

Le refroidissement par transpiration est théoriquement assimilable à la technique de refroidissement idéale dans laquelle l'ensemble du revêtement est maintenu à la température maximale acceptable. L'idée est d'étendre le concept de la paroi multi perforée en utilisant un matériau poreux (figure 1.2).

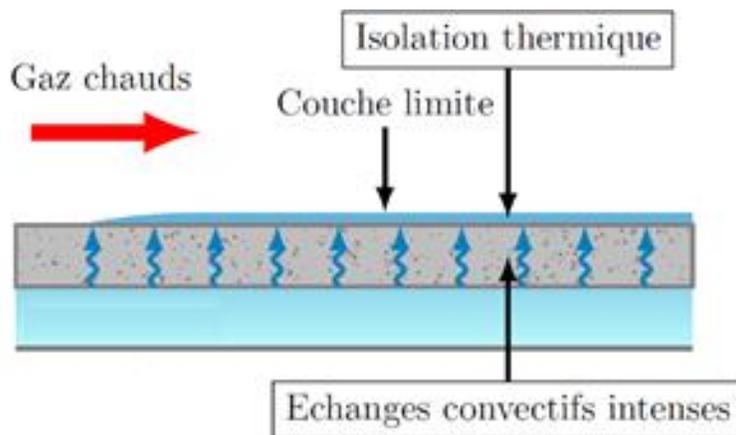


Figure 1.2 Refroidissement en paroi multi-perforée

Grâce à une multitude de pores uniformément répartis sur la surface, la couche limite pourrait être uniforme et régulièrement renouvelée sur toute la surface intérieure. Le nombre élevé de pores pourrait ainsi limiter le problème des points chauds causés par la discrétisation des trous de la paroi multi perforée. De plus, grâce à une surface d'échange importante, la chaleur du rayonnement est

évacuée par un transfert de la chaleur intensifiés par la convection interne. Le refroidissement par transpiration permet donc un refroidissement interne plus efficace et plus uniforme et peut ainsi réduire la quantité d'air de refroidissement nécessaire.

### **1.3.1 Historique du refroidissement par transpiration**

Le concept de refroidissement par transpiration est très ancien. H. Oberth a proposé de refroidir une surface poreuse avec un liquide dès 1929. Les premières expériences ont été réalisées par Goddard en 1930 [22]. Duwez et Wheeler [23] ont été les premiers à prouver expérimentalement le fort potentiel du refroidissement des composants des turbines à gaz en forçant l'air à traverser des matériaux poreux en cuivre, en nickel et en acier inoxydable exposés aux gaz de combustion.

Les premières études relatives au refroidissement par transpiration étaient essentiellement axées sur l'étude de la couche limite transpirante et de son rôle dans l'efficacité globale du refroidissement. Rannie [24] a proposé un modèle analytique de couche limite transpirante laminaire et a établi une corrélation entre la température de la paroi poreuse et le débit massique du liquide de refroidissement. Cependant, sa théorie n'était compatible qu'avec les expériences menées sur des matériaux poreux à faible conductivité thermique. Eckert et Livingood [25] ont démontré analytiquement la supériorité du refroidissement par transpiration sur des plaques planes pour des nombres de Reynolds (par rapport à la longueur de la plaque plane) allant de  $10^5$  à  $10^9$  et pour des rapports de soufflage (rapport entre le flux de masse du réfrigérant et le flux de masse principal) allant jusqu'à 0,012. Dans cette analyse, il a été supposé que le liquide de refroidissement est éjecté à la même température que la paroi. Il a été démontré que la réduction du transfert de chaleur par convection avec les gaz chauds pouvait être prédite avec le rapport de soufflage. Au début des années 1950, d'autres travaux théoriques réalisés par Rubesin [26] et des travaux expérimentaux menés par Mickley et al. [27] ou Moffat et Kays [28] ont également étudié les relations entre les transferts de chaleur par convection à chaud et les taux de soufflage.

Contrairement à ce que supposaient Eckert et Livingood [25], Colladay et Stepku [29] et L'Ecuyer et Colladay [30] ont expliqué qu'avec une paroi poreuse mince, la température du liquide de refroidissement quittant la paroi pouvait être inférieure à la température de la paroi interne. Ils ont été les premiers à étudier l'influence de cette différence de température sur la couche limite

protectrice. Ils ont expliqué que ce non-équilibre thermique augmenterait la protection offerte par la couche limite.

### 1.3.2 Principe

Le refroidissement par transpiration, qui est une technique de régulation de la température des objets en imitant la transpiration des peaux biologiques, peut être classé en trois catégories : le refroidissement par transpiration solide, le refroidissement par transpiration gazeuse et le refroidissement par transpiration liquide. Parmi eux, le refroidissement par transpiration solide et quelques types de refroidissement par transpiration liquide sont principalement des refroidissements par transpiration libre, tandis que le refroidissement par transpiration gazeuse et la plupart des types de refroidissement par transpiration liquide sont des refroidissements par transpiration forcée (voir Figure 1.3).

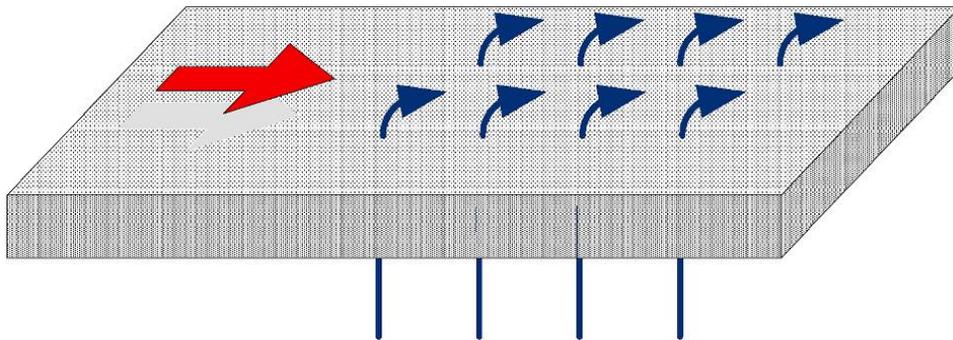


Figure 1.3 Schéma du refroidissement par transpiration liquide

Le refroidissement par transpiration libre utilise généralement des matériaux métalliques qui ont des points de fusion multiples, tels que le cuivre par infiltration de tungstène.

Le refroidissement par transpiration forcée consiste à faire pénétrer que le liquide de refroidissement gazeux ou liquide depuis la paroi d'extrémité chaude à travers les fines structures de milieu poreux à l'intérieur de la structure stratifiée sous une certaine pression motrice. Cela forme une couche limite de liquide de refroidissement continue et stable. De plus, le liquide de refroidissement subit un processus de changement de phase en raison de l'absorption continue de chaleur lors de son écoulement à travers les canaux poreux fins, ce qui permet d'améliorer considérablement l'efficacité du processus. En théorie, le refroidissement par transpiration peut fournir une capacité de refroidissement allant jusqu'à près de 1000 MW/m<sup>2</sup> [31].

La figure 1.4 montre une technologie de refroidissement par transpiration liquide basée sur les composites poreux [32].

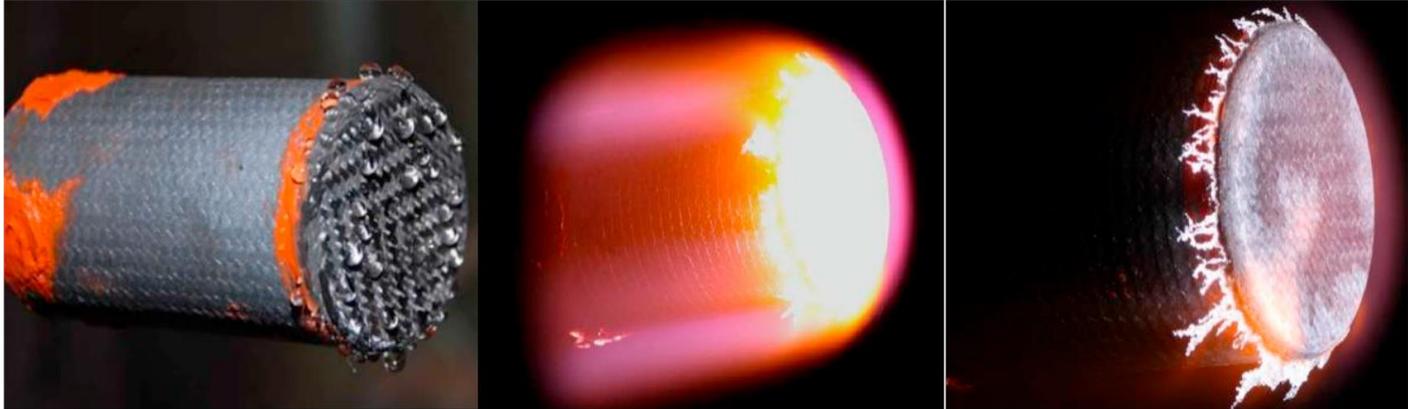


Figure 1.4 Refroidissement par transpiration liquide basée sur les composites poreux [32]

## 1.4 Milieu poreux

### 1.4.1 Présentation

Un matériau poreux est constitué d'une matrice solide et de multiples espaces vides répartis de manière désordonnée. Les pores désignent des zones vides qui pouvant être reliées ou déconnectées. Dans la nature ou dans l'industrie, on trouve de nombreux exemples de milieux poreux, comme le béton, les panneaux de fibre de verre, le sable, les gisements de pétrole, les roches, etc. Un matériau poreux peut également être considéré comme un matériau architecturé : il est possible de combiner des propriétés mécaniques, acoustiques, thermiques, chimiques ou même électromagnétiques en choisissant judicieusement la géométrie des pores. C'est pourquoi les matériaux poreux suscitent un intérêt croissant dans de nombreux domaines de l'ingénierie : économie de poids, absorption d'énergie [33], filtration, séparation, égalisation et restriction de débit, bullage, aspiration, lit fluidisé, protection contre la réduction du bruit, caloducs, etc. [34,35].

Dans un milieu poreux, le débit d'un fluide dépend de la connexion entre les espaces vides. Un milieu poreux est considéré comme homogène lorsque ses caractéristiques géométriques moyennes sont équivalentes à tous les points. Autrement dit, si ces caractéristiques ne sont pas modifiées par la translation. La position dans une structure hétérogène influence les coefficients de transfert des équations déterminés à l'aide d'une moyenne spatiale. Un milieu poreux est considéré comme isotrope lorsque sa propriété ne varie pas en fonction de la direction. Toutefois, si cette variable est fluctuante selon les directions, cela implique que le milieu est anisotrope à cette caractéristique.

### 1.4.2 Le volume représentatif élémentaire (V. E. R.)

Les propriétés physiques (porosité, perméabilité) d'un milieu poreux sont des fonctions discontinues au niveau microscopique. La définition de la notion d'un volume élémentaire représentatif en dérivant la solution du problème d'écoulement est donc nécessaire. Ainsi, on désigne le volume de moyennes (Figure 1.5) comme un volume de moyennes pour lequel on peut déduire les propriétés caractéristiques d'un milieu poreux, comme la porosité et la perméabilité, en prenant des moyennes [36]. Il est nécessaire que ce volume soit suffisamment petit pour prendre en compte les fluctuations des grandeurs physiques étudiées par des fonctions continues et suffisamment grand pour contenir de nombreux pores.

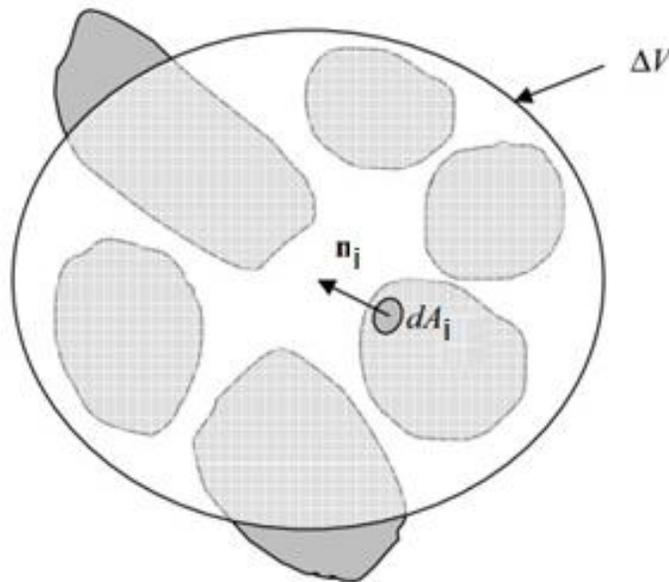


Figure 1.5 Schéma du Volume Élémentaire Représentatif pour un milieu poreux.

La porosité et la perméabilité sont les deux principales propriétés macroscopiques qui caractérisent un milieu poreux.

- La porosité  $\varepsilon$  : correspond au volume occupé par ces pores (espaces vides) par rapport au volume total de la structure poreuse.

$$\varepsilon = \frac{\text{volume de vides}}{\text{volume totale de la structure poreuse}}$$

- La perméabilité  $K$  : est une propriété intrinsèque au matériau. Elle montre comment le fluide s'écoule facilement dans une structure poreuse sous la présence d'un gradient de pression. Les relations empiriques suivantes peuvent fournir la perméabilité  $K$  :

La relation de Kozeny-Carman (depuis 1937) :

$$K = \frac{\epsilon^3 d_p^2}{36 C_0 (1 - \epsilon)^2}$$

La relation d'Ergun [37] :

$$K = \frac{\epsilon^3 d_p^2}{150 (1 - \epsilon)^2}$$

Où  $d_p$  est une propriété des éléments qui composent la matrice poreuse (comme le diamètre des billes et les arêtes des cubes),  $\epsilon$  est la porosité réelle du milieu poreux et  $C_0$  est une constante qui varie en fonction de la forme des grains ( $3,6 < C_0 < 5$ ).

La formulation de la loi de Darcy a été principalement employée dans les études antérieures pour expliquer l'écoulement dans un milieu poreux. L'application de cette loi ne concerne que les écoulements à faible vitesse et dans des milieux poreux à faible porosité. Les conséquences de l'inertie sont de plus en plus significatives à mesure que les vitesses de filtration augmentent. Différentes modifications de la loi de Darcy ont été suggérées pour une description plus précise et prendre en considération tous les paramètres dans un écoulement en matrice poreuse.

La loi expérimentale suggérée par Darcy [38] en 1856 a expliqué la dynamique des fluides homogènes dans les matrices poreuses :

$$\vec{\nabla} p = -\frac{\mu}{K} \vec{V}$$

$\vec{V}$  présente la vitesse de filtration et le gradient appliqué de pression est  $\vec{\nabla} p$ .

La loi de Darcy ne prend pas en considération des effets de diffusion visqueuse du frottement fluide-parois et des effets inertiels. D'autres modèles plus exhaustifs sont employés à cet effet.

Ces modèles sont :

#### ❖ **Modèle de Darcy-Brinkman**

En ajoutant dans l'équation de Stokes un terme similaire au terme de diffusion visqueuse, Brinkman (1947) a étendu la loi de Darcy :

$$\vec{\nabla}p = -\frac{\mu}{K}\vec{V} + \mu_{\text{eff}}\vec{\nabla}^2V$$

Le terme de Darcy est le premier du deuxième membre de droite, tandis que Brinkman est le second.

#### ❖ **Modèle de Brinkman-Wooding**

Wooding [39] proposa en 1957 l'incorporation d'un terme convectif dans l'équation de Darcy-Brinkman, à partir des équations de Navier-Stokes.

$$\frac{\rho}{\varepsilon^2}(\vec{V} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\vec{\nabla}p - \frac{\mu}{K}\vec{V} + \mu_{\text{eff}}\vec{\nabla}^2V$$

En utilisant le concept de convection à gauche, cette équation prend en considération les effets inertiels à des vitesses élevées.

#### ❖ **Modèle de Forchheimer**

Pour des vitesses de filtration assez élevées, l'effet non linéaire d'inertie devient significatif, et l'équation de Darcy ne suffit pas à décrire l'écoulement dans un milieu poreux. Le modèle suivant a été proposé par Ward [40] en 1964 :

$$\vec{\nabla}p = -\frac{\mu}{K}\vec{V} + \frac{\rho F}{\sqrt{K}}|\vec{V}|\vec{V}$$

Où F est la constante de Forchheimer à une dimension.

### **1.4.3 Refroidissement par transpiration et forte dépendance aux matériaux**

Actuellement, le développement du refroidissement par transpiration, tant dans la recherche universitaire que dans les applications industrielles, dépend fortement du développement de

matériaux poreux. Fondamentalement, les matériaux poreux qui ont une bonne résistance à l'oxydation, une bonne résistance mécanique, une certaine porosité et perméabilité, sont très demandés. Les matériaux poreux frittés par des particules métalliques sont les plus couramment utilisés dans la recherche actuelle. L'un des paramètres caractéristiques du milieu poreux est la porosité  $\varepsilon$ , qui est exprimée comme le rapport entre le volume total des pores et le volume total du matériau. Un autre paramètre caractéristique des milieux poreux est la perméabilité  $K$ , qui représente la difficulté du fluide à traverser le milieu poreux. Selon la loi de Darcy, la chute de pression diminue avec l'augmentation de la perméabilité. La perméabilité à l'intérieur du milieu poreux est influencée par divers critères tels que les caractéristiques du fluide, la porosité du milieu poreux, la taille et la distribution des pores, la forme et l'épaisseur des pores. Pour les fluides newtoniens monophasés, la perméabilité est uniquement liée à la caractéristique structurelle intrinsèque du matériau poreux, qui est indépendante des caractéristiques du fluide.

## **1.5 Changement de phase**

L'étude des phénomènes de changement de phase est d'une importance primordiale dans de nombreuses applications industrielles, notamment dans l'industrie aérospatiale, principalement en raison de la complexité impliquée dans le processus de changement de phase.

Il y a des exemples tels que l'exploitation des réserves d'hydrocarbures. Des techniques thermiques variées sont employées, telles que l'injection de vapeur ou la combustion in situ, ce qui entraîne des mécanismes de changement de phase. L'isolation thermique est également touchée par le transfert de vapeur et la condensation. La géothermie est responsable des transferts entre le sol et l'atmosphère. Les échangeurs thermiques multiphasiques et les piles à combustible sont également utilisés. Les applications dans l'espace où règnent les conditions de microgravité, l'étude devient encore plus vitale et a révélé des résultats expérimentaux fascinants.

Les phénomènes de changement de phase dans les milieux poreux, comme tous les processus polyphasiques, sont extrêmement complexes et, dans de nombreux cas, notre compréhension de ces phénomènes est encore partielle.

### **1.5.1 Écoulements multiphasiques**

Dans les écoulements multiphasiques, les phases sont séparées par des interfaces qui subissent des déformations au cours de l'écoulement. L'interface est une couche très fine qui sépare les deux

phases et possède des propriétés distinctes de celles des phases massives. La détermination de la variation des propriétés à travers l'interface pose le plus grand défi pour modéliser les écoulements multiphasiques. En analyse numérique, la modélisation de l'interface peut être réalisée soit par une interface pointue, soit par une interface étalée. Dans le cas d'une interface pointue, un saut dans les propriétés se produirait à mesure que l'on passe d'une phase à l'autre. Cependant, pour une interface étalée, qui couvre généralement quelques cellules de grille, une transition continue des propriétés est constatée à travers l'interface. Les deux méthodes ont leur part d'avantages et d'inconvénients.

L'un des défis majeurs de la dynamique des fluides est la simulation précise des écoulements diphasiques impliquant un transfert de chaleur et de masse à travers l'interface fluide.

### **1.5.2 Phénomènes de changement de phase interfacial**

L'étude de l'évaporation et de la condensation interfaciales est depuis longtemps un sujet empirique de premier plan, en raison de la complexité des phénomènes de changement de phase. Cependant, après un siècle de recherche pour en comprendre pleinement le principe, aucune méthode fondamentale n'a été largement validé et adopté. Le problème est généralement associé à la définition des propriétés à l'interface liquide-vapeur.

Les trois approches utilisées sont la mécanique des milieux continus, la théorie cinétique des gaz (Kinetic Theory of Gases (KTG)) et la théorie du taux statistique [41]. La méthode plus récente de la théorie statistique des taux s'est révélée prometteuse, mais la théorie cinétique des gaz a été largement utilisée comme méthode d'étude des phénomènes de changement de phase interfacial.

Les premières recherches expérimentales remontent à la fin du XIXe siècle, lorsque Hertz a étudié le taux de changement de phase du mercure. On a conclu qu'il y a un taux maximum de changement de phase pour chaque espèce, qui varie en fonction de la température de la surface et des caractéristiques de l'espèce. Depuis lors, plusieurs expériences ont été menées et ont systématiquement montré que la vitesse observée était nettement inférieure à la vitesse maximale de changement de phase. Knudsen a donc introduit le terme de "coefficient d'accommodation" pour rendre compte de l'écart entre les vitesses de changement de phase maximale et observée. Il en est résulté la célèbre équation de Hertz-Knudsen pour déterminer le taux net de changement de

phase. D'autres modifications ont été apportées pour aboutir à l'équation de Hertz-Knudsen-Schrage.

L'étude réalisée par Zhang et Wang [42] concerne, en particulier, le développement d'une expression thermodynamique modifiée du changement de phase interfacial d'un liquide sous l'effet de la capillarité. Une analyse critique a été effectuée sur les modèles de changement de phase précédemment décrits en mentionnant leurs limites. Un des défauts concernant l'utilisation d'un modèle de changement de phase correct est attribué à la négligence de l'écart entre la pression de vapeur saturée et la pression de vapeur pratique en cas de non-équilibre thermodynamique. L'étude montre que la surface concave d'un liquide augmente la vaporisation et que la surface convexe d'un liquide favorise la condensation.

### 1.5.3 Méthodes de suivi des interfaces

La littérature propose différentes méthodes numériques pour suivre les interfaces. Les travaux de Wörner [43] donnent un aperçu détaillé des approches numériques et des modèles pour la capture des interfaces dans les écoulements multiphasiques.

Les méthodes existantes pour le calcul des surfaces libres et des interfaces fluides peuvent être classées en deux groupes (Figure 1.6) [44, 45] : (a) les méthodes de suivi des surface (ajustement de surface) et (b) les méthodes de volume (capture de surface).

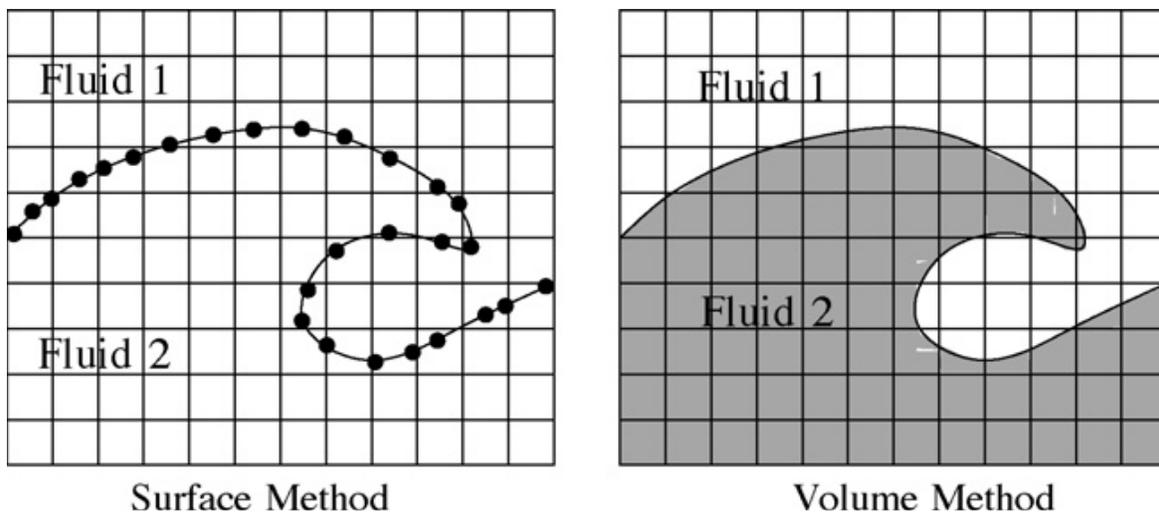


Figure 1.6 Différentes méthodes de représentation de l'interface

Parmi toutes ces méthodes, la méthode Level Set (LSM), une sous-catégorie des méthodes de suivi des surfaces, et la méthode Volume of Fluid (VOF), une sous-catégorie des méthodes de suivi des volumes, sont les plus populaires. Il existe des avantages et des inconvénients à ces deux méthodes, mais la méthode VOF a été fréquemment adoptée au cours des dernières années, aux vues de sa simplicité d'application et de son efficacité à localiser les répartitions des phases.

#### ✓ *Méthodes de suivi de surface*

Les premiers développements des méthodes de suivi de surface remontent à 1969, lorsque Ubbink [45] a présenté une méthode permettant de suivre l'interface à l'aide d'un ensemble de particules de marquage. La position de ces marqueurs au cours de l'écoulement multiphasique a été suivie, ce qui a permis de déterminer l'interface. Plus tard, en 1973, Hirt et Nichols [46] ont étendu l'idée en se basant sur des fonctions de hauteur.

Plus récemment, en 1988, Osher et Sethian [47] ont introduit le LSM, plus populaire, qui utilise une fonction de distance de la cellule numérique à l'interface. Elle est basée sur l'approche eulérienne.

#### ✓ *Méthodes de suivi des volumes*

Les premiers développements de la méthode des marqueurs et des cellules (Marker and Cell Method (MAC)) remontent à 1965, lorsque Harlow et Welch [48] ont introduit ce concept basé sur des particules de marqueurs réparties sur l'ensemble du domaine fluide. Dans cette méthode, l'interface est marquée par des particules sans poids qui sont transportées par convection par la vitesse. Les cellules dépourvues de particules de marquage sont considérées comme vides, tandis que celles qui contiennent des particules de marquage sont considérées comme occupées par le fluide. L'interface se situe entre ces deux types de cellules. Plus tard, l'idée a été étendue pour suivre l'interface sur la base des fractions de phase dans la méthode VOF qui est discutée en détail ci-dessous.

### **Méthode de Volume de Fluide (Volume Of Fluid) VOF**

C'est une technique numérique basée sur l'approche eulérienne pour suivre et localiser la surface libre dans un écoulement à deux phases. Elle a été présentée pour la première fois par Hirt et Nichols en 1975, puis de manière plus complète en 1981 [49]. Il a été démontré que cette méthode était plus efficace et plus souple que les autres méthodes.

Le principe qui sous-tend le fonctionnement de la méthode VOF est la définition d'un champ de fraction de phase ( $\alpha$ ), dont la valeur est comprise entre "1" et "0". La valeur unitaire correspond à tout point occupé par le fluide "A" et zéro dans le cas contraire. La valeur moyenne de  $\alpha$  dans une cellule indique le volume fractionnaire de la cellule occupé par le liquide. Dans la méthode VOF, la somme des volumes fractionnaires pour toutes les "n" phases est égale à l'unité.

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1$$

Par conséquent, une cellule avec une valeur moyenne de  $\alpha = 1$  implique qu'elle est complètement occupée par le fluide A. De même, une cellule avec une valeur moyenne de  $\alpha = 0$  suggère que le fluide A n'y est pas présent. Si une cellule a une valeur moyenne comprise entre l'unité et zéro, cela signifie qu'une interface existe dans cette région.

Des problèmes se posent près de l'interface où il y a un saut dans les propriétés des fluides. Par conséquent, des relations correctes dans l'interface pour les propriétés des fluides sont vitales pour une modélisation précise. C'est l'une des méthodes les plus utilisées et c'est celle qui a été choisie pour effectuer les simulations d'écoulement diphasique dans la présente étude.

## **1.6 Utilisation de l'outil OpenFOAM**

OpenFOAM, également connu sous le nom de Open Source Field Operation and Manipulation, est un logiciel libre utilisé dans le langage de programmation C++. Son objectif est de proposer des solutions numériques aux problèmes liés à la mécanique des milieux continus, une discipline de la mécanique qui se concentre sur les contraintes présentes dans les solides, les liquides et les gaz, ainsi que sur leur circulation et leur déformation. La méthode des volumes finis (FVM) est utilisée pour cette approche et est spécialement adaptée à la dynamique des fluides numériques (CFD) [50].

Son développement initial remonte à la fin des années 1980 à l'Imperial College de Londres. M. Hrvoje Jasak et M. Henry Weller sont les deux personnalités les plus importantes associées au développement d'OpenFOAM.

La thèse de doctorat de H. Jasak [51] donne un aperçu détaillé du fonctionnement de la méthode des volumes finis associée à OpenFOAM. Un certain nombre de changements ont eu lieu depuis lors, mais les fondements de base restent les mêmes.

Par la suite, l'étude réalisée par Weller et al [52] visait à développer un code de mécanique des milieux continus orienté objet. Grâce à l'approche exposée dans cette thèse, une bibliothèque de classes C++ a été développée pour réaliser des modèles mathématiques et physiques complexes. La syntaxe de haut niveau du code ressemble beaucoup à la notation standard des vecteurs et des tenseurs.

Malgré les multiples utilisations d'OpenFOAM dans les recherches sur la CFD, son application au changement de phase dans un domaine poreux manque encore de certaines des caractéristiques les plus importantes.

Au cours des dernières décennies, plusieurs méthodes ont été mises au point pour simuler les systèmes diphasiques, comme les méthodes eulérienne, lagrangienne et eulérienne-lagrangienne. Les techniques eulérienne-lagrangienne ou lagrangienne sont restreintes aux cas de base en raison de la complexité de la mise en œuvre de grilles de topologie variable.

Étant donné leur relative simplicité et leur aptitude naturelle à gérer de multiples interfaces et modifications de topologie, les méthodes eulériennes sont donc les plus populaires. Le volume de fluide (VOF) [53] fait partie de ces approches eulériennes.

Dans leur travail, C. Ierardi et al [54] ont introduit une version modifiée de la méthode FSF (Filtered Surface Force), qui est basée sur une approche particulière de la modélisation des écoulements multiphasiques. La structure de la méthode est basée sur un solveur VOF (Volume of Fluid) et CSF (Continuum Surface Force) bien consolidé dans OpenFOAM. Pour simplifier l'implémentation initiale, une nouvelle formulation du filtre appliqué aux forces capillaires est proposée et validée avec un certain nombre de cas d'essai.

Duong A. Hoang et al. ont présenté une étude détaillée de l'efficacité de l'approche Volume of Fluid (VOF), telle qu'elle est mise en œuvre dans OpenFOAM, pour modéliser l'écoulement de bulles et de gouttelettes confinées, ou « d'écoulements segmentés », en microfluidique. [55] Ils examinent et suggèrent les meilleurs jeux de paramètres pour obtenir des courants parasites modestes et une interface fluide nette.

Un autre modèle de simulation des systèmes gaz-liquide a été validé par Tronci et al [56], qui a été utilisé comme modèle de mélange par diffusion dans OpenFOAM. Cette approche traite les composants gazeux et liquides comme une seule phase. L'évolution de ce modèle est distincte des autres, en ce sens que la formulation du tenseur des contraintes et la vitesse relative des phases gaz-liquide ont été davantage simplifiées. Le développement d'une méthode plus nuancée est suggéré afin d'évaluer l'interaction des différentes phases. Samkhaniani et Ansari [57] ont mis en œuvre et testé un modèle d'évaporation de Hardt dans OpenFOAM qui convient à la transition de phase à micro-échelle et lorsque la température de l'interface s'écarte de la température de saturation. L'approche VOF a été utilisée pour résoudre l'interface entre les phases. Le code a été validé à l'aide du problème de Stefan et d'un film en ébullition en 2D.

Pour modéliser les écoulements interfaciaux isothermes, la combinaison de la méthode de capture de l'interface avec la formulation décrivant un seul fluide a été largement appliquée [58, 59]. La méthode de résolution de l'interface peut être classée en deux catégories majeures : la méthode de l'interface diffuse et la méthode de l'interface nette [58]. Pour les deux, il existe différents systèmes de résolution de l'interface tels que front tracking (FT) [60], level set (LS) [61] et volume de fluide (VOF) [62]. La méthode VOF conserve la masse beaucoup mieux que LS ou FT. Cependant, l'évaluation de la courbure de l'interface ou du vecteur normal est moins précise que les autres méthodes [58].

Il existe de nombreux logiciels de dynamique des fluides numériques (CFD) qui proposent des modèles d'écoulement multiphasique dans les milieux poreux. Ces modèles sont généralement basés sur l'approche de l'élément de volume représentatif où la porosité et la perméabilité sont utilisées pour imiter la structure poreuse au lieu d'une géométrie très détaillée afin de dériver les équations à résoudre.

Horgue et al [63] ont développé une boîte à outils basée sur l'algorithme IMPES (Implicit Pressure Explicit Saturation), qui est une résolution séparée des équations couplées, proposée à l'origine par Sheldon et al [64], pour simuler les écoulements de fluides multiphasiques dans une structure poreuse à l'aide d'OpenFOAM. Ils ont utilisé les perméabilités relatives et les corrélations de pression capillaire, mais n'ont pas pris en compte le changement de phase ou la compressibilité des phases.

Au cours de la dernière décennie, diverses simulations libres pour les écoulements en milieu poreux ont été créées, notamment Dumux [65], PFlotran [66], OpenGeoSys [67] et MRST [68].

Le logiciel libre utilisé dans cette étude, OpenFOAM [69, 70], n'a pas été inclus dans cette liste car il n'a pas été créé comme un simulateur spécialisé mais comme une bibliothèque générale destinée à résoudre des équations aux dérivées partielles.

Cependant, la maturité et la robustesse d'OpenFOAM augmentent continuellement, de sorte que son utilisation pour simuler des écoulements dans des milieux poreux peut être réalisée avec beaucoup moins d'efforts de développement supplémentaires [71, 72]. Le problème des milieux poreux étant assez général, il peut être appliqué pour faciliter la création de nouveaux solveurs OpenFOAM. Ces applications comprennent l'analyse des écoulements réactifs compressibles [73], l'étude du transfert de masse dans le cas des piles à combustible à oxyde solide [74] et l'étude de l'interaction entre les vagues et les structures poreuses côtières [75, 76]. Par conséquent, Le but principal de cet travail est de concevoir un modèle utilisant la bibliothèque OpenFOAM afin de pouvoir simuler des écoulements de fluides diphasiques subissant d'éventuels changements de phase et des mouvements d'interface libres dans des milieux poreux. Il s'agit d'une étape fondamentale pour la simulation du transfert de chaleur et de masse dans des dispositifs plus complexes tels que les caloducs [77-79] et le refroidissement par transpiration.

## **1.7 Étude bibliographique**

Le problème de l'écoulement diphasique et du transfert de chaleur dans une matrice poreuse a attiré beaucoup d'attention durant les dernières années [80-82]. Cela est principalement dû à la complexité de ce processus ainsi qu'à son implication dans plusieurs domaines, notamment le refroidissement par transpiration [83,84], les conduites de chaleur [85-88], la technologie des piles à combustible [89], l'optimisation du transfert de chaleur [90], la conservation de l'énergie dans les bâtiments [91], la récupération de l'énergie géothermique [92], l'assainissement des aquifères et la récupération du pétrole [93-95].

Prédire avec précision la distribution des deux phases et les performances de transfert de chaleur dans les milieux poreux reste une tâche difficile en raison de la complexité de cette problématique. Ça fait, en effet, intervenir divers phénomènes comme l'écoulement diphasique dans un poreux, le changement de phase et les échanges thermiques.

Bien qu'il existe de nombreuses approches numériques pour résoudre les configurations gaz-liquide [96-98], le développement de méthodes de simulation efficaces est encore nécessaire. En effet, la compréhension et l'analyse des caractéristiques dynamiques de l'écoulement biphasique avec changement de phase dans les milieux poreux reste un challenge prometteur. Ce point devient

particulièrement important en raison de l'écoulement des fluides dans un canal poreux, qui facilite le transfert de masse, de quantité de mouvement et d'énergie entre les phases solide, liquide et vapeur. Une quantité importante de chaleur latente accompagne ce processus. À l'échelle des pores et à plus grande échelle, les effets de la force capillaire devraient être d'une importance capitale, en particulier près des parois et des lignes de contact. Les phénomènes d'ébullition, qui ne sont pas limités aux dispositifs à l'échelle industrielle mais également aux minuscules dispositifs électroniques, suscitent un intérêt accru car des améliorations significatives des coefficients de transfert de chaleur sont espérés [99]. Das et Hassanizadeh [100] ont étudié les méthodologies mathématiques et expérimentales pour analyser l'écoulement des fluides multiphasiques dans les milieux poreux, en mettant l'accent sur l'échelle. Mottet et al [101] ont représenté une étude de transfert de chaleur et de masse avec changement de phase dans un évaporateur capillaire en utilisant un modèle de réseau de pores et en le comparant aux résultats expérimentaux.

Les principales applications rencontrées dans la revue bibliographique sont le refroidissement par transpiration et les caloducs.

### ***Le refroidissement par transpiration***

Le processus de refroidissement par transpiration, y compris le changement de phase dans les milieux poreux, est l'un des moyens les plus efficaces de dissiper la chaleur dans les matériaux poreux. Il s'agit de l'une des méthodes de refroidissement les plus avancées qui peut être utilisée pour éliminer les flux de chaleur élevés des chambres de combustion [102], des aubes de turbines à gaz [103,104], des tuyères de fusées [84,105,106] et d'autres composants de moteurs.

Si un composant solide est exposé à un rayonnement thermique ou à un gaz chaud sans aucun type de protection, il peut atteindre des températures extrêmement élevées, se déformer et brûler. Dans ce cas, le composant solide peut être protégé thermiquement par un refroidissement par transpiration, qui est obtenu en le recouvrant d'un matériau poreux et en injectant le liquide de refroidissement depuis l'intérieur de la paroi perméable. Une fois que le liquide de refroidissement a traversé la matrice poreuse, il forme un film sur la surface poreuse. Lorsque le liquide de refroidissement traverse le milieu poreux, il absorbe la chaleur, ce qui réduit le flux de chaleur qui atteint la surface poreuse. Le refroidissement par transpiration peut être réalisé à l'aide d'un liquide ou d'une vapeur. Les liquides réfrigérants peuvent absorber une grande quantité de chaleur latente pendant le processus de transition de phase. Par conséquent, le refroidissement par transpiration à l'aide d'un liquide est plus efficace que celui à l'aide d'une vapeur.

Ces dernières années, le refroidissement par transpiration a suscité un intérêt particulier en tant que méthode efficace de dissipation de la chaleur. Plusieurs études se sont penchées sur ce sujet, en se concentrant sur différents aspects tels que les investigations numériques, les études expérimentales, la caractérisation de l'écoulement et les méthodes d'optimisation. Certaines recherches analytiques, informatiques et expérimentales sur le refroidissement par transpiration à l'aide d'un réfrigérant gazeux sont décrites dans la littérature [107-109].

En revanche, plusieurs études se concentrent sur l'utilisation du liquide de refroidissement. Pour évaluer l'impact de l'injection de liquide de refroidissement et du diamètre des particules du milieu poreux fritté sur la capacité de refroidissement par transpiration, Huang et al [110] ont réalisé une étude expérimentale sur le changement de phase du refroidissement par transpiration dans une soufflerie.

Dans leur étude expérimentale du refroidissement par transpiration d'une plaque poreuse avec changement de phase, Ma et al [111] ont constaté que l'efficacité du refroidissement par transpiration augmentait avec le taux d'injection du liquide de refroidissement, que la température de surface diminuait de manière significative dans la direction du flux principal et que la pression d'injection augmentait avec le changement de phase.

Par ailleurs, la dynamique des fluides numérique (CFD) est un outil puissant pour la dynamique des fluides et la conception thermique, tant dans l'industrie que dans la recherche universitaire. L'intérêt croissant porté à la simulation des écoulements multiphasiques dans les milieux poreux s'explique par l'omniprésence de ces systèmes. Wilson et al [112] ont présenté un modèle numérique et l'ont appliqué à des écoulements diphasiques avec différents taux de changement de phase sous une surchauffe interfaciale. Les résultats de leur analyse sont en bon accord avec le problème de Stefan à deux phases poreuses. Li et al [113] ont étudié le changement de phase dans un milieu poreux 3D d'un écoulement de fluide dans le prolongement d'une étude précédente [114] dans un domaine 2D à l'aide d'une méthode Kirchhoff modifiée. Dans un canal poreux 3D chauffé asymétriquement d'un côté et soumis à différents nombres de Peclet et de Rayleigh, ils ont examiné les champs de température et de vitesse.

De nouvelles équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie ont été présentées par He et al [115] pour décrire l'absorption de chaleur, l'écoulement des fluides et le changement de phase dans les milieux poreux.

Le flux thermique essentiel et le volume de liquide de refroidissement nécessaires pour la transpiration avec changement de phase ont été étudiés par He et al. [116] afin de protéger les structures thermiques d'un flux thermique excessif. La faisabilité du refroidissement par transpiration avec un liquide a été confirmée par l'étude expérimentale de Shen et al. sur le refroidissement par transpiration avec changement de phase dans des conditions supersoniques [84]. Dans leur étude expérimentale du refroidissement par transpiration avec le phénomène de changement de phase pour des plaques poreuses frittées, Huang et al [117] ont examiné l'impact du taux d'injection du liquide de refroidissement et du diamètre des particules sur les performances de refroidissement. Hu et al [118] ont proposé un modèle d'équation énergétique modifié pour l'ébullition de l'écoulement dans un milieu poreux, en particulier pour le refroidissement par transpiration à basse pression avec des effets transitoires. Su et al [119] ont simplifié le modèle mathématique du refroidissement par transpiration de liquide pour surmonter la complexité de l'écoulement du liquide de refroidissement, du changement de phase et de l'absorption de chaleur dans un milieu poreux. Cheng et al. [120] ont étudié le refroidissement par transpiration avec changement de phase à l'aide d'une matrice poreuse à gradation fonctionnelle, soulignant l'importance des propriétés des matériaux dans l'amélioration des performances de refroidissement.

Xin et al [121], en utilisant un modèle d'écoulement séparé modifié, ont effectué une analyse informatique du refroidissement par transpiration pendant le changement de phase.

Cette analyse a pris en compte la capillarité, des propriétés non isothermes et des caractéristiques de non-équilibre thermique local. Les implications de la conductivité thermique, de la porosité, du diamètre de la sphère, du coefficient de transfert thermique et de la température du flux primaire sur la saturation et les dispersions de température, ainsi que sur la différence de température, ont ensuite été examinés. Wang et al [122] ont construit un modèle mathématique de refroidissement par transpiration à changement de phase. Ils ont comparé leur approche avec le modèle à propriétés constantes prenant en compte la variation réelle des caractéristiques thermodynamiques de l'eau. Les résultats numériques obtenus ont montré que des variations significatives des différentes propriétés thermodynamiques étaient obtenues lorsque la pression et la température variaient.

Bandivadekar et Minisci [123] ont examiné dans leur travail la technique de refroidissement par transpiration utilisée dans les systèmes de protection thermique des véhicules en utilisant OpenFOAM. Les résultats ont montré qu'en fonction de la pression du liquide de refroidissement

et la température de la paroi, une diminution perceptible du flux de chaleur le long de la surface du véhicule est obtenue.

Wang et al [124] ont présenté une nouvelle méthode et un modèle de phases séparées SPM en utilisant la plateforme OpenFOAM. Ce modèle offre une référence suffisamment complète et aide à comprendre les performances transitoires du refroidissement par transpiration avec changement de phase dans les systèmes de dissipation thermique très efficaces. Jiang et al [125] ont souligné l'efficacité du refroidissement par transpiration dans la protection des surfaces solides contre les environnements à fort flux de chaleur, soulignant son applicabilité dans divers environnements à haute température tels que les poussées de fusées et les pales de turbines à gaz. He et al [126] ont proposé une stratégie d'optimisation impliquant l'utilisation de milieux poreux dont la structure change progressivement afin de résoudre des problèmes tels que le chauffage inégal et l'obstruction de la vapeur, qui peuvent réduire l'efficacité du refroidissement par transpiration. En outre, Hermann et al [127] ont examiné la réponse aux impulsions thermiques pour les systèmes de refroidissement par transpiration dans une structure poreuse. Ils ont souligné la simplicité et l'efficacité des systèmes refroidis par transpiration. Ils ont en effet amélioré la dissipation de la chaleur en injectant un fluide froid à travers un matériau poreux.

La technologie de refroidissement par transpiration basée sur des milieux poreux s'est développée rapidement [128], et l'efficacité de refroidissement extrêmement élevée a été vérifiée pour la première fois dans le processus de refroidissement des moteurs de fusée [129]. La recherche actuelle se concentre principalement sur les études de nouveaux matériaux poreux de transpiration [32], du fluide de travail de refroidissement [130], de la technologie d'amélioration du transfert de chaleur dans les milieux poreux [131], des lois du transfert de chaleur par écoulement à micro-échelle [132], de la recherche expérimentale sur la protection thermique du bord d'attaque du véhicule [133] et de la surface de la paroi du moteur [134], et de la recherche expérimentale sur le refroidissement combiné [135]. À l'heure actuelle, les fluides de refroidissement utilisés sont principalement des fluides conventionnels tels que l'air [135], l'hydrogène [136], le gaz inerte [137] et l'eau [138]. Des recherches sont aussi menées sur l'utilisation des carburants hydrocarbonés comme moyen de refroidissement. Le craquage et la cokéfaction des combustibles hydrocarbonés (The cracking and coking of hydrocarbon fuels) modifient les lois du transfert de chaleur et de masse dans les milieux poreux, comme l'ont montré des études antérieures [139], et certains chercheurs ont mené des recherches préliminaires sur la distribution des produits de pyrolyse

endothermiques des combustibles hydrocarbonés dans les milieux poreux [140]. Un autre problème essentiel du refroidissement par transpiration est l'interaction entre le flux de liquide de refroidissement et la couche limite. Certains résultats de recherche théoriques [141] et expérimentaux [142,143] ont été accumulés au milieu du siècle dernier [144,145]. Ils démontrent que le processus de refroidissement par transpiration est un processus fortement contrôlé en interaction avec le flux de liquide de refroidissement et l'interaction avec la couche limite [146]. Il existe une interface de phase évidente à l'intérieur du milieu poreux pendant le processus de changement de phase du refroidissement par transpiration [147], où il y a une région biphasée distinguée entre la région de la phase liquide et la région de la vapeur. Un système expérimental typique de refroidissement par transpiration avec changement de phase est illustré à la Figure 1.7 [147].

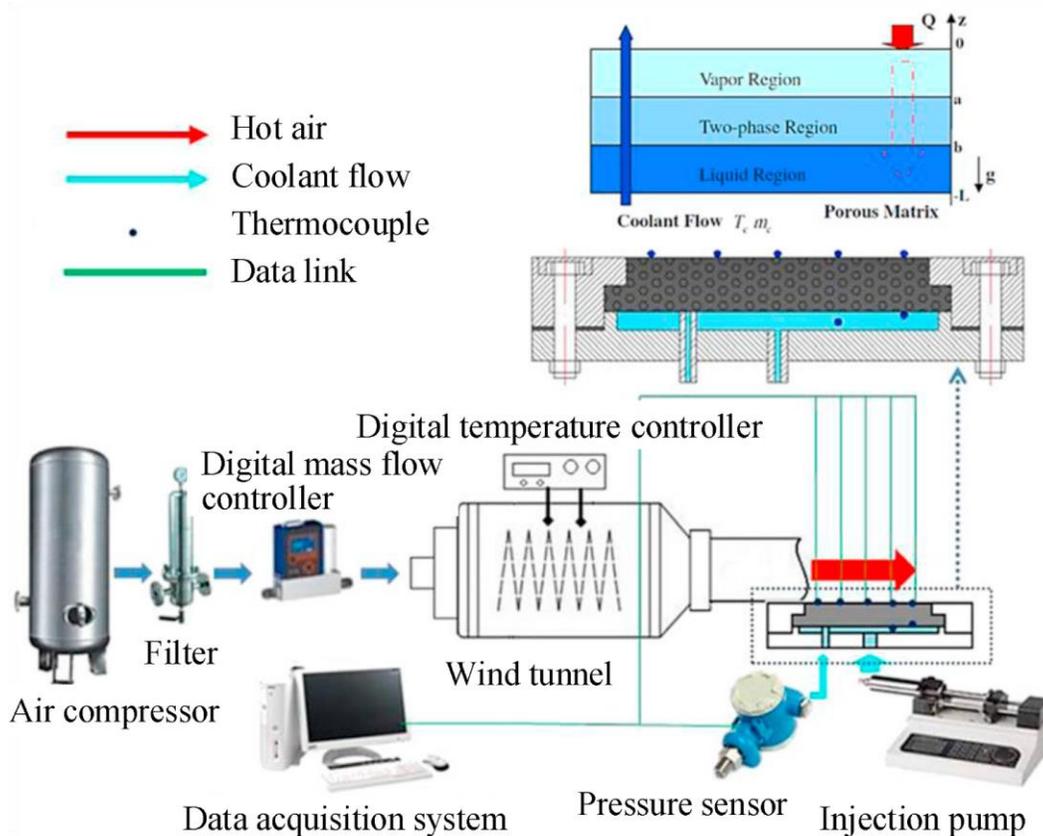


Figure 1.7 Système expérimental typique de refroidissement par transpiration avec changement de phase [147]

Le processus de changement de phase absorbe d'importantes quantités de chaleur, ce qui améliore l'efficacité du refroidissement [148].

Un autre aspect important de la recherche sur le refroidissement par transpiration de liquide concerne le flux thermique critique, qui vise à maintenir la surface de la paroi à la température la plus élevée pour minimiser le besoin en liquide de refroidissement [148]. Si les liquides de refroidissement, tels que l'eau, nécessitent des dispositifs de stockage supplémentaires, le poids de la charge utile de l'avion sera réduit, ce qui entraînera de nombreuses restrictions en cas d'application. Mais pour les sites à très haute température, il est nécessaire d'utiliser des liquides de refroidissement de haute qualité. Des expériences ont montré qu'il est extrêmement efficace d'utiliser de l'eau pour refroidir le cône poreux du front [32].

Bien que la recherche actuelle explore différentes structures de refroidissement par transpiration dans la recherche actuelle, le refroidissement par transpiration basé sur des milieux poreux reste au centre des recherches [149,150–152].

Huang et al [153] ont employé le modèle Darcy-Brinkman-Forchheimer pour simuler numériquement le processus de refroidissement par transpiration de la structure de la jambe de force d'un statoréacteur.

La compréhension de la complexité du transfert de chaleur par convection dans les structures poreuses a été établie progressivement. Les premières études [154, 155,156] ont suggéré que le milieu poreux était dans un état d'équilibre thermique local, c'est-à-dire la température du fluide et de la phase solide était localement cohérente. Plus tard, les chercheurs ont établi l'équation à deux températures [157] du solide et du fluide basée sur le non-équilibre local [158,159], et ont progressivement réalisé l'existence de phénomènes spéciaux tels que la dispersion thermique et la fissuration thermique. La recherche de loi de transfert de chaleur se concentre principalement sur l'étude des corrélations de transfert de chaleur. Xu et al. [160] ont étudié la corrélation du transfert de chaleur interne des milieux poreux par des expériences et une modélisation des pores réels. Jiang et al [161] ont utilisé la corrélation de transfert de chaleur pour traiter le transfert de chaleur convectif dans les milieux poreux, et ont proposé un schéma de traitement utilisant la moyenne locale et la méthode des paramètres forfaitaires [162].

### *Les caloducs à mèche*

D'autre part et depuis que le premier concept de caloduc de base a été proposé par Gaugler (1944), les caloducs ont été largement appliqués à une variété de conceptions simples et complexes pour des applications spatiales et terrestres.

Actuellement, les caloducs sont surtout utilisés pour refroidir les ordinateurs et les composants électroniques [163]. L'utilisation de caloducs et de chambres à vapeur pour diffuser et transférer la chaleur a été un facteur clé pour étendre la capacité limite de refroidissement par air des ordinateurs à haute performance. Les principales solutions thermiques basées sur les caloducs sont la chambre de vapeur, les caloducs miniatures et les micro-caloducs avec des micro-rainures axiales, les échangeurs de chaleur à distance et les systèmes hybrides. En raison de leurs petites dimensions, on s'attend à des difficultés de fabrication, de dégazage et de chargement.

Récemment, des recherches ont été rapportées sur des développements très intéressants de la technologie des caloducs pour la récupération de chaleur [164, 165]. Des études ont analysé l'application des caloducs sur les performances thermiques des systèmes de récupération de chaleur. Dans les installations de climatisation composées de deux PCCE et de systèmes d'évaporation indirecte, l'application du système de récupération d'énergie mixte permet de récupérer le flux d'air de retour. Cela améliore considérablement l'efficacité énergétique et réduit l'impact sur l'environnement [166, 167, 168].

Les caloducs ont également été largement utilisés pour diverses applications spatiales, par exemple les satellites [169], les stations spatiales [170], les sondes spatiales, etc. Les objets fonctionnant dans l'espace doivent travailler dans un environnement thermique très difficile. Les objets fonctionnant dans l'espace doivent travailler dans un environnement thermique très difficile. Ainsi, les satellites et autres objets travaillant dans l'espace rencontrent de nombreux problèmes thermiques pour lesquels les HP offrent des solutions. Le fonctionnement autonome sans corps mécanique mobile permet d'atteindre facilement les spécifications de fiabilité requises.

En outre, les systèmes des engins spatiaux nécessitent des systèmes de rejet de la chaleur qui éliminent des quantités de chaleur de l'ordre de 10 à 100 fois supérieures à celles des systèmes monophasés actuels.

Un autre type spécial de caloducs a été proposé et largement testé à cette fin : CPL, PHP, LHP [171, 172]. La faible pénalité de poids, l'absence d'entretien et la fiabilité ont fait des caloducs des composants très intéressants dans le domaine du refroidissement et de la stabilisation de la température des engins spatiaux. L'isothermie structurelle est une question importante en ce qui concerne les expériences d'astronomie en orbite en raison de la déformation possible due à l'échauffement solaire. Les caloducs sont également utilisés pour dissiper la chaleur générée par les composants électroniques des satellites.

Les fluides de travail utilisés dans les caloducs sont restés essentiellement les mêmes, à l'exception de l'ajout de nanoparticules. De nombreuses recherches ont été menées sur l'utilisation des nano fluides dans une large gamme d'applications de caloducs. Récemment, Do et al. [173] ont indiqué que la formation d'une fine couche sur la mèche de l'évaporateur était la principale raison de l'amélioration des performances thermiques des caloducs utilisant des nano fluides et non, comme on le pensait auparavant, leurs propriétés thermophysiques équivalentes. En outre, Yang et al. [174] et Kim et al. [175] ont indiqué que la couche de revêtement formée par les nanoparticules améliore la mouillabilité de la surface en réduisant l'angle de contact et en augmentant la rugosité de la surface, ce qui a pour effet d'augmenter le flux de chaleur critique. En outre, la couche de revêtement induit une aspiration du liquide par capillarité, ce qui augmente le flux thermique maximal [176]. Néanmoins, lorsque les essais de durée de vie doivent être supérieurs à 10 ans, certains fluides de travail semblent perdre leur attrait. Cela peut être dicté par des considérations de santé et de sécurité ou par des pressions environnementales (par exemple, dans certains pays d'Europe, l'utilisation d'hydrofluorocarbures est progressivement abandonnée au profit de fluides qui contribuent moins au réchauffement de la planète).

Il existe également un grand nombre de recherches sur l'influence de différentes structures de mèches sur les performances des caloducs [177-179]. La plupart des recherches sur les caloducs avec différents noyaux capillaires se concentrent sur la force capillaire et la perméabilité capillaire. Cependant, du point de vue de l'ébullition de l'écoulement, comparé à une surface lisse, le taux de nucléation de cette surface rugueuse est plus élevé, de sorte que les bulles sont plus susceptibles d'être générées [180-182]. À l'heure actuelle, la recherche commence à combiner la température avec le phénomène d'ébullition et adopte un banc d'essai visuel pour mesurer le point de température et observer le mode d'ébullition [179,183-187]. L'influence de la performance de

démarrage et de la résistance thermique relative sur la performance du caloduc a été analysée, et la distribution des deux phases gaz-liquide dans la cavité a été observée macroscopiquement [185].

## **1.8 Conclusion :**

Tous les processus polyphasiques, ainsi que les phénomènes de changement de phase dans les milieux poreux, sont très complexes et, dans de nombreux cas, notre compréhension de ces phénomènes est encore partielle.

Le processus de refroidissement par transpiration avec changement de la phase du liquide de refroidissement grâce à une structure poreuse est perçu comme l'une des méthodes de protection thermique les plus prometteuses et efficaces dans diverses applications.

Plusieurs études théoriques, expérimentales et numériques, principalement en ce qui concerne le refroidissement par transpiration sont présentées dans ce chapitre.

## Références

- [1] Alomar, O. R., Mendes, M. A., Trimis, D., & Ray, S. (2014). Numerical simulation of complete liquid–vapour phase change process inside porous media using smoothing of diffusion coefficient. *International journal of thermal sciences*, 86, 408-420.
- [2] Alomar, O. R., Mendes, M. A., Trimis, D., & Ray, S. (2015). Simulation of complete liquid–vapour phase change process inside porous evaporator using local thermal non-equilibrium model. *International Journal of Thermal Sciences*, 94, 228-241.
- [3] Ray, S., & Alomar, O. R. (2016). Simulation of liquid–vapour phase change process inside porous media using modified enthalpy formulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 105, 123-136.
- [4] Shen, L., Wang, J., Dong, W., Pu, J., Peng, J., Qu, D., & Chen, L. (2016). An experimental investigation on transpiration cooling with phase change under supersonic condition. *Applied Thermal Engineering*, 105, 549-556.
- [5] Keener, D., Lenertz, J., Bowersox, R., & Bowman, J. (1995). Transpiration cooling effects on nozzle heat transfer and performance. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 32(6), 981-985.
- [6] Mashaei, P. R., Shahryari, M., & Madani, S. (2016). Numerical hydrothermal analysis of water-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid forced convection in a narrow annulus filled by porous medium considering variable properties: Application to cylindrical heat pipes. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 126, 891-904.
- [7] Brahim, T., & Jemni, A. (2021). CFD analysis of hotspots copper metal foam flat heat pipe for electronic cooling applications. *International Journal of Thermal Sciences*, 159, 106583.
- [8] Mottet, L., & Prat, M. (2016). Numerical simulation of heat and mass transfer in bidispersed capillary structures: application to the evaporator of a loop heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 102, 770-784
- [9] Liu, X., Chen, Y., & Shi, M. (2013). Dynamic performance analysis on start-up of closed-loop pulsating heat pipes (CLPHPs). *International Journal of Thermal Sciences*, 65, 224-233.

- [10] Wang, S., Utaka, Y., & Tasaki, Y. (2009). An experimental study on moisture transport through a porous plate with micro pores. *International journal of heat and mass transfer*, 52(19-20), 4386-4389.
- [11] Hanlon, M. A., & Ma, H. B. (2003). Evaporation heat transfer in sintered porous media. *J. Heat Transfer*, 125(4), 644-652.
- [12] Sabir, H. M., & ElHag, Y. B. M. (2007). A study of capillary-assisted evaporators. *Applied thermal engineering*, 27(8-9), 1555-1564.
- [13] Tambue, A., Berre, I., & Nordbotten, J. M. (2013). Efficient simulation of geothermal processes in heterogeneous porous media based on the exponential Rosenbrock–Euler and Rosenbrock-type methods. *Advances in water resources*, 53, 250-262.
- [14] Hornung, R. D., & Trangenstein, J. A. (1997). Adaptive mesh refinement and multilevel iteration for flow in porous media. *Journal of computational Physics*, 136(2), 522-545.
- [15] Wang, X. H., Quintard, M., & Darche, G. (2006). Adaptive mesh refinement for one-dimensional three-phase flow with phase change in porous media. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 50(3), 231-268.
- [16] Luo, H. S., Wang, X. H., & Quintard, M. (2008). Adaptive mesh refinement for one-dimensional three-phase flows in heterogeneous fractured porous media. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 54(6), 476-498.
- [17] Song, K. D., Choi, S. H., & Scotti, S. J. (2006). Transpiration cooling experiment for scramjet engine combustion chamber by high heat fluxes. *Journal of propulsion and Power*, 22(1), 96-102.
- [18] Andoh, Y. H., & Lips, B. (2003). Prediction of porous walls thermal protection by effusion or transpiration cooling. An analytical approach. *Applied Thermal Engineering*, 23(15), 1947-1958.
- [19] Trevino, C., & Medina, A. (1997). Analysis of Transpiration Cooling of a Thin Porous Plate in a Hot Laminar Convective Flow. *Mecanica Computacional*, 18(5), 309-316.
- [20] Greuel, D., Herbertz, A., Haidn, O., Ortelt, M., & Hald, H. (2004). Transpiration cooling applied to C/C liners of cryogenic liquid rocket engines.

- [21] Landis, J., & Bowman, W. (1996). Numerical study of a transpiration cooled rocket nozzle. *In 32nd Joint Propulsion Conference and Exhibit* (p. 2580).
- [22] A. Asere. Gas turbine Combustor wall cooling. PhD thesis, University of Leeds, 1986.
- [23] P. Duwez and J.R. Wheeler. Experimental study of cooling by injection of a fluid through a porous material. *Journal of the Aerospace Sciences*, 15:509–521, 1948.
- [24] W.D. Rannie. A simplified theory of porous wall cooling. Technical report, JPL California Institute of Technology, Pasadena, USA, 1947.
- [25] E. Eckert and J. Livingood. Comparison of effectiveness of convection-, transpiration-, and film-cooling methods with air as coolant. Technical Report 1182, NACA, Lewis Flight Propulsion Laboratory, Cleveland, 1954.
- [26] M.W. Rubesin. An analytical estimation of the effect of transpiration cooling on the heat-transfer and skin-friction characteristics of a compressible, turbulent boundary layer. Technical report, National Advisory Committee for Aeronautics Ames Aeronautical Lab., Moffett Field, CA, United States, 1954.
- [27] H.S. Mickley, R.C. Ross, A.L. Squyers, and W.E. Stewart. Heat, mass, and momentum transfer for flow over a flat plate with blowing or suction. Technical report, Massachusetts Inst. of Tech., 1953
- [28] R.J. Moffat and W.M. Kays. The turbulent boundary layer on a porous plate: Experimental heat transfer with uniform blowing and suction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 11(10):1547 – 1566, 1968.
- [29] R.S. Colladay and F.S. Stepku. Examination of boundary conditions for heat transfer through a porous wall. Technical report, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, United States, 1971.
- [30] M.R. L'Ecuyer and R.S. Colladay. Influence of porous-wall thermal effectiveness on turbulent-boundary-layer heat transfer. Technical report, National Aeronautics and Space Administration, Cleveland, Ohio, United States, 1972.

- [31] Y. Xiong, Y. Zhu, Jiang, Z. Huang, Y. Liu, Experiment of transpiration cooling rules of single-phase liquid, *J. Aero. Power* 28 (9) (2013) 1956–1961.
- [32] T. Reimer, M. Kuhn, A. Gülhan, B. Esser, M. Sippel, A. Van Foreest, Transpiration cooling tests of porous cmc in hypersonic flow. 17th AIAA International Space Planes and Hypersonic Systems and Technologies Conference, 2011.
- [33] C.I. Hammett, R.G. Rinaldi, and F.W. Zok. Pyramidal lattice structures for high strength and energy absorption. *Journal of Applied Mechanics*, 80(4):1–41, 2013.
- [34] R.M. German. Powder metallurgy science. Metal Powder Industries Federation, 1994.
- [35] Sintertech. Poral : Filtres poreux en métal fritté. <http://sintertech.org/fr/portfolio/poral-filtres-poreux-en-metal-fritte/>, 2016.
- [36] A. Delache, "Etude analytique et numérique des instabilités spatiales temporelles des écoulements de convection mixte en milieux poreux : comparaison avec l'expérience," Thèse de Doctorat, de l'Université des Sciences et Technologie de Lille, 2005.
- [37] S. ERGUN, "Fluid flow through packed column," *Chemical engineering progress*, vol. 48, no. 2, p. 89, 1952.
- [38] H. DARCY, " Les fontaines publiques de Dijon," 1856.
- [39] R. WOODING, "Steady state free thermal convection of liquid in a saturated permeable medium," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 2, no. 3, pp. 273-285, 1957.
- [40] J. C. WARD, " Turbulent flow in porous media," *Journal of the hydraulics division*, vol. 90, no. 5, pp. 1-12, 1964.
- [41] C. A. W. Payam Rahimi, "Kinetics of Evaporation: Statistical rate Theory Approach," *International Journal of Thermodynamics*, vol. 8, no. 1, pp. 1-14, 2005.
- [42] J. Z. a. B. Wang, "Effect of Capillary at Liquid-Vapor Interface on Phase Change without Surfactant," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 2689-2694, 2002.
- [43] M. WÖRNER, "Numerical modeling of multiphase flows in microfluidics and micro process engineering: a review of methods and applications," *Microfluidics and nanofluidics*, vol. 12, no. 6, pp. 841-886, 2012.

- [44] J. M. Hyman, "Numerical Methods for Tracking Interfaces," *Physica 12D*, pp. 396-407, 1984.
- [45] Gopala, Vinay R., and Berend Gm Van Wachem. "Volume of fluid methods for immiscible-fluid and free-surface flows." *Chemical Engineering Journal* 141.1-3 (2008): 204-221.
- [46] C. W. H. a. B. D. Nichols, "Calculating Three-Dimensional Free Surface Flows in the Vicinity of Submerged and Exposed Structures," *Journal of Computational Physics*, vol. 12, pp. 234-246, 1973.
- [47] J. Osher S. and Sethian, "Fronts Propagating with Curvature-Dependent Speed Algorithms based on Hamilton-Jacobi Formulations," *Journal of Computational Physics*, vol. 79, pp. 12-49, 1988.
- [48] F. H. H. a. J. E. Welch, "Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface," *The Physics of Fluids*, vol. 8, no. 12, pp. 2182-2189, 1965.
- [49] C. W. H. a. B. D. Nichols, "Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries," *Journal of Computational Physics*, pp. 201-225, 1981.
- [50] *Description and utilization of interFoam multiphase solver*. DAMIAN, S. Márquez. 2012, International Center for Computational Methods in Engineering, pp. 1-64.
- [51] H. Jasak, "Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows," Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science, Technology and Medicine, 1996.
- [52] H. G. G. T. H. J. a. C. F. Weller, "A Tensorial Approach to Computational Continuum Mechanics using Object-Oriented Techniques," *Computers in Physics*, vol. 12, pp. 620-631, 1998.
- [53] *Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries*. HIRT, Cyril W. et NICHOLS, Billy D. 1, 1981, *Journal of computational physics*, Vol. 39, pp. 201-225.
- [54] *Modeling of two-phase flows at low Capillary number with VoF method*. IERARDI, C., DELLA TORRE, A., MONTENEGRO, G., et al. 2023, *Computers & Fluids*, Vol. 252, p. 105772.
- [55] *Benchmark numerical simulations of segmented two-phase flows in microchannels using the Volume of Fluid method*. HOANG, Duong A., VAN STEIJN, Volkert, PORTELA, Luis M., et al. 2013, *Computers & Fluids*, Vol. vol. 86, pp. p. 28-36.

- [56] *Validation of the diffusion mixture model for the simulation of bubbly flows and implementation in OpenFOAM.* TRONCI, Giovanni, BUFFO, Antonio, VANNI, Marco, et al. 2021, *Computers & Fluids*, Vol. 227, p. 105026.
- [57] *A VOF method to phase change modeling.* SAMKHANIANI, Nima et ANSARI, M. 2012, ICHMT.
- [58] *Numerical modeling of multiphase flows in microfluidics and micro process engineering: a review of methods and applications.* WÖRNER, Martin. 6, 2012, *Microfluidics and nanofluidics*, Vol. 12, pp. 841-886.
- [59] *A. Hydrodynamics of Taylor flow in small channels: a review.* ANGELI, P. et GAVRIILIDIS,. 5, 2008, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 222, pp. 737-751.
- [60] *A front-tracking method for viscous, incompressible, multi-fluid flows.* UNVERDI, Salih Ozen et TRYGGVASON, Grétar. 1, 1992, *Journal of computational physics*, Vol. 100, pp. 25-37.
- [61] *A level set approach for computing solutions to incompressible two-phase flow.* SUSSMAN, Mark, SMEREKA, Peter, et OSHER, Stanley. 1, 1994, *Journal of Computational physics*, Vol. 114, pp. 146-159.
- [62] *A continuum method for modeling surface tension.* BRACKBILL, Jeremiah U., KOTHE, Douglas B., et ZEMACH, Charles. 2, 1992, *Journal of computational physics*, Vol. 100, pp. 335-354.
- [63] *An open-source toolbox for multiphase flow in porous media.* HORGUE, Pierre, SOULAINÉ, Cyprien, FRANC, Jacques, et al. 2015, *Computer Physics Communications*, Vol. 187, pp. 217-226.
- [64] *One-dimensional, incompressible, noncapillary, two-phase fluid flow in a porous medium.* SHELDON, J. W. et CARDWELL JR, W. T. 1, 1959, *Transactions of the AIME*, Vol. 216, pp. 290-296.
- [65] *DuMux: DUNE for multi-{phase, component, scale, physics,...} flow and transport in porous media.* FLEMISCH, Bernd, DARCI, Melanie, ERBERTSEDER, K., et al. 9, 2011, *Advances in Water Resources*, Vol. 34, pp. 1102-1112.

- [66] *PFLOTRAN user manual*. LICHTNER, P. C., HAMMOND, G. E., LU, C., et al. In : Technical Report : s.n., 2013.
- [67] *OpenGeoSys: an open-source initiative for numerical simulation of thermo-hydro-mechanical/chemical (THM/C) processes in porous media*. KOLDITZ, Olaf, BAUER, Sebastian, BILKE, Lars, et al. 2012, Environmental Earth Sciences, Vol. 67, pp. 589-599.
- [68] *Open-source MATLAB implementation of consistent discretisations on complex grids*. LIE, Knut-Andreas, KROGSTAD, Stein, LIGAARDEN, Ingeborg Skjelkvåle, et al. 2012, Computational Geosciences, Vol. 16, pp. 297-322.
- [69] *Error analysis and estimation for the finite volume method with applications to fluid flows*. JASAK, Hrvoje. 1996.
- [70] *A tensorial approach to computational continuum mechanics using object-oriented techniques*. WELLER, Henry G., TABOR, Gavin, JASAK, Hrvoje, et al. 6, 1998, Computers in physics, Vol. 12, pp. 620-631.
- [71] *Pore-scale insights into transport and mixing in steady-state two-phase flow in porous media*. AZIZ, Rimsha, JOEKAR-NIASAR, Vahid, et MARTINEZ-FERRER, Pedro. 2018, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 109, pp. 51-62.
- [72] *Pore-scale simulation of remaining oil distribution in 3D porous media affected by wettability and capillarity based on volume of fluid method*. YANG, Yongfei, CAI, Shaobin, YAO, Jun, et al. 2021, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 143, p. 1037.
- [73] *Multi-dimensional computation of compressible reacting flows through porous media to apply to internal combustion engine simulation*. PISCAGLIA, Federico, MONTORFANO, Andrea, et ONORATI, Angelo. 7-8, 2010, Mathematical and computer modelling, Vol. 52.
- [74] *An open-source library for the numerical modeling of mass-transfer in solid oxide fuel cells*. NOVARESIO, Valerio, GARCÍA-CAMPRUBÍ, María, IZQUIERDO, Salvador, et al. 1, 2012, Computer Physics Communications, Vol. 183, pp. 125-146.
- [75] *Three-dimensional interaction of waves and porous coastal structures using OpenFOAM®. Part I: Formulation and validation*. HIGUERA, Pablo, LARA, Javier L., et LOSADA, Inigo J. 2014, Coastal Engineering, Vol. 83, pp. 243-258.

- [76] *Three-dimensional interaction of waves and porous coastal structures using OpenFOAM®. Part II: Application.* HIGUERA, Pablo, LARA, Javier L., et LOSADA, Inigo J. 2014, Coastal Engineering, Vol. 83, pp. 259-270.
- [77] *Numerical simulation of flattened heat pipe with double heat sources for CPU and GPU cooling application in laptop computers.* SANHAN, Wisoot, VAFAI, Kambiz, KAMMUANG-LUE, Niti, et al. 2, 2021, Journal of Computational Design and Engineering, Vol. 8.
- [78] *Investigations of the thermal performance of a cylindrical wicked heat pipe.* GRISSA, Kods, BENSELAMA, Adel M., LATAOUI, Zied, et al. 9, 2018, International Journal of Energy Research, Vol. 42, pp. 3048-3058.
- [79] *CFD analysis of hotspots copper metal foam flat heat pipe for electronic cooling applications.* BRAHIM, Taoufik et JEMNI, Abdelmajid. 2021, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 159, p. 106583.
- [80] Alomar, O. R., Mendes, M. A., Trimis, D., & Ray, S. (2014). Numerical simulation of complete liquid–vapour phase change process inside porous media using smoothing of diffusion coefficient. *International journal of thermal sciences*, 86, 408-420.
- [81] Alomar, O. R., Mendes, M. A., Trimis, D., & Ray, S. (2015). Simulation of complete liquid–vapour phase change process inside porous evaporator using local thermal non-equilibrium model. *International Journal of Thermal Sciences*, 94, 228-241.
- [82] Ray, S., & Alomar, O. R. (2016). Simulation of liquid–vapour phase change process inside porous media using modified enthalpy formulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 105, 123-136.
- [83] Shen, L., Wang, J., Dong, W., Pu, J., Peng, J., Qu, D., & Chen, L. (2016). An experimental investigation on transpiration cooling with phase change under supersonic condition. *Applied Thermal Engineering*, 105, 549-556.
- [84] Keener, D., Lenertz, J., Bowersox, R., & Bowman, J. (1995). Transpiration cooling effects on nozzle heat transfer and performance. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 32(6), 981-985.
- [85] Mashaei, P. R., Shahryari, M., & Madani, S. (2016). Numerical hydrothermal analysis of water-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanofluid forced convection in a narrow annulus filled by porous medium

considering variable properties: Application to cylindrical heat pipes. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 126, 891-904.

[86] Brahim, T., & Jemni, A. (2021). CFD analysis of hotspots copper metal foam flat heat pipe for electronic cooling applications. *International Journal of Thermal Sciences*, 159, 106583.

[87] Mottet, L., & Prat, M. (2016). Numerical simulation of heat and mass transfer in bidispersed capillary structures: application to the evaporator of a loop heat pipe. *Applied Thermal Engineering*, 102, 770-784

[88] Liu, X., Chen, Y., & Shi, M. (2013). Dynamic performance analysis on start-up of closed-loop pulsating heat pipes (CLPHPs). *International Journal of Thermal Sciences*, 65, 224-233.

[89] Wang, S., Utaka, Y., & Tasaki, Y. (2009). An experimental study on moisture transport through a porous plate with micro pores. *International journal of heat and mass transfer*, 52(19-20), 4386-4389.

[90] Hanlon, M. A., & Ma, H. B. (2003). Evaporation heat transfer in sintered porous media. *J. Heat Transfer*, 125(4), 644-652.

[91] Sabir, H. M., & ElHag, Y. B. M. (2007). A study of capillary-assisted evaporators. *Applied thermal engineering*, 27(8-9), 1555-1564.

[92] Tambue, A., Berre, I., & Nordbotten, J. M. (2013). Efficient simulation of geothermal processes in heterogeneous porous media based on the exponential Rosenbrock–Euler and Rosenbrock-type methods. *Advances in water resources*, 53, 250-262.

[93] Hornung, R. D., & Trangenstein, J. A. (1997). Adaptive mesh refinement and multilevel iteration for flow in porous media. *Journal of computational Physics*, 136(2), 522-545.

[94] Wang, X. H., Quintard, M., & Darche, G. (2006). Adaptive mesh refinement for one-dimensional three-phase flow with phase change in porous media. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 50(3), 231-268.

[95] Luo, H. S., Wang, X. H., & Quintard, M. (2008). Adaptive mesh refinement for one-dimensional three-phase flows in heterogeneous fractured porous media. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, 54(6), 476-498.

- [96] *Gas—liquid flow in bubble columns and loop reactors: Part II. Comparison of detailed experiments and flow simulations.* BECKER, S., SOKOLICHIN, A., et EIGENBERGER, G. 24, 1994, *Chemical Engineering Science*, Vol. 49, pp. 5747-5762.
- [97] *Dynamic simulation of gas-liquid two-phase flow: effect of column aspect ratio on the flow structure.* DELNOIJ, E., KUIPERS, J. A. M., et VAN SWAAIJ, Willibrordus Petrus Maria. 21-22, 1997, *Chemical engineering science*, Vol. 52, pp. 3759-3772.
- [98] *A direct numerical simulation of axisymmetric cryogenic two-phase flows in a pipe with phase change.* Cheng-Feng Tai, J.N. Chung. no 1, 2011, *Computers & fluids*, Vol. vol. 48, pp. p. 163-182.
- [99] *Micro device for liquid cooling by evaporation of R134a.* WIBEL, Wolf, SCHYGULLA, Ulrich, et BRANDNER, Jürgen J. 2-3, 2011, *Chemical engineering journal*, Vol. 167, pp. 705-712.
- [100] *Upscaling multiphase flow in porous media.* DAS, D. B. et HASSANIZADEH, S. M. Berlin, Germany: Springer, 2005.
- [101] *Three-dimensional liquid and vapour distribution in the wick of capillary evaporators.* MOTTET, Laetitia, COQUARD, Typhaine, et PRAT, Marc. 2015, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 83, pp. 636-651.
- [102] Song, K. D., Choi, S. H., & Scotti, S. J. (2006). Transpiration cooling experiment for scramjet engine combustion chamber by high heat fluxes. *Journal of propulsion and Power*, 22(1), 96-102.
- [103] Andoh, Y. H., & Lips, B. (2003). Prediction of porous walls thermal protection by effusion or transpiration cooling. An analytical approach. *Applied Thermal Engineering*, 23(15), 1947-1958.
- [104] Trevino, C., & Medina, A. (1997). Analysis of Transpiration Cooling of a Thin Porous Plate in a Hot Laminar Convective Flow. *Mecanica Computacional*, 18(5), 309-316.
- [105] Greuel, D., Herbertz, A., Haidn, O., Ortelt, M., & Hald, H. (2004). Transpiration cooling applied to C/C liners of cryogenic liquid rocket engines.

- [106] Landis, J., & Bowman, W. (1996). Numerical study of a transpiration cooled rocket nozzle. *In 32nd Joint Propulsion Conference and Exhibit* (p. 2580).
- [107] Langener, T., Von Wolfersdorf, J., & Steelant, J. (2011). Experimental investigations on transpiration cooling for scramjet applications using different coolants. *AIAA journal*, 49(7), 1409-1419.
- [108] Huang, Z., Xiong, Y. B., Liu, Y. Q., Jiang, P. X., & Zhu, Y. H. (2015). Experimental investigation of full-coverage effusion cooling through perforated flat plates. *Applied Thermal Engineering*, 76, 76-85.
- [109] Dahmen, W., Müller, S., Rom, M., Schweikert, S., Selzer, M., & Von Wolfersdorf, J. (2015). Numerical boundary layer investigations of transpiration-cooled turbulent channel flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 86, 90-100.
- [110] *Experimental investigation of transpiration cooling with phase change for sintered porous plates*. HUANG, Gan, ZHU, Yin Hai, LIAO, Zhiyuan, et al. 2017, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 114, pp. 1201-1213.
- [111] Jie, M. A., Jia, L. I. N., & Jian-hua, W. A. N. G. (2014). Experiment on transpiration cooling with phase change of liquid water, *J. Aerospace Power*, 29(3), 556-562.
- [112] *Phase-change mechanism for evaporation in porous media using volume of fluid: Implicit formulation of interfacial temperature*. WILSON, James A., HAGHSHENAS, Majid, et KUMAR, Ranganathan. 2019, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 1.
- [113] *Three-dimensional numerical simulation of fluid flow with phase change heat transfer in an asymmetrically heated porous channel*. LI, H. Y., LEONG, K. C., JIN, L. W., et al. 12, 2010, *International journal of thermal sciences*, Vol. 49, pp. 2363-2375.
- [114] *Transient two-phase flow and heat transfer with localized heating in porous media*. LI, H. Y., LEONG, K. C., JIN, L. W., et al. 7, 2010, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 49, pp. 1115-1127.
- [115] He, F., Wang, J., Xu, L., & Wang, X. (2013). Modeling and simulation of transpiration cooling with phase change. *Applied Thermal Engineering*, 58(1-2), 173-180.

- [116] He, F., & Wang, J. (2014). Numerical investigation on critical heat flux and coolant volume required for transpiration cooling with phase change. *Energy conversion and management*, 80, 591-597.
- [117] Huang, G., Zhu, Y., Liao, Z., Ouyang, X. L., & Jiang, P. X. (2017). Experimental investigation of transpiration cooling with phase change for sintered porous plates. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 114, 1201-1213.
- [118] Hu, H., Jiang, P., Ouyang, X., Zhao, C., & Xu, R. (2020). A modified energy equation model for flow boiling in porous media and its application to transpiration cooling at low pressures with transient effect. *International journal of heat and mass transfer*, 158, 119745.
- [119] Su, H., He, F., Wang, J., Luo, X., & Ai, B. (2021). Numerical investigation on the effects of porous cone parameters on liquid transpiration cooling performance. *International Journal of Thermal Sciences*, 161, 106743
- [120] Cheng, Z., Xu, R., & Jiang, P. (2023). Transpiration cooling with phase change by functionally graded porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 205, 123862.
- [121] Xin, C., Lu, L., & Liu, X. (2018). Numerical analysis on thermal characteristics of transpiration cooling with coolant phase change. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 131, 1747-1755
- [122] Wang, M., He, F., Wu, N., Wang, J., & Dong, G. (2019, March). Numerical Simulation of Transpiration Cooling within Variable Property of Water and Steam. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 491, No. 1, p. 012022). IOP Publishing.
- [123] Bandivadekar, D., & Minisci, E. (2020). Modelling and simulation of transpiration cooling systems for atmospheric re-entry. *Aerospace*, 7(7), 89.
- [124] Wang, M., Wang, J., Pu, J., & He, F. (2022). Transient heat dissipation performances of transpiration cooling with coolant phase change. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 135, 106082.
- [125] Jiang, P. X., Yu, L., Sun, J. G., & Wang, J. (2004). Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in transpiration cooling. *Applied thermal engineering*, 24(8-9), 1271-1289.

- [126] He, Y., Du, S., Li, D., Gao, Y., & Chen, Y. (2020). Optimization studies of transpiration cooling using porous medium with gradually-changed structure. *Frontiers in Heat and Mass Transfer (FHMT)*, 15(1).
- [127] Hermann, T., McGilvray, M., Ifti, H. S., Hufgard, F., & Löhle, S. (2020). Thermal impulse response in porous media for transpiration-cooling systems. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 34(2), 447-456.
- [128] F. Zhang, W. Liu, Review on the application and development of perspiration cooling in liquid rocket engine, *Journal of Rocket Propulsion* 33 (6) (2007) 43–48.
- [129] C. Huang, B. Sun, Heat transfer analysis of the laminar transpiration cooling thrust chamber, *Journal of Rocket Propulsion* 37 (1) (2011) 17–21.
- [130] Y. Liu, P. Jiang, S. Jin, J. Sun, Transpiration cooling of a nose cone by various foreign gases, *Int. J. Heat Mass Tran.* 53 (23–24) (2010) 5364–5372.
- [131] C.S. Kumar, A. Pattamatta, Assessment of heat transfer enhancement using metallic porous foam configurations in laminar slot jet impingement: an experimental study, *J. Heat Tran.* 140 (2) (2018), 022202.1-022202.10.
- [132] N. García-Hernando, A. Acosta-Iborra, U. Ruiz-Rivas, M. Izquierdo, Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single-phase liquid flow micro-heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Tran.* 52 (23–24) (2009) 5433–5446.
- [133] H. Boehrk, Transpiration-cooled hypersonic flight experiment: setup, flight measurement, and reconstruction, *J. Spacecraft Rockets* 52 (3) (2015) 674–683.
- [134] Z. Huang, Y. Xiong, Y. Liu, P. Jiang, Y. Zhu, Experimental investigation of full-coverage effusion cooling through perforated flat plates, *Appl. Therm. Eng.* 76 (2015) 76–85.
- [135] W. Yang, C. Lu, J. Zheng, Experimental study on cooling effect of film divergent cooling structure, *J. Nanjing Univ. Aeronaut. Astronaut.* 46 (4) (2014) 517–523.
- [136] Q. Li, J. Sun, Hydrogen transpiration cooling characteristics of porous ceramics, *J. Propuls. Technol.* 35 (10) (2014) 91, 01387.

- [137] T. Langener, J.V. Wolfersdorf, J. Steelant, Experimental investigations on transpiration cooling for scramjet applications using different coolants, *AIAA J.* 49 (7) (2011) 1409–1419.
- [138] J. Ma, J. Lin, J. Wang, Experiment of liquid water phase variable divergent cooling, *J. Aero. Power* 29 (3) (2014) 556–562.
- [139] G. Fau, N. Gascoin, P. Gillard, M. Bouchez, Steelant J, Fuel pyrolysis through porous media: coke formation and coupled effect on permeability, *J. Anal. Appl. Pyrol.* 95 (5) (2012) 180–188.
- [140] N. Gascoin, L. Romagnosi, I. Fedioun, J. Steelant, G. Fau, M. Bouchez, Pyrolysis in porous media: Part 2. Numerical analysis and comparison to experiments, *J. Porous Media* 16 (9) (2013) 857–873.
- [141] Donoughe P L, Livingood J N, report Exact Solutions of Laminar-Boundary-Layer Equations with Constant Property Values for Porous Wall with Variable Temperature, NACA REPORT 1995-1229.
- [142] M.W. Rubesin, C.C. Pappas, A.F. Okuno, The effect of fluid injection on the compressible turbulent boundary layer - preliminary tests on transpiration cooling of a flat plate at  $m=2.7$  with air as the injected gas, NACA RM A55I19, 1955.
- [143] R.J. Cresci, J. Librizzi, Transpiration cooling of a turbulent boundary layer in an axisymmetric nozzle, *AIAA J.* 2 (4) (1964) 617–624.
- [144] W.F. Ames, J.P. Hartnett, L. Laganelli A, Transpiration cooling in a laminar boundary layer with solid wall upstream effects, *AIAA J.* 6 (2) (1968) 193–197.
- [145] J.W. Yang, Analysis of heat transfer in evaporative- transpiration-cooled system, *J. Spacecraft Rockets* 6 (6) (1969) 759–762.
- [146] S.A. Gokoglu, D.E. Rosner, Thermophoretically enhanced mass-transport rates to solid and transpiration-cooled walls across turbulent (law-of-the-wall) boundary-layers, *Ind. Eng. Chem. Fundam.* 24 (2) (1985) 208–214.
- [147] F. He, J. Wang, L. Xu, X. Wang, Modeling and simulation of transpiration cooling with phase change, *Appl. Therm. Eng.* 58 (1–2) (2013) 173–180.

- [148] F. He, J. Wang, Numerical investigation on critical heat flux and coolant volume required for transpiration cooling with phase change, *Energy Convers. Manag.* 80 (2014) 591–597.
- [149] T. Langener, J. Wolfersdorf, M. Selzer, H. Hald, Experimental investigations of transpiration cooling applied to C/C material, *Int. J. Therm. Sci.* 54 (2012) 70–81.
- [150] C. Trevino, A. Medina, Analysis of the transpiration cooling of a thin porous plate in a hot laminar convective flow, *Eur. J. Mech. B Fluid* 18 (2) (1999) 245–260.
- [151] K. Kamiuto, J. Andou, T. Miyanaga, S. Taniyama, Mist transpiration cooling system using open-cellular porous materials, *J. Thermophys. Heat Tran.* 19 (2) (2005) 250–251.
- [152] X. Chen, P. Yu, S. Winoto, H. Low, Free convection in a porous wavy cavity based on the Darcy-brinkman-forchheimer extended model, *Numer. Heat Tran., Part A: Applications* 52 (4) (2007) 377–397.
- [153] Z. Huang, Y. Zhu, Y. Xiong, P. Jiang, Investigation of transpiration cooling for sintered metal porous struts in supersonic flow, *Appl. Therm. Eng.* 70 (1) (2014) 240–249.
- [154] K. Vafai, C.L. Tien, Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media, *Int. J. Heat Mass Tran.* 24 (2) (1981) 195–203.
- [155] E. Achenbach, Heat and flow characteristics of packed beds, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 10 (1) (1995) 17–27.
- [156] J. Koh, J. Dutton, B. Benson, Fundamental Study of Transpiration Cooling - Pressure Drop and Heat Transfer Data from Porous Metals, 1973, 134523. NASA-CR.
- [157] P. Jiang, Z. Ren, Numerical investigation of forced convection heat transfer in porous media using a thermal non-equilibrium model, *Int. J. Heat Fluid Flow* 22 (1) (2001) 102–110.
- [158] P. Jiang, M. Li, Y. Ma, RenZ, Boundary conditions and wall effect for forced convection heat transfer in sintered porous plate channels, *Int. J. Heat Mass Tran.* 47 (10–11) (2004) 2073–2083.
- [159] P. PJiang, Numerical simulation of forced convection heat transfer in porous plate channels using thermal equilibrium and nonthermal equilibrium models, *Numer. Heat Tran., Part A: Applications* 35 (1) (1999) 99–113.

- [160] R. Xu, Y. Huang, P. Jiang, B. Wang, Internal heat transfer coefficients in microporous media with rarefaction effects, *Sci. China Technol. Sci.* 55 (10) (2012) 2869–2876.
- [161] Z. P. Jiang, Wang, Z. Ren, B. Wang, Experimental research of fluid flow and convection heat transfer in plate channels filled with glass or metallic particles, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 20 (1) (1999) 45–54.
- [162] L. Meng, P. Jiang, F. Jiang, Z. Ren, Numerical simulation of transpiration cooling process based on local non thermal equilibrium model, *J. Eng. Thermophys.* 27 (4) (2006) 667–669.
- [163] Masataka Mochizuki, Thang Nguyen, Koichi Mashiko, Yuji Saito, Tien Nguyen, and Vijit Wuttijumnong. A review of heat pipe application including new opportunities. *Front. Heat Pipes*, 2(1):1–15, 2011.
- [164] A Meyer and RTRT Dobson. A heat pipe heat recovery heat exchanger for a mini-drier. *Journal of Energy in Southern Africa*, 17(1):50–57, 2017.
- [165] Suping Shen, Wenjian Cai, Xinli Wang, Qiong Wu, and Haoren Yon. Investigation of liquid desiccant regenerator with heat recovery heat pipe system. *Energy and Buildings*, 146:353–363, 2017.
- [166] Mostafa A Abd El-Baky and Mousa M Mohamed. Heat pipe heat exchanger for heat recovery in air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, 27(4):795–801, 2007.
- [167] Seyed Hossein Noie-Baghiban and GR Majideian. Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger (hphe) for surgery rooms in hospitals. *Applied thermal engineering*, 20(14):1271–1282, 2000.
- [168] YH Yau and M Ahmadzadehtalatapeh. A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics. *Applied Thermal Engineering*, 30(2):77–84, 2010.
- [169] Alexander D Smith, Daniel W Field, Armen Askijian, and James Grossman. Satellite radiator panels with combined stiffener/heat pipe, 2015. US Patent 20160288926A1.
- [170] Gordon Wu. Heat pipe and radiator system with thermoelectric cooler, 2017. US Patent 9714777B1.

- [171] Daniele Mangini, Mauro Mameli, Anastasios Georgoulas, Luciano Araneo, Sauro Filippeschi, and Marco Marengo. A pulsating heat pipe for space applications: ground and microgravity experiments. *International Journal of Thermal Sciences*, 95:53–63, 2015.
- [172] Leonard M Weinstein. Open loop heat pipe radiator having a free-piston for wiping condensed working fluid, 2015. US Patent 9,091,490.
- [173] Kyu Hyung Do, Hyo Jun Ha, and Seok Pil Jang. Thermal resistance of screen mesh wick heat pipes using the water-based  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(25):5888–5894, 2010.
- [174] Xue Fei Yang, Zhen-Hua Liu, and Jie Zhao. Heat transfer performance of a horizontal micro-grooved heat pipe using  $\text{CuO}$  nanofluid. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 18(3):035038, 2008.
- [175] Hyung Dae Kim, Jeongbae Kim, and Moo Hwan Kim. Experimental studies on chf characteristics of nanofluids at pool boiling. *International journal of multiphase flow*, 33(7):691–706, 2007.
- [176] R Sureshkumar, S Tharves Mohideen, and N Nethaji. Heat transfer characteristics of nanofluids in heat pipes: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20:397–410, 2013.
- [177] Y. Li, Z. Li, W. Zhou, Z. Zeng, Y. Yan, B. Li, Experimental investigation of vapor chambers with different wick structures at various parameters, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 77 (2016) 132–143.
- [178] G. Nagayama, S. Gyotoku, T. Tsuruta, Thermal performance of flat micro heat pipe with converging microchannels, *Int. J. Heat Mass Transfer* 122 (2018) 375–382.
- [179] S. Wong, W. Liao, Visualization experiments on flat-plate heat pipes with composite mesh-groove wick at different tilt angles, *Int. J. Heat Mass Transfer* 123 (2018) 839–847.
- [180] E. Ruckenstein, Y.S. Djikaev, Recent developments in the kinetic theory of nucleation, *Adv. Colloid Interface Sci.* 118 (1–3) (2005) 51–72.
- [181] E. Ruckenstein, G.O. Berim, Kinetics of heterogeneous nucleation on a rough surface: Nucleation of a liquid phase in nanocavities, *J. Colloid Interface Sci.* 351 (1) (2010) 277–282.

- [182] X. Ji, J. Xu, H. Li, G. Huang, Switchable heat transfer mechanisms of nucleation and convection by wettability match of evaporator and condenser for heat pipes: Nanostructured surface effect, *Nano Energy* 38 (2017) 313–325.
- [183] S. Wong, W. Liao, Visualization experiments on flat-plate heat pipes with composite mesh-groove wick at different tilt angles, *Int. J. Heat Mass Transfer* 123 (2018) 839–847.
- [184] Y. Liu, X. Han, C. Shen, F. Yao, M. Zhang, Experimental Study on the Evaporation and Condensation Heat Transfer Characteristics of a Vapor Chamber, *Energies* 12 (1) (2018).
- [185] X. Gou, Q. Zhang, Y. Li, Y. Liu, S. Liu, S. Iram, Experimental Research on the Thermal Performance and Semi-Visualization of Rectangular Flat Micro– Grooved Gravity Heat Pipes, *Energies* 11 (9) (2018).
- [186] C. Wang, F. Yao, J. Shi, L. Wu, M. Zhang, Visualization Study on Thermo-Hydrodynamic Behaviors of a Flat Two-Phase Thermosyphon, *Energies* 11 (9) (2018).
- [187] S. Wong, C. Chen, Visualization experiments for groove-wicked flat-plate heat pipes with various working fluids and powder-groove evaporator, *Int. J. Heat Mass Transfer* 66 (2013) 396–403.

# Chapitre 2

## Modélisation mathématique

### 2.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les différentes équations décrivant l'écoulement diphasique à travers un milieu poreux avec changement de phase. L'outil numérique, utilisé OpenFOAM, est aussi exposé pour implémenter le nouveau solveur.

Les hypothèses de modélisation choisies sont données et le modèle d'écoulement de Navier Stokes est ensuite présenté.

### 2.2 Formulation différentielle

La plupart des manuels [1] ; [2]; [3] ; [4] obtiennent les équations régissant un système monophasé en effectuant des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie pour un volume de contrôle microscopique. Nous obtiendrons les équations de phase en analysant les équations intégrales pour un volume de contrôle fini qui ne comprend qu'une seule phase. Les conditions de saut à l'interface seront obtenues en analysant les équations intégrales sur un volume de contrôle comprenant deux phases séparées par une interface. Afin d'obtenir les formulations différentielles, il est nécessaire d'appliquer le théorème de divergence du calcul vectoriel. Pour une quantité vectorielle générale  $\Omega$ , qui est continuellement différentiable, et pour un volume de contrôle  $V$ , entouré d'une surface de contrôle  $A$  lisse par morceaux, le théorème de divergence stipule que :

$$\int_A \Omega \cdot n dA = \int_V \nabla \cdot \Omega dV \quad (2- 1)$$

Les équations différentielles souhaitées peuvent être obtenues en appliquant cette relation à la forme intégrale des lois fondamentales.

En outre, comme la forme et la taille du volume de contrôle sont fixes dans le temps, la règle de Leibniz pour la quantité générale spécifique  $\Phi_k$  est également valable :

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho_i \Phi_i dV = \int_V \frac{\partial(\rho_i \Phi_i)}{\partial t} dV \quad (2- 2)$$

### 2.2.1 Modèles multi-fluides moyennés en volume

Dans cette partie, nous présentons les équations de base utilisées pour étudier l'écoulement diphasique et le transfert de chaleur par changement de phase dans les milieux poreux. Ces équations sont ensuite résolues à l'aide de la méthode des volumes finis (FVM) [5] [6].

Les hypothèses fondamentales adaptées sont le liquide et la vapeur sont considérés comme incompressibles et non miscibles. On suppose que le milieu poreux est homogène et isotrope. Un équilibre thermique local existe entre le fluide et le matériau poreux.

Si on effectue une moyenne spatiale pour chaque phase individuelle dans un volume de contrôle multiphasique, on obtient le modèle multi-fluide. Des termes sources supplémentaires sont nécessaires dans ces équations pour tenir compte de l'interaction entre les phases.

Le processus de calcul de la moyenne du volume est appliqué aux fonctions discontinues dues à l'existence d'interfaces entre les phases. Le modèle est obtenu en effectuant une moyenne spatiale pour chaque phase à l'intérieur d'un volume de contrôle multiphasique.

Les équations différentielles expriment les lois régissant l'écoulement des fluides, le transfert de chaleur et de nombreux autres processus.

Plusieurs types d'approches, telles que lagrangienne, eulérienne et eulérienne-lagrangienne, ont été développées pour la simulation des systèmes diphasiques au cours des dernières décennies. Les méthodes eulériennes sont donc les plus populaires en raison de leur simplicité et leur capacité à traiter des interfaces multiples. Level-Set (LS) [7] et le volume de fluide (VOF) [8] sont les deux principaux exemples illustratifs de l'approche eulérienne. Dans la présente étude, seul la méthode volume de fluides (VOF) est prise en compte.

Dans ce qui suit, on présentera les équations régissant l'écoulement et les transferts de chaleur dans un milieu poreux avec changement de phase.

Il convient de souligner ici la distinction entre les notations relatives aux deux termes valeurs intrinsèques et extrinsèques : les valeurs intrinsèques sont représentées par  $\langle \rangle^i$ , elles sont moyennées sur le volume de la  $i^{\text{ème}}$  phase tandis que les valeurs extrinsèques notées  $\langle \rangle$  sont moyennées sur un volume de contrôle entier.

La fraction de volume de la  $i^{\text{ème}}$  phase,  $\alpha_i$ , est définie comme le rapport entre le volume de l'élément de la  $i^{\text{ème}}$  phase ( $\Delta v_i$ ) et le volume élémentaire total de toutes les phases  $\Delta v$  :

$$\alpha_i = \frac{\Delta v_i}{\Delta v} \quad (2-3)$$

La somme des fractions volumiques de toutes les phases (n est le nombre de phases) doit être égale à l'unité :

$$\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1 \quad (2-4)$$

$$\alpha_i = \begin{cases} 0, & \text{région vapeur} \\ (0,1), & \text{région mélange} \\ 1, & \text{région liquide} \end{cases}$$

Pour obtenir les équations de Navier Stokes moyennées sur le volume, il faut obtenir la moyenne sur le volume de la dérivée partielle par rapport au temps et au gradient. Pour un volume de contrôle  $\Delta V$  représenté sur la figure 2.1, la moyenne volumique de la dérivée partielle par rapport au temps est obtenue par le théorème général de transport suivant :

$$\left\langle \frac{\partial \Omega_i}{\partial t} \right\rangle = \frac{\partial \langle \Omega_i \rangle}{\partial t} - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \Omega_i V_i n_i dA_i \quad (2-5)$$

Où  $A_i$  est l'aire interfaciale entourant la  $i^{\text{ème}}$  phase dans le volume de contrôle  $\Delta V$ ,  $\Delta V_i$  est le volume occupé par la  $i^{\text{ème}}$  phase dans le volume de contrôle  $\Delta V$ ,  $V_i$  est la vitesse interfaciale, et  $n_i$  est le vecteur unitaire normal à l'interface dirigé vers l'extérieur de la phase  $i^{\text{ème}}$  phase (voir figure 2.1).

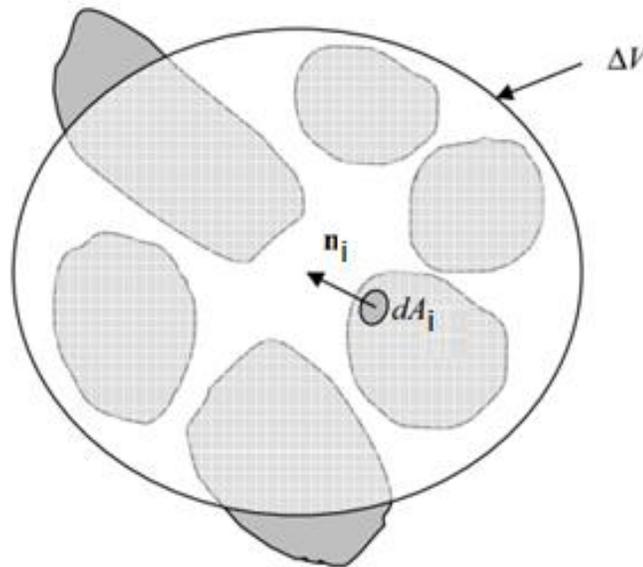


Figure 2.1 Volume de contrôle pour le calcul de la moyenne du volume

La moyenne du gradient dans le volume de contrôle  $\Delta V$  est

$$\langle \nabla \Omega_i \rangle = \nabla \langle \Omega_i \rangle + \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \Omega_i n_i dA_i \quad (2-6)$$

Et la moyenne de la divergence dans le volume de contrôle  $\Delta V$  est :

$$\langle \nabla \cdot \Omega_i \rangle = \nabla \cdot \langle \Omega_i \rangle + \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \Omega_i \cdot n_i dA_i \quad (2-7)$$

La quantité générale  $\Omega_i$  dans les équations (2-6) et (2-7) peut être un scalaire, un vecteur ou un tenseur du second ordre.

**Equation de continuité :**

La moyenne volumique de l'équation de continuité pour la  $i^{\text{ème}}$  phase est obtenue par :

$$\left\langle \frac{\partial \rho_i}{\partial t} \right\rangle + \langle \nabla \rho_i V_i \rangle = 0 \quad (2-8)$$

Où ces deux termes peuvent être obtenus comme suit :

$$\left\langle \frac{\partial \rho_i}{\partial t} \right\rangle = \frac{\partial \langle \rho_i \rangle}{\partial t} - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i V_i n_i dA_i \quad (2-9)$$

$$\langle \nabla \rho_i V_i \rangle = \nabla \langle \rho_i V_i \rangle + \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i V_i n_i dA_i \quad (2-10)$$

En remplaçant les expressions ci-dessus dans l'équation (2-8), l'équation de continuité moyennée en volume devient :

$$\frac{\partial \langle \rho_i \rangle}{\partial t} + \nabla \langle \rho_i V_i \rangle = - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i (V_i - V_I) n_i dA_i \quad (2-11)$$

Le terme à droite de l'équation (2-11) représente le transfert de masse par unité de volume de toutes les autres phases vers la  $i^{\text{ème}}$  phase en raison du changement de phase et il est égal à

$$- \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i (V_i - V_I) \cdot n_i dA_i = \sum_{j=1(j \neq i)}^n \dot{m}_{ji}''' \quad (2-12)$$

Où  $\dot{m}_{ji}'''$  représente le transfert de masse par unité de volume de la  $j^{\text{ème}}$  à la  $i^{\text{ème}}$  phase en raison d'un changement de phase. La valeur de  $\dot{m}_{ji}'''$  dépend du processus de changement de phase qui a lieu dans le système multiphasique et la conservation de la masse nécessite que  $\dot{m}_{ji}''' = -\dot{m}_{ij}'''$ .

La densité moyenne de phase extrinsèque  $\langle \rho_i \rangle$ , est liée à la densité moyenne de phase intrinsèque  $\langle \rho_i \rangle^i$  par :

$$\langle \rho_i \rangle = \alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \quad (2-13)$$

De plus, la densité moyenne de phase intrinsèque est égale à la densité  $\rho_i$ .

Le produit de deux variables est donné par :

$$\langle \rho_i V_i \rangle = \alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle V_i \rangle^i + \langle \hat{\rho}_i \hat{V}_i \rangle \quad (2-14)$$

En remplaçant les équations (2-12) et (2-13) et en considérant l'équation (2-14), l'équation de continuité pour la  $i^{\text{ème}}$  phase devient :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i) + \nabla (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle V_i \rangle^i + \langle \hat{\rho}_i \hat{V}_i \rangle) = \sum_{j=1(j \neq i)}^n \dot{m}_{ji}''' \quad (2-15)$$

Où  $\langle \hat{\rho}_i \hat{V}_i \rangle$  est le terme dispersif et il est en général petit comparé à  $\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle V_i \rangle^i$ , il peut donc être négligé.

L'équation de continuité pour la  $i^{\text{ème}}$  phase est devenue donc :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i) + \nabla (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle V_i \rangle^i) = \sum_{j=1(j \neq i)}^n \dot{m}_{ji}''' \quad (2-16)$$

#### ***Equation de quantité de mouvement :***

L'équation extrinsèque de quantité de mouvement moyennée pour la  $i^{\text{ème}}$  phase est :

$$\left\langle \frac{\partial \rho_i V_i}{\partial t} \right\rangle + \langle \nabla (\rho_i V_i V_i) \rangle = \langle \nabla \tau_i \rangle + \langle \rho_i g_i \rangle \quad (2-17)$$

Où la force de volume par unité de masse est supposée être la même pour différentes espèces par souci de simplicité. Chaque terme de l'équation (2-17) peut être obtenu en utilisant les équations (2-5) - (2-7) c'est-à-dire :

$$\left\langle \frac{\partial \rho_i V_i}{\partial t} \right\rangle = \frac{\langle \partial \rho_i V_i \rangle}{\partial t} - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i V_i (V_i n_i) dA_i \quad (2-18)$$

$$\langle \nabla \rho_i V_i V_i \rangle = \nabla \langle \rho_i V_i V_i \rangle + \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i V_i V_i n_i dA_i \quad (2-19)$$

$$\langle \nabla \tau_i \rangle = \nabla \langle \tau_i \rangle + \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \tau_i n_i dA_i \quad (2-20)$$

$$\langle \rho_i g_i \rangle = \langle \rho_i \rangle g_i \quad (2-21)$$

En considérant l'équation (2-14), en substituant les expressions ci-dessus et en négligeant le produit de déviation, l'équation (2-17) devient :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle V_i \rangle^i) + \nabla (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle V_i V_i \rangle^i) = (\alpha_i \langle \nabla \tau_i \rangle^i) - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i V_i (V_i - V_i) n_i dA_i + \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \tau_i n_i dA_i + \alpha_i \langle \rho_i \rangle^i g_i \quad (2-22)$$

Où  $\langle \nabla \tau_i \rangle_i$  est le tenseur des contraintes moyenné pour la  $i^{\text{ème}}$  phase :

$$\langle \nabla \tau_i \rangle_i = -\langle P_i \rangle_i I + \mu_i \left[ \nabla \langle V_i \rangle_i + (\nabla \langle V_i \rangle_i)^T \right] - \frac{2}{3} \mu_i (\nabla \langle V_i \rangle_i) I \quad (2- 23)$$

Les deuxième et troisième termes du côté droite de l'équation (2-22) décrivent les échanges de quantité de mouvement et les forces interactives entre la  $i^{\text{ème}}$  phase et toutes les autres phases :

$$\frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \tau_i n_i dA_i = \sum_{j=1(j \neq i)}^{\pi} \langle F_{ji} \rangle \quad (2- 24)$$

$$-\frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i V_i (V_i - V_I) n_i dA_i = \sum_{j=1(j \neq i)}^{\pi} \langle \dot{m}_{ji}''' \rangle \langle V_{i,I} \rangle_i \quad (2- 25)$$

En substituant les équations (2-24) et (2-25) à l'équation (2-22), nous obtenons l'équation de la quantité de mouvement moyenne du volume du multi fluide :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_i \langle \rho_i \rangle_i \langle V_i \rangle_i) + \nabla (\alpha_i \langle \rho_i \rangle_i \langle V_i V_i \rangle_i) = (\alpha_i \langle \nabla \tau_i \rangle_i) + \alpha_i \langle \rho_i \rangle_i g_i + \sum_{j=1(j \neq i)}^{\pi} \left( \langle F_{ji} \rangle + \langle \dot{m}_{ji}''' \rangle \langle V_{i,I} \rangle_i \right) \quad (2- 26)$$

### **Equation d'énergie :**

La moyenne de phase extrinsèque de l'équation d'énergie est :

$$\left\langle \frac{\partial(\rho_i h_i)}{\partial t} \right\rangle + \langle \nabla \rho_i V_i h_i \rangle = -\langle \nabla q_i'' \rangle + \langle q_i''' \rangle + \left\langle \frac{\partial P_i}{\partial t} \right\rangle + \langle V_i \nabla P_i \rangle + \langle \nabla V_i : \tau_i \rangle \quad (2- 27)$$

Où chaque terme peut être présenté en négligeant le produit de la déviation dans les deux derniers termes :

$$\left\langle \frac{\partial(\rho_i h_i)}{\partial t} \right\rangle = \frac{\langle \partial \rho_i h_i \rangle}{\partial t} - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i h_i V_i n_i dA_i \quad (2- 28)$$

$$\langle \nabla \rho_i V_i h_i \rangle = \nabla \langle \rho_i V_i h_i \rangle + \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i h_i V_i n_i dA_i \quad (2- 29)$$

$$\langle \nabla q_i'' \rangle = \nabla \langle q_i'' \rangle + \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} q_i'' n_i dA_i \quad (2- 30)$$

$$\left\langle \frac{\partial P_i}{\partial t} \right\rangle = \frac{\langle \partial P_i \rangle}{\partial t} - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} P_i V_i n_i dA_i \quad (2- 31)$$

$$\langle V_i \nabla P_i \rangle \approx \langle V_i \rangle \langle \nabla P_i \rangle = \langle V_i \rangle \left( \nabla \langle P_i \rangle + \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} P_i n_i dA_i \right) \quad (2- 32)$$

$$\langle \nabla V_i : \tau_i \rangle \approx \langle \nabla V_i \rangle : \langle \tau_i \rangle = \nabla \langle V_i \rangle : \langle \tau_i \rangle + \frac{1}{\Delta V} \left( \int_{A_i} V_i n_i dA_i \right) : \langle \tau_i \rangle \quad (2- 33)$$

Où les produits des écarts sont négligés dans les deux dernières équations.

En substituant ces expressions dans l'équation (2-27), nous obtenons :

$$\frac{\langle \partial \rho_i h_i \rangle}{\partial t} + \nabla \langle \rho_i V_i h_i \rangle = -\nabla \langle q_i'' \rangle + \langle q_i''' \rangle + \frac{\langle \partial P_i \rangle}{\partial t} + \langle V_i \rangle \nabla \langle P_i \rangle + \nabla \langle V_i \rangle : \langle \tau_i \rangle - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i h_i (V_i - V_l) n_i dA_i - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} q_i'' n_i dA_i + \frac{1}{\Delta V} \left[ - \int_{A_i} P_i V_i n_i dA_i + \langle V_i \rangle \int_{A_i} P_i n_i dA_i + \left( \int_{A_i} V_i n_i dA_i \right) : \langle \tau_i \rangle \right] \quad (2-34)$$

Les derniers termes de droite entre crochets sont la pression et la contrainte de cisaillement par unité de volume à l'interface. Ils reflètent la conversion de l'énergie mécanique en énergie thermique à l'interface et sont généralement négligeables par rapport aux autres termes.

En considérant l'équation (2-14) et en ignorant le produit de déviation, l'équation de l'énergie moyenne en volume (2-34) devient :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle h_i \rangle^i) + \nabla (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle V_i h_i \rangle^i) = -\nabla \langle q_i'' \rangle + \langle q_i''' \rangle + \alpha_i \frac{D \langle P_i \rangle^i}{Dt} + \langle V_i \rangle \nabla \langle P_i \rangle + \nabla \langle V_i \rangle : \langle \tau_i \rangle - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i h_i (V_i - V_l) n_i dA_i - \frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} q_i'' n_i dA_i \quad (2-35)$$

Le cinquième terme du côté droit de l'équation (2-35) est l'échange d'enthalpie interphase entre toutes les autres phases et la  $i^{\text{ème}}$  phase dû au changement de phase :

$$-\frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} \rho_i h_i (V_i - V_l) n_i dA_i = \sum_{j=1(j \neq i)}^{\pi} \dot{m}_{ji}''' \langle h_{i,l} \rangle^i \quad (2-36)$$

Où  $\langle h_{i,l} \rangle^i$  est l'enthalpie intrinsèque moyenne de la  $i^{\text{ème}}$  phase à l'interface. Le sixième terme du membre de droite de l'équation (2-35) est le transfert de chaleur de toutes les autres phases et la  $i^{\text{ème}}$  phase :

$$-\frac{1}{\Delta V} \int_{A_i} q_i'' n_i dA_i = \sum_{j=1(j \neq i)}^{\pi} \langle q_{ji}''' \rangle \quad (2-37)$$

Où  $\langle q_{ji}''' \rangle$  est l'intensité de l'échange de chaleur entre j et i.

En remplaçant les équations (2-36) et (2-37) dans l'équation (2-35), nous obtenons l'équation de l'énergie moyenne du volume de contrôle :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle h_i \rangle^i) + \nabla (\alpha_i \langle \rho_i \rangle^i \langle V_i h_i \rangle^i) = -\langle \nabla q_i'' \rangle + \langle \nabla q_i''' \rangle + \alpha_i \frac{D \langle P_i \rangle^i}{Dt} + \nabla \langle V_i \rangle : \langle \tau_i \rangle + \sum_{j=1(j \neq i)}^{\pi} (\langle q_{ji}''' \rangle + \langle \dot{m}_{ji}''' \rangle \langle h_{i,l} \rangle^i) \quad (2-38)$$

### 2.2.2 Milieux poreux

Le transport en milieu poreux s'applique à une large gamme de domaines, notamment l'ingénierie mécanique, chimique, environnementale et pétrolière, ainsi que la géologie. Les milieux poreux peuvent être trouvés naturellement dans les roches et les lits de sables, et peuvent également être fabriqués comme les mèches et les pastilles catalytiques. Ils constituent un composant essentiel

des appareils de haute technologie tels que les piles à combustible et les caloducs. Une formulation fondamentale des équations gouvernantes dans un milieu poreux sera présentée ci-dessous. Différentes hypothèses formulées ont été quantifiées dans des études récentes [9] [10] [11]. Une matrice solide comportant plusieurs vides reliés entre eux, ou pores, est appelée milieu poreux. Comme les vides sont interconnectés, ils contiennent un ou plusieurs fluides qui peuvent circuler dans le milieu. Le terme "porosité" " $\varepsilon$ " est généralement utilisé pour décrire la fraction de vide de la matrice solide.

$$\langle V_i \rangle = \varepsilon \langle V_i \rangle^i \quad (2- 39)$$

$$\varepsilon = \begin{cases} ]0; 1[ , & \text{dans la région poreuse} \\ 1, & \text{dans la région non poreuse} \end{cases} \quad (2- 40)$$

$\langle V_i \rangle$  : est la vitesse moyenne extrinsèque sur un volume entier comprenant un solide.

$\langle V_i \rangle^i$  : est la vitesse moyenne en volume sur le volume rempli d'une phase particulière.

Les équations régissant la phase fluide dans un milieu poreux peuvent maintenant être développées. Nous supposons que la vitesse relative  $V_{f,rel}$ , se réfère uniquement au mouvement relative d'une phase fluide f par rapport à la matrice solide. Dans les sections suivantes, la matrice solide est supposée stationnaire, donc  $V_f = V_{f,rel}$ . Les lois de conservation sont dérivées pour une zone poreuse en utilisant une technique de moyenne de volume pour un seul fluide occupant les pores. Les équations de quantité de mouvement sont dérivées de manière à modéliser les interactions visqueuses entre le fluide et la matrice solide avec une propriété de la mèche poreuse appelée perméabilité K. L'équation d'énergie est dérivée de telle manière qu'un équilibre thermique local entre la matrice solide et le fluide peut être supposé.

### ***Conservation de la masse :***

Le milieu poreux peut être considéré comme un système à deux phases contenant un fluide (f) et une matrice solide (sm). L'équation de continuité pour une phase fluide (f) dans un milieu poreux est la suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\varepsilon \langle \rho_f \rangle^f) + \nabla (\varepsilon \langle \rho_f \rangle^f \langle V_f \rangle^f) = 0 \quad (2- 41)$$

Il n'y a pas de changement de phase entre la matrice poreuse et le fluide et  $V_f^f$  est la vitesse moyenne de la phase intrinsèque.

Si le fluide est incompressible :  $\langle \rho_f \rangle^f = \rho_f$ , et l'équation de continuité dans un milieu poreux de porosité uniforme devient :

$$\nabla \langle V_f \rangle = \nabla (\varepsilon \langle V_f \rangle^f) = 0 \quad (2- 42)$$

***Equation de quantité de mouvement :***

Puisqu'une approche macroscopique constitue le moyen le plus réalisable de modéliser le transport, il doit exister un moyen de modéliser la résistance globale à l'écoulement provoquée par la zone poreuse. En 1865, Henry Darcy a mesuré expérimentalement la résistance à un écoulement stable, unidimensionnel et gravitationnel à travers une matrice solide non consolidée, uniforme, rigide et isotrope. Il a proposé une relation entre les gradients de pression/résistance en fonction de la viscosité dynamique,  $\mu_f$ , de la vitesse extrinsèque moyenne en phase et la perméabilité,  $K$ , connue sous le nom de Loi de Darcy :

$$\rho_f g - \frac{1}{\varepsilon} \nabla(\varepsilon p) = \frac{\mu_f}{K} \langle V_f \rangle \quad (2- 43)$$

Si la loi de Darcy est combinée avec la composante de traînée inertielle (terme de Forchheimer) et l'équation de Brinkman en utilisant l'équation de continuité et en supposant une porosité constante, l'équation de la quantité de mouvement pour la phase fluide devient :

$$\rho_f \left[ \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \langle V_f \rangle}{\partial t} + \frac{\langle V_f \rangle}{\varepsilon^2} \nabla \langle V_f \rangle \right] = -\nabla P + \frac{\mu_f}{\varepsilon} \nabla^2 \langle V_f \rangle + \rho_f g - \frac{\mu_f}{K} \langle V_f \rangle - \frac{\rho_f C_f}{\sqrt{K}} |\langle V_f \rangle| \langle V_f \rangle \quad (2- 44)$$

Où [12] 
$$K = \frac{d^2 \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (2- 45)$$

***Equation d'énergie :***

La dérivation de l'équation de l'énergie dans un milieu poreux est similaire à celle des équations de continuité et de quantité de mouvement. L'équation de l'énergie moyennée sur le volume est valable à la fois pour la phase fluide et pour la matrice solide. En supposant que la phase fluide est incompressible et en négligeant la dissipation de la viscosité, l'équation de l'énergie pour la phase fluide devient :

$$\varepsilon \rho_i \frac{\partial \langle h_i \rangle^f}{\partial t} + \varepsilon \rho_i \langle V_i \rangle^f \langle h_i \rangle^f = -\langle \nabla q_f'' \rangle + \langle \nabla q_f''' \rangle + \langle \nabla q_{sm,f}''' \rangle \quad (2- 46)$$

Le terme de convection est supprimé puisque la matrice solide est à l'état solide et n'a pas de vitesse. On considère que le fluide et la matrice solide sont en équilibre thermique local :

$$\langle T_f \rangle^f = \langle T_{sm} \rangle^{sm} = T$$

L'équation de l'énergie peut être simplifiée en supposant que l'enthalpie n'est qu'une fonction de la température et de la chaleur spécifique constante :

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho C_p)_{\text{eff}} \langle V_f \rangle \nabla T = \nabla k_{\text{eff}} \nabla T + q_{\text{eff}}''' \quad (2-47)$$

Où :

La capacité thermique effective est :  $(\rho C_p)_{\text{eff}} = \varepsilon_f (\rho C_p)_f + \varepsilon_{sm} (\rho C_p)_{sm}$

La conductivité thermique est :  $k_{\text{eff}} = \varepsilon_f k_{\text{eff},f} + \varepsilon_{sm} k_{\text{eff},sm}$

Le taux de production de chaleur par unité de volume est :  $q_{\text{eff}}''' = \varepsilon_f \langle q_f''' \rangle^f + \varepsilon_{sm} \langle q_{sm}''' \rangle^{sm}$

$k_{\text{eff},f}$  et  $k_{\text{eff},sm}$  dépendent tous deux de la porosité et de la structure des pores dans les milieux poreux.

L'équation ci-dessus n'est valable que lorsque le fluide et la matrice solide sont en équilibre thermique local et

$$\varepsilon_f = 1 - \varepsilon_{sm}$$

### 2.2.3 Equations multiphasiques dans les milieux poreux

Le cadre du transport multiphasique dans une zone poreuse (voir Figure. 2.2) est déjà défini par le transport monophasique dans les milieux poreux. En outre, les interactions solide-liquide-vapeur jouent un rôle important dans les applications de transfert de chaleur et de masse. L'équation réagissant les phases liquide et vapeur doit également tenir compte d'un éventuel changement de phase entre le liquide et la vapeur. Les problèmes qui résolvent directement les phénomènes solide-liquide-vapeur sont généralement appliqués à un seul pore.

Le principe du modèle multiphasique repose sur les équations de Navier-Stokes moyennées en volume. L'hypothèse principale de ces modèles utilisés dans un milieu poreux est que l'écoulement est considéré comme non inertiel. L'un des avantages d'un écoulement non inertiel est qu'il est dans le régime d'écoulement laminaire. Par conséquent, les valeurs déviatoriques de l'équation de la moyenne volumique sont négligées sans compromettre la précision de la solution. Cette approximation est raisonnable car la taille des pores est très petite, ce qui fait que les effets visqueux dominent.

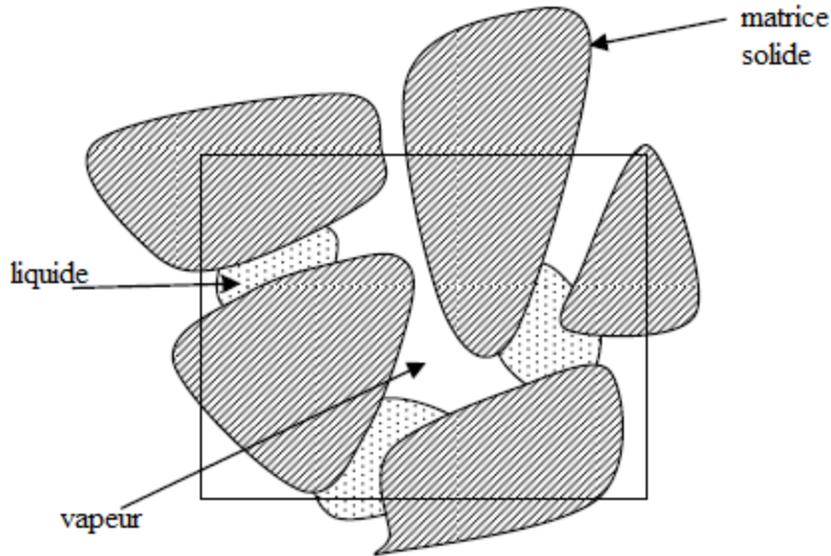


Figure 2.2 Volume élémentaire typique avec dispersion périodique des phases

Les équations de transport pour une substance mono-composante coexistant dans la phase vapeur,  $v$ , et la phase liquide,  $l$ , sont données. Dans ces équations, le liquide et la vapeur sont considérés comme étant en équilibre thermique local [6].

**Équation de Continuité :**

Dans les milieux poreux, les deux phases (appelées ici vapeur/liquide) sont prises en compte. L'équation de continuité pour les phases vapeur et liquide est donnée par

- Vapeur  $\frac{\partial}{\partial t}(\epsilon\rho_v) + \nabla(\epsilon\rho_v V_v) = \dot{m}_{lv}'''$  (2- 48)

- Liquide  $\frac{\partial}{\partial t}(\epsilon\rho_l) + \nabla(\epsilon\rho_l V_l) = -\dot{m}_{lv}'''$  (2- 49)

Pour un écoulement incompressible, ces équations se réduisent à :

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = \frac{\dot{m}_{lv}'''}{\epsilon} \left( \frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right) \quad (2- 50)$$

Où  $\dot{m}_{lv}'''$  est le terme de transfert de masse volumétrique ( $\text{kg}/\text{m}^3\text{s}$ ). Ce terme représente le taux d'évaporation lorsqu'il a une valeur positive et le taux de condensation lorsqu'il a une valeur négative, et  $\mathbf{V}$  est la vitesse pondérée :  $\mathbf{V} = \epsilon\alpha_l \mathbf{V}_l + \epsilon\alpha_v \mathbf{V}_v$

**Équation de quantité de mouvement**

A l'échelle macroscopique, l'équation de la quantité de mouvement en milieu poreux prend en compte l'effet de dispersion de la quantité de mouvement sur l'écoulement (terme de Brinkman) et

la composante inertielle de la traînée (terme de Forchheimer). Elle est donnée par l'équation suivante :

$$\rho_f \left[ \frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{V}{\varepsilon^2} \nabla V \right] - \frac{\mu_f}{\varepsilon} \nabla^2 V = -\nabla p + \rho_f g - \psi \left[ \frac{\mu_f}{K} V + \frac{\rho_f C_f}{\sqrt{K}} |V|V \right] - \psi \frac{2\sigma}{R_p} \nabla \alpha_1 + \frac{1}{\varepsilon} \sigma \kappa \nabla \alpha_1 \quad (2- 51)$$

Avec :

$$\psi = \begin{cases} 1, & \text{dans la région poreuse} \\ 0, & \text{dans la région solide} \end{cases} \quad (2- 52)$$

$$\rho_f = \alpha \rho_l + (1 - \alpha) \rho_v \quad (2- 53)$$

$$\mu_f = \alpha \mu_l + (1 - \alpha) \mu_v \quad (2- 54)$$

La fonction géométrique ( $C_f$ ) et la perméabilité des milieux poreux ( $K$ ) sont données respectivement par [12] :

$$C_f = \frac{1.75}{\sqrt{150\varepsilon^3}} \quad (2- 55)$$

$$K = \frac{\varepsilon^3 d_p^2}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (2- 56)$$

En utilisant le modèle de force de surface continue (CSF) [13], le dernier terme de l'équation (2-51) est la tension de surface.

La courbure de l'interface  $\kappa$  est :

$$\kappa = -\nabla \cdot \left( \frac{\nabla \tilde{\alpha}_L}{|\nabla \tilde{\alpha}_L|} \right) \quad (2- 57)$$

$\tilde{\alpha}_L$  est la fonction VOF lissée déterminée en filtrant  $\alpha_L$  à travers une région limitée de l'interface. Sur une fine région, l'interface fluide dans la méthode VOF change fortement.

### ***Équation d'énergie***

En supposant que l'écoulement est incompressible, en ignorant le terme de dissipation de la viscosité et en tenant compte du fait que le fluide et le solide sont en équilibre thermique local, l'équation de l'énergie est fournie par :

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho C_p)_{\text{eff}} V \nabla T = \nabla k_{\text{eff}} \nabla T + \dot{m}''' L_{\text{hg}} \quad (2- 58)$$

Où se trouve la capacité thermique effective :

$$(\rho C_p)_{\text{eff}} = (1 - \varepsilon)(\rho C_p)_{\text{sm}} + \varepsilon[\alpha_L(\rho C_p)_l + (1 - \alpha_L)(\rho C_p)_v] \quad (2- 59)$$

Et la conductivité thermique est :

$$k_{\text{eff}} = (1 - \varepsilon)k_{\text{sm}} + \varepsilon[\alpha_L k_l + (1 - \alpha_L)k_v] \quad (2- 60)$$

### 2.2.4 Couplage pression-vitesse

Dans l'environnement OpenFOAM, les solveurs disposent différents algorithmes pour le couplage pression-vitesse. Généralement ils utilisent soit l'algorithme Pressure-Implicit Split-Operator PISO [14] pour les problèmes transitoires, la méthode semi-implicite pour les équations liées à la pression (Semi-implicit Method for Pressure-Linked Equation) SIMPLE [15] pour les cas d'état stable ou une combinaison de ces deux derniers l'algorithme PIMPLE [16]. Cette combinaison permet à l'utilisateur de définir des pas de temps plus importants. Ces algorithmes sont par nature des techniques itératives permettant de relier les équations de la quantité de mouvement et de la masse et peuvent donc présenter certaines lacunes en termes de coût de calcul. Pour assurer la conservation de la masse et de la quantité de mouvement, ils résolvent une équation de pression tout en corrigeant explicitement le champ de vitesse. La principale différence entre eux est la façon dont ils bouclent l'équation, même s'ils répondent tous à la même équation directrice.

Dans notre cas, nous avons utilisé l'algorithme PIMPLE, nous devons donc développer l'équation de pression-Poisson pour le domaine.

En appliquant l'opérateur de divergence à l'équation de quantité de mouvement (2-51), on obtient l'expression de la pression de Poisson :

$$\frac{\rho_f \partial V}{\varepsilon \partial t} + \frac{1}{\varepsilon^2} \text{div}(\rho_f V V) - \frac{\mu_f}{\varepsilon} \nabla^2 V = -\nabla p + \rho_f g - \psi \left[ \frac{\mu_f}{K} V + \frac{\rho_f C_f}{\sqrt{K}} |V|V \right] + \frac{1}{\varepsilon} \sigma \kappa \nabla \alpha_1 - \psi \frac{2\sigma}{R_p} \nabla \alpha_1 \quad (2- 61)$$

$$a_p U_p = H(U) - \nabla p + \rho_f g - \psi \left[ \frac{\mu_f}{K} V + \frac{\rho_f C_f}{\sqrt{K}} |V|V \right] + \frac{1}{\varepsilon} \sigma \kappa \nabla \alpha_1 - \psi \frac{2\sigma}{R_p} \nabla \alpha_1 \quad (2- 62)$$

En considérant l'équation de Continuité (2-50), on peut écrire :

$$\nabla V = \dot{m}''' \left( \frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right)$$

$$\begin{aligned} \nabla U_p &= \nabla \left( \frac{H(U)}{a_p} \right) - \nabla \left( \frac{\nabla p}{a_p} \right) - \nabla \left( \frac{\rho g x}{a_p} \right) - \nabla \left( \frac{\psi}{a_p} \left( \frac{\mu}{K} V + \frac{\rho C_f}{\sqrt{K}} |V|V \right) \right) + \nabla \left( \frac{1}{\varepsilon a_p} \sigma \kappa \nabla \alpha_L \right) - \\ \nabla \left( \frac{\psi}{a_p} \frac{2\sigma}{R} \nabla \alpha_L \right) &= \dot{m}''' \left( \frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right) \end{aligned} \quad (2- 63)$$

$$\begin{aligned} \nabla \left( \frac{\nabla p}{a_p} \right) &= \nabla \left( \frac{1}{a_p} H(U) \right) - \nabla \left( \frac{\rho g x}{a_p} \right) - \nabla \left( \frac{\psi}{a_p} \left( \frac{\mu}{K} V + \frac{\rho C_f}{\sqrt{K}} |V|V \right) \right) + \nabla \left( \frac{1}{\varepsilon a_p} \sigma \kappa \nabla \alpha_L \right) - \nabla \left( \frac{\psi}{a_p} \frac{2\sigma}{R} \nabla \alpha_L \right) - \\ \dot{m}''' \left( \frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right) & \end{aligned} \quad (2- 64)$$

Où  $a_p$  est le coefficient diagonal de la matrice des vitesses et  $H(U)$  incorpore les termes sources et les coefficients hors diagonale. Ces termes sont évalués à partir du pas de temps précédent ou de l'itération précédente du champ de vitesse.

### 2.2.5 Équation de transport de phase pour la fraction de volume

La fraction de volume est advectée pour capturer l'interface parce qu'elle se déplace avec l'écoulement.

Afin de développer l'équation de transport de la fraction volumique, nous explorons l'équation de continuité globale.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \rho_f V = 0 \quad (2- 65)$$

Compte tenu des fractions volumiques de liquide et de vapeur contenues dans le milieu, la densité du fluide s'écrit comme suit :

$$\rho_f = \alpha \rho_l + (1 - \alpha) \rho_v \quad (2- 66)$$

Le développement de cette équation conduit à :

$$\frac{\partial(\alpha_L \rho_L + (1 - \alpha_L) \rho_V)}{\partial t} + \nabla(\alpha_L \rho_L + (1 - \alpha_L) \rho_V) V = 0$$

$$\frac{\partial(\alpha_L \rho_L)}{\partial t} + \frac{\partial \rho_V}{\partial t} - \frac{\partial(\alpha_L \rho_V)}{\partial t} + (\alpha_L \rho_L + (1 - \alpha_L) \rho_V) \nabla V + V \nabla(\alpha_L \rho_L + (1 - \alpha_L) \rho_V) = 0$$

Pour un écoulement incompressible, les densités du liquide ( $\rho_L$ ) et de la vapeur ( $\rho_V$ ) sont supposées être constantes, alors :

$$\Rightarrow (\rho_L - \rho_V) \frac{\partial \alpha_L}{\partial t} + \alpha_L (\rho_L - \rho_V) \nabla V + \rho_V \nabla V + V \rho_L \nabla \alpha_L + V \nabla \rho_V - V \rho_V \nabla \alpha_L = 0$$

$\rho_V$  est constant, alors ( $\nabla \rho_V = 0$ ):

$$\Rightarrow (\rho_L - \rho_V) \frac{\partial \alpha_L}{\partial t} + (\rho_L - \rho_V) \alpha_L \nabla V + \rho_V \nabla V + (\rho_L - \rho_V) V \nabla \alpha_L = 0$$

Dans ce cas, on obtient l'équation suivante :

$$\frac{\partial \alpha_L}{\partial t} + V \nabla \alpha_L + \alpha_L \nabla V = - \frac{\rho_V \nabla V}{(\rho_L - \rho_V)} \quad (2- 67)$$

Dans notre cas, le processus de changement de phase dans un milieu poreux, l'équation de transport est déterminée à partir de l'équation de continuité (2-50).

Ainsi, en introduisant l'équation (2-50) à l'équation (2-67), nous obtenons l'équation de transport suivante pour  $\alpha_L$ :

$$\frac{\partial \alpha_L}{\partial t} + V \nabla \alpha_L = - \frac{m_{lv}'''}{\varepsilon} \left( \frac{1}{\rho_l} - \alpha_L \left( \frac{1}{\rho_l} - \frac{1}{\rho_v} \right) \right) \quad (2- 68)$$

Le terme de divergence supplémentaire est inclus dans l'équation de transport dans OpenFAOM. Ce terme ne contribue que dans la zone d'interface ( $0 < \alpha_L < 1$ ) [17]:

$$\frac{\partial \alpha_L}{\partial t} + \nabla \nabla \alpha_L + \nabla (\alpha_L (1 - \alpha_L) U_c) = - \frac{\dot{m}_{lv}'''}{\varepsilon} \left( \frac{1}{\rho_l} - \alpha_L \left( \frac{1}{\rho_l} - \frac{1}{\rho_v} \right) \right) \quad (2- 69)$$

Où  $U_c$  est la vitesse de compression artificielle. Elle est déterminée, pour éviter toute dispersion excessive de l'épaisseur de l'interface, dans la direction normale à cette interface [18].

### 2.2.6 Modèle de changement de phase

Les phénomènes de changement de phase, notamment liés aux écoulements gaz-liquide, sont observés dans de nombreux systèmes industriels, tels que les systèmes de réfrigération, les systèmes de refroidissement, les chaudières, les échangeurs de chaleur et les réacteurs nucléaires. Le changement de phase est un mode de transfert de chaleur relativement efficace en raison des taux de transfert de chaleur élevés observés. Un autre avantage est qu'une grande quantité d'énergie peut être stockée sous forme de chaleur latente, ce qui rend le changement de phase important pour les applications de stockage d'énergie thermique. Une compréhension détaillée et des prédictions précises des processus de changement de phase dans de tels systèmes sont importantes pour leur fonctionnement sûr et efficace.

Outre les expériences, les simulations numériques sont devenues un outil important pour étudier les phénomènes de changement de phase. L'avantage des simulations numériques directes (Direct Numerical Simulations DNS) est que, contrairement aux expériences, les détails complets sur les champs de température et de vitesse sont disponibles. Cela a facilité l'étude des aspects transitoires et dynamiques du changement de phase.

La première tentative de simulation d'écoulements en ébullition remonte à Welch [19]. Dans cette étude, une méthode de volumes finis à maillage mobile 2D a été développée. Cependant, la méthode s'est limitée à de petits changements de topologie de l'interface. Depuis lors, de nombreuses techniques de suivi d'interface différentes, telles que les méthodes Volume of Fluid (VOF), Level Set (LS) et Front Tracking (FT), ont évolué et peuvent gérer d'importantes déformations de l'interface liquide-vapeur.

Welch et Wilson [20] ont étudié un problème d'ébullition à film horizontal en utilisant la méthode VOF. Schlottke et Weigand [21] ont utilisé la méthode VOF pour étudier l'évaporation des gouttelettes en 3D.

Tsui et coll. [22] ont simulé des bulles bouillantes émergeant d'un film planaire et d'un film circulaire en utilisant VOF. Plus récemment, Sato et Niceno [23] ont utilisé le VOF conservateur

de masse pour simuler la nucléation et la croissance 3D d'une seule bulle. Dans la méthode VOF, l'interface est généralement maculée artificiellement pour le calcul des propriétés d'interface, ce qui entraîne une erreur numérique plus élevée pour les calculs de changement de phase [23].

La méthode LS a été largement utilisée par le groupe de Dhir ([24] ; [25] ; [26] ; [27]) pour étudier différents phénomènes de changement de phase tels que l'ébullition nucléée, l'ébullition pelliculaire à partir d'un cylindre horizontal et piscine sous-refroidie bouillante.

Outre le groupe de Dhir, Gibou et al. [28] ont utilisé la méthode LS pour étudier l'ébullition en film et Tanguy et al. [29] pour simuler l'évaporation d'une gouttelette en mouvement et se déformant. Cependant, la méthode LS est une approche non conservatrice et ne garantit pas la conservation de la masse pour les calculs de changement de phase [23].

Le maculage de l'interface, tel que rencontré dans la méthode VOF, peut être évité en utilisant la méthode Front Tracking, où l'interface est directement suivie avec un maillage lagrangien.

La méthode Front Tracking a été appliquée pour la première fois à l'étude de l'ébullition de films par Juric et Tryggvason [30]. Ils ont utilisé une procédure itérative pour définir la condition limite de température correcte à l'interface. Par la suite, Esmaeeli et Tryggvason [31] ont amélioré la méthode en éliminant l'algorithme itératif et en l'appliquant pour simuler un film 3D bouillant à partir de plusieurs cylindres horizontaux. Récemment, Irfan et Muradoglu [32] ont développé une méthode FT pour simuler le processus de changement de phase piloté par le gradient des espèces.

Des méthodes hybrides ont été développées en combinant/modifiant ces méthodes standards : méthode Coupled Level Set and Volume of Fluid (CLSVOF), méthode de reconstruction de contour de niveau (Level Contour Reconstruction Method LCRM) et méthode de reconstruction de front local (Local Front Reconstruction Method LFRM). Des simulations d'ébullition de film ont été réalisées par Shin et Juric [33] à l'aide du LCRM.

Tomar et coll. [34] ont développé une méthode CLSVOF 2D couplée à un changement de phase et l'ont appliquée pour simuler l'ébullition d'un film. Shin et Abdel-Khalik [35] ont étudié la stabilité d'un film mince de liquide en évaporation sur une tige cylindrique chauffée avec un flux de vapeur parallèle et transversal en utilisant un LCRM amélioré. Récemment, Shin et Choi [36] ont encore amélioré la formulation énergétique dans LCRM et simulé une bulle montante avec changement de phase. Dans cette étude, nous utilisons une méthode de suivi de front hybride, la

méthode modifiée de reconstruction de front local [37] ; [38], qui offre une meilleure conservation de masse locale et globale par rapport aux autres méthodes de suivi de front. La méthode LFRM est capable de gérer la rupture et la fusion de l'interface et peut donc être utilisée pour simuler des changements topologiques complexes comme la collision de gouttelettes [37].

L'aspect le plus important de la méthodologie de simulation de changement de phase est le traitement de la variation des propriétés et des conditions de saut à travers l'interface. Celles-ci sont globalement classées en deux approches : dans la première approche, les équations gouvernantes sont écrites séparément dans chaque phase et des conditions de saut supplémentaires sont imposées à l'interface pour satisfaire la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. C'est ce qu'on appelle la formulation de conditions de saut ou l'approche d'interface pointue. Cette approche a été couplée avec VOF [23], LS [28]; [29] ; [39]) et LCRM [35] ; [36].

Dans la deuxième approche, les conditions de saut sont exprimées dans les équations gouvernantes en introduisant des termes sources appropriés en utilisant une fonction delta de Dirac (modifiée) qui est égale à zéro partout dans le domaine, sauf à l'interface. L'interface est normalement répartie sur 2 ou 3 cellules de calcul en définissant une fonction Heaviside ou Dirac lissée pour représenter la variation spatiale des propriétés physiques à travers l'interface, c'est-à-dire en utilisant une approche à un fluide. Cette approche est couramment utilisée en raison de sa simplicité de mise en œuvre. De nombreuses études utilisent cette approche avec VOF [20]; [40]; [22], LS [27], FT [30] ; [31] et LCRM [33]. Cependant, l'utilisation de cette approche pourrait entraîner une précision réduite lorsque l'interface est trop proche d'un mur [35]. De plus, il est difficile de faire respecter la température de saturation à l'interface à l'aide d'un terme source.

Cela affecte la précision des résultats car le calcul du flux de masse interfacial est sujet aux erreurs si le champ de température n'est pas précis à proximité de l'interface [35].

L'objectif principal est d'étudier le transfert de masse et d'énergie pour le changement de phase liquide-gaz dans des conditions spécifiques en utilisant le modèle de VOF.

Dans cette étude, la méthode volume of fluid (VOF) est étendue avec OpenFOAM pour prendre en compte les phénomènes de changement de phase.

Les deux phases (liquide et vapeur) sont incompressibles et non miscibles. L'interface entre deux phases est suivie avec la méthode du volume of fluid (VOF). La tension superficielle est prise en compte par le modèle de force superficielle continue (CSF). Ainsi, un nouveau modèle de

changement de phase peut être rapidement incorporé. Ici, nous avons proposé le modèle de changement de phase "modèle de Lee" [41].

Ce modèle a été développé dans l'hypothèse d'une condition de quasi-thermo-équilibre et avec l'hypothèse que la masse est transportée dans le flux de changement de phase à une pression constante. Le taux de masse volumétrique transféré est calculé comme suit :

$$\dot{m}''' = r_c(1 - \alpha_L)\rho_v \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}, \text{ pour condensation } T < T_{sat} \quad (2-70)$$

$$\dot{m}''' = r_e \alpha_L \rho_L \frac{T - T_{sat}}{T_{sat}}, \text{ pour évaporation } T > T_{sat} \quad (2-71)$$

Les coefficients empiriques  $r_c$  et  $r_e$  (en  $s^{-1}$ ) sont connus sous le nom de facteur d'intensité du transfert de masse. Dans la littérature [42] [43], leurs valeurs sont comprises entre 0,1 et  $10^7 s^{-1}$ .

## 2.3 Présentation générale d'OpenFOAM

### 2.3.1 Description

OpenFOAM (Open source Field Operation And Manipulation) est un logiciel CFD (Computational Fluid Dynamics) open source développée par OpenCFD Ltd. [44] et distribuée par la fondation OpenFOAM [44] sous la licence publique générale GNU. L'objectif est d'analyser de manière numérique le comportement des fluides. Il s'agit principalement d'une structure en C++ qui repose sur des solveurs afin de résoudre les problèmes liés aux milieux continus. La méthode des volumes finis (FVM) est utilisée pour convertir les équations différentielles en équations algébriques discrétisées sur un volume fini. Les équations sont des ensembles d'équations qui gouvernent les équations de conservation qui sont spatialement et temporellement définis sur une grille. Selon les cas d'études, le logiciel propose une gamme de solveurs et d'applications qui peuvent être utilisés ou modifiés par l'utilisateur.

Plusieurs scientifiques ont employé OpenFOAM pour diverses études, telles que la modélisation des matériaux ablatifs, l'analyse de la saturation des milieux poreux, ou la modélisation des matériaux composites soumis à des flux de chaleur.

Il permet de créer des exécutables appelés applications. Les deux catégories dans lesquelles de telles demandes peuvent appartenir sont :

- solveurs : conçus et utilisés pour résoudre des problèmes spécifiques en mécanique continue.
- utilitaires : conçus et utilisés pour la manipulation de données.

Le logiciel permet la création de nouveaux solveurs et utilitaires en exploitant les connaissances de base de la physique et des techniques de programmation impliquées. En plus de la phase principale d'exécution du solveur dans un modèle CFD, des procédures de pré- et post-traitement adéquates sont fondamentales. Dans OpenFOAM, celles-ci peuvent être réalisées avec des environnements dédiés présents sous forme d'utilitaires, offrant des possibilités d'interface qui garantissent une gestion cohérente des données dans chaque environnement. Une structure schématique du logiciel OpenFOAM est présentée dans la figure ci-dessous (Figure 2.3).

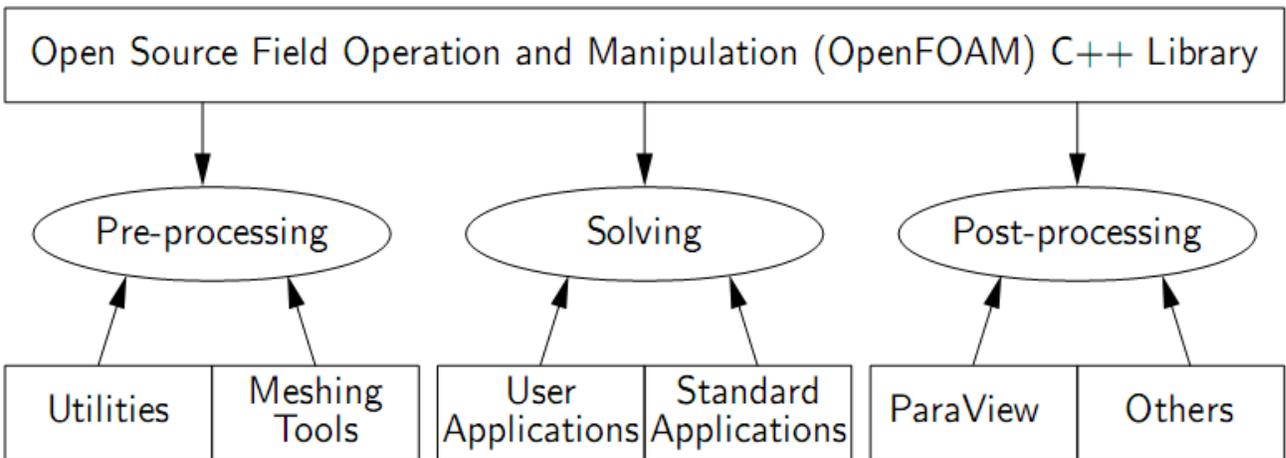


Figure 2.3 Volume Aperçu de la structure d'OpenFOAM [45]

Les trois principales unités de la boîte à outils OpenFOAM sont :

- Les préprocesseurs offrent la possibilité de créer un maillage en utilisant la fonction blockMeshDict, ou de convertir un maillage à partir d'Ansys, Salomé, Gambit...
- Le dossier Solveur renferme la programmation des équations, la définition des champs et des paramètres...
- Le post-traitement offre la possibilité de visualiser et de traiter les résultats.

Les principales étapes pour aborder un problème CFD sous OpenFOAM sont décrites dans les points suivants :

1. Génération de maillage : lors de la génération d'un maillage, un domaine de calcul est défini et divisé en cellules plus petites et ne se chevauchant pas sur lesquelles le solveur numérique résoudra les valeurs de champ sur les cellules ou les surfaces de cellules. Plusieurs outils de

géométrie et de maillage peuvent être utilisés. Dans le travail actuel, l'outil utilisé était l'utilitaire de génération de maillage blockMesh fourni avec OpenFOAM.

2. Préparation des données : Les données d'entrée pour OpenFOAM doivent être organisées dans un répertoire principal, comme le montre la figure 2.4. Le répertoire système contient les propriétés du solveur telles que : régime permanent ou transitoire, intégration temporelle, interpolation, schémas de discrétisation, etc. Les répertoires temporels contiennent les valeurs de champ telles que la pression, la vitesse et les fractions de phase, y compris les valeurs de champ initiales et les conditions aux limites. Le répertoire constant contient les propriétés physiques, le modèle de turbulence, la dynamique du maillage et un sous-répertoire pour la spécification du maillage (sous-répertoire polyMesh).

3. Solveur numérique : un solveur numérique est nécessaire pour résoudre l'ensemble généré d'PDE discrétisées et approchées, par conséquent, la solution est numériquement, approchée et discrétisée.

4. Post-traitement : l'outil de post-traitement utilisé dans le travail actuel est l'interface utilisateur graphique (GUI) paraView/paraFoam fournie avec OpenFOAM [46].

### **2.3.2 Structure d'un cas OpenFOAM**

Un exemple de calcul OpenFOAM comprend des dossiers clés illustrés dans la Figure 2.4. Dans le dossier système, on retrouve les fichiers de configuration du calcul, qui permettent de déterminer le solveur, les schémas de discrétisation, les intervalles de temps, les sorties, la géométrie et le maillage. Les informations liées au maillage généré sont enregistrées dans le dossier constant, y compris les propriétés du calcul, les modèles thermodynamiques ou physiques, ainsi que les termes constants. Les enregistrements temporels renferment les données calculées (température, vitesse,

pression, perméabilité...). Les calculs entraînent la création de ces fichiers, à l'exception du fichier « 0 » qui sert aux initialisations.

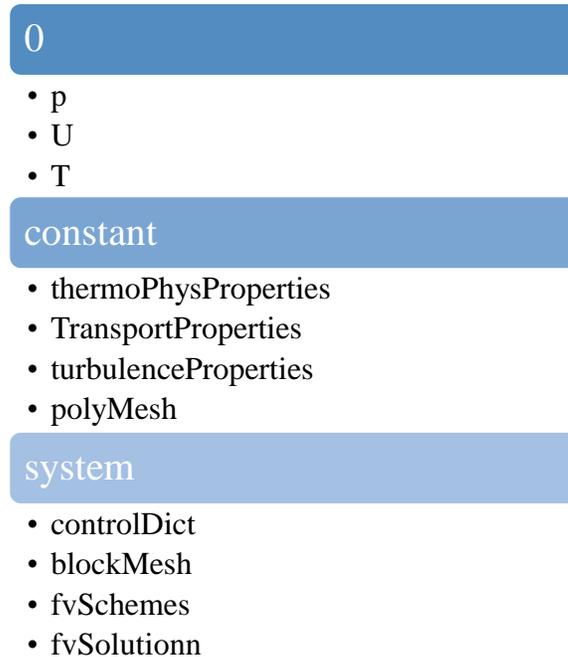


Figure 2.4 Composition d'un répertoire d'un cas de calcul OpenFOAM

Chaque cas de simulation nécessite la création d'un répertoire afin de déterminer le maillage, les caractéristiques, les champs et le temps de contrôle.

#### **Génération du maillage :**

Le maillage est créé en utilisant un dictionnaire appelé « blockMeshDict » qui se trouve dans le répertoire system. Dans le même répertoire, BlockMesh lit ce dictionnaire, crée le maillage et enregistre les informations du maillage sur des points, des faces, des cellules et des fichiers de limites. Le fonctionnement de BlockMesh consiste à fragmenter la géométrie du domaine en un ou plusieurs blocs tridimensionnels et hexaédriques. Les blocs peuvent présenter des bords droits ou des arcs. Le nombre de cellules dans chaque direction du bloc est clairement indiqué dans le maillage, ce qui est assez pour que blockMesh puisse générer les données de maillage. La géométrie de chaque bloc est caractérisée par 8 sommets, un à chaque coin d'un hexaèdre. Les sommets sont répertoriés dans une liste pour permettre l'accès à chaque sommet en utilisant son étiquette, en tenant compte de la convention C++ selon laquelle le premier élément de la liste est l'étiquette "0". OpenFOAM est toujours en activité dans un système de coordonnées cartésiennes en trois dimensions. Par défaut, il résout le problème en 3D, mais il est envisageable de le résoudre

en 2D en donnant une condition de limite vide « empty » sur les limites normales de la 3ème dimension, sans nécessiter de solution.

#### **Conditions aux limites :**

Après avoir généré le maillage, les champs initiaux pour le cas d'étude sont définis.  $t = 0$ , un répertoire « 0 » regroupe les données initiales de chaque paramètre (U, P, T, K...). On détermine chaque champ en fonction de son unité correspondante, de la valeur à l'intérieur de la géométrie et des conditions aux limites.

#### **Propriétés physiques :**

Il est nécessaire d'enregistrer les propriétés physiques comme les constantes et les propriétés de l'écoulement dans le répertoire « transportProperties ». Ce catalogue offre la possibilité de calculer les valeurs des propriétés thermophysiques constantes du cas d'étude tout en précisant les dimensions de chaque paramètre.

#### **Contrôle des calculs :**

Le fichier « controlDict » offre la possibilité de réguler le temps de calcul, le rythme de calcul, ainsi que la lecture et l'affichage des résultats. Si les modélisations en régime transitoire sont utilisées, il est également essentiel de déterminer un nombre de courant qui garantit la stabilité des calculs. Le temps de début de calcul (startTime) et le temps de fin (endTime) sont définis dans ce fichier. D'autres exigences sont ajoutées, telles que les intervalles d'enregistrement des calculs (writeInterval), l'ajustement du pas de temps (adjustTimeStep) et le nombre de courant (maxCo). Démarrage de l'application (solution).

L'équation de conservation de masse, de continuité et de l'énergie est l'équation de programmation des équations gouvernant l'écoulement, appelée solveur.

Lorsque la simulation est lancée, le fichier, dont l'extension est .C et qui est créé dans un répertoire distinct du cas d'étude, est appelé. La construction de la matrice est réalisée en utilisant fvm:: pour les termes implicites et fvc:: pour les termes explicites correspondants.

### **2.3.3 Détails numériques**

Dans cette section, nous fournissons les détails de la mise en œuvre numérique dans le logiciel libre OpenFOAM. Il s'agit d'un ensemble C++ adaptable et puissant contenant des fonctions d'exploitation et des logiciels (utilitaires et solveurs) pour les champs scalaires, vectoriels et tensoriels (Weller et al, 1998). Il est principalement basé sur la méthode des volumes finis et peut

être facilement étendu et adapté à de nouvelles applications impliquantes n'importe quel ensemble d'équations aux dérivées partielles.

Le solveur actuel, porousPhaseChangeFoam, a été créé à l'aide d'OpenFOAM-6 et basé sur le solveur interPhaseChangeFoam existant. Les problèmes d'écoulement des fluides liés à la cavitation peuvent être résolus à l'aide du solveur natif. Il peut gérer deux écoulements de fluides incompressibles, isothermes et non miscibles avec transfert de masse potentiel. L'interface mobile est capturée à l'aide de la technique VOF (Volume Of Fluid) basée sur la fraction de phase. Bien que l'ensemble des types de changement de phase proposés soit destiné à simuler la cavitation, la même structure de solveur peut également être appliquée à d'autres modèles de changement de phase. Le modèle de Lee (section 2.3) a été appliqué dans le cas présent.

Le solveur porousPhaseChangeFoam est construit dans OpenFOAM pour simuler l'écoulement diphasique dans une structure poreuse en résolvant les équations (2-50), (2-51), (2-58) et (2-69). Différentes caractéristiques du nouveau solveur peuvent être observées afin de simuler divers processus. L'arborescence de la procédure numérique est principalement décrite dans l'annexe. Ces caractéristiques sont résumées comme suit :

1. L'équation de transfert de l'énergie thermique (TEqn.H) a été étendue pour inclure le terme de la source d'énergie afin de prévoir la distribution de la température à chaque pas de temps.
2. Une nouvelle bibliothèque pour le modèle de changement de phase du modèle de Lee (Lee.C) est implémentée pour résoudre l'évaporation et la condensation et pour calculer les taux de transfert de masse dans diverses applications.
3. En outre, l'équation de vitesse originale (UEqn.H) et l'équation de pression (pEqn.H) sont ajustées avec les termes sources appropriés considérant les composants poreux dans les équations gouvernantes et l'équation de transport (alphaEqn.H) de la fraction de volume.

Il convient également de mentionner que la phase liquide est considérée comme la phase primaire. Une solution transitoire avec un pas de temps auto-ajusté est réalisée dans le modèle. Un nombre de Courant global maximal de 0,2 a été fixé pour garantir la stabilité des solutions de simulation. Le régime de pseudo-état stationnaire est atteint lorsque les principaux paramètres (température, pression et vitesse) sont presque stables (moins de 3 % des fluctuations du pas de temps). Le critère de convergence des solutions doit être inférieur à 10<sup>-10</sup>. Un ordinateur (16 cœurs dans le CPU, 12 Go dans la RAM) est utilisé pour le développement, le test et la simulation des cas numériques étudiés.

## **2.4 Conclusion**

Dans cette section, on a élaboré les différentes équations décrivant l'écoulement diphasique à travers un milieu poreux avec changement de phase en présentant les différentes étapes de discrétisation. L'étape d'après était l'implémentation de ces équations dans l'outil numérique, utilisé OpenFOAM.

La structure détaillée de différents fichiers sous OpenFOAM est aussi décrite pour faciliter la compréhension du nouveau solveur. Après, les détails numériques utilisées lors de la création du notre solveur sont présentés.

## Références

- [1] F. White, *Viscous Fluid Flow*, 2nd edition, New York: McGraw-Hill, 1991.
- [2] Incropera, F.P. et . D. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th edition,, New York.: John Wiley & Sons,, 2001.
- [3] A. Bejan, *Convection Heat Transfer*, 3rd edition, New York: John Wiley & Sons, 2004.
- [4] Kays, W.M., Crawford, M.E et Weigand, B., *Convective Heat Transfer*, 4th edition, New York: McGraw-Hill, 2004.
- [5] M. ISHII et HIBIKI, Takashi, «Thermo-fluid dynamics of two-phase flow,» *Springer Science & Business Media*, 2010.
- [6] Amir Faghri et Yuwen Zhang, «Transport phenomena in multiphase systems,» *Elsevier*, 2006.
- [7] M. SUSSMAN, SMEREKA, Peter et OSHER, Stanley., «A level set approach for computing solutions to incompressible two-phase flow,» *Journal of Computational physics*, vol. 114, n° 11, pp. 146-159, 1994.
- [8] C. W. HIRT et NICHOLS, Billy D., «Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries,» *Journal of computational physics*, vol. 39, n° 11, pp. 201-225, 1981.
- [9] Alazmi, B. et Vafai, K., «Analysis of Variants within the Porous Media Transport Models,» *ASME Journal of Heat Transfer*, vol. 122, pp. 303-326, 2000.
- [10] Alazmi, B. et Vafai, K., «Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer Interfacial Conditions between a Porous Medium and a Fluid Layer,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, pp. 1735-1749, 2001.
- [11] Nield, D.A. et Bejan, A., *Convection in Porous Media*, New York: 2nd edition, Springer Verlag, 1999.
- [12] S. Ergun, «Fluid flow through packed columns,» *Chemical engineering progress*, vol. 48, pp. 89-94, 1952.
- [13] R. SCARDOVELLI et ZALESKI, Stéphane., «Direct numerical simulation of free-surface and interfacial flow,» *Annual review of fluid mechanics*, vol. 31, n° 11, pp. 567-603, 1999.
- [14] R. I. ISSA, «Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting,» *Journal of computational physics*, vol. 62, n° 11, pp. 40-65, 1986.
- [15] L. S. CARETTO, GOSMAN, A. D., PATANKAR, S. V. et et al., «Two calculation procedures for steady, three-dimensional flows with recirculation. In : Proceedings of the Third International Conference on Numerical Methods in Fluid Mechanics: Vol. II Problems of Fluid Mechanics,» *Springer Berlin Heidelberg*, pp. 60-68, 1973.
- [16] T. HOLZMANN, «Mathematics, numerics, derivations and OpenFOAM®,» *Loeben, Germany: Holzmann CFD*, 2016.
- [17] J. KLOSTERMANN, SCHAAKE, K. et SCHWARZE, R., «Numerical simulation of a single rising bubble by VOF with surface compression,» *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 71, n° 18, pp. 960-982, 2013.
- [18] ALBADAWI, A., DONOGHUE, D. B., ROBINSON, A. J. et et al, «Influence of surface tension implementation in volume of fluid and coupled volume of fluid with level set

- methods for bubble growth and detachment,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 53, pp. 11-28, 2013.
- [19] S. Welch, «Local simulation of two-phase flows including interface tracking with mass transfer,» *J. Comput. Phys.*, vol. 121, n° 11, p. 142–154, 1995.
- [20] S. W. J. Welch, «A volume of fluid based method for fluid flows with phase change,» *J. Comput. Phys.*, vol. 160, n° 12, p. 662–682, 2000.
- [21] J. W. B. Schlottke, «Direct numerical simulation of evaporating droplets.,» *J. Comput. Phys.*, vol. 227, n° 110, p. 5215–5237, 2008.
- [22] Y. L. S. L. Y. W. F. Tsui, «Phase change calculations for film boiling flows. Int.,» *J. Heat Mass Transf.*, vol. 70, p. 745–757., 2014.
- [23] Y. N. B. Sato, «A sharp-interface phase change model for a mass-conservative interface tracking method.,» *J. Comput. Phys.*, vol. 249, p. 127–161, 2013.
- [24] V. Dhir, «Boiling heat transfer,» *Ann. Rev. Fluid Mech*, vol. 30, n° 11, p. 365–401, 1998.
- [25] V. Dhir, «Numerical simulations of pool-boiling heat transfer,» *AIChE J.*, vol. 47, n° 14, p. 813–834, 2001.
- [26] V. P. G. Dhir, « Subcooled film-boiling heat transfer from spheres.,» *Nucl. Eng. Des.* , vol. 47, n° 11, p. 49–66, 1978.
- [27] D. D. V. Li, «Numerical study of single bubble dynamics during flow boiling,» *J. Heat Transf.*, vol. 129, n° 17, p. 864–876, 2007.
- [28] F. C. L. N. D. B. S. Gibou, «A level set based sharp interface method for the multiphase incompressible Navier–Stokes equations with phase change,» *J. Comput. Phys.*, vol. 222, n° 12, p. 536–555, 2007.
- [29] S. M. T. B. A. Tanguy, « A level set method for vaporizing two-phase flows.,» *J. Comput. Phys.* , vol. 221, n° 12, p. 837–853, 2007.
- [30] D. T. G. Juric, «Computations of boiling flows.,» *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 24, n° 13, p. 387–410, 1998.
- [31] A. T. G. Esmaeeli, «Computations of film boiling. part i: numerical method.,» *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, n° 125, p. 5451–5461, 2004.
- [32] M. M. M. Irfan, «A front tracking method for direct numerical simulation of evaporation process in a multiphase system.,» *Journal of Computational Physics*, vol. 337, p. 132–153, 2017.
- [33] S. J. D. Shin, «Modeling three-dimensional multiphase flow using a level contour reconstruction method for front tracking without connectivity.,» *J. Comput. Phys.*, vol. 180, n° 12, p. 427–470, 2002.
- [34] G. B. G. S. A. A. A. Tomar, « Numerical simulation of bubble growth in film boiling using a coupled level-set and volume-of-fluid method.,» *Phys. Fluids*, vol. 17, n° 111, 2005.
- [35] S. A.-K. S. Shin, «Numerical modeling of evaporating thin liquid film instability on a heated cylindrical rod with parallel and cross vapor flow.,» *Nucl. Sci. Eng.*, vol. 156, n° 11, p. 24–39, 2007.
- [36] S. C. B. Shin, «Numerical simulation of a rising bubble with phase change.,» *Appl. Therm. Eng.*, vol. 100, p. 256–266, 2016.

- [37] A. M. H. P. E. B. M. v. d. G. C. K. J. K. J. Rajkotwala, «Extension of local front reconstruction method with controlled coalescence model.,» *Phys. Fluids* , vol. 30, n° %12, 2018.
- [38] H. R. A. B. M. P. E. K. J. Mirsandi, «Numerical simulation of bubble formation with a moving contact line using local front reconstruction method. Chem.,» *Eng. Sci.*, vol. 187, p. 415–431, 2018.
- [39] J. S. G. Lee, « A sharp-interface level-set method for compressible bubble growth with phase change.,» *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 86, p. 1–11, 2017.
- [40] S.-T. L. B. L. G. Ding, « A volume of fluid based method for vapor-liquid phase change simulation with numerical oscillation suppression,» *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 110, p. 348–359, 2017.
- [41] W. H. LEE, «Pressure iteration scheme for two-phase flow modeling,» *IN" MULTIPHASE TRANSPORT: FUNDAMENTALS, REACTOR SAFETY, APPLICATIONS"*, pp. 407-432, 1980.
- [42] De Schepper, S. C., Heynderickx, G. J. et & Marin, G.B, «Modeling the evaporation of a hydrocarbon feedstock in the convection section of a steam cracker,» *Computers & Chemical Engineering*, vol. 33, n° %11, pp. 122-132, 2009.
- [43] A. ALIZADEHDAKHEL, RAHIMI, Masoud et ALSAIRAFI, Ammar Abdulaziz., «CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 37, n° %13, pp. 312-318, 2010.
- [44] «OpenCFD Ltd., [Online]. Available : [http://www.openfoam.com/.](http://www.openfoam.com/),» [En ligne].
- [45] C. J. Greenshields, Openfoam user guide version 6. The OpenFOAM Foundation, 2018.
- [46] «OpenFOAM v5 User Guide: 6.1 ParaView / paraFoam - CFD Direct,» [En ligne].

# Chapitre 3

## Etude numérique des modèles des écoulements de fluide dans un milieu poreux

### 4.1 Introduction

Un nouveau solveur OpenFOAM est développé pour simuler l'écoulement des fluides dans les milieux poreux avec changement de phase. Le solveur est basé sur des équations décrivant l'écoulement diphasique dérivées expressément pour traiter les effets des milieux poreux dans le cadre de l'analyse du volume élémentaire représentatif(chapitre2). Pour l'interface mobile subissant un changement de phase, l'approche moyenne en volume est utilisée principalement pour des raisons d'efficacité de calcul. La méthode est basée sur les équations d'un seul fluide. Il est démontré, entre autres améliorations, que le développement d'un modèle d'écoulement poreux moyenné en volume ajoute davantage des facteurs de résistance poreuse à l'équation de la quantité de mouvement.

Le nouveau solveur est validé à l'aide de plusieurs cas d'essai. Cette partie est passé par différents étapes.

Au premier lieu, on a commencé par valider le modèle poreux pour tester sa fiabilité avant de passer au changement de phase. Quatre problèmes ont été testés :

- 1- L'écoulement de fluide isotherme incompressible entraîné par des forces constantes dans une conduite claire,
- 2- L'écoulement d'un fluide isotherme incompressible dans une conduite poreuse entraîné par des forces externes constantes,

3- Le fluide isotherme incompressible s'écoule dans une canalisation poreuse dont la paroi dérive à vitesse constante sur la paroi de la canalisation et parallèlement à son axe,

4- Le flux thermique incompressible entraîné par un débit constant dans une canalisation partiellement remplie de milieu poreux.

L'approche consiste ici à vérifier la pertinence du modèle en partant du cas le plus simple jusqu'au plus proche de la configuration cible.

Ensuite et afin de valider le modèle de changement de phase, le problème de Stefan en deux phases et la condensation par film horizontal ont été examinés.

Enfin, la simulation numérique du refroidissement par transpiration dans un milieu poreux a été réalisée pour étudier le présent solveur.

Une grande concordance est observée entre les résultats de l'étude actuelle et les solutions analytiques et/ou les résultats d'études antérieures bien documentées. La simulation numérique du refroidissement par transpiration dans les milieux poreux prouve l'efficacité du nouveau solveur dans des applications plus complexes sur la dynamique du transfert de chaleur et de masse dans les milieux poreux. La présente approche peut être appliquée directement, à des fins d'orientation de la conception, à d'autres problèmes comportant davantage de phénomènes physiques (combustion, réacteurs chimiques, etc.) et des formes de forces complexes (électriques, magnétiques, inertielles, etc.).

## **4.2 Validation**

Afin de valider la pertinence du solveur proposé, différents problèmes d'écoulement thermique sont proposés. Au premier lieu, on a commencé par valider le modèle poreux pour tester sa fiabilité avant de passer au changement de phase.

### **3.2.1 Milieu poreux**

Quatre problèmes ont été testés pour valider le milieu poreux : (1) L'écoulement de fluide isotherme incompressible entraîné par des forces constantes dans une conduite claire, (2) écoulement isotherme incompressible d'un fluide dans un conduit poreux soumis à des forces externes constantes, (3) L'écoulement d'un fluide isotherme incompressible dans une conduite poreuse entraîné par une vitesse constante sur la paroi de la conduite, (4) L'écoulement d'un fluide incompressible chauffé dans une conduite partiellement rempli de milieu poreux.

### 3.2.1.1 L'écoulement de fluide isotherme incompressible entraîné par des forces constantes dans un tube clair

Le premier cas test traite l'un écoulement d'un fluide thermique incompressible dans un conduit avec une force externe constante  $g = (g_x, 0, 0)$ , comme illustré dans la figure 3.1.

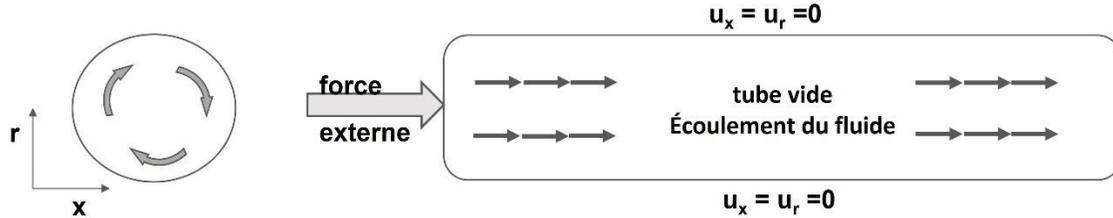


Figure 3.8 Schéma du premier cas

La porosité  $\varepsilon$  est fixée à 1 et la perméabilité  $K$  tend vers  $\infty$  (c'est-à-dire un très grand nombre) de sorte que le tube poreux dégénère en un tube clair. Le problème de l'écoulement du fluide est supposé axisymétrique et le domaine de simulation est  $0 < x < 1$  et  $0 < r < R$ . Les températures de paroi, pour le cas de  $g_x = 0.5 \text{ m/s}^2$ , sont de 290 K, 293 K et 296 K.

Les conditions aux limites sont les suivantes :

$$\frac{\partial u_x}{\partial r} = u_r = \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \text{ pour } r = 0 \quad (1)$$

$$u_x = u_r = 0, T = T_w = \text{constante, pour } r = R \quad (2)$$

Où  $u_x$  et  $u_r$  sont les composantes de la vitesse.

La réponse analytique à la vitesse axiale de l'écoulement de Hagen Poiseuille est fournie par :

$$u_x(r) = u_0 \left( 1 - \frac{r^2}{R^2} \right) \quad (3)$$

$$\text{Où } u_0 = g_x \frac{R^2}{4\nu} \quad (4)$$

Avec  $u_0$  est la vitesse maximale et  $g_x$  est une force externe constante exercée sur l'écoulement. Différents cas d'essai sont simulés à l'aide du code développé pour différentes valeurs de forces appliquées et sous la même viscosité cinétique de travail  $\nu = 0.1 \text{ m}^2/\text{s}$ .

Le profil de vitesse est illustré à la figure 3.2 pour différentes valeurs de la force externe  $g_x$ , et on peut voir qu'il y a une bonne cohérence entre la simulation et les résultats analytiques, ce qui démontre l'efficacité du modèle numérique. Pour être cohérent avec un tel écoulement, le terme d'inertie est désactivé dans le modèle numérique. En outre, on peut voir que le terme de force externe affecte directement la vitesse résultante. Cela peut être vu dans la solution analytique :

l'augmentation du terme de force augmente également la vitesse maximale. Cette force est un élément clé du comportement de l'écoulement des fluides.

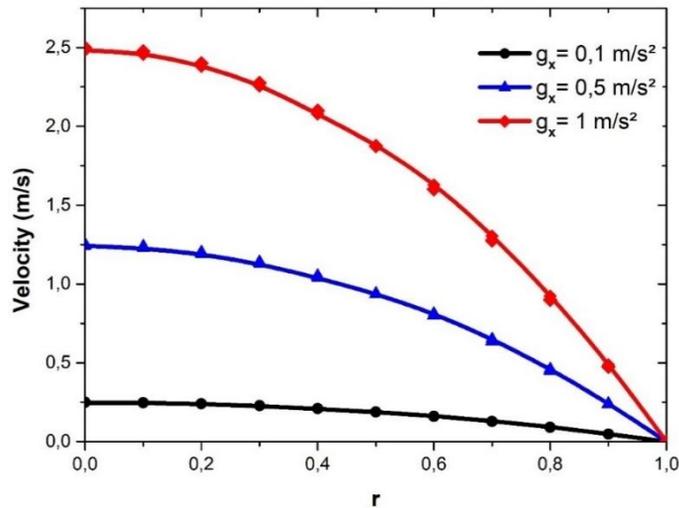


Figure 3.9 Comparaison des profils de vitesse axiale résultant de la simulation CFD (lignes pleines) pour le premier cas d'essai pour différentes valeurs de force externe avec la solution analytique (symboles)

La figure 3.3 montre également que lorsque l'écoulement est stable, la température de l'ensemble du domaine est égale à la température de la paroi, ce qui est conforme aux solutions analytiques pour la distribution de la température.

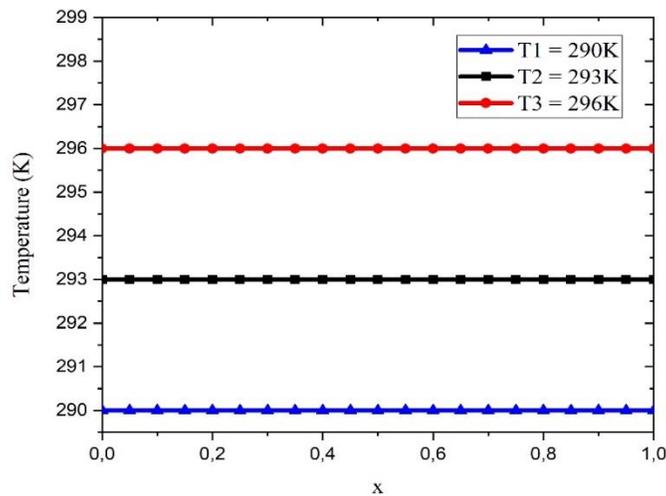


Figure 3.10 Comparaison de la distribution de température obtenue par simulation CFD (lignes pleines) avec la solution analytique (symboles)

### 3.2.1.2 L'écoulement d'un fluide isotherme incompressible dans un tube poreux entraîné par des forces externes constantes

Le deuxième cas d'essai, comme illustré à la figure 3.4, concerne l'écoulement d'un fluide isotherme incompressible dans un tube poreux entraîné par une force externe constante  $g_x$ .

Les conditions initiales et aux limites sont les mêmes que celles du premier cas test. Les paramètres du milieu poreux sont choisis comme suit : la viscosité cinétique et la porosité des milieux poreux sont fixées respectivement à  $0,01 \text{ m}^2/\text{s}$  et  $0,1$ . La force constante  $g_x$  est égale à  $10 \text{ m s}^{-2}$  et la perméabilité  $K$  est comprise entre  $10^{-4}$  et  $10^{-2} \text{ m}^2$ . Les températures des parois sont de  $290 \text{ K}$ ,  $293 \text{ K}$  et  $296 \text{ K}$  pour le cas de  $K = 0,01 \text{ m}^2$ .

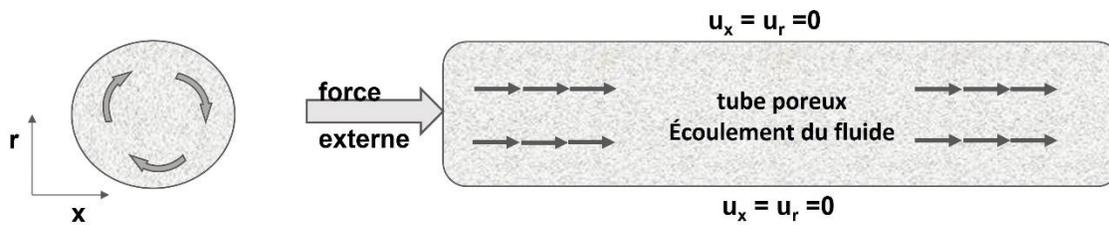


Figure 3.11 Schéma du deuxième cas

En négligeant l'effet du terme de Forchheimer, qui rend compte de l'impact non linéaire sur les écoulements en milieu poreux, le problème peut être résolu analytiquement comme suit [1]:

$$u_x(r) = \text{Real} \left\{ \frac{g_x K}{\nu} - \frac{g_x K J_0 \left( (-\varepsilon/K)^{1/2} r \right)}{J_0 \left( (-\varepsilon/K)^{1/2} R \right) \nu} \right\} \quad (5)$$

$$T(r) = T_w \quad (6)$$

Où "Real" fait référence à la partie réelle d'une variable complexe, tandis que  $J_0$  est la fonction de Bessel d'ordre zéro du premier type.

Dans la figure 3.5, la solution analytique et les résultats numériques du modèle CFD sont comparés en termes de profil de vitesse axiale pour différentes valeurs de perméabilité. Un très bon accord entre eux est observé sur cette figure. Nous constatons également que la perméabilité a un impact important sur le profil de la vitesse. En fait, une valeur de perméabilité plus élevée du matériau poreux se traduit par une vitesse maximale plus élevée. Ceci est dû à une diminution de l'effet de la force de Darcy ce qui entraîne une amélioration de la capacité du milieu poreux à transférer encore plus facilement le fluide à travers son réseau poreux.

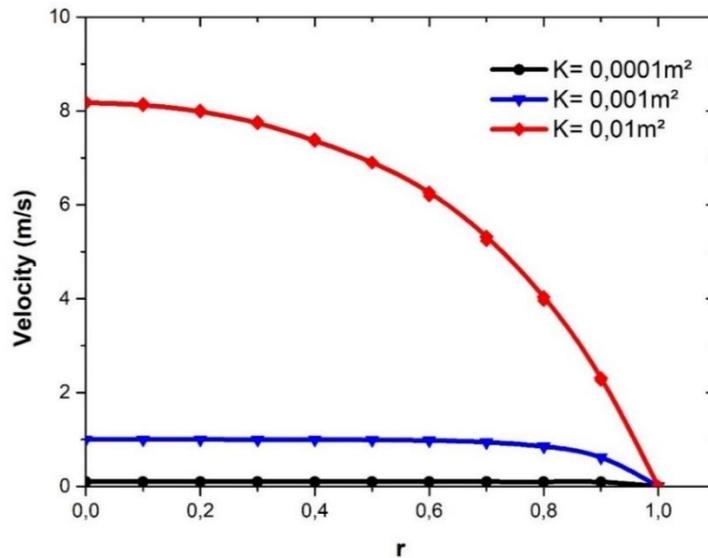


Figure 3.12 Comparaison de la vitesse axiale obtenue à partir de la simulation CFD (lignes pleines) pour le deuxième cas d'essai pour différentes perméabilités avec la solution analytique (symboles) sans le terme de Forchheimer

La figure 3.6 montre également que lorsque l'écoulement est en régime permanent, la température de l'ensemble du domaine est égale à la température de la paroi, ce qui est conforme aux solutions analytiques pour la distribution de la température.

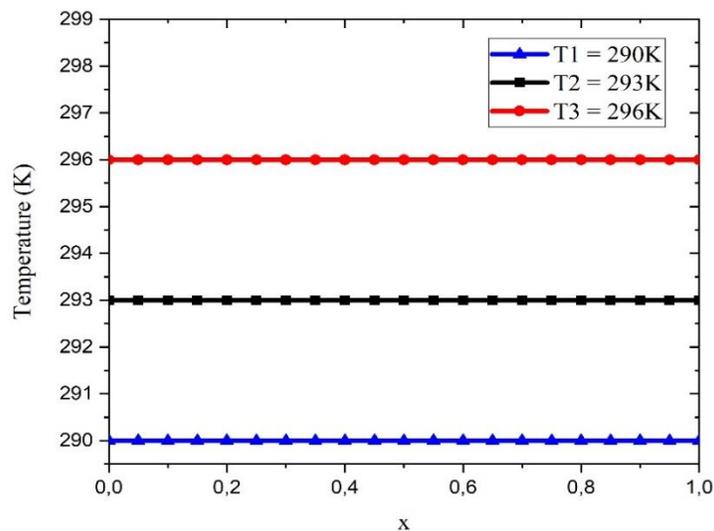


Figure 3.13 Comparaison de la distribution de température obtenue par simulation CFD (lignes pleines) pour le cas de  $K = 0,01\text{m}^2$  avec la solution analytique (symboles)

En outre, les forces d'inertie, communément appelées effet Forchheimer, peuvent avoir un impact considérable sur l'écoulement dans les milieux poreux. L'impact de ce terme est examiné, comme le montre la figure 3.7.

Pour les faibles vitesses d'écoulement ( $Re \leq 10$ ), la loi de Darcy décrit correctement l'écoulement dans les milieux poreux. Cependant, à mesure que les vitesses augmentent ( $Re > 10$ ), Forchheimer a découvert un écart entre les données expérimentales et les résultats obtenus à partir de la loi de Darcy. Il a lié cette divergence aux effets d'inertie et a suggéré d'ajouter le terme représentant l'énergie cinétique portant son nom. Sur la base de ce qui a été trouvé précédemment, l'effet du terme de Forchheimer est également étudié. C'est pourquoi un examen plus approfondi de l'impact du terme de Forchheimer est effectué. En raison de la difficulté d'obtenir la solution analytique en présence de ce facteur, nous avons évalué nos résultats numériques par rapport aux ceux obtenus en utilisant les solutions de différences finies par [2] pour différentes valeurs de perméabilité. La figure 7 illustre un bon accord en comparant les résultats du présent modèle avec ceux fournis par le schéma de différence centrale [2] [3].

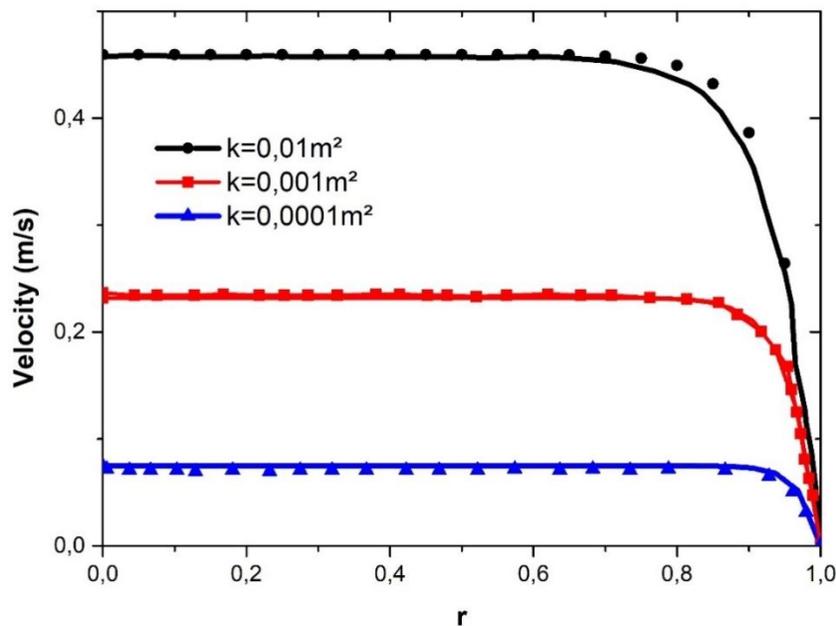


Figure 3.14 Les profils de vitesse axiale résultant de la simulation CFD (lignes pleines) pour le deuxième cas d'essai pour différentes perméabilités, comparés à la solution analytique (symboles) avec le terme de Forchheimer

L'effet de la perméabilité est également représenté ici, comme indiqué précédemment. Lorsque on augmente la perméabilité, la vitesse axiale augmente aussi. En comparant les figures 3.5 et 3.7, on constate que, pour les mêmes conditions de travail, l'ajout du terme de Forchheimer a un impact significatif sur l'évolution de la vitesse axiale. On observe que la vitesse axiale diminue avec la présence du terme de Forchheimer par rapport aux résultats sans ce terme. Par exemple, pour  $K=10^{-2} \text{ m}^2$  à la position  $r=0$ , la vitesse axiale dans le cas avec et sans force de Forchheimer est respectivement égale à 0,46 et 8,14 m/s. Lorsque la perméabilité augmente, cet effet devient plus perceptible. Le profil de vitesse devient plus plat lorsque le terme de Forchheimer est pris en compte. Une bonne pratique consiste à ne pas négliger ce terme et doit le prendre en compte dans de tels problèmes.

### 3.2.1.3 L'écoulement d'un fluide isotherme incompressible dans un tube poreux entraîné par une vitesse constante sur la paroi

Le troisième cas de test est l'écoulement d'un fluide isotherme incompressible dans un tube poreux entraîné par une vitesse constante  $u_0$  sur la paroi de ce canal. La figure 3.8 illustre la configuration du problème, l'écoulement dans notre exemple étant poussé par une vitesse constante contre la paroi, avec  $u_0 = u(x,R) = 1 \text{ m/s}$  sans force externe. Les autres conditions aux limites sont inchangées par rapport au premier et deuxième cas. Tous les tests ont été effectués dans les mêmes conditions de travail avec un viscosité cinématique  $\nu$  égale à  $0,01 \text{ m}^2/\text{s}$  et porosité  $\varepsilon$  égale à  $0,1$ . La seule différence par rapport au test ci-dessus est la condition aux limites de vitesse sur la paroi de la conduite.

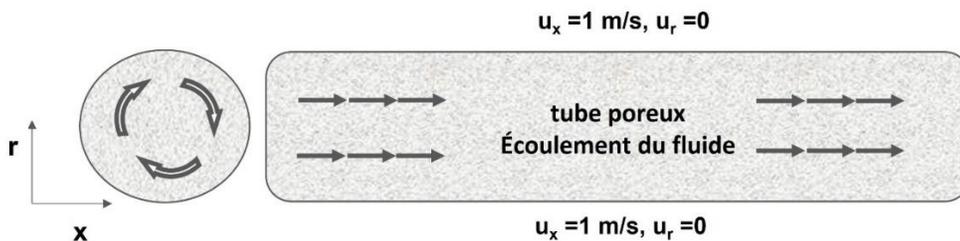


Figure 3.15 Schéma du troisième cas

De manière similaire aux discussions du cas précédent, le problème sans le terme de Forchheimer est d'abord étudié, et la solution analytique est fournie comme suit [1]:

$$u_x(r) = \text{Real} \left\{ \frac{u_0 J_0((- \varepsilon / K)^{1/2} r)}{J_0((- \varepsilon / K)^{1/2} R)} \right\} \quad (7)$$

$$T(r) = T_w \quad (8)$$

Une grande concordance est observée dans ce cas test ainsi qu'avec les solutions analytiques pour différentes valeurs de  $K$  lorsque les résultats numériques sont comparés à la solution analytique dans la figure 3.9. Le long de l'axe radial, la vitesse axiale augmente jusqu'à ce qu'elle atteigne sa valeur maximale à la paroi du tuyau. En outre, comme dans le cas précédent, nous pouvons constater que la diminution de la perméabilité entraîne un profil de vitesse plus plat, conduisant à se rapprocher de la vitesse de la paroi tout le long de l'axe. Cela peut s'expliquer par le fait que la perméabilité du milieu poreux affecte l'écoulement du fluide en ralentissant sa circulation.

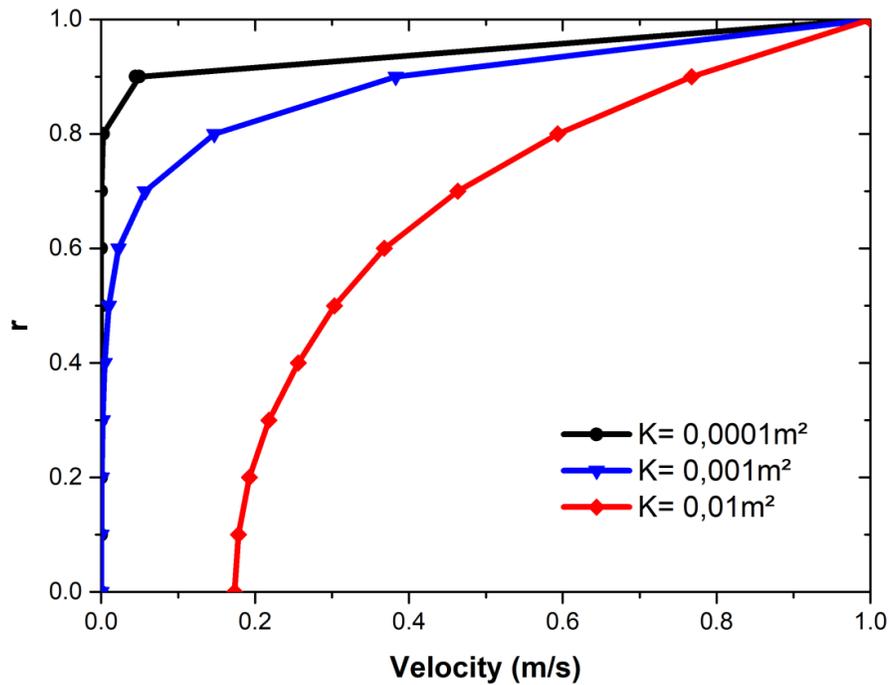


Figure 3.16 Comparaison de la vitesse axiale obtenue à partir de la simulation CFD (lignes pleines) pour le troisième cas d'essai pour différentes valeurs de perméabilité avec la solution analytique (symboles) sans le terme de Forchheimer

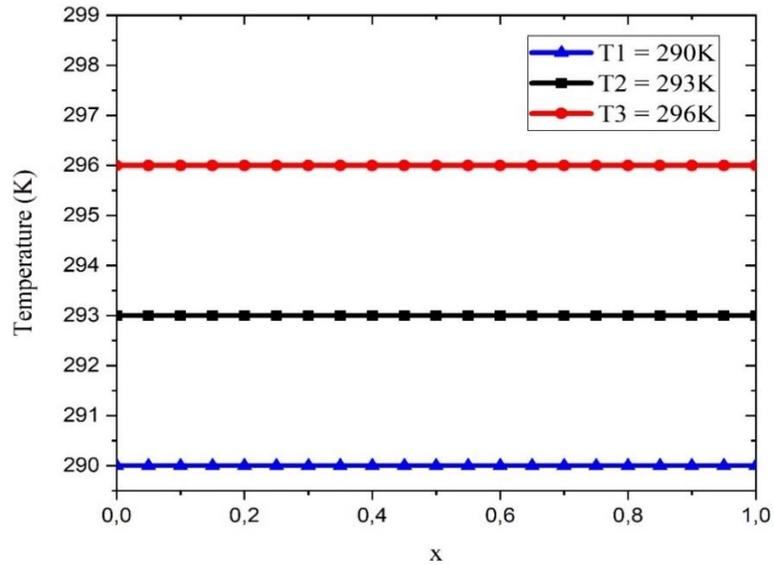


Figure 3.17 Comparaison de la distribution de température obtenue par simulation CFD (lignes pleines) pour le cas de  $K = 0,01 \text{ m}^2$  avec la solution analytique (symboles)

La figure 3.10 montre que lorsque l'écoulement reste stable, la température de l'ensemble du domaine est égale à la température de la paroi, ce qui est cohérent avec les résultats analytiques de la distribution de la température.

L'impact du facteur de Forchheimer dans l'équation de la quantité de mouvement sera ensuite discuté dans la suite. La comparaison des résultats de calcul du modèle actuel avec les approches par différences finies [1] [3] pour la vitesse dans la figure 3.11 montre une bonne concordance pour différentes valeurs de perméabilité. Lorsque le terme de Forchheimer est pris en compte, le profil de vitesse est considérablement plus plat dans la figure 3.11 par rapport de la figure 3.9. Nous pouvons conclure que la prise en compte de ce terme entraîne une modification importante de la vitesse axiale. Comme il modifie considérablement la topologie de l'écoulement, ce terme ne doit donc pas être négligé.

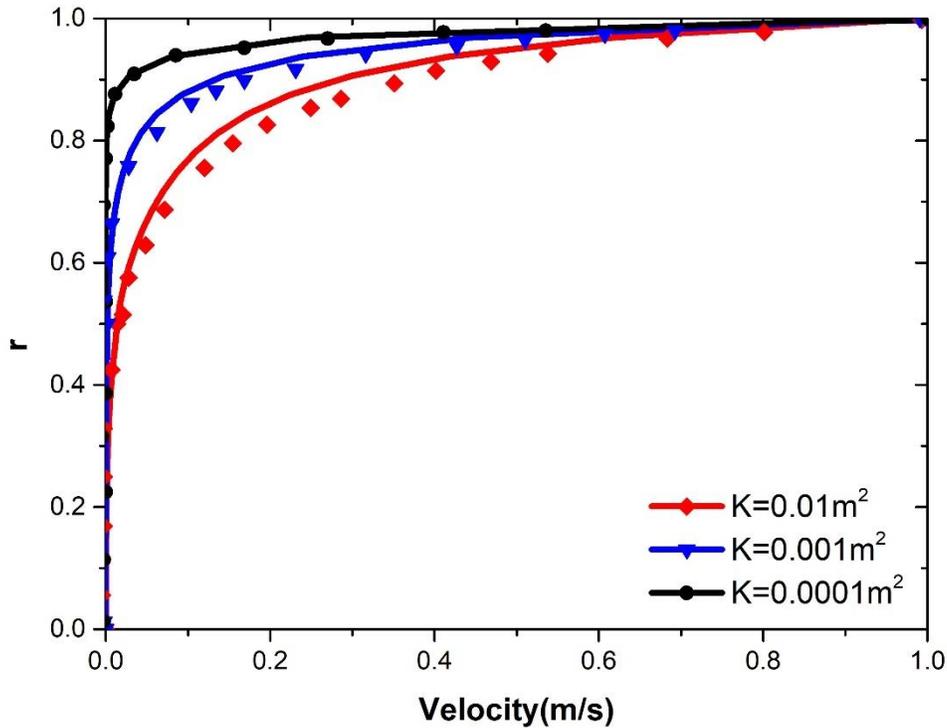


Figure 3.18 Comparaison de la vitesse axiale résultant de la simulation CFD (lignes pleines) pour le troisième cas d'essai pour différentes valeurs de perméabilité avec la solution de différence finie (symboles) avec le terme de Forchheimer [1]

### 3.2.1.4 L'écoulement d'un fluide incompressible chauffé dans un tube partiellement rempli de milieu poreux

Le quatrième cas d'essai, illustré à la figure 3.12, concerne l'écoulement d'un fluide chauffé incompressible dans une conduite partiellement remplie d'un milieu poreux. Rong et al. [4] décrivent les différentes conditions de ce cas.  $R_p$  est le rayon du milieu poreux et  $R_0$  est le rayon total de la conduite. Supposé être en équilibre local avec la matrice solide, le milieu poreux est homogène et saturé d'un fluide monophasé.

Les solutions numériques sont comparées à celles rapportées par Rong et al. [4] pour les valeurs suivantes :  $\varepsilon = 0.4$ ,  $Da = 10^{-3}$ ,  $R_p = 0.5$  cm,  $Re = 100$ , et  $Pr = 0.7$ .

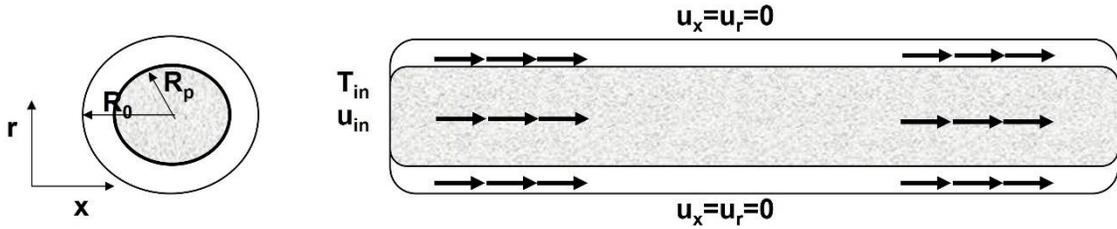


Figure 3.19 Schéma du quatrième cas

On constate une bonne concordance entre les résultats de la CFD et ceux suggérés par Rong et al [4] , comme le montrent les figures 3.13 et 3.14.

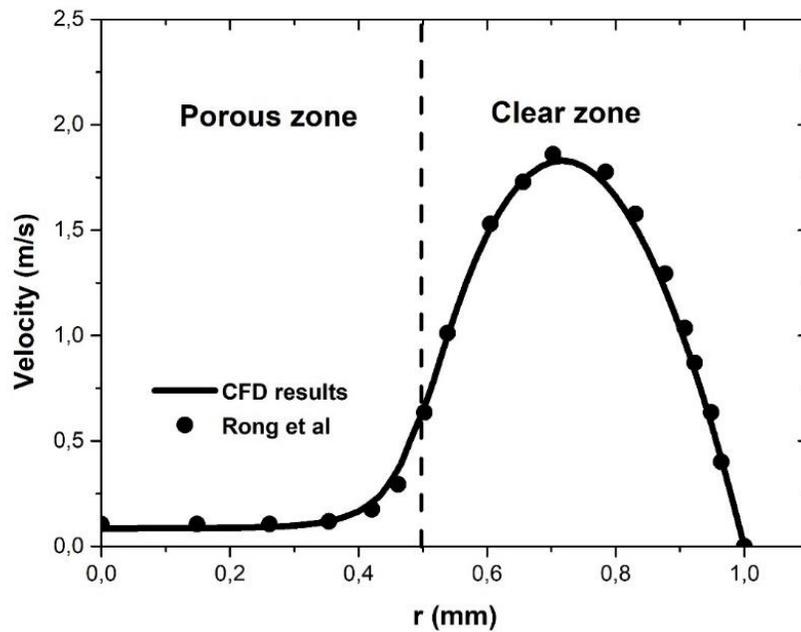


Figure 3.20 La vitesse axiale du quatrième cas

La figure 3.13 montre que les variations de vitesse axiale sont plus faibles dans la zone poreuse que dans la zone claire. En effet, l'existence de la structure poreuse génère des forces qui rendent la circulation du fluide le long du rayon du tube plus uniforme. Cependant, la viscosité équivalente étant plus faible, la vitesse axiale peut être plus importante dans la zone claire, c'est-à-dire la région dépourvue de structure poreuse. La distribution de la vitesse dans la zone claire ressemble à une parabole, ce qui équivaut à un tuyau vide, et est significativement plus élevée que dans la région

poreuse. Cependant, la distribution des vitesses dans la zone poreuse est généralement uniforme, sans pic de vitesse.

La figure 3.14 montre la distribution de la température le long du domaine, qui semble être constante dans la zone poreuse et augmente rapidement dans la zone claire pour atteindre la température de la paroi. Le gradient de vitesse plus faible dans la zone poreuse du matériau poreux peut être utilisé pour expliquer le lien étroit entre les profils de vitesse et de température.

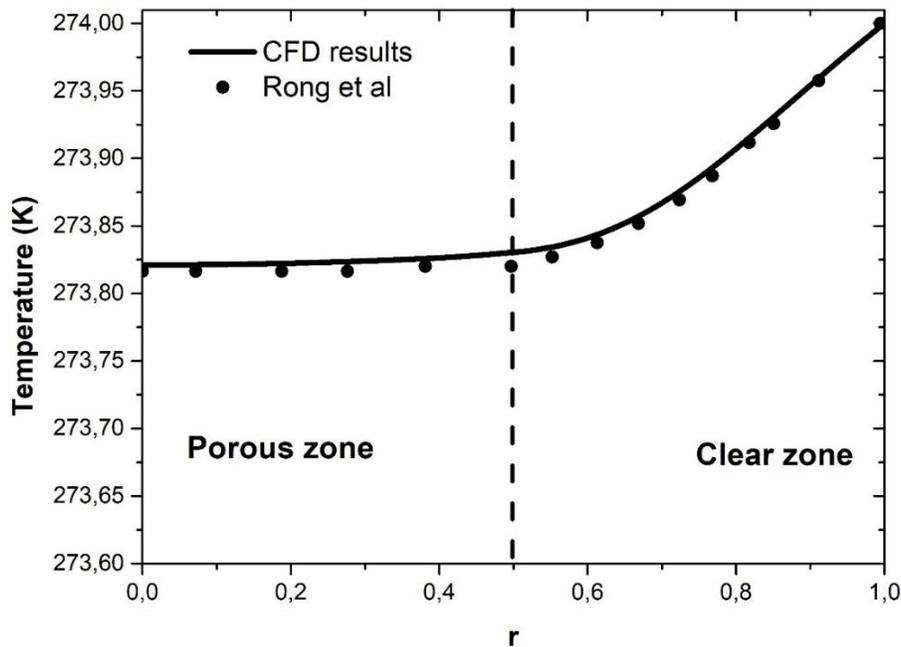


Figure 3.21 Comparaison du profil de température du quatrième cas

#### 3.2.1.4.1 Effet du nombre de Darcy

Afin d'étudier l'effet du nombre de Darcy  $Da$  sur la distribution des vitesses, nous avons choisi des nombres  $Da$  allant de  $10^{-2}$  à  $10^{-4}$  pour  $\varepsilon = 0,4$  ;  $Ri = 0,5$  ;  $Pr = 0,7$  et  $Re = 100$ .

Le nombre de Darcy ( $Da$ ) est défini comme suit :  $Da = \frac{K}{L^2}$

$L$  est la longueur caractéristique.

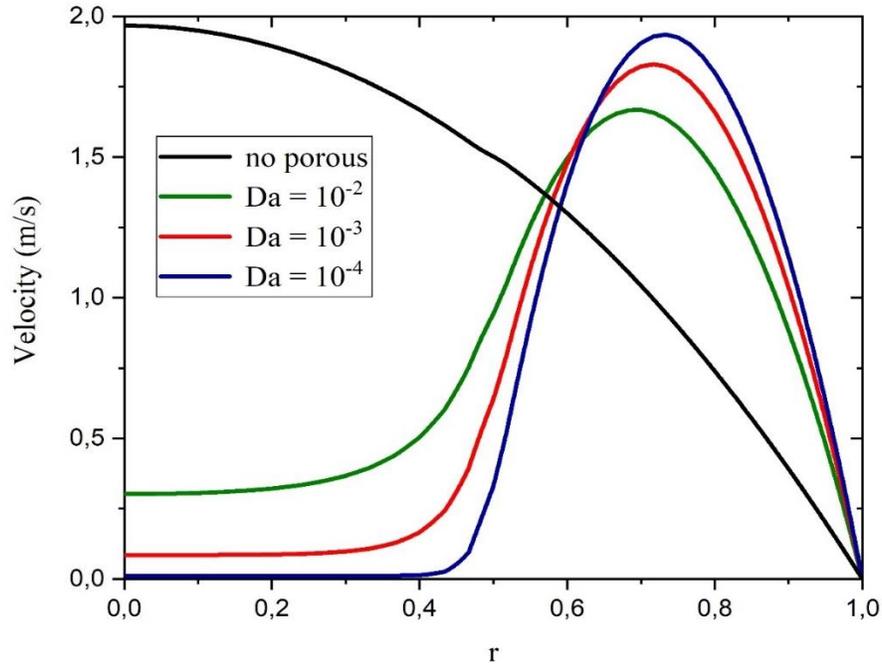


Figure 3.22 Variation de la vitesse axiale en fonction de différentes valeurs de Da

Comme le montre la figure 3.15, les variations de Da ont un impact significatif sur le champ d'écoulement. Le mécanisme physique qui décrit la capacité du fluide à passer à travers un matériau poreux est compatible avec le fait que la vitesse d'écoulement dans les milieux poreux diminue à mesure que le nombre Da baisse. La vitesse maximale entre le matériau poreux et la paroi du tuyau augmente à mesure que le nombre Da diminue. Ceci est dû à la difficulté pour le fluide de pénétrer dans le milieu poreux lorsque le nombre Da est réduit, le fluide a donc tendance à passer par l'espace vide entre le milieu poreux et la paroi du tuyau. La vitesse maximale se rapproche de la paroi lorsque le nombre Da diminue.

#### 3.2.1.4.2 Effet de la porosité

La figure 3.16 illustre les distributions de vitesse dans la région entièrement développée.

Les différentes valeurs de porosité sont  $\varepsilon = 0.2$  ; 0.4 et 0.6, pour  $Ri = 0.5$  ;  $Da = 10^{-2}$  ;  $Pr = 0.7$  et  $Re = 100$ .

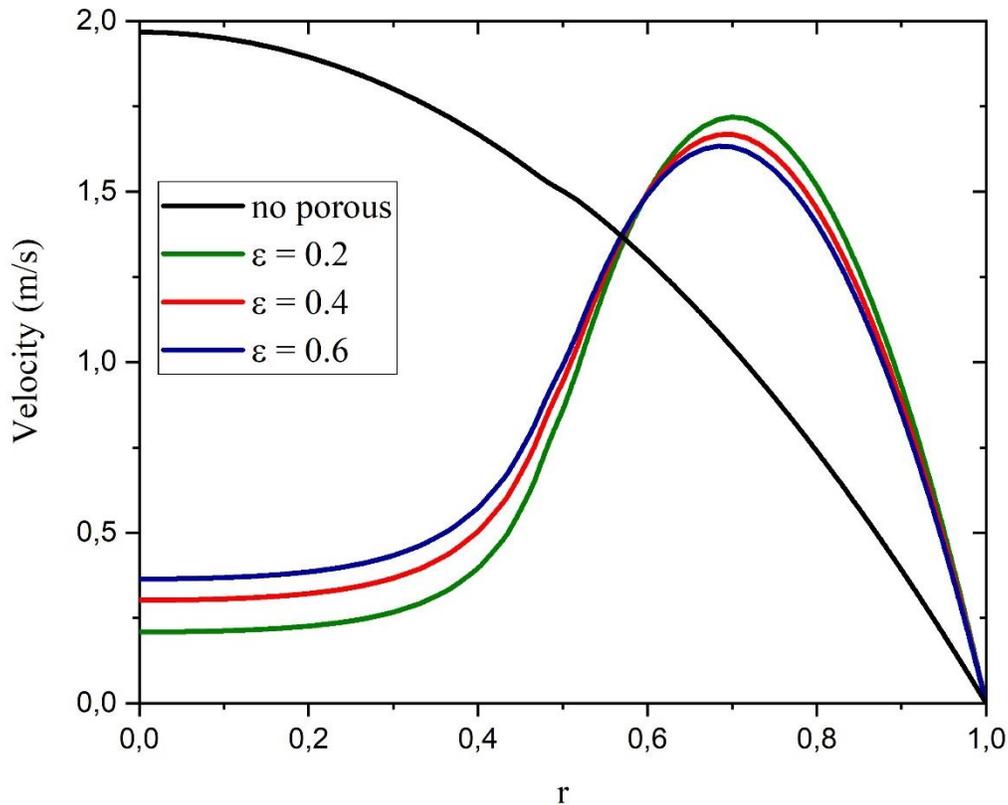


Figure 3.23 Variation de la vitesse axiale en fonction des différentes valeurs de porosité

Comme le montre la figure 3.16, l'influence de la porosité n'est pas aussi remarquable que le nombre  $Da$  décrit ci-dessus. La variation est relativement faible lorsque la porosité varie.

Lorsque la porosité diminue, le fluide s'écoule moins dans la zone poreuse car la résistance à l'écoulement augmente ; dans ce cas, une plus grande quantité de fluide s'écoule dans la zone claire. La vitesse moyenne de la zone claire est significativement plus élevée que celle de la zone poreuse. Cela indique que la résistance du fluide dans la zone poreuse est nettement plus élevée que celle de la zone claire.

### 3.2.2 Changement de phase

Dans cette section, on a passé à la validation du modèle de changement de phase implémenté, modèle de Lee, deux problèmes sont considérés : le problème de Stefan et le problème de la condensation en film horizontal sur une plaque horizontale qui ont des solutions analytiques.

### 3.2.2.1 Problème de Stefan

Le problème de Stefan unidimensionnel est bien utilisé [5] [6] comme cas de test standard pour vérifier les problèmes des écoulements à changement de phase. Il est une référence bien connue pour l'écoulement en ébullition. Le liquide saturé est séparé du film de vapeur par une interface verticale.

La température de la paroi gauche (à côté de la phase vapeur) est maintenue au-dessus de la température de saturation. Le liquide et la vapeur sont initialement en équilibre, mais ensuite, l'évaporation force à retirer le liquide de la paroi chaude : le liquide commence à se vaporiser et l'interface se déplace vers la droite. Une condition aux limites d'écoulement libre est appliquée à la limite droite pour que le liquide s'écoule. Cependant, la température du liquide reste fixée à la valeur de saturation. La vapeur restant stationnaire, la diffusion est responsable du transfert de chaleur de la paroi vers l'interface.

Les solutions analytiques pour la position de l'interface  $\vartheta_{an}(t)$  et la température  $T(x, t)$  du côté vapeur sont les suivantes [5]:

$$\vartheta_{an}(t) = 2\eta\sqrt{\lambda_v t} \quad (9)$$

$$T(x, t) = T_w + \frac{T_{sat} - T_w}{\text{erf}(\eta)} \text{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\lambda_v t}}\right) \quad (10)$$

Où  $\lambda_v$  est la diffusivité thermique de la vapeur et  $\eta$  est déterminée comme suit :

$$\eta \text{erf}(\eta^2) \text{erf}(\eta) = \frac{c_{pG}(T_w - T_{sat})}{\sqrt{\pi} L_{hg}} \quad (11)$$

Un domaine de calcul quasi 1D avec une seule cellule de grille dans la direction de l'invariance translationnelle est considéré. Un film de vapeur très fin est inséré dans le domaine de calcul dans un premier temps près de la paroi chaude. Les propriétés thermo physiques du liquide et de la vapeur sont celles de l'eau à une pression de saturation de 1MPa.

Pour maintenir un coefficient constant de débit massique dans l'équation énergétique pendant le processus de changement de phase dans le modèle CFD, la chaleur spécifique des phases liquide et vapeur est considérée comme égale ( $C_{pG} = C_{pL}(P_{sat})$ ). Un schéma du problème de Stefan est illustré sur la figure 3.17. Une condition aux limites de non-glissement est utilisée pour la condition aux limites de vitesse au niveau de la paroi chaude. La température de la paroi surchauffée est 10K supérieure à la température de saturation.

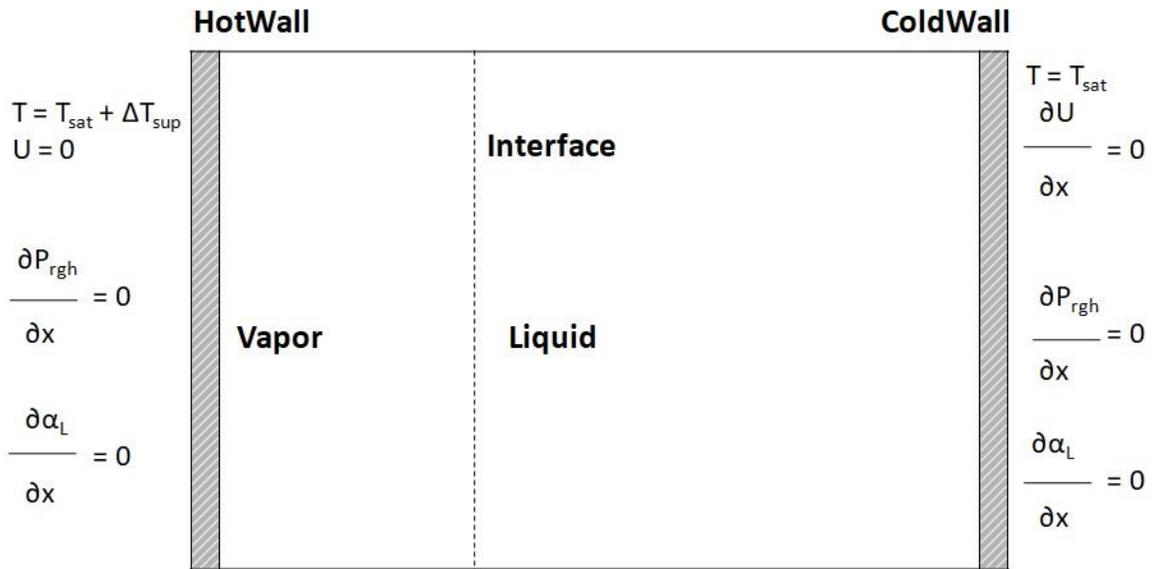


Figure 3.24 Schéma du problème de Stefan

La figure 3.18 montre une grande concordance entre les résultats de la CFD et la solution analytique du problème de Stefan.

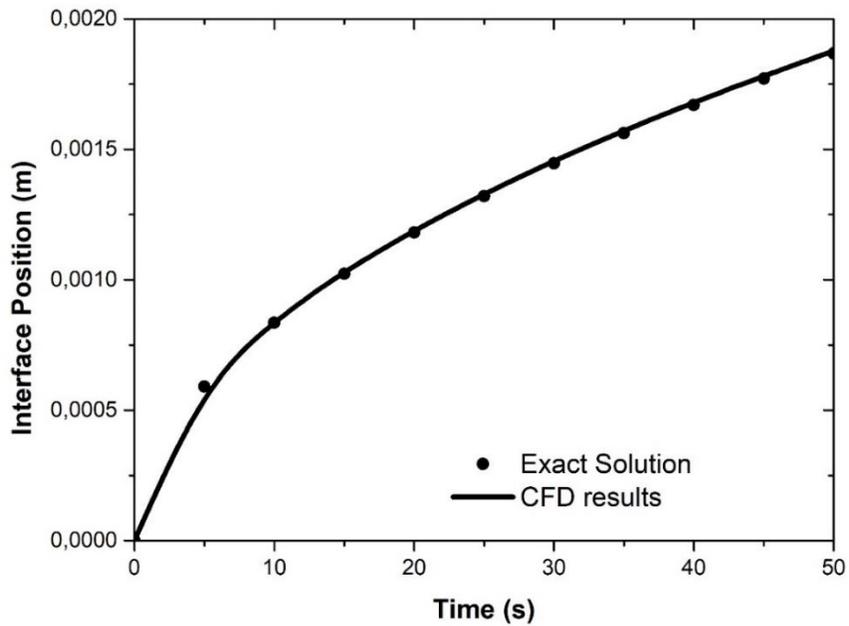


Figure 3.25 Comparaison de la position de l'interface dans le problème Stefan entre le modèle CFD et la solution exacte

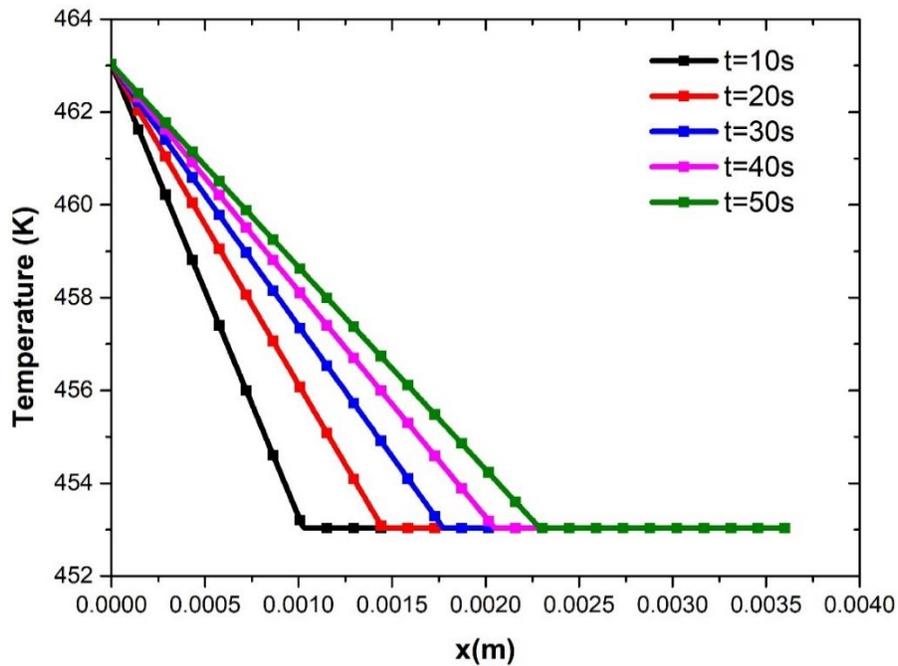


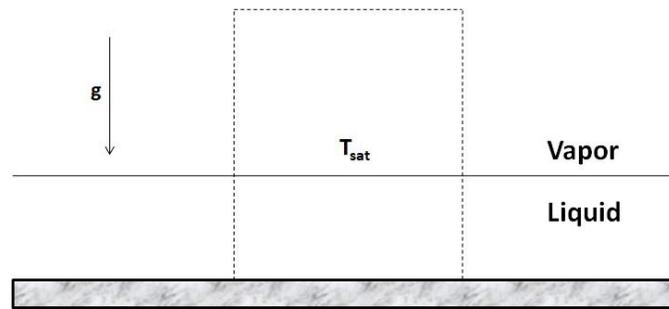
Figure 3.26 Distribution de la température à différentes valeurs temporelles, comparaison entre les résultats de la CFD (lignes pleines) et les résultats analytiques (symboles)

La distribution de la température le long du domaine à différents moments est représentée sur la figure 3.19. Comme on peut le voir, la température du côté vapeur prédit la solution analytique dans un fluide presque parfaitement inactif et elle est équivalente à la température de saturation du côté liquide.

### 3.2.2.2 Condensation du film horizontal

Dans ce cas d'essai, à une température  $T_w$  sur la surface supérieure d'une plaque isotherme, la vapeur se condense en un film liquide, comme le montre la figure 3.20. Le profil de température est supposé être linéaire de  $T_w$  sur la paroi inférieure à  $T_{sat}$  à l'interface. Une solution analytique pour l'épaisseur du film est obtenue à partir d'une étude de volume de contrôle [7]:

$$\delta_{an}(t) = \left[ 2t \frac{k_L}{\rho_L C_{pL}} \left( \frac{1}{2} + \frac{L_{hg}}{C_{pL} \Delta T} \right)^{-1} \right]^{1/2} \quad (12)$$



$$T_w = T_{sat} - \Delta T_{sub}$$

Figure 3.27 Schéma de la condensation du film horizontal

Les propriétés thermo physiques choisies sont celles de l'eau saturée à  $P_{sat}=1\text{MPa}$ .

Dans les directions tangentielle à la paroi sous-refroidie, un domaine de calcul quasi unidimensionnel avec une seule cellule de grille est pris en considération.

$T_{sat} = 453.03\text{ K}$  et  $T_w = 423,03\text{ K}$  sont pris en considération pour un cas de paroi sous-refroidie de  $30\text{ K}$ . Chaque liquide qui pénètre par la face supérieure est considéré comme étant à l'état de vapeur. Un film liquide très fin est pris en compte au début de la simulation dans le domaine de calcul.

La figure 3.21 montre les résultats de l'évolution de l'épaisseur du film liquide. Ils montrent que les solutions analytiques et CFD sont en très bon accord.

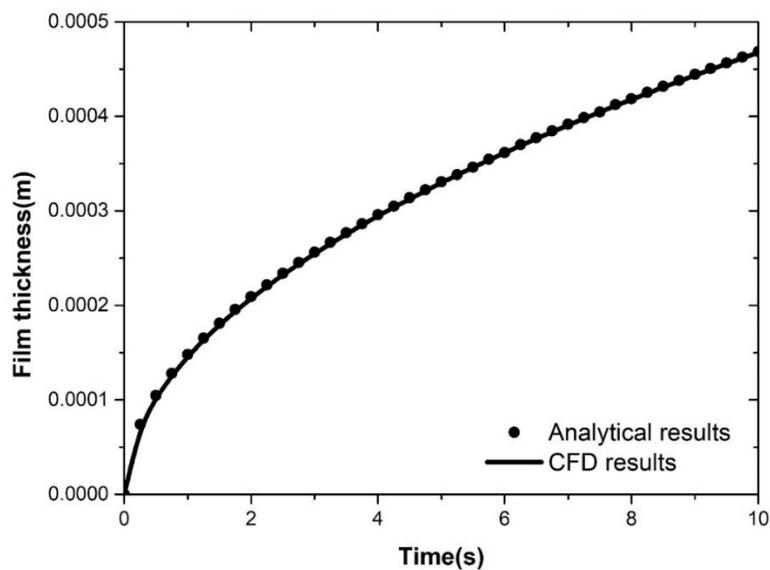


Figure 3.28 Résultats de l'épaisseur du film pour le cas de la condensation du film horizontal

### 3.3 L'application du nouveau solveur : refroidissement par transpiration dans le milieu poreux avec changement de phase

Nous avons démontré l'efficacité de l'outil numérique créé dans le milieu poreux et validé indépendamment le modèle de changement de phase dans les sections précédentes.

Dans cette partie, afin de d'évaluer et prouver l'efficacité du nouveau solveur à simuler les problèmes de transfert de chaleur avec changement de phase plus compliqué dans la zone poreuse, nous proposons d'étudier le problème de refroidissement par transpiration dans les milieux poreux avec changement de phase.

#### 3.3.1 Modèle physique

Le modèle physique utilisé dans cette partie est illustré à la figure 3.22. En utilisant l'eau comme fluide de travail, le processus de refroidissement par transpiration avec changement de phase dans une structure poreuse peut être simplifié à un problème 1D. Une matrice poreuse d'une épaisseur de 0,1 m est placée horizontalement. Le fluide se déplace contre la gravité. À un débit massique de  $\dot{m}$  et à la température  $T_c$ , le liquide de refroidissement, l'eau liquide, est injectée dans la matrice poreuse à partir de sa surface inférieure et la surface supérieure est exposée au flux de chaleur  $Q$ . Cette chaleur appliquée provoque le processus de changement de phase. En fait, en passant à travers les pores, le liquide absorbe de la chaleur, ce qui entraîne un changement de phase et la libération de la vapeur générée.

Table 1 : Propriétés thermo physiques de l'eau à l'état de saturation (373,15 K et 1atm)

Propriétés	Liquide	Vapeur	Unités
Densité volumique	1000	0.6	kg/m <sup>3</sup>
Capacité thermique massique	4217	2029	J/kg K
Conductivité thermique	0.68	0.02	W/m K
Viscosité dynamique	279.10 <sup>-6</sup>	12.02.10 <sup>-6</sup>	kg/m s
Chaleur latente d'évaporation	2675710		J/kg

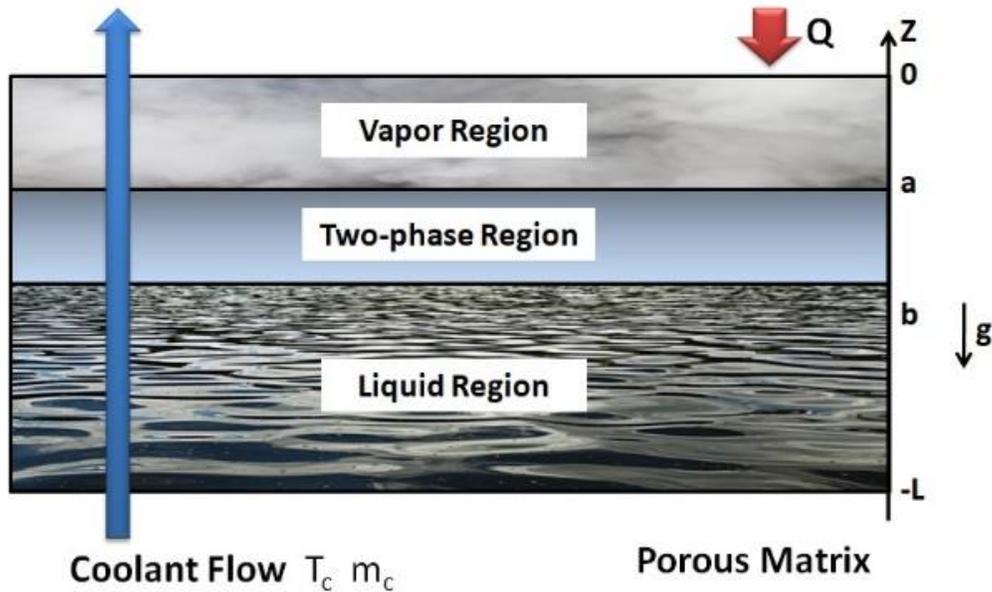


Figure 3.29 Modèle physique pour le changement de phase du liquide de refroidissement pendant le refroidissement par transpiration dans un milieu poreux

### 3.3.2 Test de maillage

Des tests numériques utilisant trois numéros de grille différents, avec différents points de départ de maillage, Maillage 1 : 204, Maillage 2 : 304, Maillage 3 : 404, ont été effectués et les résultats numériques correspondants sont utilisés pour examiner l'indépendance du maillage.

Dans cette section, la porosité est de 0,35. Le flux thermique imposé est de 1,5 MW/m<sup>2</sup> et le flux de masse du liquide de refroidissement est de 0,4 kg/m<sup>2</sup>s. La figure 3. 23 montre la distribution de la température le long de la matrice poreuse. Les résultats de simulation de la figure 3.23 fournis par la maille 2 et la maille 3 sont extrêmement similaires. Par conséquent, dans les simulations numériques suivantes, la maille 2 est appliquée afin d'économiser les ressources de calcul et de garantir la précision du calcul.

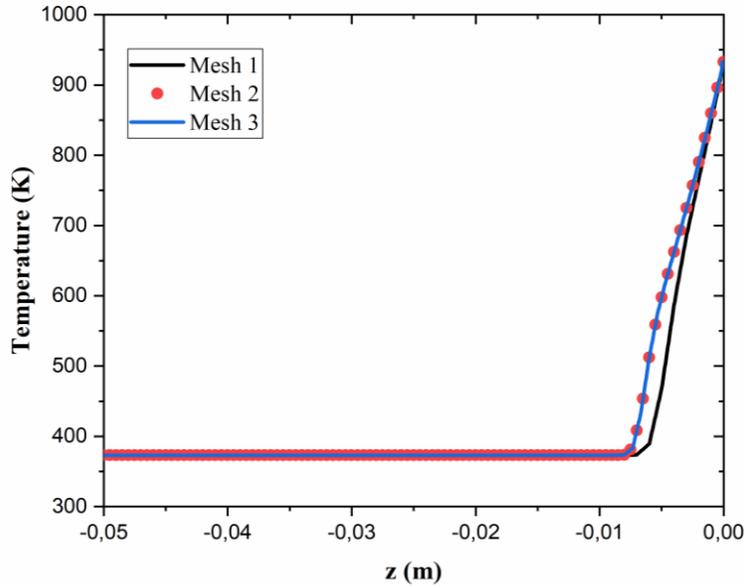


Figure 3.30 Distribution de la température sous trois mailles différentes

### 3.3.3 Validation

#### 3.3.3.1 Validations avec les résultats numériques précédents

Le cas test consiste en une section poreuse d'une épaisseur de 0,1 m, d'un diamètre de pore typique de  $5 \cdot 10^{-4}$  m et d'une porosité de 0,35. De l'eau liquide a été injectée depuis la surface inférieure dans la matrice poreuse avec différents débits massiques (0,3, 0,4 et 0,5  $\text{kg/m}^2\text{s}$ ). Un flux thermique de  $1,5 \text{ MW/m}^2$  est appliqué à la surface supérieure. Les propriétés thermiques sont présentées dans le tableau 1.

Des tests numériques utilisant différents systèmes de grille ont été effectués pour choisir celui qui garantit l'indépendance de la solution par rapport à la taille de la grille et produit des résultats suffisamment précis.

La figure 3.24 présente les comparaisons des résultats numériques actuels avec les travaux antérieurs de He et al. [8]. Cette figure illustre la variation de la température dans le milieu poreux pour différents débits massiques. Ces résultats sont en parfait accord avec les études numériques précédentes de He et al. [8].

Par conséquent, ces résultats ont démontré l'efficacité du nouveau solveur dans l'examen précis des problèmes de transport de chaleur avec changement de phase dans les milieux poreux.

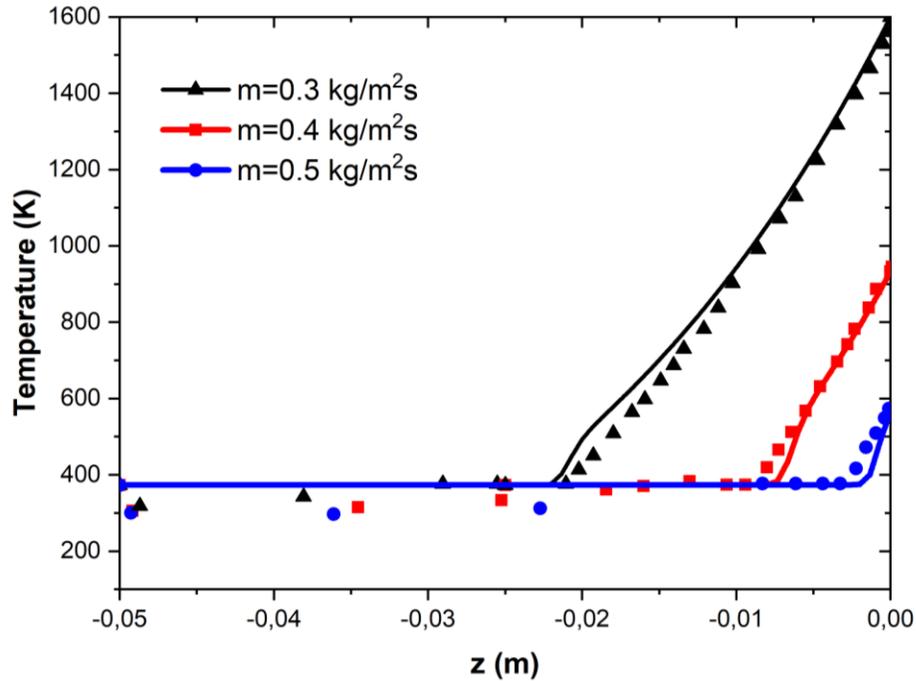


Figure 3.31 Distribution de la température en fonction du débit massique du liquide de refroidissement

### 3.3.3.2 Validation avec des données expérimentales

Le système expérimental est décrit à la figure 3.25, et les données expérimentales du travail de Hu et al. (2020) sont utilisées pour valider le modèle numérique proposé. Fabriquée en cuivre métallique fritté avec une porosité de 0,318 et un diamètre de particule de 0,20 mm, la matrice poreuse était un cylindre d'un rayon de 40 mm et d'une longueur de 100 mm. Au-dessus de la surface du cylindre, une lampe au xénon est montée pour produire un flux de chaleur de 0,21 MW/m<sup>2</sup>. À une température constante de 300 K, les débits massiques de l'eau étaient respectivement de 5,67 g/min et de 7,45 g/min. Pour mesurer la température de la matrice poreuse, sept thermocouples ont été disposés le long de la direction du flux du liquide de refroidissement.

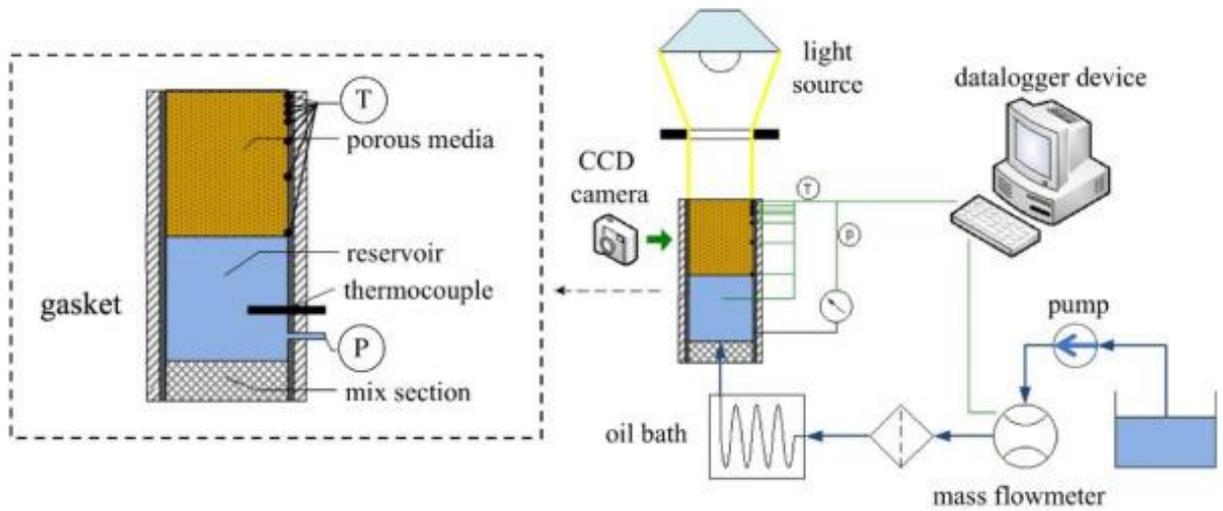


Figure 3.32 Modèle schématique du dispositif expérimental Hu et al. (2020)

Comme le montre la figure 3.26, les résultats de la modélisation et les données expérimentales sont assez similaires, avec une erreur relative maximale ne dépassant pas 6,5 %. Par conséquent, l'approche numérique et le modèle mathématique sont considérés comme valables.

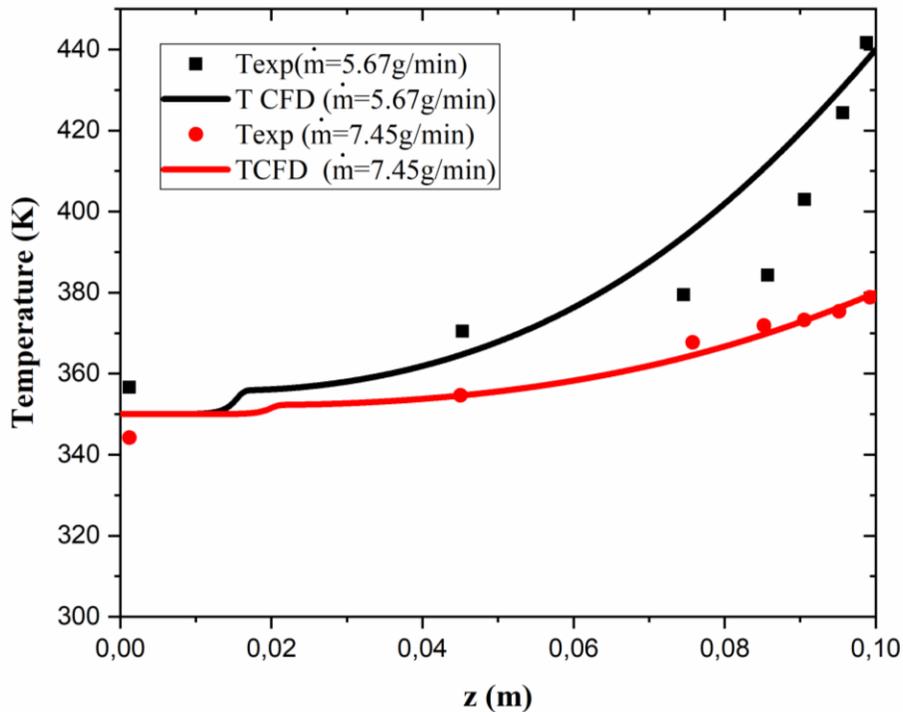


Figure 3.33 Comparaison des résultats numériques (lignes pleines) et des données expérimentales Hu et al. (2020) (symboles séparés)

### 3.3.4 Résultats et discussion

#### 3.3.4.1 Impact du débit massique du liquide de refroidissement sur le changement de phase

Afin d'étudier l'impact du débit massique du réfrigérant, les figures 3.27 et 3.28 illustrent la distribution de la saturation et celle de la température pour différentes phases à l'intérieur de la matrice poreuse à trois débits massiques différents du réfrigérant  $\dot{m} = 0.15 ; 0.25 ; 0.35$  et  $0.45 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , avec un flux thermique appliqué fixé à  $1,4 \text{ MW/m}^2$  et une porosité de  $0,4$  tout le long de l'axe  $z$ .

La figure 3.27 présente les profils de saturation en fonction de la coordonnée  $y$  pour les quatre valeurs distinctes de débit massique de réfrigérant par unité de surface. Il a été prouvé que l'augmentation de la quantité de liquide de refroidissement injecté retarde le changement de phase dans la matrice poreuse et réduit la surface des régions biphasées et de vapeur. La distribution de la saturation est illustrée dans cette figure par l'utilisation de l'approche de l'interface pointue « sharp interface approach », qui soutient l'épaisseur extrêmement faible de l'interface, ce qui justifie que l'épaisseur de l'interface soit très fine. Notez que l'approche VOF mise en œuvre dans ce cas ne représente que des interfaces pointues d'épaisseur numériquement nulle. Par conséquent, les différentes propriétés physiques, telles que la viscosité et la densité, sont nécessairement discontinues à travers cette interface.

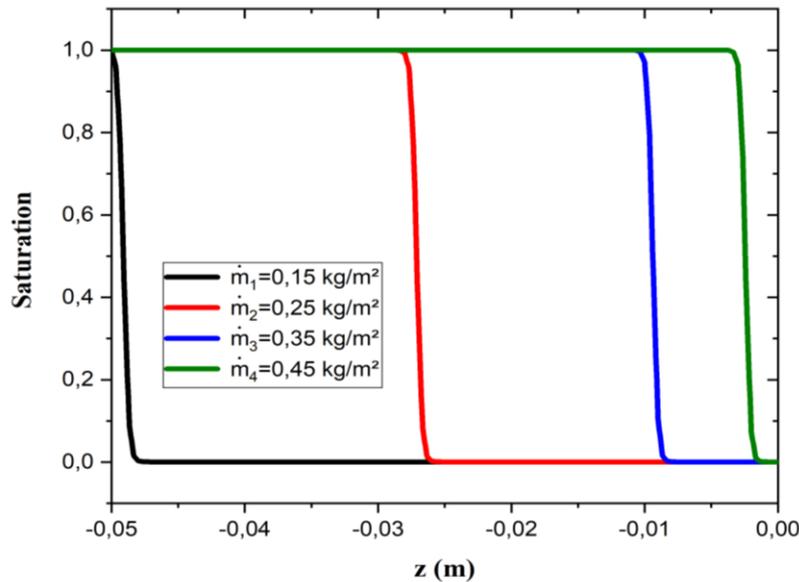


Figure 3.34 Distribution de la saturation pour différents débits massiques du liquide de refroidissement

La figure 3.28 présente les profils de température sur l'axe z dans les trois zones qui correspondent à la distribution de saturation observée sur la figure 3.27.

Il est évident qu'un débit massique de réfrigérant plus élevé peut augmenter le gradient de température dans la zone de vapeur surchauffée, retarder l'évaporation du liquide et abaisser les températures du solide à la surface chaude. Cette tendance est logique et conforme aux prévisions de Peterson et Chang [9] and Kazuhisa Yuki et al. [10], puisque l'évaporation de la phase liquide nécessite une plus grande énergie thermique. Dans le présent exemple, la température des surfaces supérieures est de 1423.7 K ; 1044.1 K ; 690.07 K et 538.71 K pour  $\dot{m} = 0.15$  ; 0.25 ; 0.35 et 0.45 kg/m<sup>2</sup>s, respectivement. Il est clair que lorsque  $\dot{m}$  diminue, il y a une augmentation notable de la température à la surface supérieure.

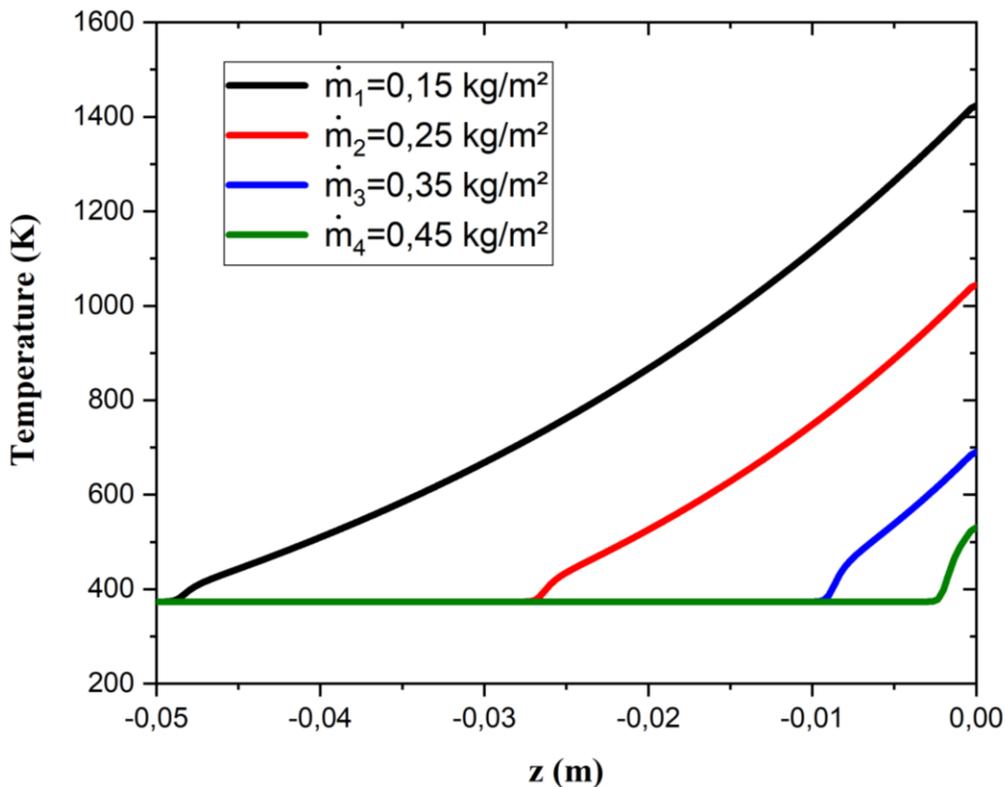


Figure 3.35 Distribution de la température pour différents débits massiques du liquide de refroidissement

### 3.3.4.2 Impact du flux de chaleur sur le changement de phase

Pour examiner l'impact du flux de chaleur appliqué sur la surface supérieure de la structure poreuse sur le changement de phase, les figures 3.29 et 3.30 montrent les distributions de la saturation et

celle de la température pour les phases liquide et vapeur à différents flux thermiques externes de valeur 1 ; 1.3 ; 1.35 ; 1.8 et 2 MW/m<sup>2</sup>, lorsque le débit massique du liquide de refroidissement est fixé à 0.25 kg/m<sup>2</sup> s et que la porosité est de 0.35.

À mesure que le flux thermique  $Q$  augmente, comme le montre la figure 3.29, la variation de la saturation diminue, ce qui indique que l'évaporation se produit rapidement dans la région biphasée. On remarque que la région biphasée se déplace vers la gauche et que la région de la vapeur s'étend avec l'augmentation du flux de chaleur ; ces phénomènes sont évidemment raisonnables.

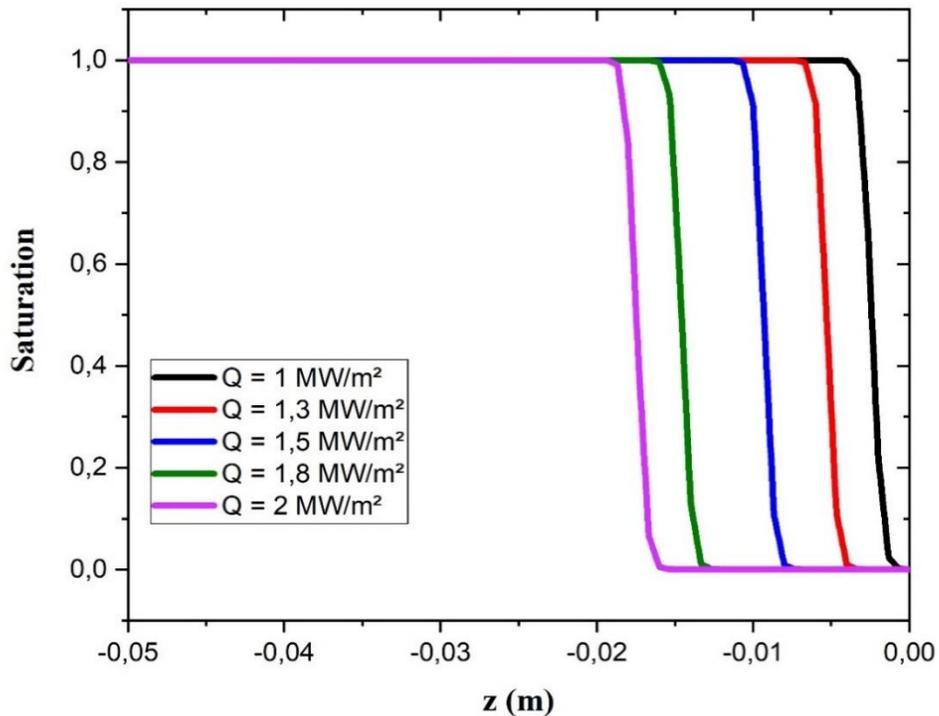


Figure 3.36 Distribution de la saturation avec différents flux de chaleur appliqués

Les distributions de température dans la structure poreuse à différents flux de chaleur qui se rapportent à la distribution de saturation le long de l'axe  $z$  dans la figure précédente sont montrées dans la figure 3.30. Le profil de température dans la région liquide est constant, avec des fluctuations significatives à proximité de l'interface où l'évaporation a lieu. Le profil de température de la région vapeur présente une variation exponentielle.

Il est évident que lorsque  $Q$  augmente, il y a une augmentation notable de la température à la surface supérieure.

Dans le présent exemple, la température des surfaces supérieures est de 473.7 K ; 565.82 K ; 704.94 K ; 919.17 K et 1056.6 K pour les valeurs de flux de chaleur appliqué de 1 ; 1.3 ; 1.5 ; 1.8 et 2 MW/m<sup>2</sup>, respectivement.

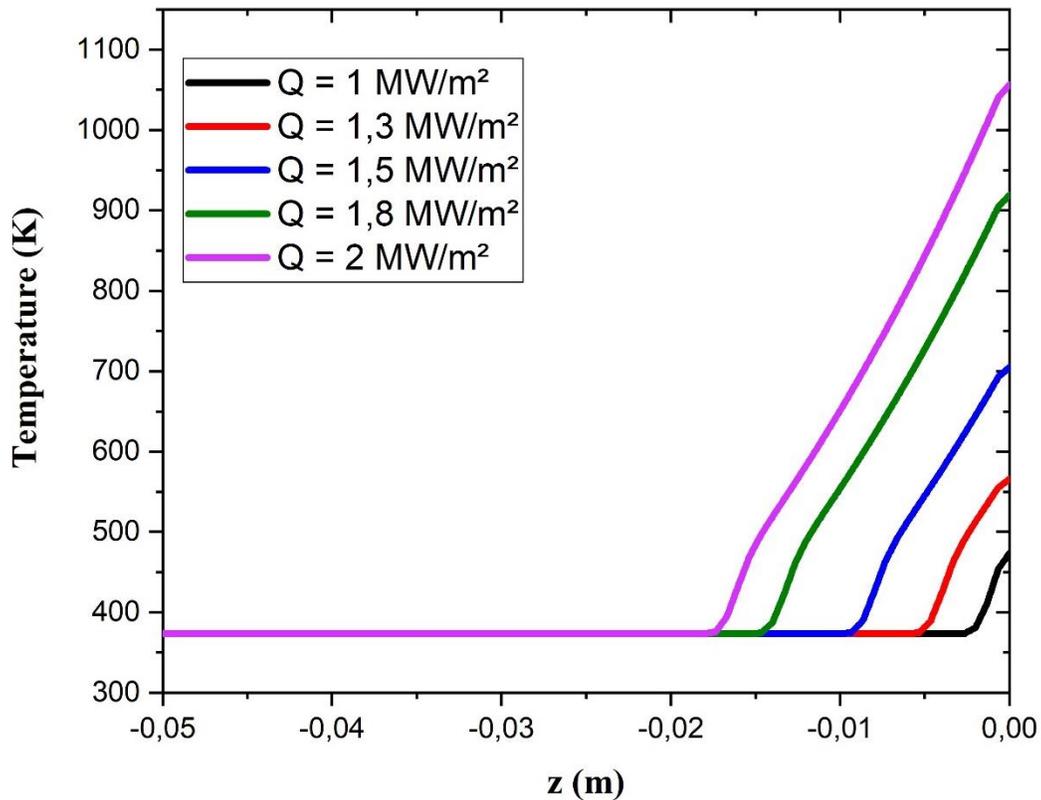


Figure 3.37 Distribution de la température avec différents flux de chaleur appliqués

Pour le cas de  $Q = 1.5 \text{ MW/m}^2$ , la figure 3.31 montre la distribution de la saturation des résultats CFD en fonction du temps, avec une représentation claire pour les différentes phases. Cette figure montre le phénomène de condensation : le processus de changement de phase se produit et est présenté par l'évolution de la phase liquide et de la position de l'interface au cours du temps entre  $t = 0\text{s}$  et  $t = 500\text{s}$ .

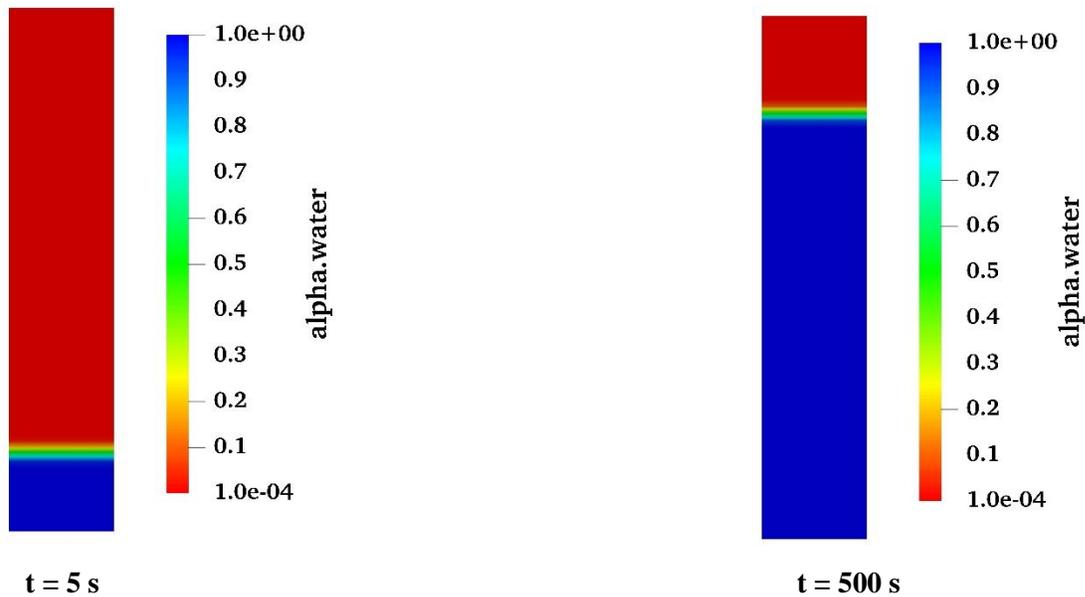


Figure 3.38 Distribution de la saturation à différents pas de temps

### 3.3.4.3 Impact de la porosité sur le changement de phase

Les figures 3.32 et 3.33 illustrent les distributions de saturation et de température à l'intérieur de la structure poreuse à différentes valeurs de porosité 0.3 ; 0.4 ; 0.5 et 0.6 avec un flux thermique appliqué fixé à  $Q = 1.4 \text{ MW/m}^2$  et une valeur de débit massique du liquide de refroidissement de  $0.35 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

On découvre que les changements de porosité ont un impact important. On constate que lorsque la porosité augmente, l'interface liquide-zone correspondante, ou la saturation, se déplace vers la gauche et la température dans la région de la vapeur surchauffée augmente.

Ces phénomènes sont acceptables parce qu'une porosité plus faible entraîne une conductivité effective solide élevée  $k_{sm,eff}$  et une surface spécifique plus grande. Cela indique que la surface de la région liquide diminuera lorsqu'un changement de phase aura lieu à l'intérieur des pores, qui sont composés de sphères plus grosses.

Dans notre exemple, la température des surfaces supérieures est de 520.61 K ; 690.072 K ; 1020.4 K et 1291.5 K pour des valeurs de porosité de 0.3 ; 0.4 ; 0.5 et 0.6, respectivement. Il est clair que lorsque  $\epsilon$  augmente, il y a une augmentation notable de la température à la surface supérieure.

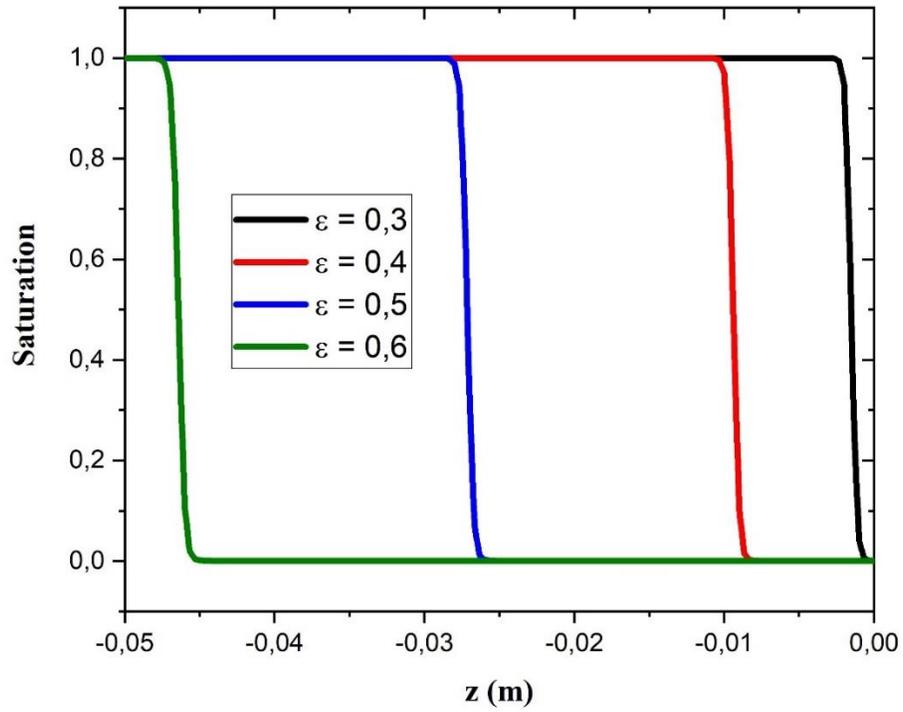


Figure 3.39 Distribution de la saturation pour différentes valeurs de porosité

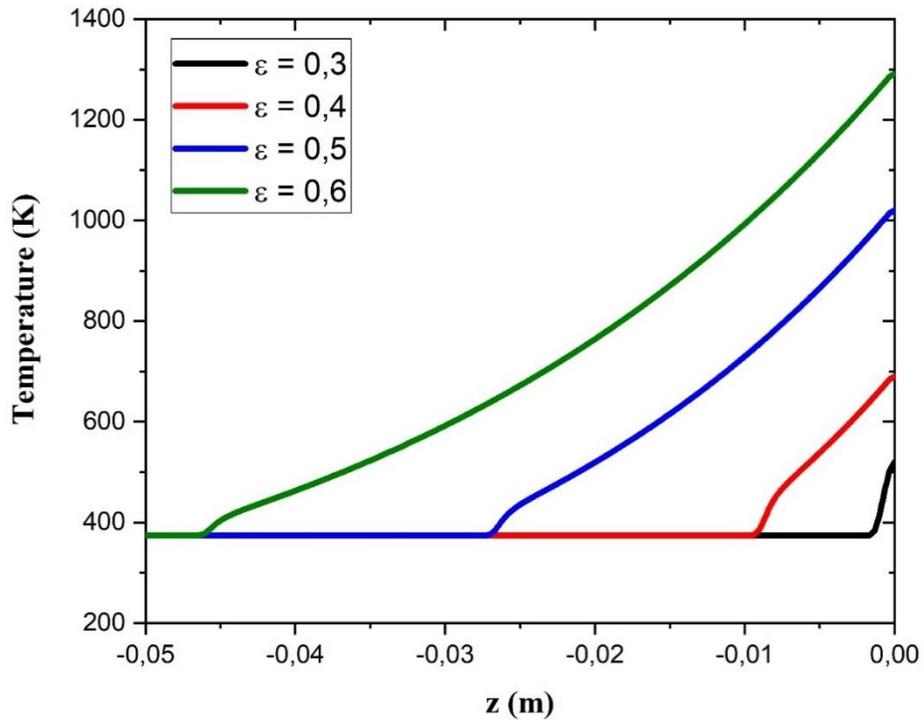


Figure 3.40 Distribution de la température pour différentes valeurs de porosité

### 3.3.4.4 La performance de refroidissement

L'efficacité moyenne du refroidissement est définie comme suit [11] [12] :

$$\eta = \frac{T_{\text{adia}} - T_w}{T_{\text{adia}} - T_c}$$

Où  $T_{\text{adia}}$  et  $T_w$  sont respectivement les températures de la surface supérieure dans le cas adiabatique (sans refroidissement) et le cas de refroidissement par transpiration.  $T_c$  est la température d'entrée du liquide de refroidissement.

Les résultats obtenus, en tenant compte de divers paramètres (la porosité, le flux thermique et le débit massique du liquide de refroidissement), sont énumérés dans le tableau 2.

Tableau 2 : Efficacité moyenne du refroidissement en fonction des principaux paramètres de refroidissement par transpiration

<b>Paramètres Fixes</b>	Q = 1.4 MW/m <sup>2</sup> ε = 0.4				ṁ = 0.25 kg/m <sup>2</sup> s ε = 0.4				Q = 1.4 MW/m <sup>2</sup> ṁ = 0.35 kg/m <sup>2</sup> s			
<b>Paramètres Variables</b>	ṁ (kg/m <sup>2</sup> s)				Q (MW/m <sup>2</sup> )				ε			
	0.15	0.25	0.35	0.45	1	1.4	1.8	2.2	0.3	0.4	0.5	0.6
<b>T<sub>w</sub>(K)</b>	1423.7	1044. 1	690.0 7	538.7 1	716.6 8	1044. 1	1357. 1	1680. 7	520. 6	690.07	1020. 6	1291. 5
<b>η</b>	0.03	0.38	0.7	0.84	0.58	0.38	0.25	0.15	0.87	0.7	0.37	0.074

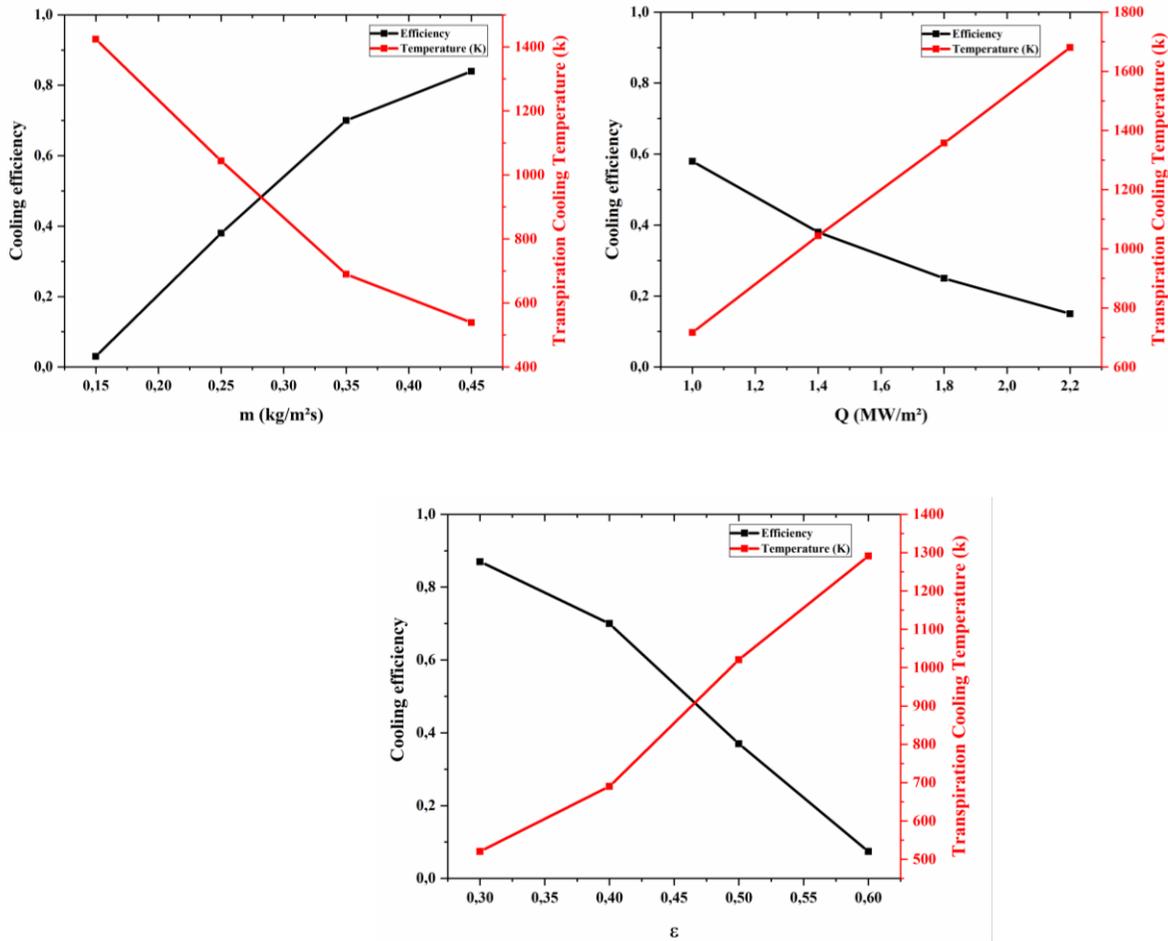


Figure 3.41 Distribution de la température et de l'efficacité du refroidissement

Le tableau 2 et la figure 3.34 montrent que la performance de refroidissement diminue lorsque la température de la paroi supérieure augmente, en raison de l'accumulation de chaleur et d'un transfert de chaleur relativement mauvais. On peut constater que le refroidissement par transpiration, pour l'ensemble des paramètres testés, est plus efficace lorsque le débit du liquide de refroidissement augmente et que le flux de chaleur diminue. En outre, il est plus efficace lorsque la porosité moyenne de la plaque poreuse est plus faible. En fait, la diminution de la porosité peut améliorer l'écoulement du liquide à travers le milieu poreux et augmenter le transfert de chaleur avec une capacité de changement de phase. La phase liquide a également une chaleur spécifique plus importante que celle de la vapeur, ce qui peut améliorer le refroidissement de la plaque. Des tendances similaires ont été obtenues dans des études antérieures [13] [14].

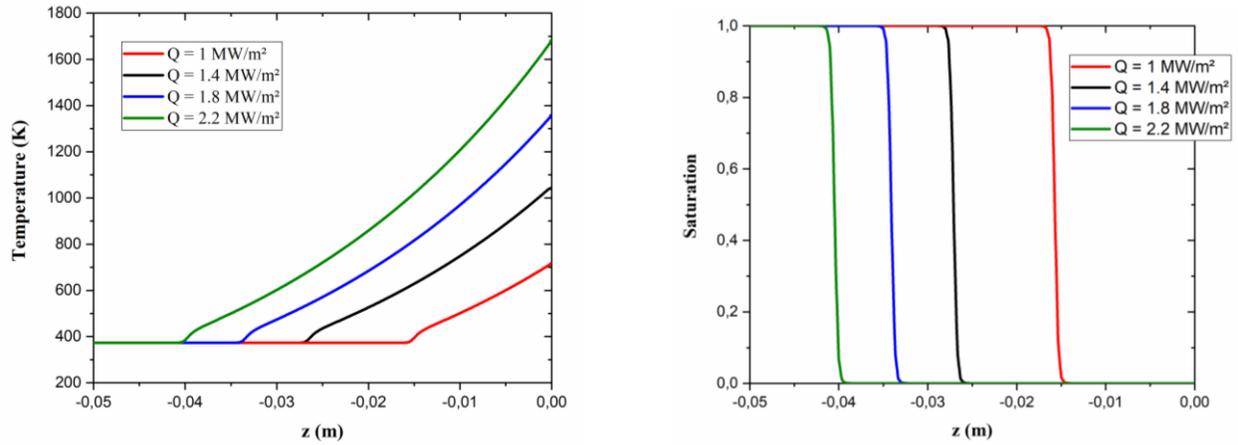
### 3.3.4.5 Pour une porosité fixe

Dans cette section, nous présentons l'effet du flux de chaleur externe et du débit massique du liquide de refroidissement obtenus dans différents cas de refroidissement avec une porosité fixe de 0.4. Quatre valeurs différentes de flux thermique ( $Q = 1, 1.4, 1.8$  et  $2.2 \text{ MW/m}^2$ ) sont étudiées avec trois débits massiques différents ( $\dot{m} = 0.25, 0.35$  et  $0.45 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ). La figure 3.35 présente les distributions de température et de saturation pour différents cas dans ces états.

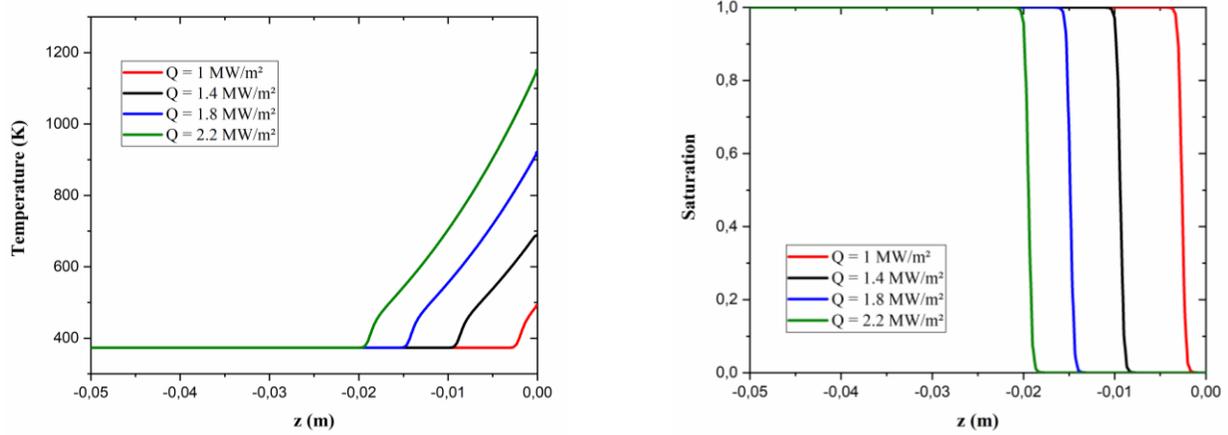
Comme on le voit, pour différents débits massiques, l'augmentation du flux de chaleur entraîne une augmentation de la température à la surface supérieure. Par exemple, pour ( $Q = 2.2 \text{ MW/m}^2$ ), la température est égale à  $1680.7 \text{ K}$  pour  $\dot{m} = 0.25 \text{ kg/m}^2\text{s}$  et  $858.32 \text{ K}$  pour  $\dot{m} = 0.45 \text{ kg/m}^2\text{s}$ .

Lorsque le débit massique du liquide de refroidissement augmente, l'échange de chaleur entre le liquide de refroidissement et la matrice solide s'améliore, ce qui permet d'absorber plus de chaleur par le liquide de refroidissement et d'atteindre l'équilibre plus tôt. De même, pour l'exemple de  $Q = 1 \text{ MW/m}^2$ , nous pouvons remarquer une très faible variation de la température entre  $\dot{m} = 0,35 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ( $T = 499.29 \text{ K}$ ) et  $\dot{m} = 0.45 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ( $T = 492.24 \text{ K}$ ).

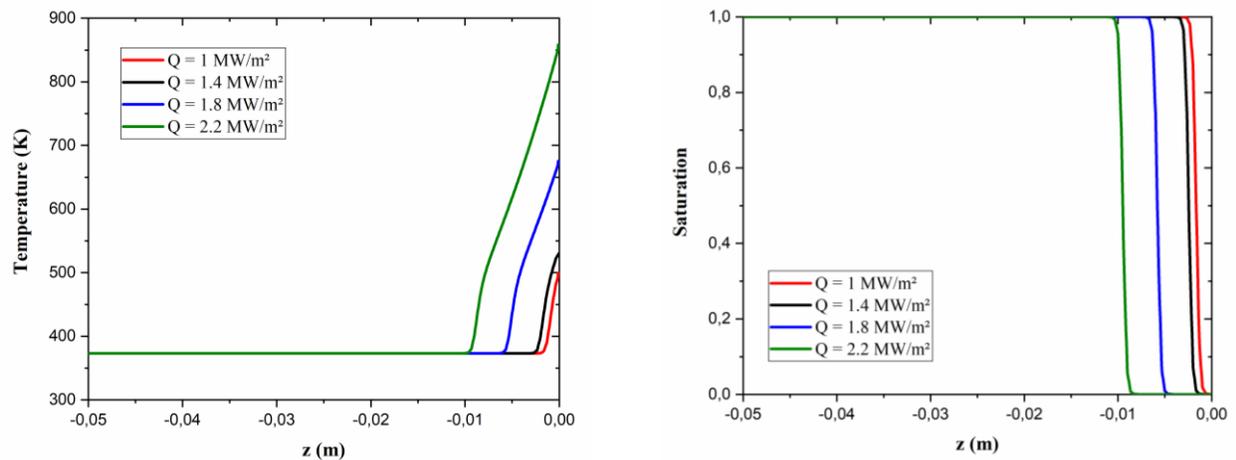
Ceci affecte directement l'efficacité du refroidissement. La figure 3.36 présente l'efficacité du refroidissement pour différents flux thermiques et débits massiques. Afin d'optimiser le refroidissement par transpiration, nous pouvons conclure que la réduction de la température entraîne une augmentation de l'efficacité du refroidissement, ce qui signifie que le refroidissement par transpiration peut fournir une protection thermique efficace pour le système.



(a)  $\dot{m} = 0.25 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(b)  $\dot{m} = 0.35 \text{ kg/m}^2\text{s}$



(c)  $\dot{m} = 0.45 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Figure 3.42 Distributions de la température et de la saturation pour différents flux thermiques et débits massiques

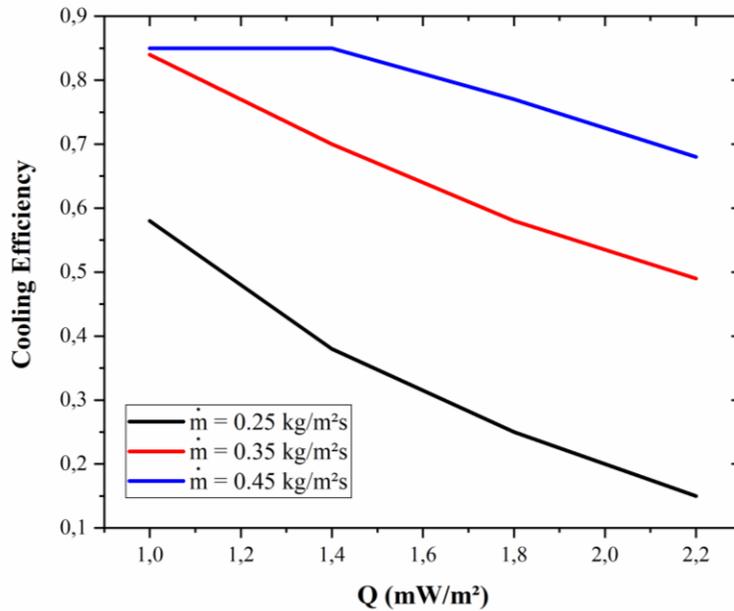


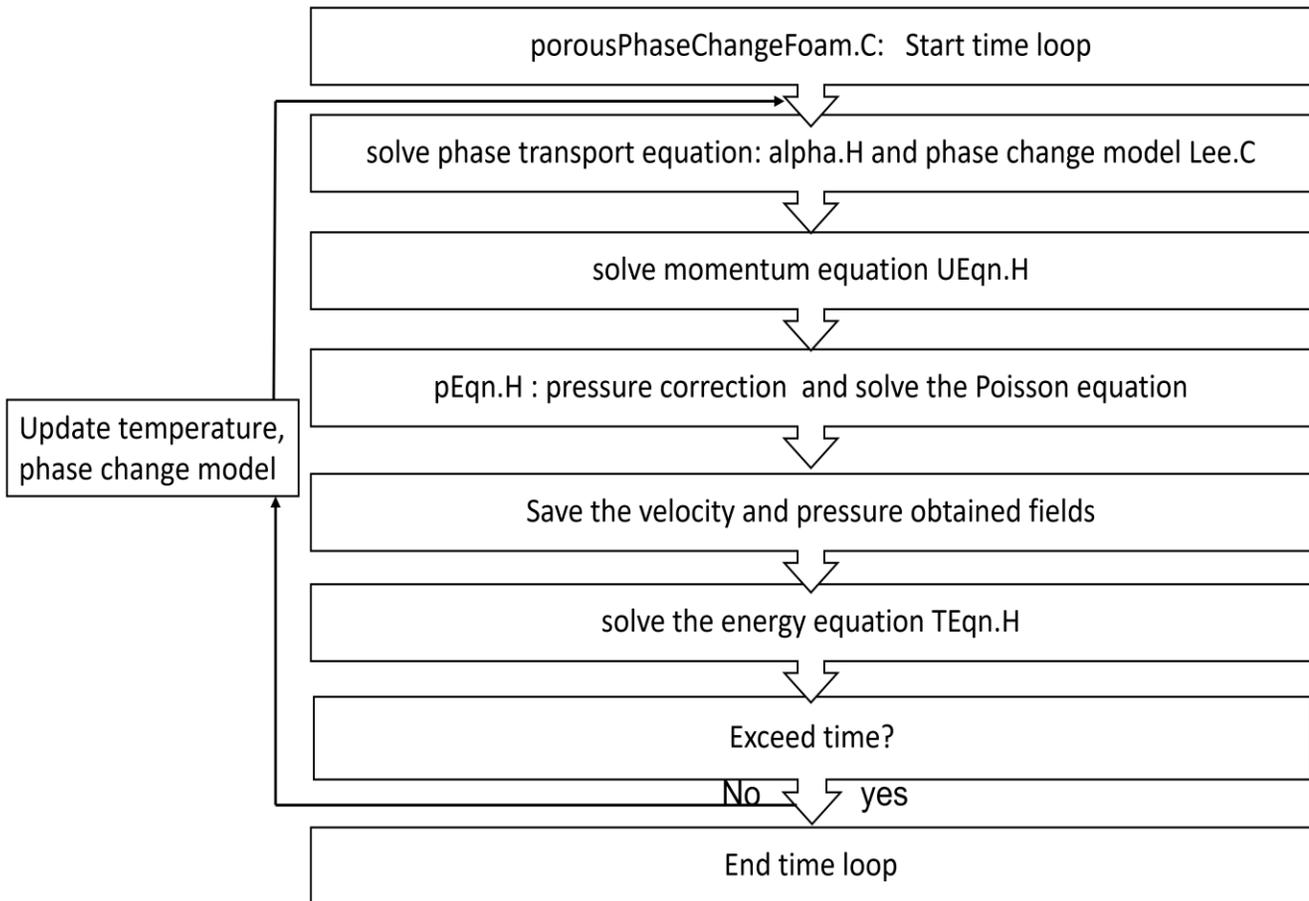
Figure 3.43 Efficacité de refroidissement pour différents flux de chaleur et débit massique

### 3.4 Conclusion

Le développement de la simulation numérique s'est avéré être un moyen incontournable pour comprendre les mécanismes détaillés qui se produisent à l'intérieur des milieux poreux, en particulier lorsqu'un fluide biphasé subit un changement de phase. Dans cette étude, nous avons développé et validé avec succès un solveur numérique (`porousPhaseChangeFoam`) pour les écoulements diphasiques dans les milieux poreux basé sur OpenFOAM. Ce solveur a été vérifié avec succès en comparant ses résultats avec différentes solutions analytiques et/ou les résultats d'études antérieures effectuant des simulations CFD. Six cas ont été considérés. Tout d'abord, un écoulement de fluide monophasé isotherme incompressible dans une conduite vide soumise à des forces externes constantes a été pris en compte. Ensuite, un écoulement incompressible et isotherme d'un fluide en une phase dans un conduit poreux soumis à des forces externes constantes, un écoulement incompressible et isotherme d'un fluide en une phase dans un conduit poreux à une vitesse constante contre la paroi du conduit, un écoulement incompressible et chauffé d'un fluide en une phase dans un conduit partiellement rempli d'un milieu poreux ont été examinés. Ensuite, le problème de Stefan en deux phases et la condensation par film horizontal ont été examinés. Enfin, la simulation numérique du refroidissement par transpiration dans un milieu poreux a été

réalisée. Les résultats obtenus ont prouvé l'efficacité du nouveau solveur pour étudier avec précision les problèmes de transfert de chaleur avec changement de phase dans un milieu poreux. Un tel outil numérique peut être facilement mis en œuvre dans les modèles de simulation de nombreux autres dispositifs techniques complexes tels que les caloducs et leurs variantes [15] [16] [17] [18]. En fait, l'élément clé de ces dispositifs de transfert de chaleur est généralement le milieu poreux où les phénomènes d'écoulement diphasique, de changement de phase et d'interface mobile doivent être pris en compte.

**Annexe - L'arbre de programme du solveur porousPhaseChangeFoam**



## Références :

- [1] F. G. Z. C. Z. e. a. RONG, «A lattice Boltzmann model for axisymmetric thermal flows through porous media,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, n° %123-24, pp. 5519-5527, 2010.
- [2] F. e. S. B. RONG, « Incompressible lattice Boltzmann model for axisymmetric flows through porous media,» *International Journal of Modern Physics C*, vol. 26, n° %104, p. 1550036, 2015.
- [3] K. C. R. L. Z. e. a. GRISSA, «Lattice Boltzmann model for incompressible axisymmetric thermal flows through porous media,» *Physical Review E*, vol. 94, n° %14, p. 043306, 2016.
- [4] F. Z. W. S. B. e. a. RONG, «Numerical study of heat transfer enhancement in a pipe filled with porous media by axisymmetric TLB model based on GPU,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 70, pp. 1040-1049, 2014.
- [5] S. W. e. W. J. WELCH, «A volume of fluid based method for fluid flows with phase change,» *Journal of computational physics*, vol. 160, n° %12, pp. 662-682, 2000.
- [6] S. e. W. F. HARDT, «Evaporation model for interfacial flows based on a continuum-field representation of the source terms,» *Journal of Computational Physics*, vol. 227, n° %111, pp. 5871-5895, 2008.
- [7] A. S. e. G. S. RATTNER, «Simple mechanistically consistent formulation for volume-of-fluid based computations of condensing flows,» *Journal of heat transfer*, vol. 136, n° %17, p. 071501, 2014.
- [8] F. W. J. X. L. e. a. HE, «Modeling and simulation of transpiration cooling with phase change,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 58, n° %11-2, pp. 173-180, 2013.
- [9] P. G. a. C. Chang, «Heat transfer analysis and evaluation for two-phase flow in porous-channel heat sinks,» *Numerical heat transfer, Part A Applications*, vol. 31, n° %12, pp. 113-130, 1997.
- [10] K. A. J. H. H. & T. S. Yuki, «Numerical investigation of thermofluid flow characteristics with phase change against high heat flux in porous media,» 2008.

- [11] L. W. J. D. W. P. J. P. J. Q. D. & C. L. Shen, «An experimental investigation on transpiration cooling with phase change under supersonic condition,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 105, pp. 549-556, 2016.
- [12] G. Z. Y. L. Z. O. X. L. & J. P. X. Huang, «Experimental investigation of transpiration cooling with phase change for sintered porous plates,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 114, pp. 1201-1213., 2017.
- [13] F. L. T. D. R. & W. J. He, « Numerical investigation on the double-layer porous plate of transpiration cooling with phase change under different heat flux,» *Results in Engineering*, n° %1101549, 2023.
- [14] X. L. Z. L. H. J. P. & X. R. Li, «Phase-change transpiration cooling in heterogeneous composite porous plates: Heat transfer characteristics and their prediction,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, n° %1125290, 2024.
- [15] W. V. K. K.-L. N. e. a. SANHAN, «Numerical simulation of flattened heat pipe with double heat sources for CPU and GPU cooling application in laptop computers,» *Journal of Computational Design and Engineering*, vol. 8, n° %12, 2021.
- [16] T. e. J. A. BRAHIM, «Effect of the heat pipe adiabatic region,» *Journal of heat transfer*, vol. 136, n° %14, p. 042901, 2014.
- [17] M. B. R. A. V. e. a. SLOBODENIUK, «Experimental study of the flat plate pulsating heat pipe operation during dry-out and flow re-activation periods under microgravity conditions,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 147, p. 103888, 2022.
- [18] G. K. C. O. G. e. a. GÖKÇE, «Comprehensive three-dimensional hydrodynamic and thermal modeling of steady-state operation of a flat grooved heat pipe,» *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 160, p. 104370, 2023.
- [19] H. G. T. G. J. H. e. a. WELLER, «A tensorial approach to computational continuum mechanics using object-oriented techniques,» *Computers in physics*, vol. 12, n° %16, pp. 620-631, 1998.

# Conclusion Générale

Les défis de transfert de chaleur avec changement de phase dans un milieu poreux suscitent l'intérêt de nombreux chercheurs en raison de la complexité de ce processus dans divers secteurs industriels tels que les caloducs, le refroidissement par transpiration, etc.

Une étude approfondie de la littérature spécialisée dans le chapitre 1 démontre que, même si les recherches sur le transfert de chaleur et de masse dans une structure poreuse sont nombreuses et variées, il serait possible de cibler et d'améliorer certains aspects spécifiques aux applications données.

Le développement de la simulation numérique s'est avéré être un moyen intéressant de comprendre les mécanismes détaillés qui se produisent dans les milieux poreux, en particulier lorsqu'un fluide biphasé subit des écoulements avec changement de phase. Il existe en effet un besoin croissant de développer un tel outil pour améliorer l'efficacité du transfert de chaleur dans les milieux poreux (textiles, caloducs, échangeurs de chaleur...). La boîte à outils OpenFOAM est choisie dans cette thèse pour faire l'étude des milieux poreux avec changement de phase.

Pour ce faire, nous avons développé et validé avec succès un solveur numérique (porousPhaseChangeFoam) pour les écoulements diphasiques dans les milieux poreux. Ce solveur a été vérifié, en première partie, avec succès en comparant ses résultats à certaines solutions analytiques et/ou aux données d'études antérieures basées sur la CFD. Un modèle dynamique de changement de phase de Lee couplé au modèle VOF et au modèle CSF est développé pour prédire les caractéristiques de transfert de chaleur et le processus de changement de phase.

Par la suite, le problème du refroidissement par transpiration avec changement de phase dans les milieux poreux a été étudié. Ainsi, les résultats obtenus ont démontré l'efficacité du nouveau solveur dans l'étude précise du problème de transfert de chaleur par changement de phase dans un milieu poreux.

Les impacts du débit massique du liquide de refroidissement, du flux de chaleur et de la porosité de la matrice poreuse sur la saturation et la distribution de la température sont élaborés. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation de la quantité de liquide de refroidissement injecté

retarde le changement de phase dans la matrice poreuse et réduit la surface des régions biphasées et de vapeur. Par conséquent, le gradient de température dans la section de vapeur surchauffée augmente et la température de la surface chaude diminue. Si le flux thermique d'entrée est augmenté, la région biphasique se déplace vers l'arrière et la région de vapeur s'étend. La température de la surface supérieure augmente alors considérablement. Elle a également tendance à augmenter lorsque la porosité du milieu poreux s'accroît.

L'efficacité moyenne de refroidissement est un paramètre utilisé pour l'estimation de la performance de refroidissement. Les résultats obtenus ont montré que la capacité de refroidissement par transpiration à travers la plaque poreuse pouvait être améliorée lorsque le débit du liquide de refroidissement est augmenté et que le flux de chaleur ou la porosité est réduit.

Bien que cet outil numérique ait été utilisé pour l'étude du refroidissement par transpiration, il peut être étendu pour étudier de nombreux autres dispositifs techniques complexes impliqués dans des applications d'ingénierie telles que les caloducs ou les échangeurs de chaleur. En fait, l'élément clé de ces dispositifs de transfert de chaleur est généralement le milieu poreux où les phénomènes d'écoulement diphasique, de changement de phase et d'interface mobile doivent être pris en compte.

Sur la base des résultats de cette étude et afin d'améliorer la fiabilité du modèle, les recherches futures devraient envisager de mener une étude plus approfondie sur les caloducs à mèche. Le problème majeur rencontré est le fait que le caloduc est une enceinte fermée. Cette différence par rapport au cas du refroidissement demande une étude plus approfondie notamment dans l'identification des conditions aux limites.