

Caractéristiques de l'écoulement diphasique

L'objet de notre étude est la caractérisation de la distribution d'un fluide diphasique au sein d'un évaporateur à mini-canaux. Les échangeurs compacts, notamment les échangeurs à mini-canaux, présentent de sérieux avantages sur les échangeurs classiques. Ils permettent de réaliser des installations frigorifiques à charge en frigorigène fortement réduite. L'usage des mini-canaux devient commun en condensation mais reste marginal en évaporation. En effet, contrairement au condenseur, qui est alimenté en fluide frigorigène monophasique à l'état vapeur, l'évaporateur est le plus souvent alimenté en fluide frigorigène diphasique, mélange de liquide et de vapeur. La problématique de la distribution est donc plus aigüe dans le cas des évaporateurs que dans le cas des condenseurs.

Les échangeurs de chaleur à mini-canaux sont composés de barrettes de mini-canaux côté fluide frigorigène et d'ailettes à persiennes côté air. Les barrettes de mini-canaux sont assemblées en parallèle et regroupées au moyen d'un distributeur, comme présenté figure 1.1.

Selon les auteurs, la classification des micro-canaux, mini-canaux et macro-canaux en fonction du diamètre hydraulique diffère. Mehendale *et al.* (2000) classifie les échangeurs comme suit :

- Micro-échangeurs : $1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 100 \mu\text{m}$
- Méso-échangeurs : $100 \mu\text{m} \leq D_h \leq 1 \text{ mm}$
- Echangeurs compacts : $1 \text{ mm} \leq D_h \leq 6 \text{ mm}$
- Echangeurs conventionnels : $D_h \geq 6 \text{ mm}$

Kandlikar et Grande (2003) proposent la classification suivante :

- Micro-canaux : $10 \mu\text{m} \leq D_h \leq 200 \mu\text{m}$
- Mini-canaux : $200 \mu\text{m} \leq D_h \leq 3 \text{ mm}$
- Macro-canaux : $D_h \geq 3 \text{ mm}$

Enfin, Cavallini *et al.* (2002) indiquent que les micro-canaux correspondent à un diamètre hydraulique compris entre 0,5 mm et 3 mm.

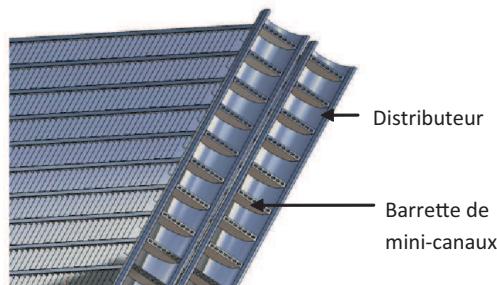


FIGURE 1.1 – Echangeur de chaleur à mini-canaux

Les avantages de cette technologie sont nombreux. En effet, la réduction de la charge en fluide frigorigène permet :

- d'utiliser des fluides à haute densité énergétique tels que l'ammoniac et les hydrocarbures, inflammables et toxiques, qui sont à ce jour restreints en quantités et à certaines applications ;
- une réduction du coût initial de l'installation ;
- une réduction de l'impact environnemental en cas de fuite sur l'installation (Hrnjak, 2002) ou au bilan global de cycle de vie.

De plus, les échangeurs à mini-canaux en aluminium peuvent supporter des pressions allant jusqu'à 200 bar et des températures de 200 °C (Poggi, 2008). Ces propriétés sont indispensables pour des installations à haute pression telles que celles fonctionnant au CO₂.

Du point de vue des échanges thermiques, la réduction du diamètre hydraulique induit une augmentation des transferts de chaleur. En effet, le volume interne diminue avec le carré du diamètre et, par conséquent, les échangeurs de chaleur à mini-canaux bénéficient d'un bien meilleur rapport surface d'échange sur volume que les échangeurs de chaleur à tubes circulaires.

Par contre, la diminution du diamètre implique une augmentation du nombre de tubes, pour éviter une augmentation des pertes de charge.

D'autre part, les échangeurs de chaleur à mini-canaux sont conçus en aluminium, matériau moins coûteux que le cuivre. Ils sont également plus légers en raison de la plus faible densité de l'aluminium par rapport au cuivre, mais également de la plus faible quantité de matériaux nécessaire. Ces échangeurs permettent donc de diminuer la masse et le coût de l'installation.

Côté air, la géométrie des barrettes de mini-canaux génère moins de pertes de charge que des tubes de diamètre classique grâce à la diminution de la surface frontale.

De plus, des tubes plus fins et plus aérodynamiques diminuent le coefficient de trainée de l'air et donc la probabilité de formation de vortex au contact de la paroi.

Toutefois, l'augmentation des transferts de chaleur et du flux lié à l'augmentation de la densité des ailettes et à leur géométrie entraîne des problèmes de drainage des condensats. Leur utilisation en température négative est pénalisée à cause de problèmes de givrage.

Par ailleurs, les distributeurs classiques ne semblent pas adaptés à ce type d'échangeurs en raison de grand nombre de tubes qui les composent. Plus particulièrement, cette technologie est particulièrement affectée par les problèmes de distribution qui sont accrus lorsque le fluide est à l'état diphasique. Ces problèmes sont dès lors apparus comme un frein majeur au développement de cette technologie et de nombreuses recherches ont été menées afin d'y trouver des réponses.

Les champs d'exploration ont porté sur la modification de l'écoulement par l'ajout de systèmes de mélange ou de dispersion en entrée ou directement dans le distributeur. De nombreuses études concernent une modification radicale de la géométrie du distributeur, dont la plus courante est présentée figure 1.2.

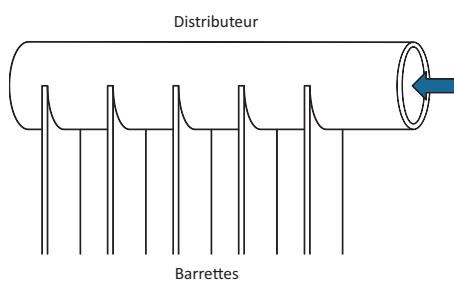


FIGURE 1.2 – Schéma de la géométrie classique d'un distributeur

Parmi les multiples systèmes développés à cet effet, seuls deux d'entre eux seront développés plus avant. Les options envisagées pour améliorer la distribution reposent généralement sur l'un ou l'autre des principes suivants.

Le premier principe repose sur l'observation suivante : la dispersion de la phase liquide sous forme de gouttelettes dans la phase gazeuse permet d'assurer une distribution homogène des deux phases dans le distributeur. Pour cela, la solution généralement privilégiée consiste à amplifier l'effet de jet observé dans le cas d'un tube d'alimentation de petit diamètre. Des systèmes ont été développés afin de créer un brouillard à l'intérieur du distributeur.

Fei et Hrnjak (2004) ont ainsi expérimenté l'implantation en entrée du distributeur d'un atomiseur dont la géométrie est présentée figure 1.3. Ce dispositif provoque la rotation du fluide diphasique et sa dispersion dans le distributeur.

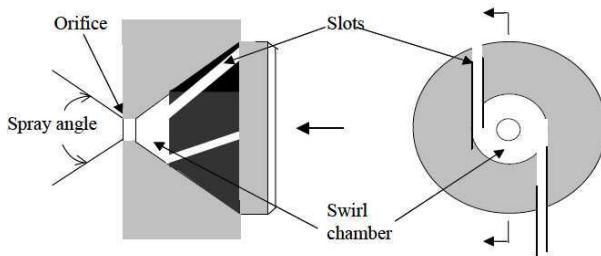


FIGURE 1.3 – Atomiseur tourbillonnaire, Fei et Hrnjak (2004)

L'effet observé est une dispersion de la phase liquide dans la phase gazeuse. Suivant la configuration de l'atomiseur, les dispersions présentées figure 1.4 sont obtenues. Cette dispersion peut conduire à une amélioration de la distribution sous certaines conditions de débit et de titre. Par ailleurs, Fei et Hrnjak (2004) supposent que la distribution pourrait être améliorée par la modification de l'angle de l'atomiseur.



FIGURE 1.4 – Dispersion obtenues avec chacune des buses, Fei et Hrnjak (2004)

Le second principe, sur lequel s'appuient nombre d'études, repose sur la perturbation de l'écoulement. En effet, la distribution d'un fluide diphasique dans un échangeur à mini-canaux est principalement liée à l'inertie mécanique du fluide et à sa configuration en entrée de distributeur. L'orientation de l'échangeur joue également un rôle majeur.

A partir de cette constatation, plusieurs systèmes ont été développés afin de s'affranchir de la dépendance aux conditions de fonctionnement et d'installation. L'objectif de ces systèmes est de casser l'écoulement afin de forcer les deux phases, et en particulier la phase liquide, à alimenter l'ensemble des barrettes. L'intrusion des barrettes, au-delà de l'avantage évident du point de vue de la conception, fournit en soi un ensemble d'obstacles qui perturbent l'écoulement.

A partir de ce principe, Bernoux (2000) et Fei et Hrnjak (2004) ont étudié l'influence de l'ajout de diaphragmes dans le distributeur sur la distribution. Un schéma représentant le distributeur ainsi équipé est présenté figure 1.5. Bernoux (2000) a également étudié l'influence du diamètre interne des anneaux et du tube d'alimentation. La distribution paraît être améliorée dans le cas d'un tube d'alimentation de diamètre inférieur à celui du distributeur, et pour les diaphragmes de plus grand diamètre. En effet, la configuration de l'écoulement en jet fournit les meilleurs résultats. Toutefois, l'installation des plus petits diaphragmes provoque l'arrêt du

jet en milieu de distributeur, supprimant l'effet de dispersion. De plus, un tube d'alimentation de plus grand diamètre supprime l'effet de jet. La phase liquide alimente donc les tubes de la même façon qu'en absence de diaphragmes.

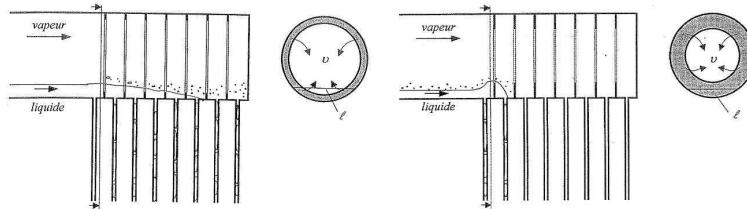


FIGURE 1.5 – Distributeurs équipés de diaphragmes, Bernoux (2000)

Les résultats de Fei et Hrnjak (2004) viennent confirmer ces premières observations. Ils ont ainsi pu noter que, dans le cas d'un régime d'écoulement stratifié, la distribution est détériorée par la présence de diaphragmes. Celle-ci est au contraire améliorée dans le cas d'un écoulement en jet, qui favorise la dispersion. Le fluide atteint le fond du distributeur et une partie de la phase liquide est prélevée, au passage, par les diaphragmes.

Ainsi, les deux systèmes évoqués permettent d'améliorer la distribution pour une configuration donnée. L'utilisation d'un atomiseur améliore la distribution pour des titres élevés. Toutefois, l'angle du jet doit être étudié pour permettre la formation d'un brouillard dans le distributeur. En effet, l'étude de Fei et Hrnjak (2004) montre que, pour un angle trop important, des gouttelettes de liquide percutent la paroi près de l'entrée du distributeur. Le résultat est une accumulation de liquide en entrée.

L'insertion d'obstacles, d'un autre côté, permet de perturber l'écoulement de la phase liquide. Ces systèmes sont particulièrement efficaces dans le cas d'une alimentation sous forme de jet. De plus, les résultats présentés dans la littérature suggèrent que l'effet obtenu dépend de la dimension des obstacles. Le rapport $A_{\text{obstacles}}/A_{\text{dist}}$ doit être suffisamment important pour perturber l'écoulement, sans pour autant briser complètement l'élan de la phase liquide.

Toutefois, aucun système n'a à ce jour permis d'améliorer notablement la distribution indépendamment des paramètres d'entrée et de l'orientation de l'échangeur. Afin de prendre pleinement conscience de l'influence majeure de l'orientation de l'échangeur sur la distribution, un bilan des résultats diffusés dans la littérature sera présenté plus loin. Pour chaque orientation, l'influence du débit, du titre en gaz et de la profondeur d'intrusion des barrettes sera également analysée.

Quelques notions doivent toutefois être connues avant d'aborder les problèmes de distribution d'un fluide diphasique dans un évaporateur à mini-canaux. Ces notions seront donc présentées en préambule.

1.1 Distribution

Mueller et Chiou (1988) et Kitto Jr. et Robertson (1989) ont mis en évidence et classé en quatre catégories les causes de mauvaise distribution en entrée des échangeurs. Une distribution hétérogène peut être due à :

- la conception mécanique, incluant la géométrie du distributeur, du collecteur et des tubes, ainsi que la tolérance de fabrication ;
- une mauvaise répartition auto-induite causée par les transferts de chaleur ;
- l'état diphasique du fluide, à cause de la séparation des phases et de l'instabilité de l'écoulement ;
- l'encrassement et la corrosion.

Dans un évaporateur, une répartition inégale a pour conséquence une faible alimentation en liquide de certains canaux. Le phénomène d'assèchement qui en résulte entraîne une détérioration des performances thermiques. Selon Kulkarni *et al.* (2004), une mauvaise distribution peut entraîner une réduction des performances thermiques allant jusqu'à 20 %.

En ce qui concerne la distribution d'un écoulement monophasique, de nombreux travaux ont fourni des résultats permettant de prévoir raisonnablement le comportement de l'écoulement (Acrivos *et al.*, 1959 ; Bajura et Jones, 1976 ; Bassiouny et Martin, 1984a,b ; Datta et Majumdar, 1980 ; Kim *et al.*, 1995 ; Nakamura *et al.*, 1989 ; Oh *et al.*, 2006 ; Poggi, 2008).

La distribution d'un fluide diphasique est bien plus complexe. Les premières études visaient à comprendre le comportement de l'écoulement diphasique dans une simple jonction T (Azzopardi, 1999 ; Das *et al.*, 2005 ; Hong, 1978 ; Lee et Lee, 2001 ; Levac *et al.*, 2002 ; Reimann et Seeger, 1986 ; Reimann *et al.*, 1988 ; Saba et Lahey Jr., 1983 ; Seeger *et al.*, 1986 ; Stacey *et al.*, 2000 ; Tae et Cho, 2006 ; Wren *et al.*, 2005). Des modèles ont été développés afin de prédire le comportement de l'écoulement, principalement pour un écoulement annulaire et des conduites de grand diamètre (Azzopardi et Whalley, 1982 ; Azzopardi, 1984 ; Buel *et al.*, 1994 ; Hwang *et al.*, 1988 ; Shoham *et al.*, 1987 ; Watanabe *et al.*, 1998).

Dans la présente étude, nous nous sommes principalement intéressés à la distribution d'un écoulement diphasique dans le cas de distributeurs connectés à des canaux multiples de faibles diamètres (≤ 5 mm). Parmi les premiers travaux relevés, nous citerons l'étude de Watanabe *et al.* (1995) sur la distribution de R-11 à l'état diphasique entre plusieurs canaux, et sur l'influence de l'orientation et de l'apport thermique sur celle-ci. Plus tard, Horiki et Osakabe (1999) et Osakabe *et al.* (1999) ont étudié l'influence sur la distribution de la dispersion de bulles d'air dans un écoulement d'eau. L'influence des facteurs géométriques et des conditions opératoires sur la distribution d'un fluide diphasique sera discutée ci-après.

Concernant l'approche numérique, des modèles ont été développés reposant sur des corrélations empiriques (Ablanque *et al.*, 2010 ; Lee, 2009b,a ; Oliet *et al.*, 2007 ; Watanabe *et al.*, 1995). Peu d'auteurs ont proposé un modèle de CFD¹ approprié à la prédiction de la distribution diphasique (Ahmad *et al.*, 2007 ; Choi *et al.*, 2006 ; Fei et Hrnjak, 2004 ; Li *et al.*, 2005), et les systèmes étudiés se caractérisent par un faible nombre de tubes.

Plusieurs auteurs ont déjà proposé un état de l'art de la distribution diphasique dans un échangeur à mini-canaux. Webb et Chung (2005) ont réalisé une étude bibliographique sur l'influence de la géométrie sur la distribution dans le cas d'une série de tubes connectés à un distributeur. Hrnjak (2004a,b) présente un aperçu des options envisagées pour distribuer uniformément un fluide mono et diphasique, et pour évaluer la qualité de la distribution. Dans un article portant sur la distribution d'un fluide diphasique à la jonction entre un distributeur et un tube, Lee (2010) a fait l'état de l'art des études expérimentales et des modèles développés pour de simples jonctions T, des doubles jonctions T et pour une série de connections tube-distributeur.

Des études récentes attestent l'intérêt croissant des chercheurs sur ce domaine. Les études évoquées ci-après ont nécessité le développement de prototypes à la géométrie spécifique. La présentation de chacun d'entre eux se révélerait rapidement fastidieuse. Afin d'éviter d'alourdir notre propos par des descriptions répétitives, nous spécifierons simplement les différences de chaque prototype avec la géométrie de référence, présentée figure 1.1. Celle-ci se compose d'un distributeur et d'un collecteur de section circulaire, dans lesquels des barrettes de mini-canaux sont insérées jusqu'à mi-diamètre. La connexion de l'échangeur au circuit principal est faite à l'extrémité du distributeur et du collecteur.

Un tableau, fourni Annexe A, répertorie l'ensemble des géométries et fluides utilisés pour les études présentées dans cette partie. Les débits et titres utilisés dans chaque cas sont également répertoriés.

1. Computational Fluid Dynamics

Dans un premier temps, nous présenterons un certain nombre de caractéristiques des écoulements diphasiques. Nous nous appuierons ensuite sur un ensemble de résultats expérimentaux issus de la littérature afin de tenter d'expliquer l'influence de l'orientation de l'échangeur sur le comportement du fluide diphasique dans le distributeur. Enfin, nous présenterons les paramètres géométriques dont l'influence sur la distribution a été étudiée.

Caractéristiques de l'écoulement diphasique

Un certain nombre de prérequis sont nécessaires avant d'aborder les problèmes de distribution d'un fluide diphasique pour une géométrie aussi complexe que celle d'un échangeur à mini-canaux. Ces notions feront l'objet de cette première partie.

1.1.1.1 Grandeur caractéristiques

Avant d'aborder les travaux sur la distribution de mélanges liquide-vapeur en mini-canaux, il est nécessaire de préciser un certain nombre de grandeurs. Tout d'abord, le titre massique de l'écoulement est défini par :

$$x = \frac{\dot{M}_v}{\dot{M}_l + \dot{M}_v} \quad (1.1)$$

avec \dot{M}_l et \dot{M}_v les débits massiques des phases liquide et vapeur dans le distributeur, respectivement.

La densité de flux massique, ou vitesse massique, représente le débit massique circulant dans le tube par unité de surface. Nous avons donc :

$$G_l = \frac{\dot{M}_l}{S_l} \text{ et } G_v = \frac{\dot{M}_v}{S_v} \quad (1.2)$$

avec S_l et S_v les surfaces occupées par les phases liquide et vapeur, respectivement.

La vitesse superficielle j est le rapport du débit volumique sur la section droite du canal. Les vitesses superficielles de liquide et de vapeur peuvent donc s'écrire :

$$j_l = \frac{\dot{M}_l}{\rho_l S} \text{ et } j_v = \frac{\dot{M}_v}{\rho_v S} \quad (1.3)$$

avec ρ_l et ρ_v les masses volumiques de liquide et de vapeur, respectivement.

Afin de caractériser la distribution de chaque phase entre les différents tubes, il est nécessaire de définir, dans un premier temps, le débit massique moyen de chacune des phases. Nous avons donc :

$$\bar{m}_l = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{m}_{l,i}}{N} \text{ et } \bar{m}_v = \frac{\sum_{i=1}^N \dot{m}_{v,i}}{N} \quad (1.4)$$

avec N le nombre de tubes et $\dot{m}_{l,i}$ et $\dot{m}_{v,i}$ les débits massiques des phases liquide et vapeur dans le canal i , respectivement. Pour chacun des canaux, le rapport adimensionnel du débit massique de la phase considérée circulant dans le canal i sur le débit massique moyen de la phase peut alors être défini par :

$$\dot{m}_{l,i}^* = \frac{\dot{m}_{l,i}}{\bar{m}_l} \text{ et } \dot{m}_{v,i}^* = \frac{\dot{m}_{v,i}}{\bar{m}_v} \quad (1.5)$$

La distribution des phases peut également être analysée en terme d'écart type :

$$\sigma_l = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\dot{m}_{l,i}^* - 1)^2}{N}} \text{ et } \sigma_v = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\dot{m}_{v,i}^* - 1)^2}{N}} \quad (1.6)$$

Quelles que soient la configuration géométrique et les conditions opératoires, σ représente une valeur unique, synthétique, indiquant le degré de mal-distribution de la phase considérée. Lorsque la distribution de la phase considérée est homogène, la valeur de σ est faible et tend à augmenter lorsque la distribution se détériore.

Toutefois, une distribution homogène de la phase liquide ne signifie pas forcément une distribution homogène de la phase vapeur. La qualité de la distribution peut toutefois être qualifiée en terme d'écart type au niveau de la phase liquide uniquement, et ce pour deux raisons.

Tout d'abord, les échanges dans l'évaporateur sont principalement liés à l'évaporation de la phase liquide. Si celle-ci est bien distribuée, les échanges thermiques en paroi seront répartis de façon homogène. Or, l'intérêt d'une bonne distribution des phases dans le distributeur est d'obtenir une bonne distribution des échanges thermiques en paroi.

D'autre part, la phase vapeur est généralement distribuée de façon bien plus homogène que la phase liquide. Il est donc légitime de s'intéresser plus particulièrement à la distribution de la phase liquide.

1.1.1.2 Régimes d'écoulement

Des auteurs, tels Ahmad *et al.* (2009) et Fei et Hrnjak (2004), ont mis en valeur dans leurs travaux l'importance du régime d'écoulement à l'entrée du distributeur. Avant de s'intéresser à la distribution d'un fluide à l'état diphasique, il est donc nécessaire de bien appréhender les différentes configurations pouvant apparaître en amont du distributeur. Pour cela, les principaux régimes d'écoulement intervenant dans le cas de la vaporisation d'un liquide seront explicités. Deux cas sont présentés, un écoulement ascendant dans un tube vertical et un écoulement dans un tube horizontal.

Les régimes d'écoulement intervenant lors de la vaporisation d'un liquide circulant de bas en haut dans un tube vertical sont illustrés figure 1.6. Les différentes configurations observées peuvent être regroupées en cinq types :

- Ecoulement à bulles, ou « bubbly flow ». La phase vapeur est dispersée sous forme de fines bulles dans la phase liquide continue. Les bulles sont de tailles et de formes variables, bien que généralement quasi-sphériques et de diamètre très inférieur à celui du tube.
- Ecoulement à bouchon, ou « plug / slug flow ». Avec l'augmentation du titre en vapeur, l'écart entre les bulles diminue. Les bulles entrent en collision et coalescent, entraînant la formation de bulles de diamètre proche de celui du tube. Ces bulles, communément appelées bulles de Taylor, ont la forme d'une ogive. Elles sont séparées les unes des autres par une épaisseur de liquide, pouvant contenir de fine bulles de vapeur. Les bulles de Taylor sont séparées de la paroi par un fin film de liquide qui peut être entraîné vers le bas par gravité, bien que l'écoulement soit ascendant.
- Ecoulement agité ou « churn flow ». Avec l'augmentation du débit, la structure de l'écoulement devient instable, le liquide montant et descendant de façon oscillante mais dans un mouvement globalement ascendant. Cette instabilité est le résultat de la relative parité de la gravité et des forces de cisaillement agissant dans des directions opposées sur le mince film de liquide entourant les bulles de Taylor. Ce régime d'écoulement est en fait un régime intermédiaire entre l'écoulement à bouchon et l'écoulement annulaire. Pour de faibles diamètres de tube, l'écoulement agité peut ne pas se développer du tout. L'écoulement passe alors de l'écoulement à bouchon à l'écoulement annulaire.
- Ecoulement annulaire ou « annular flow ». Une fois que le cisaillement interfacial entre les phases vapeur et liquide devient plus important que la pesanteur, la phase liquide est expulsée du centre du canal. Elle forme alors un film mince sur la paroi tandis que la phase vapeur continue occupe le centre de la conduite. L'augmentation de la vitesse de la phase vapeur entraîne également la formation de vagues à l'interface entre les deux phases. De

plus, la phase liquide peut être entraînée dans le cœur gazeux central sous forme de fines gouttelettes, à tel point que la fraction de liquide entraînée devient équivalente à celle du film.

- Ecoulement à brouillard ou « mist / fog flow ». Pour un débit de vapeur très important, le film annulaire est aminci par le cisaillement du cœur vaporeux à l'interface. Il devient instable, puis finit par être entraîné sous forme de fines gouttelettes dans la phase vapeur continue, présentant une configuration inverse à celle rencontrée en écoulement à bulles.

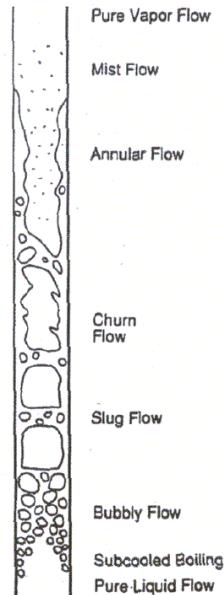


FIGURE 1.6 – Régimes d'écoulement dans un tube lisse d'évaporateur vertical à écoulement ascendant, Collier (1981)

Les régimes d'écoulement observés lors de l'évaporation d'un liquide dans un canal horizontal sont similaires à ceux observés dans un canal vertical, la gravité jouant cependant un rôle plus important. L'écoulement y est stratifié, la phase liquide occupe préférentiellement la partie inférieure du canal et la phase vapeur la partie supérieure. Les différents régimes, présentés figure 1.7, peuvent être divisés en six configurations :

- Ecoulement à bulles ou « bubbly flow ». Les bulles de vapeur sont dispersées dans la phase liquide, majoritairement dans la partie supérieure en raison de la différence de densité. Lorsqu'il y a prédominance des forces de cisaillement, la répartition des bulles tend à s'uniformiser. Dans des canaux horizontaux, ce type d'écoulement n'intervient que pour des débits élevés.
- Ecoulement intermittent ou « intermittent flow ». Ce régime est caractérisé par des vagues de grande amplitude atteignant la paroi supérieure de façon intermittente, séparées les unes des autres par des vagues de petite amplitude. Les vagues de grande amplitude entraînent des bulles de vapeur dispersées dans la phase continue. La partie supérieure du canal est mouillée en permanence par les vagues de grande amplitude, laissant un fin film liquide. Un écoulement intermittent comprend également les écoulements à bouchon et à poche. Ces régimes d'écoulement ont les caractéristiques suivantes :
 - Ecoulement à bouchon ou « plug flow ». Ce régime d'écoulement est caractérisé par des zones liquides séparées par des bulles de vapeur allongées. Ces bulles ont un diamètre inférieur à celui du canal, si bien que la phase liquide est continue sur sa partie inférieure. Il est parfois fait référence à ce régime d'écoulement sous le nom d'écoulement à bulles allongées.
 - Ecoulement à poches ou « slug flow ». Pour une vitesse de vapeur plus importante, le

diamètre des bulles augmente. Les zones liquides séparant les bulles, dans lesquelles de fines bulles sont dispersées, peuvent également être décrites comme des vagues de grande amplitude.

- Ecoulement stratifié ou « *stratified flow* ». Pour de faibles vitesses de liquide et de vapeur, il y a séparation des phases. La phase vapeur occupe la partie supérieure du tube et la phase liquide la partie inférieure, séparées par une interface lisse.
- Ecoulement à vagues ou « *wavy flow* ». L'augmentation de la vitesse de la vapeur en régime stratifié entraîne la formation de vagues à l'interface, qui progressent dans le sens de l'écoulement. L'amplitude de ces vagues dépend de la vitesse relative des deux phases, leurs crêtes ne pouvant cependant atteindre la partie supérieure du canal.
- Ecoulement annulaire ou « *annular flow* ». Pour des vitesses encore plus élevées, la phase liquide forme une fine couche continue le long de la paroi du canal. Ce régime est similaire à celui rencontré dans un tube vertical, à ceci près que l'épaisseur de liquide est plus importante sur la partie inférieure. L'interface entre les deux phases est perturbée par des vagues de faibles amplitudes et une partie du film liquide est entraînée sous forme de gouttelettes dans le cœur vaporeux. Pour un fort titre en vapeur, la partie supérieure du tube est asséchée, de telle façon que le film annulaire ne recouvre plus que la partie inférieure du canal, passant ainsi en régime stratifié ou à vagues.
- Ecoulement à brouillard ou « *mist flow* ». Similaire à celui présenté plus tôt pour un canal vertical, pour de grandes vitesses de vapeur, le film liquide peut être arraché à la paroi et entraîné sous forme de gouttelettes dans la phase de vapeur continue.

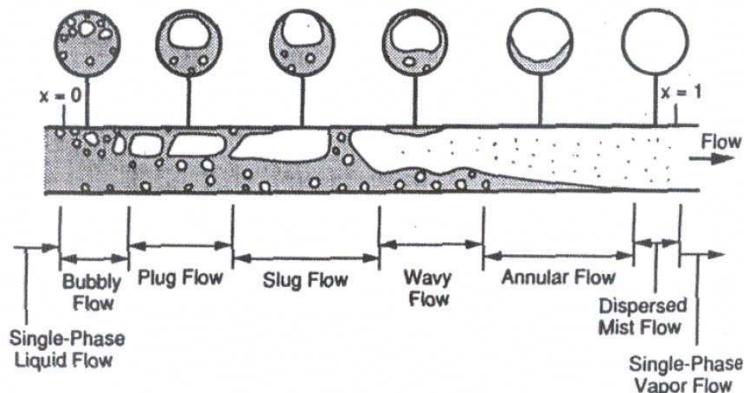


FIGURE 1.7 – Régimes d'écoulement dans un tube lisse d'évaporateur horizontal, Collier et Thome (1996)

1.1.1.3 Cartes d'écoulement

L'objectif des cartes d'écoulement est de prédire, pour une configuration et des conditions de fonctionnement données, le régime d'écoulement local dans un canal. Elles se présentent sous la forme d'un diagramme sur lequel les limites représentées indiquent le passage d'un régime d'écoulement à un autre. La principale limitation de ces cartes est donc leur caractère restrictif. En effet, une carte donnée peut difficilement être appliquée à une géométrie et à des conditions opératoires différentes de celles pour lesquelles elle fut initialement établie. La figure 1.8 illustre bien cet état de fait. Cette carte d'écoulement, réalisée par Mandhane *et al.* (1974) pour un écoulement horizontal, doit être utilisée dans les domaines de validité donnés dans le tableau 1.1.

Taitel et Dukler (1976) ont également développé des cartes théoriques, reposant sur l'utilisation de corrélations basées sur l'étude des mécanismes mis en jeu lors du changement de

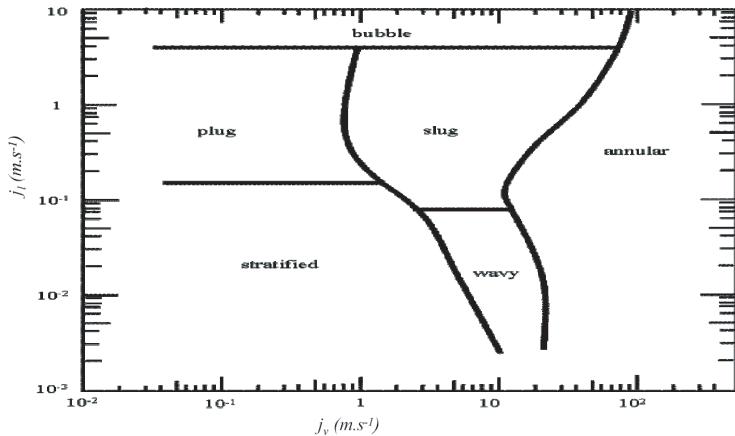


FIGURE 1.8 – Carte d’écoulement pour un écoulement horizontal, Mandhane *et al.* (1974)

TABLEAU 1.1 – Domaines de validité de la carte d’écoulement de Mandhane *et al.* (1974)

Paramètre	Minimum	Maximum
Diamètre interne de conduite [mm]	12,7	165,1
Masse volumique liquide / gaz [kg.m^{-3}]	705 / 0,8	1009 / 50,5
Viscosité dynamique du liquide / gaz [Pa.s]	3.10^{-4} / 10^{-5}	9.10^{-2} / $2,2.10^{-5}$
Tension de surface [mN.m^{-1}]	24	103
Vitesse superficielle du liquide / gaz [m.s^{-1}]	9.10^{-4} / 4.10^{-4}	0,731 / 0,171

régime. Ils ont ainsi pu représenter une carte théorique s’appliquant dans le cas d’une conduite horizontale ou légèrement inclinée, présentée figure 1.9, et dans le cas d’une conduite verticale et d’un écoulement ascendant, présentée figure 1.10.

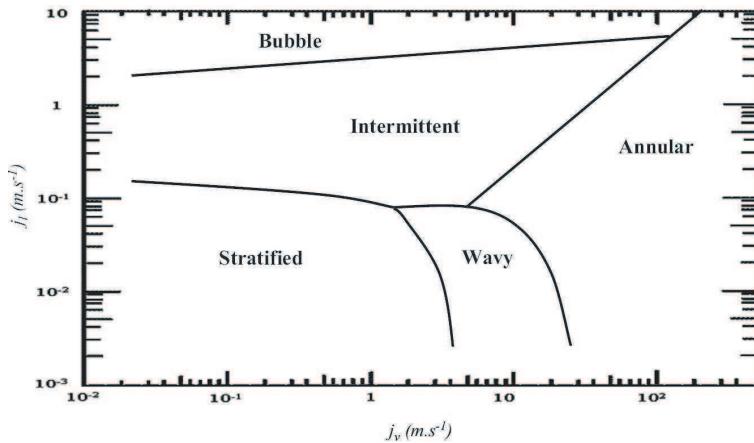


FIGURE 1.9 – Carte d’écoulement pour un écoulement horizontal, Taitel et Dukler (1976)

Enfin, Triplett *et al.* (1999) ont établi des cartes d’écoulement dans le cas de mini-canaux horizontaux. Les cartes d’écoulement obtenues pour deux diamètres hydrauliques, 1,097 mm et 1,450 mm, sont présentées figures 1.11 et 1.12. Ces essais ont été menés avec un mélange eau-air, pour des vitesses superficielles de liquide et de gaz allant respectivement de $0,02 \text{ m.s}^{-1}$ à 8 m.s^{-1} et de $0,02 \text{ m.s}^{-1}$ à 80 m.s^{-1} . Les résultats obtenus par Triplett *et al.* (1999) permettent de conclure que les régimes d’écoulement à vagues et stratifié sont absents dans le cas des mini-canaux.

Ces cartes font généralement référence à des écoulements diphasiques adiabatiques, voire à un mélange eau-air. La validité de ces cartes est donc incertaine dans le cas d’un fluide subissant

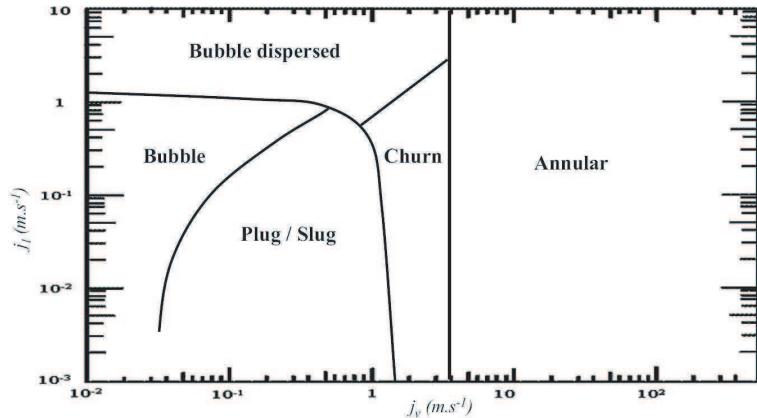


FIGURE 1.10 – Carte d’écoulement pour un écoulement vertical ascendant, Taitel et Dukler (1976)

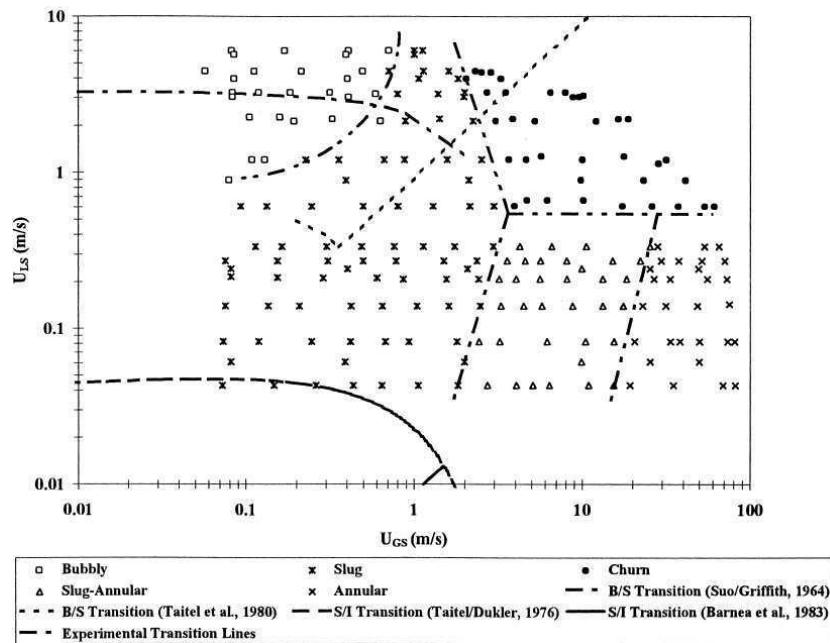


FIGURE 1.11 – Carte d’écoulement pour un écoulement horizontal dans un mini-canal de diamètre hydraulique 1,097 mm, Triplett *et al.* (1999)

un changement de phase.

1.1.2 Effet de l’orientation sur la distribution

La distribution d’un mélange liquide-vapeur, et en particulier celle de la phase liquide, est particulièrement influencée par la gravité. Ainsi, des configurations d’écoulement très différentes peuvent être obtenues pour différentes orientations du distributeur et des tubes. La nature du fluide influence également la distribution. Les propriétés de certains fluides couramment utilisés sont présentées tableau 1.2. Bien qu’utilisé dans de nombreuses études en tant que fluide modèle, le mélange eau-air n’a pas les mêmes propriétés qu’un fluide frigorigène à l’état diphasique. En effet, le rapport de densité gaz-liquide du HFE 7100² à 61 °C est de 0,0070, soit un rapport six fois supérieur à celui d’un mélange eau-air. Cette différence a été soulignée par Kim et Kim

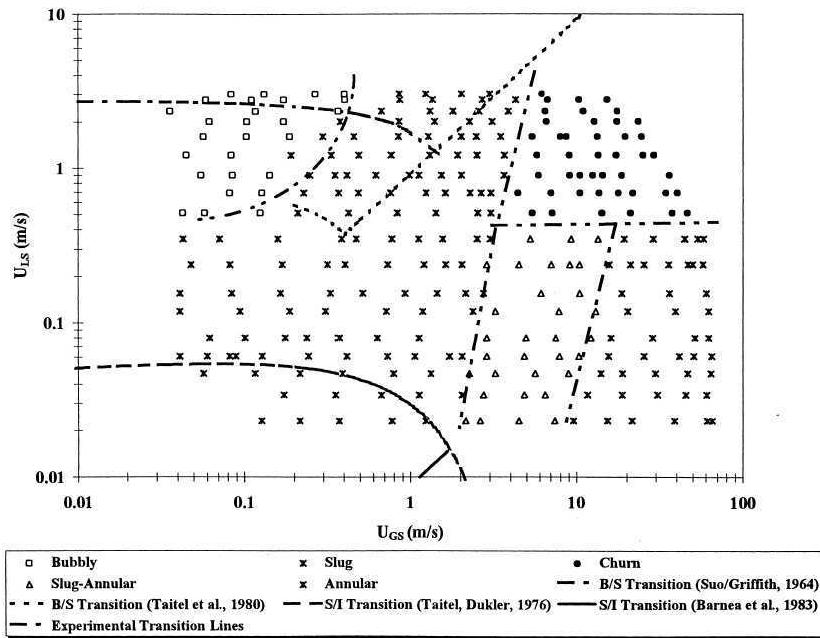


FIGURE 1.12 – Carte d’écoulement pour un écoulement horizontal dans un mini-canal de diamètre hydraulique 1,450 mm, Triplett *et al.* (1999)

(2010), qui ont comparé les distributions de R-134a et d’un mélange eau-air dans le cas d’un distributeur connecté à des barrettes de mini-canaux.

TABLEAU 1.2 – Propriétés thermophysiques d’un mélange eau-air et des fluides frigorigènes R-134a et HFE 7100 à saturation

Fluide	T [°C]	ρ_l [kg.m $^{-3}$]	ρ_v [kg.m $^{-3}$]	σ [N.m $^{-1}$]	μ_l [Pa.s]
Eau-air (1 bar)	20	998	1,19	0,073	$10,02.10^{-4}$
HFE 7100 (1 bar)	61	1 372	9,58	0,010	$8,26.10^{-4}$
R-134a (2,93 bar)	0	1 294	14,42	0,012	$2,65.10^{-4}$

Le rapport de densité gaz-liquide du R-134a à 0 °C est de 0,011, soit un rapport environ neuf fois supérieur à celui d’un mélange eau-air. De cet écart résulte un régime d’écoulement différent en entrée du distributeur, régime annulaire pour un mélange eau-air et stratifié pour du R-134a. En outre, dans le cas du mélange eau-air, la vitesse du gaz, bien supérieure à celle du liquide, induit des forces de cisaillement plus importantes. La distribution et le comportement des phases sont en conséquence différents de ceux observés dans le cas du R-134a.

Un autre paramètre différenciant un mélange eau-air d’un fluide frigorigène à l’état diphasique est la tension de surface. En effet, la tension de surface d’un mélange eau-air est environ sept fois supérieure à celle du HFE 7100 à l’état diphasique. Comme l’ont souligné Yang et Shieh (2001), la force de tension de surface amène le système à agir de façon à minimiser sa surface inter-faciale, modifiant la configuration de l’écoulement. Ce paramètre doit donc être pris en compte au niveau de la distribution.

Par ailleurs, quel que soit le fluide, les phases ont tendance à se séparer et à occuper des parties distinctes du distributeur. De façon à clarifier notre propos, les différentes zones du distributeur seront nommées d’après le schéma présenté figure 1.13. Cette désignation sera conservée quelle que soit l’orientation du distributeur.

Etant données les diverses géométries présentées dans la littérature, nous ne comparerons ici que les résultats obtenus dans des cas correspondant à la géométrie de référence ou n’impliquant

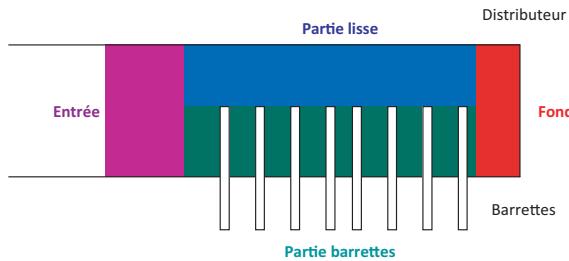


FIGURE 1.13 – Désignation des différentes zones du distributeur

de variations que sur un seul paramètre géométrique.

1.1.2.1 Distributeur horizontal, écoulement descendant dans les barrettes

Dans le cas d'un distributeur horizontal, la distribution est particulièrement influencée par le sens de l'écoulement dans les barrettes. En effet, le rôle majeur de la gravité sur l'ordonnancement des phases est de modifier radicalement la répartition des phases liquide et vapeur entre les barrettes.

Seules les études de Kim et Sin (2006), Kim *et al.* (2007), Kim et Han (2008), Kim *et al.* (2008), Kim et Kim (2010) et Poggi (2008) permettent de déduire un comportement général dans le cas de notre géométrie de référence. Ainsi, comme présenté figure 1.14, il apparaît que la phase liquide occupe principalement la partie barrettes du distributeur, que l'écoulement soit annulaire ou stratifié. A l'entrée de distributeur, la phase liquide entre en collision avec la première barrette et est projetée plus avant. Ce phénomène se reproduit au niveau des barrettes suivantes, de plus en plus faiblement le long du distributeur. A chaque impact, une partie du liquide est entraînée par aspiration au niveau de la barrette impactée.



FIGURE 1.14 – Régime d'écoulement typique dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement descendant dans les barrettes, Kim *et al.* (2007)

Selon les études et les fluides utilisés, deux profils de distribution sont observés. Pour un fluide frigorigène à l'état diphasique, Kim *et al.* (2007), Kim et Kim (2010) et Poggi (2008) ont montré que le liquide percutant les barrettes a tendance à retomber rapidement. En conséquence, l'alimentation des barrettes en liquide décroît le long du distributeur, comme présenté figure 1.15.

Dans le cas d'un mélange eau-air, l'air circule à une vitesse plus importante que l'eau. Les essais menés sur ce mélange par Kim et Sin (2006), Kim et Han (2008), Kim *et al.* (2008) et Kim et Kim (2010) ont ainsi fourni des résultats différents de ceux présentés plus haut. En effet, l'eau percutant une barrette est entraînée par l'air sous forme de gouttelettes vers le fond du distributeur. Ce phénomène provoque une alimentation importante des premières barrettes, par aspiration, et des dernières barrettes, par entraînement, comme présenté figure 1.16.

Ainsi, quel que soit le fluide utilisé, les premières barrettes sont suralimentées et celles du milieu sous-alimentées en liquide.

La phase gazeuse, quant à elle, s'accumule dans la partie lisse du distributeur, en raison de la différence de densité. L'écoulement du gaz est donc peu impacté par les pertes de charge générées par l'intrusion des barrettes. La distribution de la phase gazeuse présente une allure opposée à celle de la phase liquide. La distribution de gaz est toutefois relativement homogène.

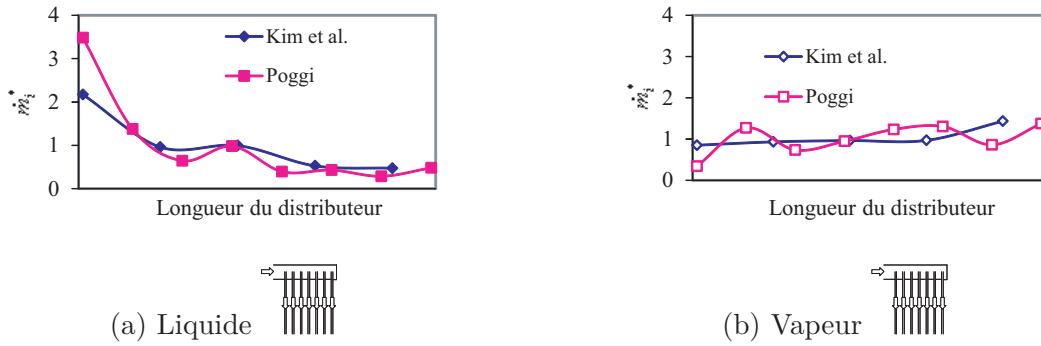


FIGURE 1.15 – Distribution de liquide (a) et de vapeur (b) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement descendant dans les barrettes

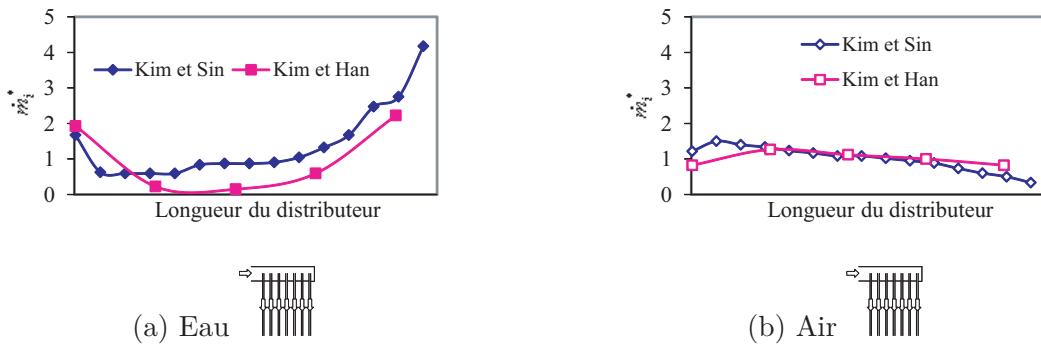


FIGURE 1.16 – Distribution d'eau (a) et d'air (b) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement descendant dans les barrettes

Influence de la densité de flux massique Concernant l'influence de la densité de flux massique sur la distribution, un comportement similaire est observé quelle que soit la nature du fluide. Les essais de Kim et Sin (2006), Kim et Han (2008), Kim *et al.* (2008) et Kim et Kim (2010) menés sur un mélange eau-air et ceux de Kim *et al.* (2007), Kim et Kim (2010) et Poggi (2008) sur un fluide à l'état diphasique aboutissent aux mêmes conclusions. Une densité de flux massique plus importante diminue sensiblement l'alimentation des premières barrettes au profit des dernières, comme présenté figure 1.17. Ce phénomène est dû à l'augmentation de l'énergie cinétique de la phase liquide. Celle-ci est projetée d'autant plus loin que sa vitesse initiale est importante. Il apparaît toutefois que la densité de flux massique a une plus faible influence sur la distribution d'un fluide à l'état diphasique dans le domaine considéré.

Par ailleurs, Kim et Sin (2006), Kim et Han (2008) ont pu observer que la modification de la distribution était accrue dans le cas d'un distributeur plus long et donc connecté à un grand nombre de barrettes. En effet, pour de faibles densités de flux massique, le liquide projeté n'atteint pas le fond du distributeur. Les barrettes suralimentées sont alors celles situées en son milieu.

Pour ce qui est de la distribution de gaz, aucune conclusion claire ne peut être tirée. Toutefois, l'influence de la densité de flux massique est faible, quels que soient les changements observés.

Influence du titre De nouveau, l'étude de l'influence du titre sur la distribution impose de différencier la distribution d'un fluide à l'état diphasique de celle d'un mélange eau-air. Les résultats dans ces deux cas sont présentés figure 1.18.

Dans le cas d'un fluide à l'état diphasique, les études menées par Kim et Kim (2010), Kim

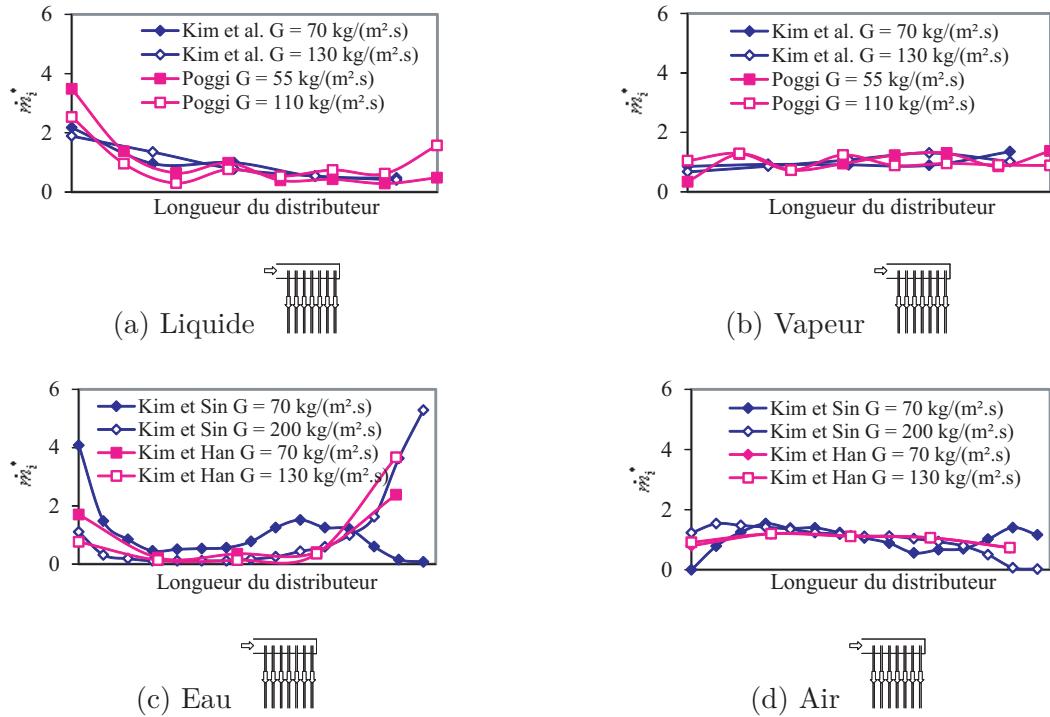


FIGURE 1.17 – Influence de la densité de flux massique sur la distribution de liquide (a), de vapeur (b), d'eau (c) et d'air (d) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement descendant dans les barrettes

et al. (2007) et Poggi (2008) ont montré que la variation du titre n'a que peu d'effet. Toutefois, pour un titre élevé, supérieur à 0,65, le liquide impactant les premières barrettes est projeté sous forme de gouttelettes au fond du distributeur. Les barrettes situées en entrée et au fond du distributeur sont alors suralimentées, celles du milieu sous alimentées. La phase vapeur est, quant à elle, peu influencée.

Dans le cas d'un mélange eau-air, pour la géométrie de référence, seules les études de Kim et Sin (2006) et Kim et Han (2008) ont proposé des résultats. Il apparaît que l'entraînement du liquide augmente avec le titre. L'augmentation du titre accroît ainsi la suralimentation des dernières barrettes et diminue celle des premières, restant sans effet sur la sous-alimentation des barrettes du milieu. De nouveau, l'alimentation en gaz n'est pas affectée.

Influence de l'intrusion des barrettes Kim et al. (2007) et Kim et Kim (2010) ont étudié l'influence de l'intrusion dans le cas du R-134a à l'état diphasique. Il apparaît que, pour un écoulement descendant dans les barrettes, la profondeur d'intrusion des barrettes modifie le comportement de la phase liquide, comme présenté figure 1.19.

En effet, l'absence d'obstacle ne fait qu'amplifier le phénomène déjà observé pour la géométrie de référence, à savoir une décroissance de l'alimentation en liquide le long du distributeur. Des études ayant été menées par d'autres auteurs dans le cas de barrettes ou de tubes affleurants ont permis de confirmer ces observations. En effet, les résultats obtenus par Vist et Pettersen (2004) pour du R-134a, par Ahmad et al. (2009) pour du HFE 7100 et par Bernoux (2000) pour du R-113, présentés figure 1.20, confirment une alimentation décroissante le long du distributeur.

L'influence de l'intrusion des barrettes dans le cas d'un mélange eau-air a donné lieu aux études de Kim et Sin (2006), Kim et Han (2008) et Kim et al. (2008). L'effet observé est identique, mais le changement de comportement est accru. Cette modification favorise en effet l'alimentation des premières barrettes, comme présenté figure 1.20. Le liquide, particulièrement présent

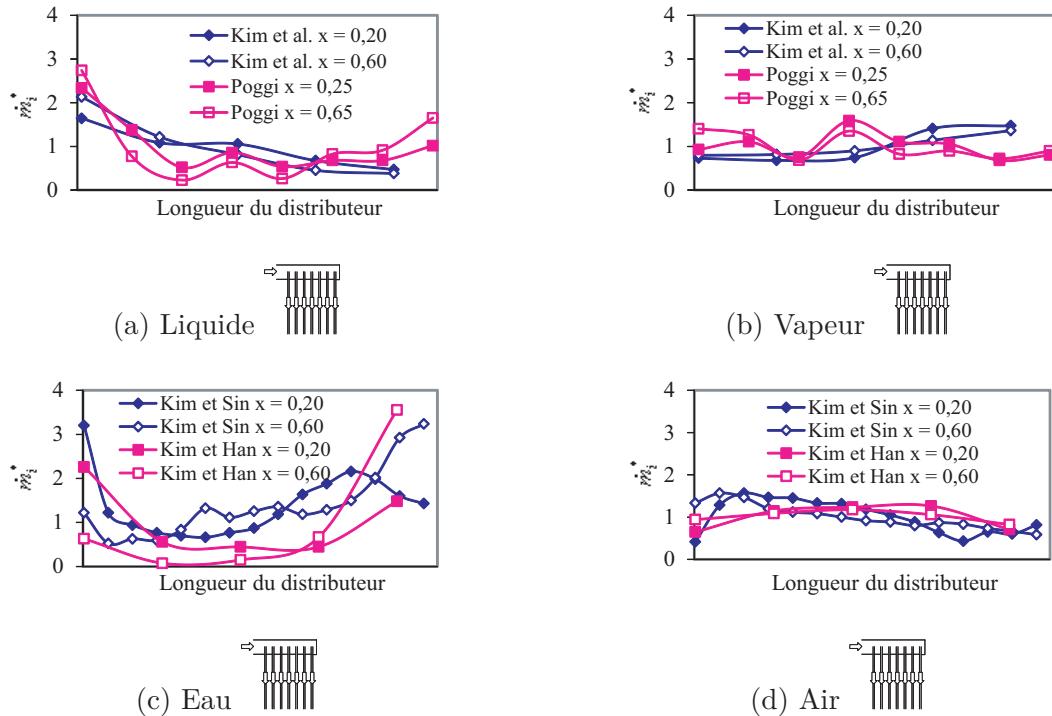


FIGURE 1.18 – Influence du titre sur la distribution de liquide (a), de vapeur (b), d'eau (c) et d'air (d) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement descendant dans les barrettes

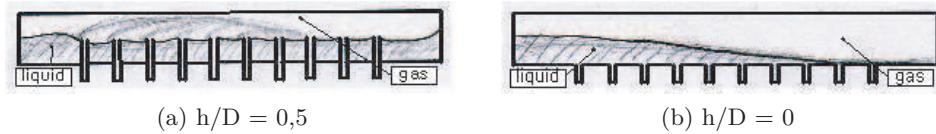


FIGURE 1.19 – Influence de l'intrusion des barrettes dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement descendant dans les barrettes, Kim *et al.* (2007)

sur la partie barrettes du distributeur, s'écoule directement dans les barrettes par aspiration et par gravité. Cette observation a également pu être confirmée par Li *et al.* (2010) pour une géométrie similaire.

Dans tous les cas, la distribution de gaz, bien que plus homogène, suit clairement la tendance inverse à celle du liquide. Ainsi, le gaz alimente les dernières barrettes aux dépens des premières.

1.1.2.2 Distributeur horizontal, écoulement ascendant dans les barrettes

La distribution dans cette configuration est à ce jour la plus documentée dans la littérature. Dans le cas d'un écoulement ascendant dans les barrettes, le liquide a tendance à occuper la partie lisse du distributeur, comme présenté figure 1.21. La vitesse initiale des deux phases provoque une élévation du niveau de liquide au fond du distributeur et donc suralimentation des dernières barrettes par aspiration.

A l'inverse, la phase gazeuse a tendance à s'accumuler dans la partie barrettes du distributeur. Du fait des pertes de charge entraînées par la présence des barrettes, la phase gazeuse alimente principalement les premières barrettes.

Une différence peut toutefois être observée entre la distribution d'un fluide à l'état diphasique et d'un mélange eau-air, comme présenté figure 1.22 et 1.23. En effet, comme l'ont observé

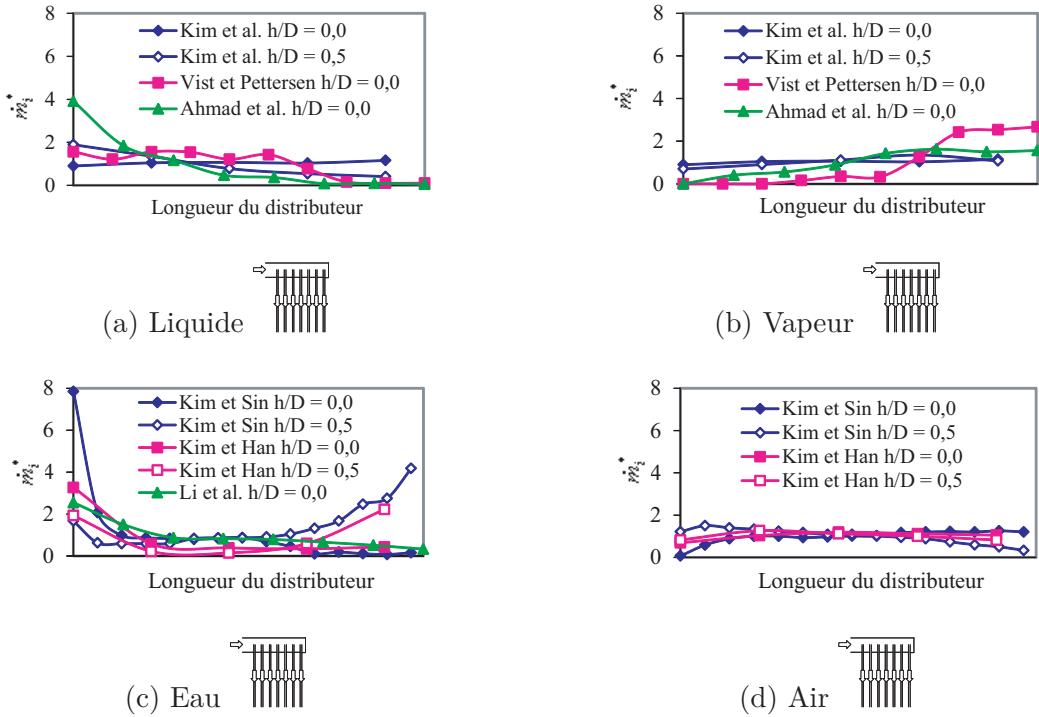


FIGURE 1.20 – Influence de l'intrusion des barrettes sur la distribution de liquide (a), de vapeur (b), d'eau (c) et d'air (d) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement descendant dans les barrettes



FIGURE 1.21 – Régime d'écoulement typique dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement ascendant dans les barrettes, Kim *et al.* (2007)

Koyama *et al.* (2006) et Hwang *et al.* (2007) pour du R-134a, deux paliers sont observés. Le premier, visible au niveau des premières barrettes, correspond à une forte alimentation en vapeur et à une faible alimentation en liquide. Le second, au niveau des dernières barrettes, présente une distribution opposée, à savoir une forte alimentation en liquide et une faible alimentation en vapeur. Entre ces deux paliers, la distribution de chaque phase varie brutalement.

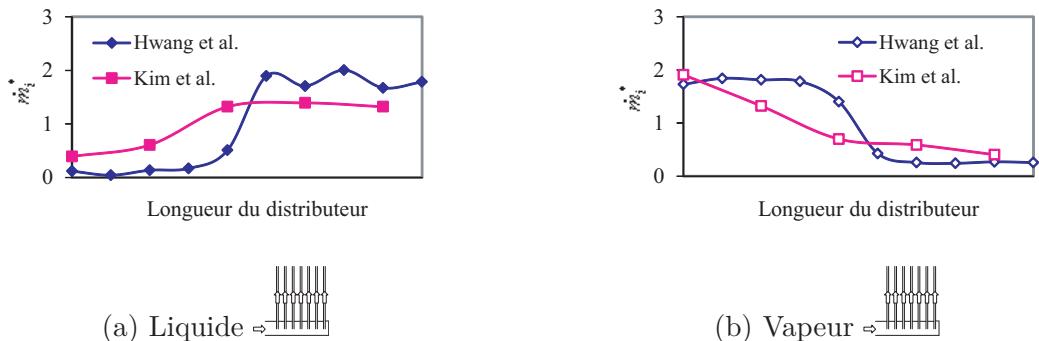


FIGURE 1.22 – Distribution de liquide (a) et de vapeur (b) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement ascendant dans les barrettes

Les résultats de Kim *et al.* (2007) et Kim et Kim (2010) pour du R-134a présentent des similitudes avec ceux décrits plus haut. En effet, un palier est observé au niveau des dernières barrettes, fortement alimentées en liquide et faiblement en vapeur. D'un autre côté, l'augmentation de la distribution de liquide et la diminution de celle de vapeur notifiée plus haut au niveau des barrettes du milieu intervient ici au niveau des premières barrettes. Kim *et al.* (2007) et Kim et Kim (2010) n'ont donc pas observé de palier en entrée de distributeur, contrairement à Koyama *et al.* (2006) et Hwang *et al.* (2007). Toutefois, Kim *et al.* (2007) et Kim et Kim (2010) n'ont mesuré les débits que toutes les deux barrettes. Le débit au niveau de la seconde barrette n'est donc pas connu, masquant, peut-être, un premier palier.

Pour la distribution d'un mélange eau-air, Kim et Sin (2006), Kim et Han (2008), Kim *et al.* (2008) et Kim et Kim (2010) ont obtenu des résultats quelque peu différents de ceux obtenus dans le cas d'un fluide à l'état diphasique. Un effet d'entrée est observé au niveau de la première barrette, plus alimentée en liquide que les suivantes. En effet, le régime d'écoulement dans le cas d'un mélange eau-air est généralement annulaire en raison du rapport des vitesses entre les deux phases. Ainsi, la phase liquide circule en partie du côté barrettes du distributeur jusqu'à la première barrette. Le contact du liquide avec celle-ci casse la structure de l'écoulement. La phase liquide ne circule plus alors que sur la partie lisse du distributeur.

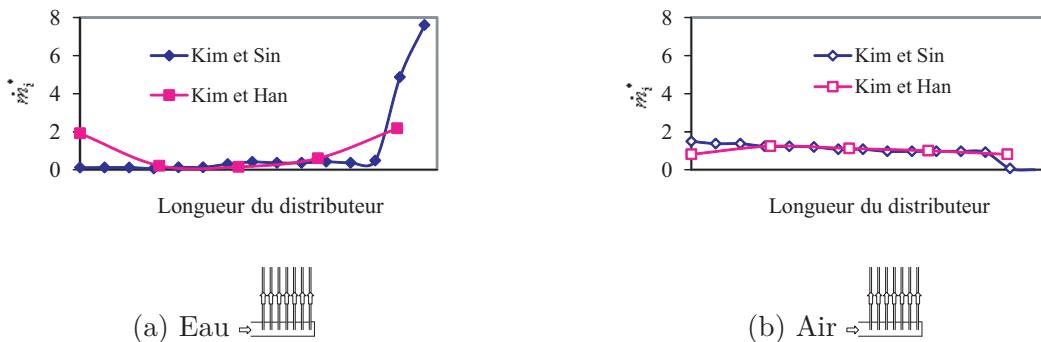


FIGURE 1.23 – Distribution d'eau (a) et d'air (b) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement ascendant dans les barrettes

D'autre part, la phase liquide est plus fortement entraînée par la phase gazeuse que dans le cas d'un fluide à l'état diphasique. Les auteurs ont ainsi observé une alimentation en liquide faible, voire nulle, dans une grande partie du distributeur. Seules les barrettes du fond sont alimentées, et ce de façon importante. La distribution de gaz, dont la tendance est inverse à celle du liquide, est toutefois bien moins hétérogène.

Ainsi, la tendance générale, quel que soit le fluide, est une alimentation en liquide concentrée sur la seconde moitié du distributeur. La distribution de gaz, quant à elle, suit la tendance inverse.

Influence de la densité de flux massique Quel que soit le fluide étudié, une augmentation de la densité de flux massique accroît les écarts observés entre les barrettes, comme présenté figure 1.24. Ainsi, Kim et Sin (2006), Kim *et al.* (2007), Kim et Han (2008), Kim *et al.* (2008), Kim et Kim (2010) et Hwang *et al.* (2007) ont pu constater deux comportements différents conséquents à l'augmentation de la densité de flux massique. Suivant le cas, soit le nombre de barrettes suralimentées augmente, soit l'alimentation de ces dernières est accrue.

Dans le cas d'un mélange eau-air, le comportement dépend de la longueur du distributeur. Pour un distributeur court, l'alimentation en liquide des premières barrettes augmente, jusqu'à dans certains cas devenir plus importante qu'au niveau des dernières.

Dans le cas d'un distributeur long, une faible alimentation tend à créer une zone de stagnation au fond du distributeur, au niveau de laquelle plus rien ne circule. Pour une densité de flux massique plus élevée, cet effet est supprimé et la phase liquide alimente principalement les dernières barrettes.

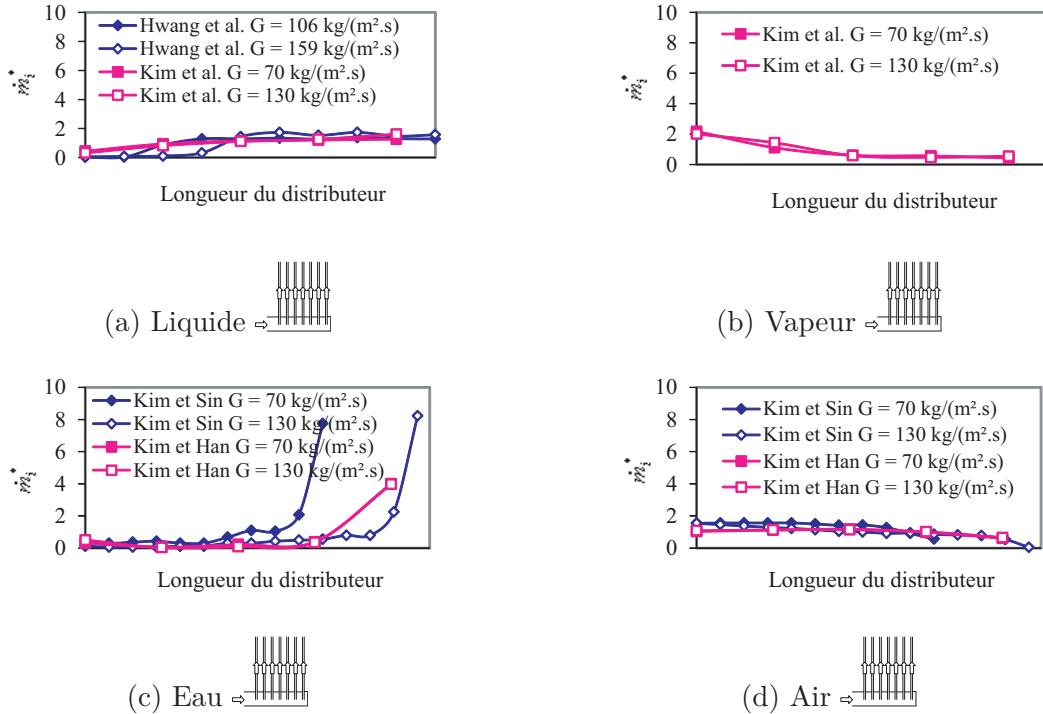


FIGURE 1.24 – Influence de la densité de flux massique sur la distribution de liquide (a), de vapeur (b), d'eau (c) et d'air (d) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement ascendant dans les barrettes

La distribution de la phase gazeuse est également affectée. Les premières et dernières barrettes sont moins alimentées et celles du milieu plus alimentées. Toutefois, ces changements se font dans une moindre mesure que dans le cas de la phase liquide.

Influence du titre Selon Kim et Sin (2006), Kim *et al.* (2007), Kim et Han (2008), Kim *et al.* (2008), Kim et Kim (2010) et Koyama *et al.* (2006), l'augmentation du titre a un effet similaire à l'augmentation de la densité de flux massique. En effet, comme présenté figure 1.25, il apparaît que le nombre de barrettes suralimentées augmente avec le titre. De nouveau, dans le cas d'un mélange eau-air, deux comportements différents sont observés suivant la longueur du distributeur.

Pour un distributeur court, l'alimentation au niveau des premières barrettes augmente, entraînant dans certains cas une alimentation plus importante au niveau des premières barrettes qu'au niveau des dernières.

Dans le cas d'un distributeur long, un faible titre tend à créer une zone de stagnation au fond du distributeur, au niveau de laquelle plus rien ne circule. L'augmentation du titre supprime cet effet et la phase liquide alimente alors principalement les dernières barrettes.

De nouveau, le comportement inverse est observé pour la phase gazeuse.

Influence de l'intrusion des barrettes Kim et Sin (2006), Kim *et al.* (2007), Kim et Han (2008), Kim *et al.* (2008) et Kim et Kim (2010) ont précisément étudié l'influence de l'intrusion

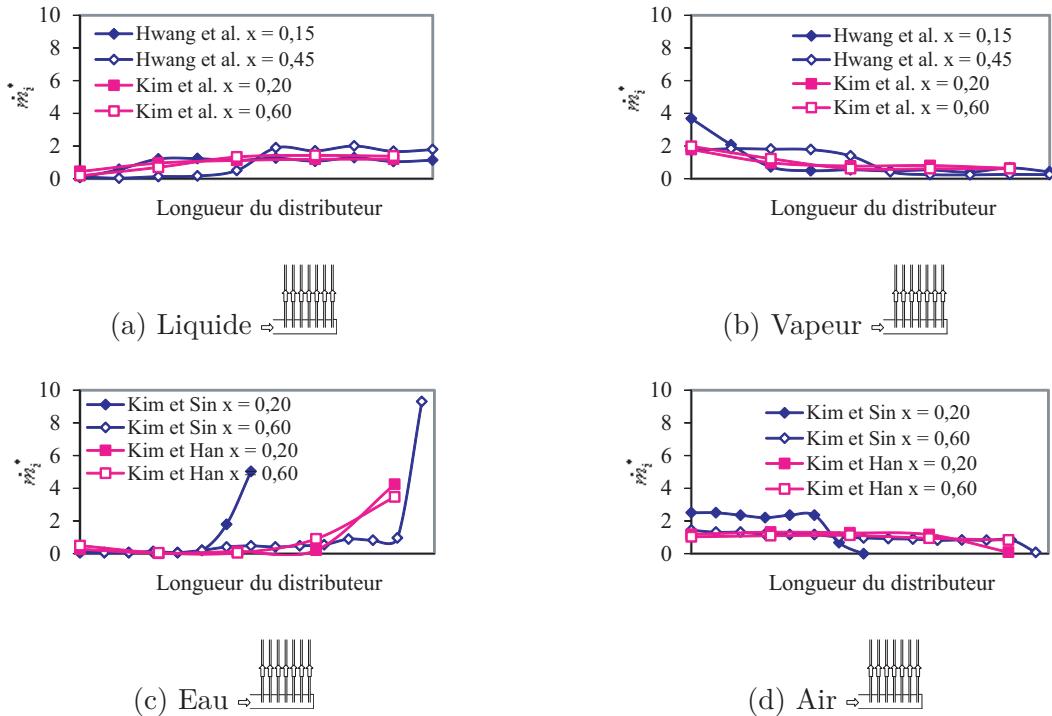


FIGURE 1.25 – Influence du titre sur la distribution de liquide (a), de vapeur (b), d'eau (c) et d'air (d) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement ascendant dans les barrettes

des barrettes sur la distribution. Les distributions obtenues dans le cas de barrettes affleurantes et insérées sont présentées figure 1.26. Il apparaît que, pour un fluide à l'état diphasique, la diminution de l'intrusion des barrettes accroît sensiblement l'alimentation en liquide des dernières barrettes aux dépens des premières. La distribution de vapeur subit l'effet inverse.

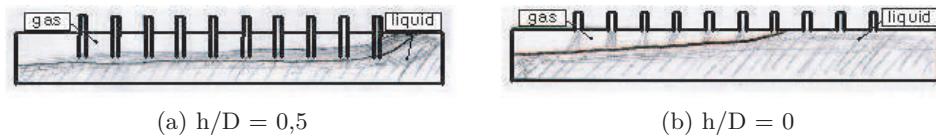


FIGURE 1.26 – Influence de l'intrusion des barrettes dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement ascendant dans les barrettes, Kim *et al.* (2007)

Les résultats obtenus par Kim et Sin (2006), Kim *et al.* (2007), Kim et Han (2008), Marchitto *et al.* (2008) et Vist et Pettersen (2004) sont présentés figure 1.27. Dans le cas d'un mélange eau-air, la suralimentation des premières barrettes est accrue, aux dépens des dernières. Ce comportement peut induire une alimentation en liquide plus importante dans les premières barrettes que dans les dernières.

L'effet de l'intrusion des barrettes sur la distribution de la phase gazeuse est de nouveau inverse à celui observé sur la distribution de la phase liquide.

L'effet observé est lié au régime d'écoulement en entrée. Dans le cas d'un mélange eau-air, le régime d'écoulement est annulaire. L'absence d'obstacle annule l'effet de décrochement provoqué par l'intrusion des barrettes. Le liquide circulant sur la partie barrettes pénètre donc dans les premières barrettes. Dans le cas d'un fluide à l'état diphasique, le régime d'écoulement est stratifié. La présence d'obstacles sur la partie barrettes du distributeur a donc peu d'effet, sinon celui de plonger un plus grand nombre de barrettes dans la phase liquide.

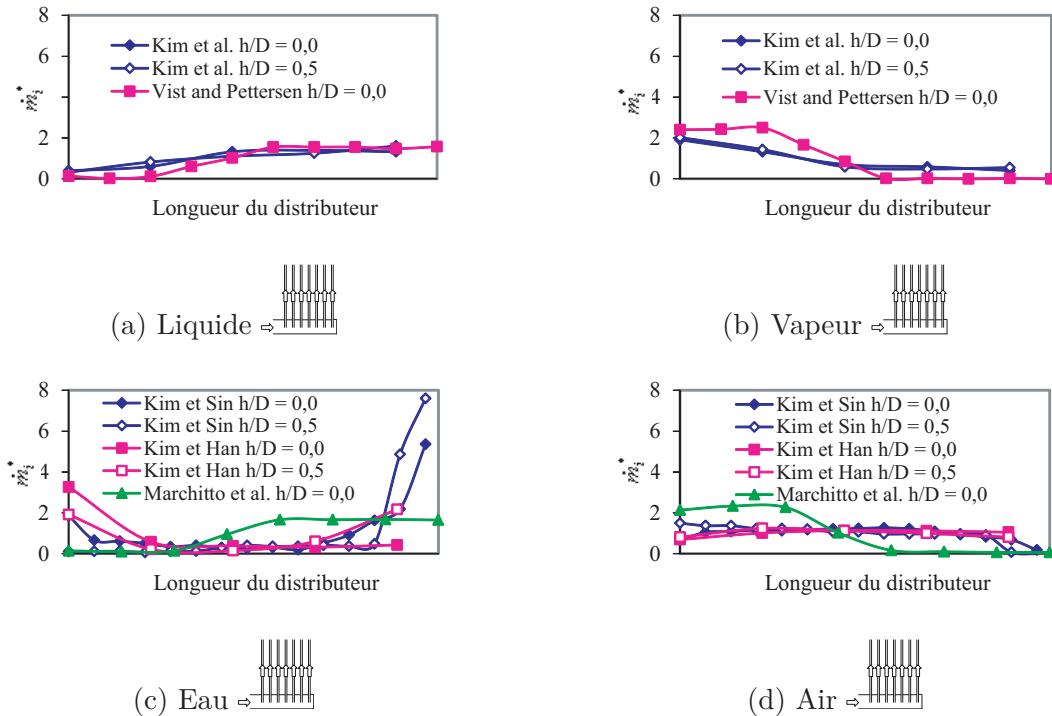


FIGURE 1.27 – Influence de l'intrusion des barrettes sur la distribution de liquide (a), de vapeur (b), d'eau (c) et d'air (d) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur horizontal et d'un écoulement ascendant dans les barrettes

Par ailleurs, les résultats obtenus par Marchitto *et al.* (2008) et Vist et Pettersen (2004) dans le cas de barrettes affleurantes confirment les observations précédentes.

1.1.2.3 Distributeur vertical, écoulement descendant dans le distributeur

Seule l'étude de Poggi (2008) fournit des résultats dans le cas d'un distributeur vertical à écoulement descendant. Ses résultats, obtenus dans le cadre de l'étude de la distribution de HFE 7100 à l'état diphasique, sont présentés figure 1.28. Dans cette configuration, la phase liquide est entraînée par sa vitesse et par gravité au fond du distributeur. L'impact du liquide contre la première barrette provoque un effet de rebond. Le liquide est projeté sous forme de gouttelettes sur la partie lisse puis au fond du distributeur, comme présenté figure 1.29. Une partie du liquide projeté est toutefois aspirée au passage au niveau de la première barrette. Ce phénomène se reproduit le long du distributeur avec une intensité décroissante. Les dernières barrettes, immergées dans la phase liquide, sont largement suralimentées.

Concernant la phase vapeur, celle-ci est entraînée par sa vitesse jusqu'au fond du distributeur. Toutefois, la distribution est, cette fois-ci, homogène, en raison de l'aspiration au passage de chacune des barrettes.

Influence de la densité de flux massique Les résultats de Poggi (2008) ont montré qu'avec l'augmentation de la densité de flux massique, l'accumulation du liquide en fond de distributeur augmente. De cette façon, l'alimentation de la dernière barrette diminue au profit des barrettes précédentes, comme présenté figure 1.30.

Concernant la phase vapeur, celle-ci est peu influencée par la densité de flux massique. Toutefois, pour les plus faibles densités de flux massique, la distribution devient plus hétérogène, sans présenter de comportement clair.

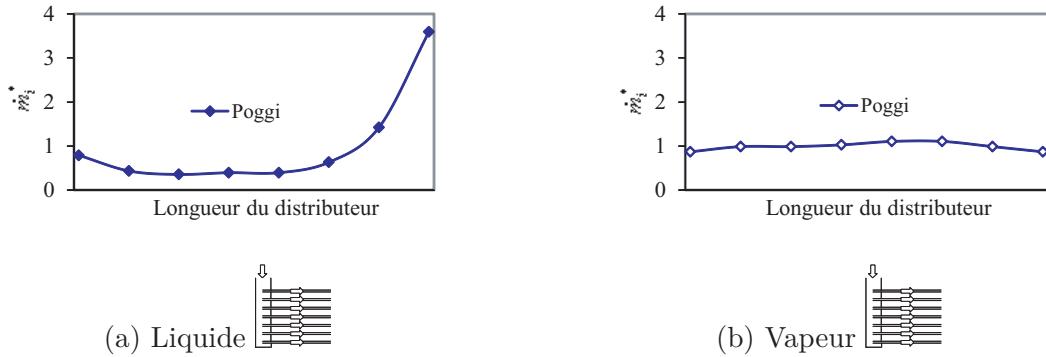


FIGURE 1.28 – Distribution de liquide (a) et de vapeur (b) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur vertical descendant et de barrettes horizontales

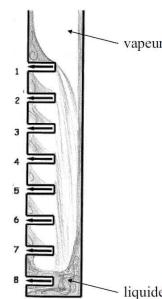


FIGURE 1.29 – Régime d'écoulement typique dans le cas d'un distributeur vertical descendant, Poggi (2008)

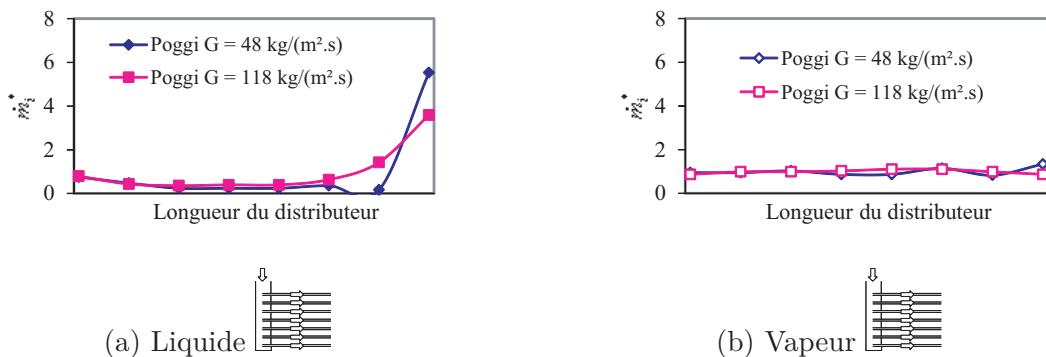


FIGURE 1.30 – Influence de la densité de flux massique sur la distribution de liquide (a) et de vapeur (b) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur vertical descendant et de barrettes horizontales

Influence du titre L'augmentation du titre semble avoir le même effet que la diminution de la densité de flux massique. La phase liquide s'accumule principalement au fond du distributeur. Ainsi, pour un titre important, la dernière barrette est suralimentée en liquide, comme présenté figure 1.31. La diminution du titre améliore la distribution par l'augmentation du niveau de liquide au fond du distributeur.

A l'inverse, la distribution de la phase vapeur est améliorée avec l'augmentation du titre. Celle-ci reste toutefois bien plus homogène que celle de la phase liquide.

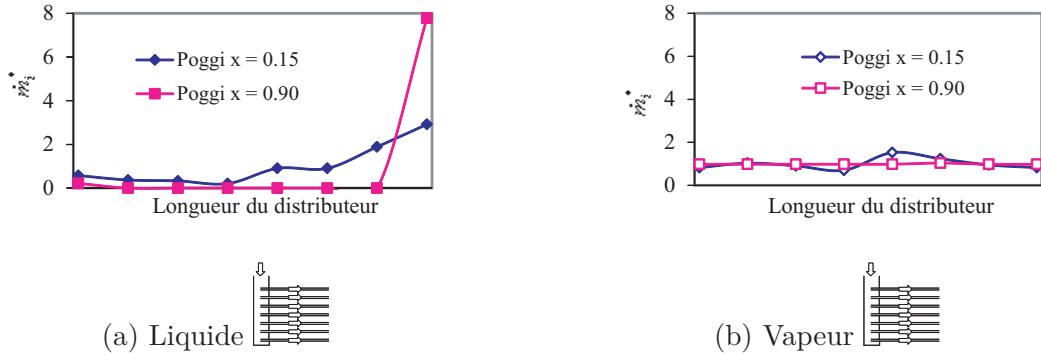


FIGURE 1.31 – Influence du titre sur la distribution de liquide (a) et de vapeur (b) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur vertical descendant et de barrettes horizontales

1.1.2.4 Distributeur vertical, écoulement ascendant dans le distributeur

Lee et Lee (2004) et Lee (2009a,b, 2010) ont fourni les seuls résultats disponibles dans le cas d'un distributeur vertical ascendant. Leurs essais ont été menés dans le cas d'un distributeur de section carrée et pour un mélange eau-air. La comparaison des études de Lee et Lee (2004) et Lee (2010) est présentée figure 1.32.

Comme dans le cas du distributeur vertical descendant, la phase liquide alimente principalement les dernières barrettes. En effet, le liquide circulant dans la partie barrettes du distributeur percute la première barrette, comme présenté figure 1.33. Bien qu'en partie aspiré, le liquide est entraîné vers le fond du distributeur par sa propre inertie. Les dernières barrettes sont suralimentées en liquide, aux dépens des premières.

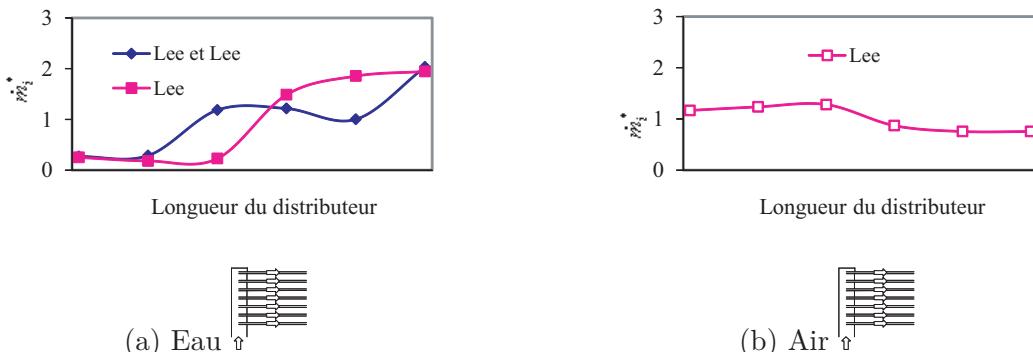


FIGURE 1.32 – Distribution d'eau (a) et d'air (b) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur vertical ascendant et de barrettes horizontales

Les résultats obtenus quant à la distribution de la phase gazeuse montrent un comportement inverse à celui de la phase liquide. Il apparaît toutefois que la distribution de gaz est plus homogène que la distribution de liquide.

Influence de la densité de flux massique Les résultats présentés figure 1.34 montrent l'influence de la densité de flux massique de liquide sur sa distribution. Le liquide est propulsé avec plus d'énergie au fond du distributeur, ce qui augmente l'alimentation des dernières barrettes. Inversement, l'impact avec les premières barrettes est plus violent, diminuant leur alimentation.

Aucune donnée n'est fournie concernant la distribution de gaz.

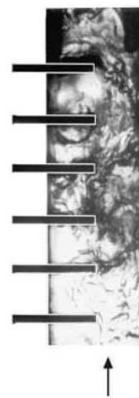


FIGURE 1.33 – Régime d’écoulement typique dans le cas d’un distributeur vertical ascendant, Lee et Lee (2004)

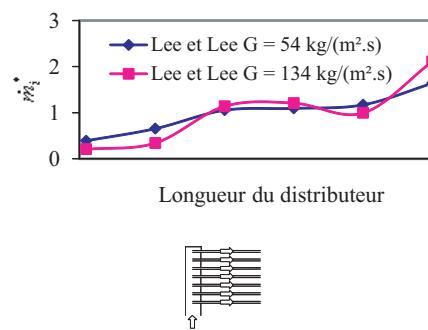


FIGURE 1.34 – Influence de la densité de flux massique de l’eau sur la distribution d’eau le long du distributeur dans le cas d’un distributeur vertical ascendant et de barrettes horizontales

Influence du titre L’effet de l’augmentation du titre en gaz, présenté figure 1.35, est identique à l’effet de l’augmentation de la densité de flux massique. Le liquide, moins présent, est plus facilement entraîné par la phase gazeuse jusqu’au fond du distributeur. En contrepartie, l’alimentation des premières barrettes en est diminuée.

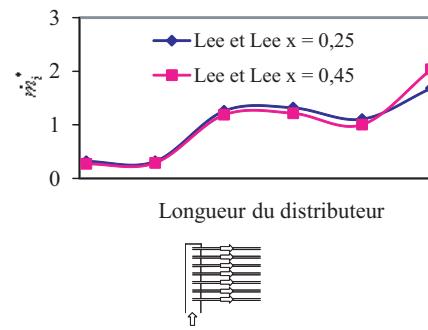


FIGURE 1.35 – Influence du titre sur la distribution de l’eau le long du distributeur dans le cas d’un distributeur vertical ascendant et de barrettes horizontales

De nouveau, aucune donnée n’est fournie concernant la distribution de gaz.

Influence de l’intrusion des barrettes L’intrusion des barrettes modifie de façon radicale la distribution de liquide et de gaz. En effet, comme présenté figure 1.36, la distribution des deux phases est inversée de façon presque symétrique avec pour axe le centre du distributeur. Le régime

en entrée est annulaire. Or, l'absence d'obstacle ne permet pas de casser l'écoulement, comme présenté figure 1.37. Le fluide se déverse donc en priorité au niveau des premières barrettes.

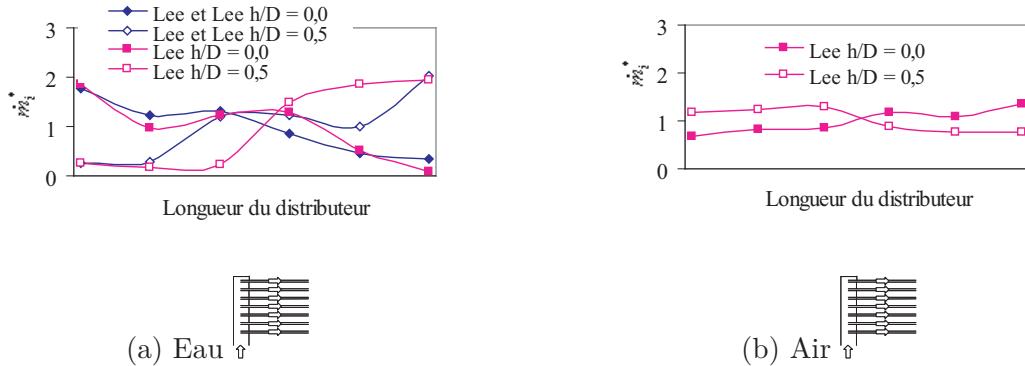


FIGURE 1.36 – Influence de l'intrusion des barrettes sur la distribution d'eau (a) et d'air (b) le long du distributeur dans le cas d'un distributeur vertical ascendant et de barrettes horizontales

Inversement, le gaz, plus léger, occupe le fond du distributeur. Les dernières barrettes sont donc, en absence d'obstacle, suralimentées en gaz.

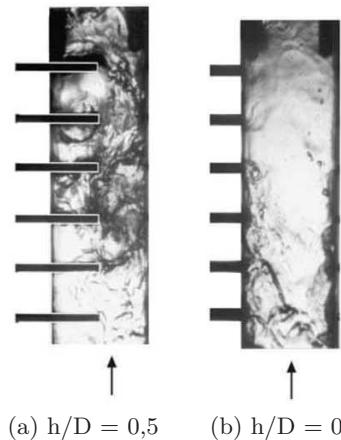


FIGURE 1.37 – Influence de l'intrusion des barrettes dans le cas d'un distributeur vertical ascendant et de barrettes horizontales, Lee et Lee (2004)

La comparaison avec les résultats obtenus par Lee (2009a,b) dans le cas de barrettes affleurantes permet de confirmer les résultats évoqués plus haut, à savoir une suralimentation en liquide des premières barrettes aux dépens des dernières.

1.1.2.5 Bilan des essais antérieurs menés sur l'influence de l'orientation

Une distribution radicalement différente peut être obtenue suivant l'orientation de l'échangeur. Une meilleure distribution peut être obtenue au prix d'une régulation de la densité de flux massique et du titre en vapeur, pour une profondeur d'intrusion et une orientation données.

Il apparaît également que la géométrie du distributeur joue un rôle non négligeable. Des études ont donc été menées afin de connaître précisément l'effet des paramètres géométriques sur la distribution. Les paramètres étudiés et les conclusions quant à leurs effets seront présentés ci-après.

1.1.3 Influence des paramètres géométriques

Un grand nombre de paramètres géométriques ont été étudiés dans la littérature. Ceci a parfois mené à la réalisation de distributeurs de forme très éloignée de notre géométrie de référence. Afin de pouvoir tirer des conclusions des résultats de ces études, nous nous sommes basés sur des travaux ayant porté sur un distributeur proche de celui de référence. Le tube d'alimentation et le distributeur sont les deux parties de l'échangeur ayant été le plus souvent étudiées.

1.1.3.1 Tube d'alimentation

L'objectif étant de répartir convenablement les phases le long du distributeur, l'élément le plus étudié est le tube d'alimentation. Sa géométrie et de son positionnement ont été particulièrement étudiés.

Influence de la localisation et de l'orientation du tube d'alimentation De nombreux auteurs ont étudié l'influence de l'orientation du tube d'alimentation. Un récapitulatif des idées exploitées est présenté figure 1.38.

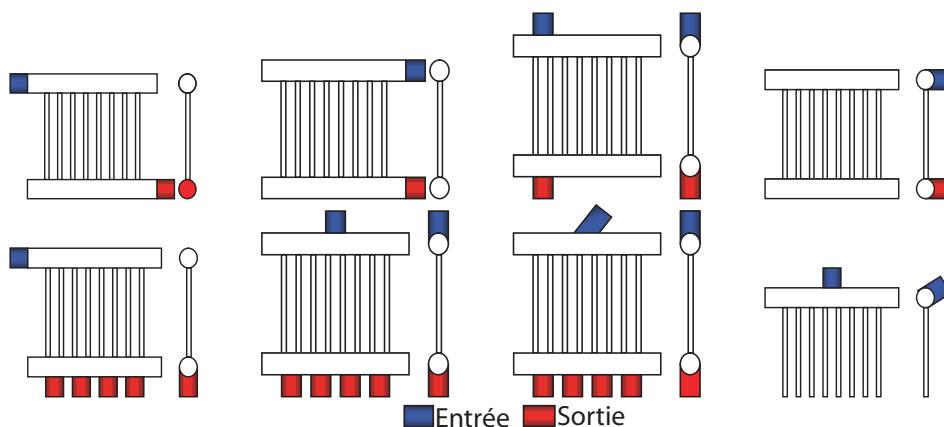


FIGURE 1.38 – Orientations et localisations du tube d'alimentation répertoriées dans la littérature

Concernant le sens de l'écoulement tout d'abord, Kim et Sin (2006) ont observé peu de différence entre une configuration en U et une configuration en Z.

Les études de Cho et Cho (2004, 2006), Hwang *et al.* (2007) et Li *et al.* (2010) permettent de conclure qu'une alimentation placée au centre du distributeur entraîne une amélioration de la distribution. Quelle que soit l'orientation de l'échangeur, les barrettes du milieu sont suralimentées en liquide. L'impact du jet avec la partie barrette du distributeur brise son élan. La distribution dans le reste de l'échangeur dépend alors de son orientation et de la profondeur d'intrusion des barrettes. Ce type de solution permet d'améliorer la distribution, en particulier dans le cas d'un distributeur horizontal. Dans ce cas, la distribution obtenue présente une symétrie par rapport au tube d'alimentation. Dans le cas d'un échangeur vertical, la phase liquide alimente les barrettes situées en face du tube d'alimentation puis s'accumule au fond du distributeur. Les barrettes positionnées au dessus du tube d'alimentation sont peu, sinon pas du tout, alimentées.

Les autres études portant sur l'orientation de l'alimentation, notamment celle menée par Kim et Kim (2010), ne fournissent pas de résultats réellement déterminants. En effet, suivant l'orientation du tube d'alimentation, la phase liquide aura tendance à privilégier certaines barrettes

plutôt que d'autres. Toutefois, les premières et dernières barrettes seront toujours privilégiées, celles du milieu étant dans le meilleur des cas peu alimentées.

Influence du diamètre du tube d'alimentation L'influence du diamètre du tube d'alimentation a été exclusivement étudiée dans le cas de barrettes affleurantes. En effet, l'objectif est ici de générer un jet en entrée du distributeur. Ainsi, Bernoux *et al.* (2001) et Ahmad *et al.* (2007) ont pu constater une amélioration de la distribution.

En effet, comme souligné dans la partie précédente, la distribution de liquide dans le cas de barrettes affleurantes est, suivant l'orientation, croissante ou décroissante le long du distributeur. Le fait de provoquer la formation d'un jet entraîne une dispersion de la phase liquide sous forme de gouttelettes. Le jet impacte le fond du distributeur et est projeté sous forme de brouillard. Or, comme l'ont relevé Fei et Hrnjak (2004), l'écoulement à brouillard permet d'optimiser la distribution des deux phases.

La distribution n'est toutefois pas homogène. Les résultats obtenus par Fei et Hrnjak (2004) montrent une suralimentation d'une partie du distributeur. En effet, si le jet est suffisamment puissant pour impacter le fond du distributeur, les dernières barrettes sont suralimentées. En revanche, s'il n'atteint que le milieu, ce sont les barrettes du milieu qui sont suralimentées. Enfin, s'il n'est pas assez puissant, une part importante du débit ruisselle en entrée et suralimente les premières barrettes.

La formation d'un jet n'a d'intérêt que dans le cas d'un distributeur court, car un distributeur long entraînerait de fortes hétérogénéités, non plus dues à l'orientation de l'échangeur mais au jet lui-même. La distribution serait cette fois-ci fonction de la distance séparant l'entrée du point d'impact du jet.

1.1.3.2 Distributeur

L'influence de la géométrie du distributeur n'a pas été clairement identifiée à ce jour. Aucune étude n'offre de comparaison des distributions obtenues pour un distributeur de section carrée et circulaire, à surface de passage équivalente. Le croisement de données reste alors la seule option d'analyse. Toutefois, étant donné la diversité des fluides, des géométries de tubes et des sections de passage utilisées, aucune conclusion ne peut être tirée.

Les études portant sur l'influence du diamètre du distributeur, notamment celle menée par Vist et Pettersen (2004), ont démontré que ce paramètre avait peu d'effet sur la distribution.

D'autres paramètres ont par ailleurs donné lieu à des études, notamment l'influence du pincement entre les tubes et du nombre de barrettes. L'influence de l'intrusion, ayant été traitée plus haut, ne sera pas abordée dans cette partie.

Influence de la longueur du distributeur Bernoux *et al.* (2001), Hwang *et al.* (2007) et Kim et Han (2008) ont étudié l'influence du nombre de barrettes et donc de la longueur du distributeur sur la distribution. Suivant le fluide utilisé, les débits et les titres en vapeur explorés et la géométrie du distributeur, les conclusions diffèrent quelque peu. En effet, Hwang *et al.* (2007) ne constatent pas d'effet conséquent à la réduction du nombre de tubes.

Par contre, Bernoux *et al.* (2001) et Kim et Han (2008) ont remarqué une amélioration de la distribution avec la diminution du nombre de tubes. Ils ont constaté un amortissement des hétérogénéités en réponse à la réduction du nombre de tubes. Bien que la configuration de la distribution soit conservée, les valeurs maximales et minimales de débit dans les tubes sont amorties.

Influence du pincement entre les tubes Le pincement entre les tubes représente l'écart entre les axes de deux tubes successifs. Hwang *et al.* (2007) ont étudié l'influence de ce paramètre dans le cas simple de deux tubes affleurants successifs. Il apparaît que le passage de liquide au niveau du premier tube provoque une diminution de la couche liquide dans la partie barrettes du distributeur. Une distance minimale entre les tubes est donc nécessaire pour permettre la stabilisation de la couche fluide.

Lee (2009a,b, 2010) a ensuite mené des essais dans le cas d'une série de tubes affleurants et introduits jusqu'à mi-diamètre. Dans un cas comme dans l'autre, l'effet généré par la diminution de l'écart entre les tubes est jugé faible.

1.1.3.3 Bilan de l'influence des paramètres géométriques sur la distribution

Parmi les divers paramètres géométriques évoqués plus haut, peu apparaissent améliorer la distribution. Une alimentation perpendiculaire au distributeur et placée en son centre permettrait, toutefois, d'améliorer la distribution.

Une séparation du distributeur en sections plus courtes semblerait être également une option intéressante. En effet, un plus petit nombre de barrettes semble offrir une distribution plus homogène. De plus, un distributeur court offre ses propres avantages, notamment la possibilité d'améliorer la distribution par la diminution du diamètre du tube d'alimentation.

1.1.4 Conclusion sur la distribution d'un fluide diphasique

La distribution d'un fluide diphasique est un sujet d'intérêt pour de nombreux chercheurs et a donné lieu à un grand nombre d'études. Les travaux expérimentaux menés à ce jour ont mis en lumière la complexité des phénomènes et les difficultés inhérentes à la distribution d'un fluide diphasique. Des études numériques existent dans le cas d'un fluide monophasique, mais restent anecdotiques pour la distribution d'un fluide diphasique.

Dans cette partie, nous avons présenté un bilan des études expérimentales sur la distribution d'un fluide diphasique à la jonction d'un distributeur et d'un ensemble de tubes. Compte tenu de la grande influence de la géométrie sur la distribution de liquide et de gaz, les paramètres étudiés dans la littérature ainsi que ses effets ont été exposés dans un premier temps.

Les données obtenues par plusieurs auteurs pour différentes orientations du distributeur et des barrettes ont ensuite été confrontées. L'influence du titre, de la densité de flux massique et de l'intrusions des barrettes la distribution de liquide et de gaz a été discutée. Il apparaît clairement que ces paramètres sont liés et qu'une amélioration de la distribution résultera d'un compromis entre les trois.

Enfin, les approches d'optimisation de la distribution ont été abordées. Les solutions généralement proposées consistent à générer un brouillard à l'intérieur du distributeur ou à insérer des obstacles destinés à briser l'élan de la phase liquide.

Les études menées à ce jour sont, pour leur grande majorité, purement empiriques. La modélisation de la distribution permettrait d'apporter des réponses à certaines questions sans nécessiter la réalisation d'un banc d'essai complet. C'est à cette fin que nous nous sommes intéressés aux recherches menées sur le développement d'un modèle prévisionnel de la distribution dans un évaporateur.

1.2 Modélisation

Plusieurs études se sont intéressées à la réalisation de modèles permettant de prévoir la distribution, voire simplement d'estimer les pertes de charge dans le distributeur. Dans un

premier temps seront évoquées les études centrées sur l'estimation des pertes de charge. Puis nous développerons les études ayant porté sur la mise au point d'un modèle analytique d'estimation de la distribution. Enfin, les études centrées sur la modélisation de la distribution à l'aide de codes commerciaux seront présentées.

1.2.1 Modélisation des pertes de pression

Taitel *et al.* (2003) ont réalisé un banc d'essai composé d'un distributeur de section circulaire associé à quatre tubes de section circulaire, dans lesquels circulait un mélange eau-air. La section d'essais offrait la possibilité de faire varier son inclinaison de 15 °. L'objectif de leur travail était, entre autre, la mise au point d'un modèle destiné à estimer les pertes de charge. Le modèle fournit des résultats satisfaisants et, bien qu'il existe des modèles plus précis pour estimer les pertes de charge, les auteurs ont mis en avant sa simplicité.

Les travaux de Cho et Cho (2004, 2006) ont également porté sur la mesure des pertes de charge dans le distributeur et la réalisation d'un modèle prévisionnel. Les résultats obtenus expérimentalement ont donc été comparés à un modèle théorique. Bien que les deux séries de résultats présentent la même allure, les valeurs théoriques sous-estiment les valeurs expérimentales.

Enfin, Poggi (2008) a comparé les pertes de charge mesurées expérimentalement à des modèles théoriques en écoulement diphasique. Des résultats satisfaisants ont été obtenus dans les mini-canaux.

1.2.2 Modélisation de la distribution

Watanabe *et al.* (1995) ont réalisé deux bancs d'essai afin d'étudier la distribution de R-11 à l'état diphasique dans un évaporateur à mini-canaux. Le premier banc d'essai, représentatif d'un évaporateur à mini-canaux pour l'automobile, était constitué d'un distributeur horizontal et de quatre tubes verticaux. L'autre, représentatif d'un évaporateur pour air conditionné domestique, possédait un distributeur vertical et cinq tubes horizontaux. Un modèle a ensuite été réalisé afin de prévoir le débit et le titre dans chaque tube suivant les paramètres de fonctionnement. Le modèle théorique leur a fourni des résultats proches des résultats expérimentaux. La comparaison des débits et des titres entre les différents tubes est satisfaisante.

Les résultats expérimentaux de Horiki et Osakabe (1999) et Osakabe *et al.* (1999) ont également été comparés à un modèle théorique, initialement prévu pour des écoulements monophasiques. Ils ont ainsi pu étudier l'influence de deux critères, la longueur et le diamètre des canaux, sur la distribution d'eau. Les résultats obtenus à l'aide du modèle ont ensuite été comparés à leurs résultats expérimentaux, présentant des valeurs proches pour une faible quantité d'air introduite dans l'écoulement monophasique.

Taitel *et al.* (2003) et Pustylnik *et al.* (2006) avaient pour objectif la réalisation d'un modèle numérique destiné à déterminer dans quels tubes la circulation était interrompue et remplacée par une colonne de liquide stagnant. Les résultats fournis par le modèle étaient satisfaisants.

Enfin, Lee (2009a,b) a mis au point un modèle à partir des travaux de Hwang *et al.* (1988) permettant de déterminer la séparation de liquide à une jonction T. Les résultats obtenus étaient satisfaisants pour un à quatre canaux.

Les études les plus complètes ont été réalisées par Bielskus (2011) et Ablanque *et al.* (2010). Tous deux ont étudié la distribution d'un mélange diphasique dans un échangeur. Les deux modèles prennent en compte l'évaporation du fluide.

Le modèle développé par Bielskus (2011) repose sur le calcul des pertes de charge le long des différents trajets, comme présenté figure 1.39. Les pertes de charge sont calculées en fonction de

la configuration de l'échangeur. Pour une configuration en Z, l'équation à vérifier pour chacun des trajets est la suivante :

$$\Delta p_{\text{tot},i} = \sum_{j=1}^i \Delta p_{\text{dist},j} + \Delta p_{\text{bar},i} + \sum_{j=i}^N \Delta p_{\text{col},j} \quad (1.7)$$

Pour une configuration en U, l'équation est la suivante :

$$\Delta p_{\text{tot},i} = \sum_{j=1}^i \Delta p_{\text{dist},j} + \Delta p_{\text{bar},i} + \sum_{j=1}^i \Delta p_{\text{col},j} \quad (1.8)$$

avec N le nombre de barrettes, $\Delta p_{\text{tot},i}$ les pertes de pression totales le long du $i^{\text{ème}}$ trajet, $\Delta p_{\text{dist},j}$ les pertes de pression dans le distributeur au niveau de la $j^{\text{ème}}$ jonction T, $\Delta p_{\text{col},j}$ les pertes de pression dans le collecteur au niveau de la $j^{\text{ème}}$ jonction T et $\Delta p_{\text{bar},i}$ les pertes de pression le long de la $i^{\text{ème}}$ barrette.

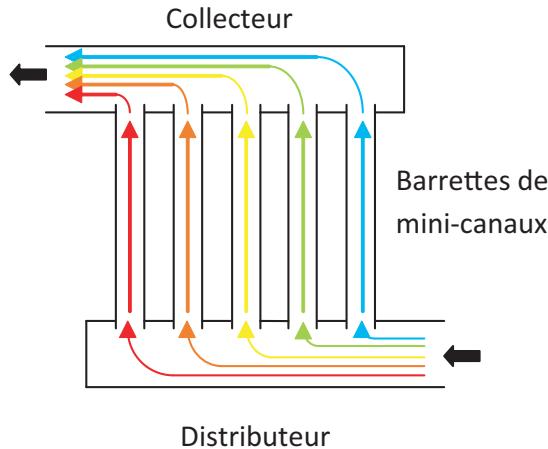


FIGURE 1.39 – Trajets suivis par le fluide pour la configuration en Z

Le schéma répertoriant les pertes de charge prises en compte est présenté figure 1.40. Elles sont évaluées à partir de corrélations empiriques. Dans le distributeur et le collecteur, elles prennent en compte les singularités dues à l'intrusion des barrettes et aux frottements. Dans les tubes, elles correspondent aux frottements, à l'accélération due au changement de phase intervenant dans le tube et à l'influence de la gravité. L'évolution du titre en gaz le long de l'échangeur est obtenue par bilan enthalpique. Pour cela, le débit d'air soufflé ainsi que sa température doivent être pris en compte.

D'autre part, Ablanque *et al.* (2010) ont développé un système reposant sur le respect des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Le système à résoudre est divisé en sous-systèmes, comme présenté figure 1.41. Les équations suivantes doivent donc être vérifiées dans chacun des tubes :

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{i-1} \quad (1.9)$$

$$\dot{m}_i v_i - \dot{m}_{i-1} v_{i-1} = (p_{i-1} - p_i) S - \bar{\tau}_i P \Delta z_i - \bar{\rho}_{dp,i} g \sin(\Theta) S \Delta z_i \quad (1.10)$$

$$\dot{m}_i (h_i + e_{c,i} + e_{p,i}) - \dot{m}_{i-1} (h_{i-1} + e_{c,i-1} + e_{p,i-1}) = \bar{q}_i'' P \Delta z_i \quad (1.11)$$

Pour prédire les pertes de charge du fluide diphasique au niveau d'une jonction T du distributeur, telle que représentée figure 1.42a, Ablanque *et al.* (2010) ont utilisé le modèle développé

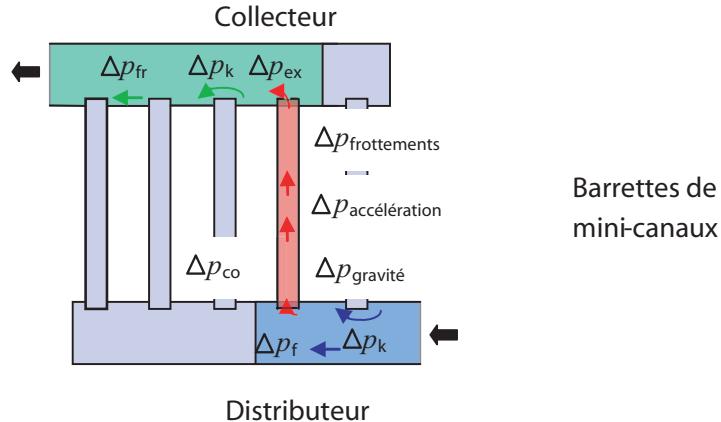


FIGURE 1.40 – Pertes de charge prises en compte

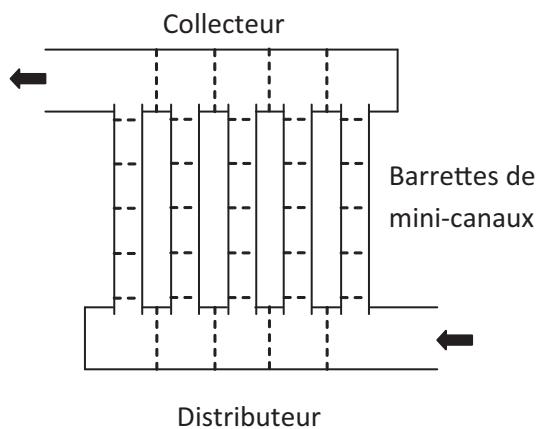


FIGURE 1.41 – Division de l'échangeur en un ensemble de sous-systèmes

par Tae et Cho (2006). Ce modèle considère à la fois la variation de pression réversible, due à la diminution du débit, et la variation de pression irréversible, due au changement de direction d'écoulement et aux pertes au niveau de l'orifice. Les pertes de charge irréversibles n'interviennent qu'au niveau du tube. Nous avons donc :

$$\Delta p_{1-2} = \Delta p_{1-2,\text{rev}} \quad (1.12)$$

$$\Delta p_{1-3} = \Delta p_{1-3,\text{rev}} + \Delta p_{1-3,\text{irrev}} \quad (1.13)$$

Le terme réversible est calculé sur la base de l'équation de Bernoulli en diphasique, le terme irréversible à partir d'un coefficient de perte de charge en monophasique et d'un multiplicateur diphasique.

Dans le cas de la combinaison de deux écoulements diphasiques au niveau d'une jonction T du collecteur, telle que représentée figure 1.42b, Schmidt et Loth (1994) ont présenté trois modèles différents de prise en compte des pertes de charge. Le modèle utilisé par Ablanque *et al.* (2010) est appelé « modèle de coefficient de contraction ». La réduction des surfaces de passage effectives des écoulements au point de connexion entre le tube principal et le tube secondaire, observée expérimentalement, a servi de base au modèle. Il repose sur l'idée de diviser chaque écoulement en deux zones, avant et après leur contraction :

$$\Delta p_{1-3} = \Delta p_{1-3,\text{av}} + \Delta p_{1-3,\text{ap}} \quad (1.14)$$

$$\Delta p_{2-3} = \Delta p_{2-3,\text{av}} + \Delta p_{2-3,\text{ap}} \quad (1.15)$$

Le premier terme est supposé non-dissipatif et le second dissipatif. Ils sont calculés à partir de l'équation de conservation de la masse et de la quantité de mouvement, respectivement. Les surfaces de passage au niveau de la zone de contraction maximale sont estimées à partir de coefficients de contraction empiriques.

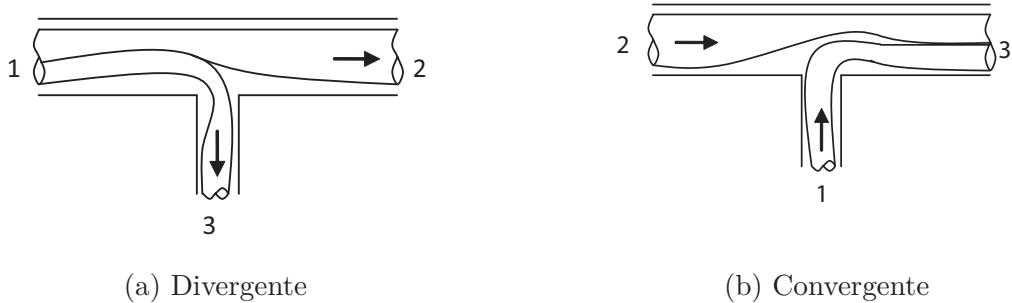


FIGURE 1.42 – Schéma des jonctions T divergente (a) et convergente (b)

Comme dans le cas précédent, les débits sont obtenus à partir de l'égalisation des pertes de charge dans l'échangeur.

Ces deux modèles analytiques ont fourni des résultats satisfaisants. Parallèlement à ces modèles, d'autres études ont porté sur l'estimation de la distribution d'un fluide diphasique à l'aide de logiciels commerciaux.

1.2.3 Codes commerciaux

Peu d'études publiées à ce jour ont porté sur l'utilisation d'un code commercial afin de simuler l'ensemble du distributeur. Nous citerons trois études dans ce cas.

Tout d'abord, Fei et Hrnjak (2004) ont mis au point un banc d'essai constitué d'un système d'expansion précédant le tube d'alimentation, d'un distributeur de section carrée et de cinq canaux cylindriques. L'objectif était d'obtenir des informations suffisantes sur les régimes d'écoulement dans le tube d'alimentation et dans le distributeur. Les résultats ainsi collectés ont ensuite été comparés à ceux obtenus à partir d'un modèle Eulérien, de l'approche Eulérienne-Eulérienne, réalisé avec le logiciel FLUENT 6. La figure 1.43 présente un résultat typique de distribution de la fraction de liquide le long du distributeur, une valeur de 1 correspondant à la phase liquide pure et de 0 à la phase vapeur pure. Les auteurs ont donc pu déterminer la fraction de vide et les champs de vitesse et de pression dans le distributeur. Le modèle fournit une bonne approche qualitative. Cependant, ils ont mis en avant les possibles améliorations de ses performances, passant selon eux par une connaissance plus précise de la distribution des vitesses et des tailles des gouttelettes et par une meilleure simulation des flux de mouvement verticaux.

L'étude de Choi *et al.* (2006) portait sur l'influence de divers paramètres sur la distribution de R-134a dans un ensemble constitué de quatre distributeurs et de trois passes de quatre mini-canaux. Deux modèles en régime dynamique ont été développés, le modèle homogène et le modèle VOF³, à l'aide du logiciel FLUENT 6.1. La répartition des phases en fonction du temps obtenue avec le modèle VOF est présentée figure 1.44. Les auteurs ont conclu que, de manière générale, la distribution dans la première passe affectait la distribution dans l'ensemble de l'échangeur et que la distribution s'améliorait d'une passe à l'autre. Ils ont également admis que leur étude reposait sur plusieurs hypothèses. Pour se rapprocher des conditions réelles, ces hypothèses doivent être levées à partir de résultats expérimentaux.

3. Volume Of Fluid

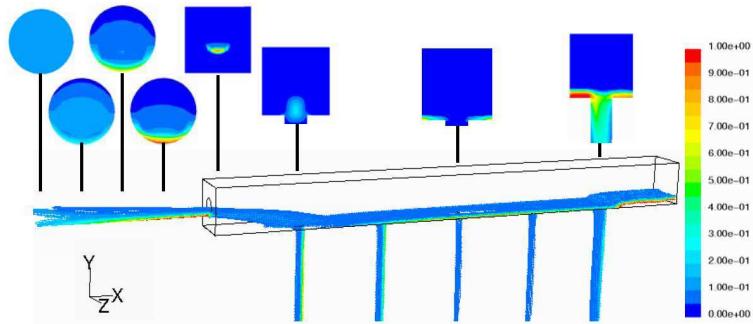


FIGURE 1.43 – Répartition de la fraction de liquide le long du distributeur, Fei et Hrnjak (2004)

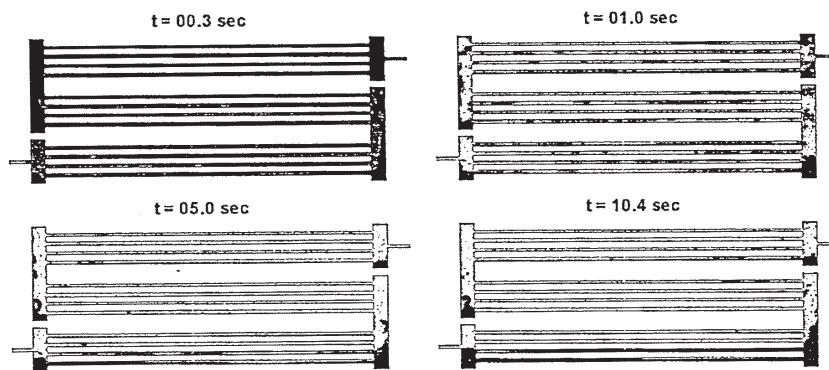


FIGURE 1.44 – Répartition des phases liquide, en noir, et vapeur, en blanc, dans l'évaporateur au cours du temps, Choi *et al.* (2006)

Enfin, Ahmad *et al.* (2007) ont comparé leurs résultats expérimentaux à deux modèles théoriques, l'un réalisé à l'aide du logiciel FLUENT, l'autre à l'aide de NEPTUNE 3D, un code de calcul développé par le CEA⁴ et EDF⁵. Pour FLUENT, une approche monophasique combinée à un modèle VOF a été utilisée. Le code NEPTUNE 3D utilisait une approche diphasique avec l'adaptation d'un modèle de forces de cisaillement en flux dispersé pour un flux de phases séparées. Les résultats obtenus présentaient une distribution des phases satisfaisante. Cependant, pour un débit de liquide important, le problème semble mieux appréhendé par FLUENT. Selon les auteurs, cette différence serait due à une résolution du maillage insuffisante et à une surestimation des forces de cisaillement par le modèle de flux dispersé.

1.2.4 Conclusion sur la modélisation de la distribution

La forte dépendance de la distribution à la géométrie, à l'orientation et aux paramètres d'entrée du fluide diphasique, met en avant la nécessité de mettre au point un modèle numérique d'estimation de la distribution efficace. De cette façon, l'étude paramétrique pourrait être grandement accélérée. Cependant, comme le montre le nombre limité d'études approfondies sur le sujet, la complexité des phénomènes mis en jeu et la géométrie rendent la modélisation en diphasique ardue et, à ce jour, peu exploitée.

De plus, un modèle numérique de la distribution ne peut se suffire à lui-même. Il est nécessaire de disposer de données expérimentales pour le valider. La question s'est alors posée quant à la méthode permettant de qualifier la distribution. Ce problème de quantification, débattu dans la partie suivante, est loin d'être trivial. En effet, les méthodes de mesure présentées ci-après

4. Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives

5. Electricité De France

comportent toutes leurs avantages et leurs inconvénients, et le choix de la méthode de mesure a de fortes implications sur l'exploitation des résultats.

1.3 Mesure de la distribution

Le premier verrou rencontré au cours de cette étude était la mesure de la distribution. La méthode de mesure devait permettre d'estimer l'efficacité de l'échangeur pour une large gamme de paramètres. Dans un premier temps, nous nous sommes donc intéressés aux méthodes classiques d'estimation de la distribution de liquide et de gaz dans un échangeur à mini-canaux.

1.3.1 Dispositifs expérimentaux

La mesure de la distribution d'un fluide diphasique implique la détermination à la fois du débit et du titre en vapeur. Une première approche consiste à faire circuler un fluide, amené au titre souhaité au moyen d'un échangeur. Le fluide en sortie de la section d'essai circule alors dans un condenseur qui permet, à partir d'un bilan d'énergie, de déterminer le titre. Une fois le fluide condensé, le débit est mesuré à l'aide d'un débitmètre.

Une seconde approche consiste à simuler un fluide à l'état diphasique par un mélange d'eau et d'air. Les deux fluides n'ont plus alors qu'à être séparés en sortie. Le débit est mesuré séparément pour chacune des phases.

Les bancs d'essai typiquement mis en œuvre pour chaque approche sont présentés ci-après, suivis d'une présentation des diverses méthodes de mesure correspondantes.

1.3.1.1 Mélange eau-air

Un banc d'essai typique utilisant un mélange eau-air comme fluide de travail est présenté figure 1.45. Il se compose d'une alimentation en eau et d'une alimentation en air, chacune équipée d'une vanne et d'un débitmètre permettant de régler le débit. Les deux fluides circulent ensuite à travers un mélangeur afin d'uniformiser le mélange.

La mesure de la distribution se fait par prélèvement du fluide diphasique au travers d'un piquage réalisé sur chacune des barrettes. Le mélange circulant dans chaque barrette est prélevé successivement au moyen d'un système de vannes, comme présenté figure 1.46. Une mesure de pertes de charge et une vanne installées au niveau de chaque barrette permettent de s'assurer que le débit, et donc les pertes de charge en aval, ne sont pas affectés par le changement de circuit du mélange au cours de la mesure. Le mélange prélevé au niveau de la barrette circule ensuite dans un séparateur. Les débits de liquide et de vapeur sont donc mesurés séparément.

1.3.1.2 Frigorigène à l'état diphasique

Afin de se rapprocher des conditions réelles, des systèmes ont été développés pour contrôler le débit et le titre en entrée du distributeur. Comme présenté figure 1.47, les principaux composants du circuit sont la section d'essai, simulant un évaporateur, une pompe et deux échangeurs, un condenseur et un préchauffeur. Le débit est contrôlé en by-passant une partie du débit ou en régulant directement le débit au niveau de la pompe. Le titre est contrôlé en régulant la puissance apportée au niveau du préchauffeur.

Deux méthodes de mesure ont été développées de façon à qualifier la distribution.

La première méthode, présentée figure 1.48, repose sur la mesure du titre en vapeur dans chacune des barrettes par bilan énergétique sur un condenseur. Le débit est mesuré à l'aide de débitmètres installés en sortie de chacun des condenseurs.

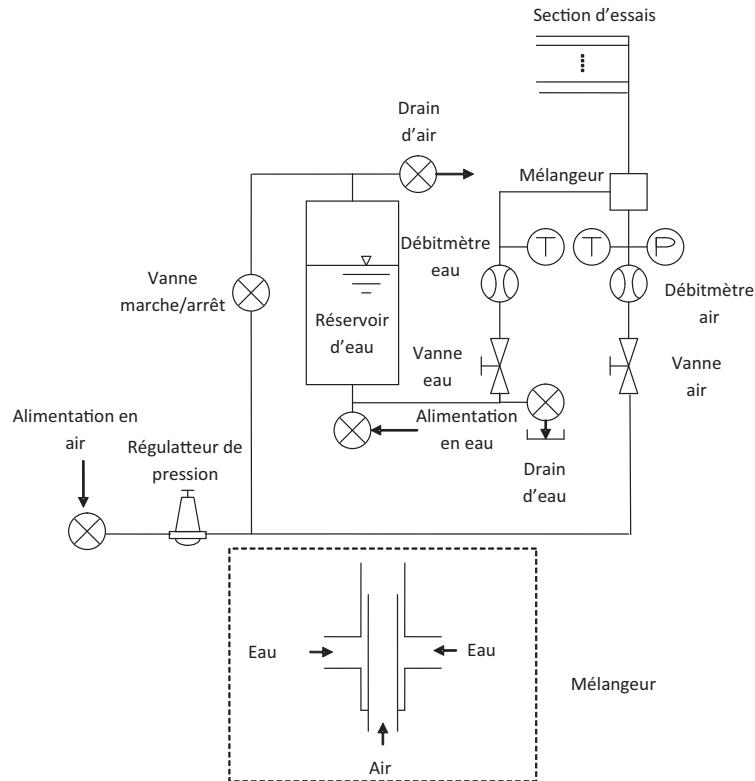


FIGURE 1.45 – Banc d'essai pour l'étude d'un mélange eau-air, Lee (2009a,b)

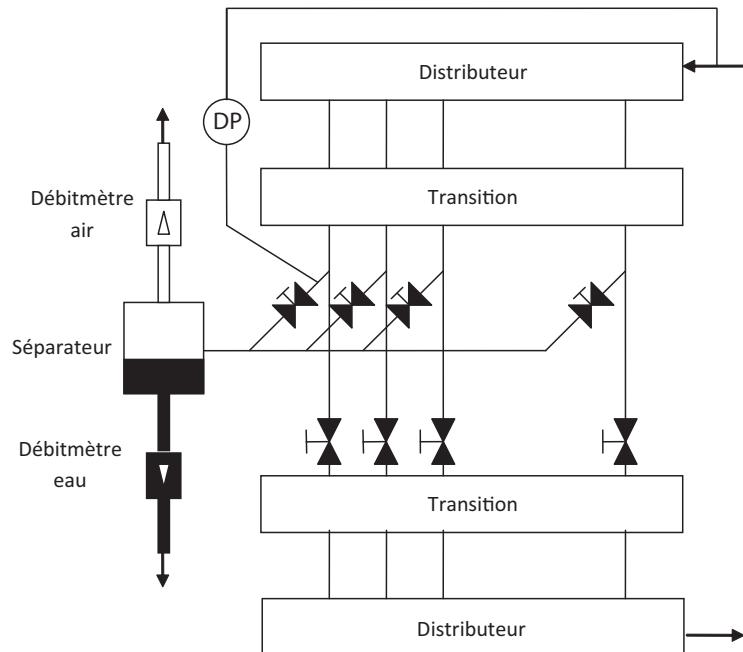


FIGURE 1.46 – Section d'essai, Kim et Kim (2010)

Les condenseurs étant considérés parfaitement adiabatiques, la connaissance des débits et températures d'entrée et de sortie des deux fluides permet d'estimer le titre en vapeur en sortie de chacune des barrettes par bilan enthalpique.

Un second système, permettant de mesurer l'ensemble des débits et titres en vapeur simultanément, est présenté figure 1.49. Le fluide circulant dans chacun des tubes pénètre dans un séparateur. De cette façon, les phases liquide et vapeur sont collectées séparément avant de tra-

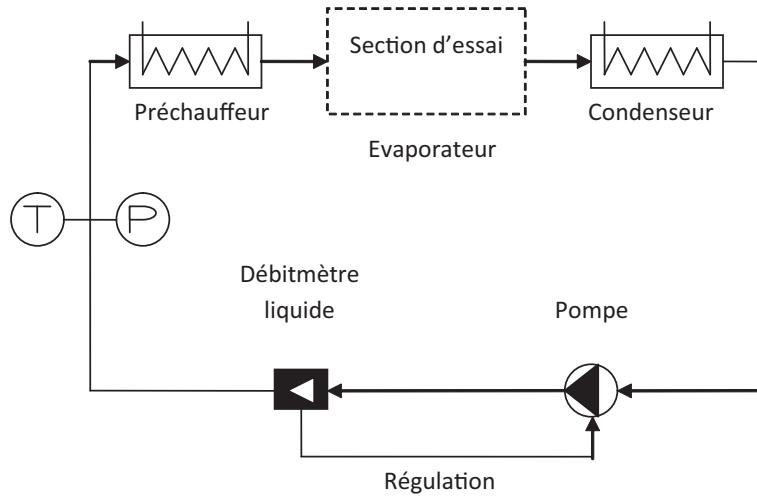


FIGURE 1.47 – Schéma du circuit pour l'étude de la distribution d'un fluide frigorigène à l'état diphasique

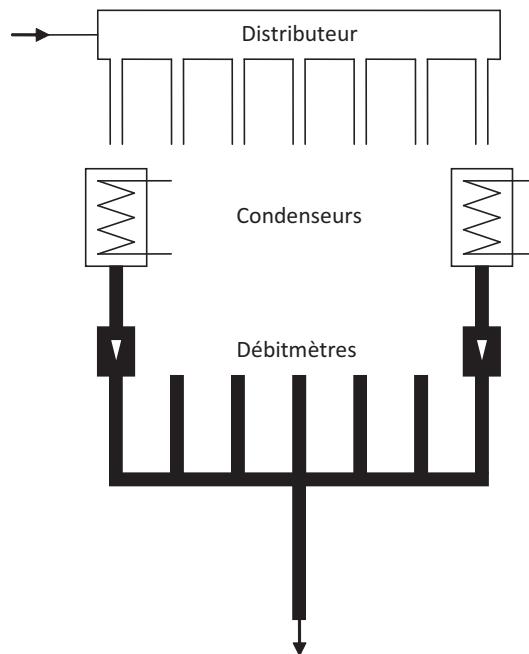


FIGURE 1.48 – Schéma du système de mesure en simultanée, Poggi (2008)

verser des débitmètres. Ce type d'installation nécessite de disposer d'un débitmètre par phase et par barrette.

Ce système offre l'avantage de pouvoir mesurer les débits et titres de l'ensemble des barrettes de l'échangeur en une seule fois. Toutefois, l'absence de collecteur implique une distribution des pressions différente de celle rencontrée dans le cas d'un échangeur réel.

Le second système, présenté figure 1.50, ne fait appel qu'à un ensemble débitmètre et condenseur. Un système de vannes permet de collecter le fluide circulant dans une barrette sans affecter les autres. Le fluide détourné circule ensuite à travers un condenseur et un débitmètre afin d'estimer titre et débit.

Cependant, le fait de modifier le chemin parcouru par le fluide prélevé modifie sa pression de sortie et donc son débit. Il est donc nécessaire de s'assurer que le système de mesure n'affecte pas la mesure. La différence de pression entre l'entrée du distributeur et le tube étudié est donc

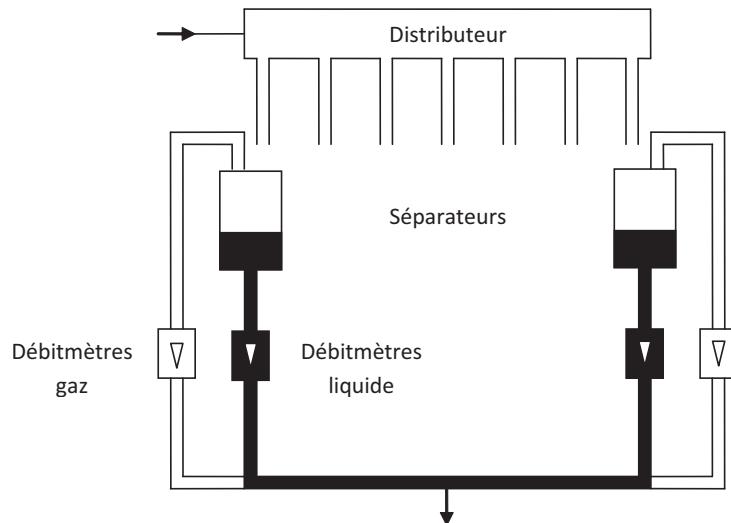


FIGURE 1.49 – Schéma de la section d'essai pour des mesures en simultanée, Cho et Cho (2004, 2006)

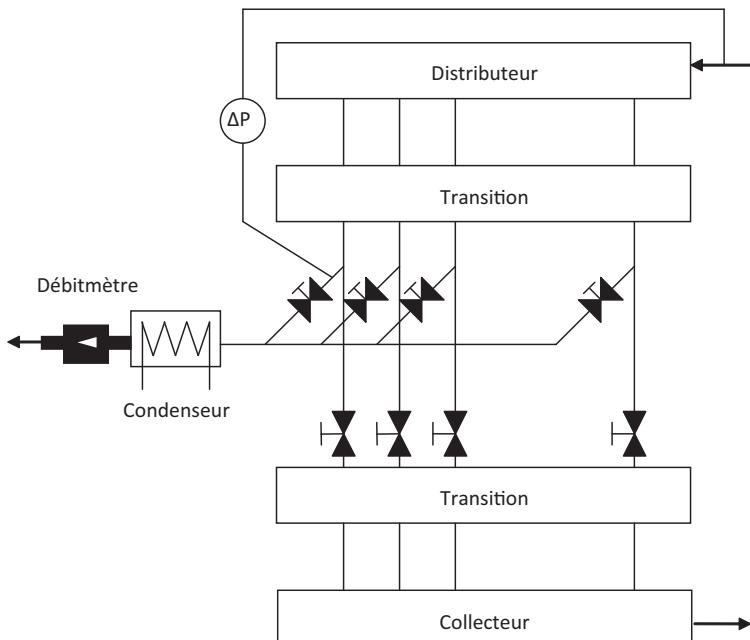


FIGURE 1.50 – Schéma de la section d'essai reposant sur des mesures successives, Kim et Sin (2006)

mesurée avant et pendant la mesure. Au cours de la mesure, la vanne précédant le condenseur est ajustée de façon à reproduire la valeur de perte de pression obtenue avant la mesure. Cette méthode permet de s'assurer de mesurer le débit réel.

Ce système offre plusieurs avantages sur le précédent. Premièrement, la présence d'un collecteur présente non seulement l'avantage d'être plus proche d'une configuration réelle, mais offre également la possibilité d'étudier l'influence de sa géométrie sur la distribution. Deuxièmement, le fait de n'utiliser qu'un seul ensemble débitmètre plus condenseur facilite la réalisation et permet d'étudier des échangeurs composés d'un grand nombre de barrettes.

Toutefois, l'assemblage est complexe dans le cas de barrettes de mini-canaux. En effet, les dérivations requises pour les prélèvements ne peuvent être installés aisément. Il est donc nécessaire d'avoir recours à un système de transition afin de passer des barrettes à des tubes ronds.

1.3.1.3 Bilan de la recherche menée sur les méthodes de mesures classiques

Ces systèmes, bien que fiables, ne peuvent être adaptés à un échangeur de géométrie proche d'un échangeur réel. En effet, dans le cas de la première méthode, l'influence du collecteur ne peut être prise en compte. De plus, cette méthode est adaptée à un échangeur comprenant un faible nombre de tubes, étant donnée la nécessité de disposer d'un ou deux débitmètres par tube.

La seconde méthode prend en compte l'effet généré par la présence du collecteur. Toutefois, ce système requiert une mesure de pertes de pression au niveau de chaque tube, de façon à s'assurer que le prélèvement n'influence pas la distribution.

D'autres méthodes, utilisées de façon plus anecdotiques, ont été développées et appliquées pour estimer la qualité de la distribution. Des méthodes non intrusives ont notamment été présentées, au cours d'un état de l'art, par Hrnjak (2004a,b). D'autres pistes ont fait l'objet de publications.

Pour la distribution de liquide seul, O'Halloran *et al.* (2004) ont eu recours à la PIV⁶ pour étudier la distribution. Pour cela, un échangeur composé d'un distributeur, d'un collecteur et de tubes transparents a été réalisé. Cette méthode fournit de bons résultats mais n'est pas adaptée à la mesure de la distribution d'un fluide diphasique.

La qualité de la distribution a également été estimée à partir de la mesure de la température de la surface frontale d'un échangeur. Shi *et al.* (2011) ont ainsi étudié l'influence de la géométrie sur la distribution. La température frontale de l'échangeur est mesurée au moyen de thermocouples et les auteurs se sont servis de ces données pour appuyer leurs observations.

La thermographie infrarouge a été utilisée par Sa *et al.* (2003) pour obtenir des informations sur la distribution d'un fluide diphasique. Des mesures en régime transitoire ont été effectuées pour plusieurs configurations de l'échangeur. Ils ont ainsi pu déterminer de façon qualitative la configuration offrant la meilleure distribution.

Plus tard, Bowers *et al.* (2010) et Bowers *et al.* (2012) ont mis au point une méthodologie permettant d'estimer la distribution de frigorigène et l'efficacité d'utilisation de la surface d'échange. Cette méthode est également basée sur une mesure de la température de surface de l'échangeur par thermographie infrarouge. Le principe repose sur l'exploitation de l'image matricielle des températures.

Dans un premier temps, la température moyenne de l'image T_{moy} est évaluée de la façon suivante :

$$T_{\text{moy}} = \frac{T_{\min} + T_{\max}}{2} \quad (1.16)$$

avec T_{\min} et T_{\max} correspondant, dans le cas d'un évaporateur, à la température d'évaporation et à la température de l'air, respectivement. Au niveau de chaque barrette, les pixels de l'image mesurée correspondants à une température inférieure à la température moyenne sont sommés. A partir de ces sommes, notées Π_i , une moyenne Π_{moy} est calculée. Un paramètre adimensionnel, noté ϕ , permet alors de quantifier la qualité de la distribution dans l'échangeur :

$$\phi = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N |\Pi_i - \Pi_{\text{moy}}|}{2 N \Pi_{\text{moy}}} \quad (1.17)$$

avec N le nombre de barrettes. De cette façon, un coefficient compris entre 0 et 1 permet d'évaluer l'efficacité d'un échangeur.

Enfin, une méthode par RMN⁷, explorée par Lebon et Leblond (1998), permet d'obtenir de nombreuses informations. Il est possible d'obtenir le profil de vitesse ainsi que ses fluctuations dans le cas d'un fluide diphasique. De plus, cette méthode de mesure est applicable à des milieux

6. Particle Image Velocimetry

7. Résonance Magnétique Nucléaire

non transparents et à des échelles de longueur faibles. Cette méthode réclame toutefois un investissement très important, et son utilisation dans ce domaine reste anecdotique.

Notre travail ayant pour objet l'étude d'un évaporateur à mini-canaux de géométrie proche de celle d'un échangeur réel, aucun de ces dispositifs ne nous a semblé satisfaisant. Une autre solution a alors été envisagée. L'objectif est d'estimer l'efficacité de l'échangeur. Une mesure de la distribution des échanges thermiques permettrait donc de répondre à nos besoins. Une étude bibliographique a été menée afin de sélectionner la méthode la mieux adaptée à notre problématique.

1.3.2 Mesure des transferts de chaleur

L'efficacité de la distribution des transferts de chaleur est une conséquence directe de la distribution de fluide frigorigène au niveau du distributeur. En effet, dans la plupart des configurations, la distribution de la phase vapeur est relativement homogène. La distribution des échanges thermiques est donc principalement liée à la distribution de la phase liquide. La mesure des coefficients d'échange thermique nous permettra d'estimer la qualité de cette distribution. Pour effectuer ces mesures, il est nécessaire d'utiliser une méthode fiable et non-intrusive. La thermographie infrarouge répond à ces critères.

1.3.2.1 Le coefficient d'échange thermique

Une introduction à l'histoire du coefficient d'échange thermique de sa mise en évidence par Sir Isaac Newton à nos jours est fournie par Moffat (1998). Nous nous attarderons ici plus particulièrement sur la description physique de ce coefficient d'échange.

Le coefficient d'échange thermique permet de quantifier l'énergie thermique échangée par unité de surface et de temps entre une surface solide et un fluide pour une différence de température de 1 °C. Selon Moffat (1998), l'utilisation d'un tel concept a toujours été motivée par la nécessité de fournir une solution précise à un problème donné, avec moins d'efforts que les autres. Pour ce faire, il doit avoir certaines qualités :

- La transportabilité. Le coefficient d'échange thermique devrait être mesurable en laboratoire et applicable sur le terrain à toute situation présentant une géométrie similaire et un même nombre de Reynolds.
- La linéarité. Si le taux de transfert de chaleur par convection, \dot{q} ”, évoluait, l'élévation de température, $T_{\text{par}} - T_{\text{ref}}$, devrait évoluer proportionnellement.
- La simplicité. Il devrait être une fonction simple de quelques variables.
- Un comportement défini. Sa valeur doit être définie positive et bornée.
- Une facilité de mesure. Il doit être mesurable avec des expériences simples.
- Une facilité d'application. Il devrait être facile à utiliser dans des situations concrètes.
- Un sens physique. La définition devrait être correcte physiquement.

La découverte d'un coefficient de proportionnalité reliant la vitesse de refroidissement d'un objet chaud à la différence de température entre cet objet et son environnement est attribuée à Sir Isaac Newton. Le flux de chaleur échangé par convection peut donc s'exprimer simplement comme suit :

$$\dot{q}'' = \alpha (T_{\text{par}} - T_f) \quad (1.18)$$

Toute la difficulté réside alors dans la détermination correcte de ce coefficient d'échange thermique α .

Dans la plupart des cas, un fluide s'écoulant au contact d'une paroi s'immobilise complètement au niveau de la surface. En effet, la couche fluide en contact direct avec la surface adhère

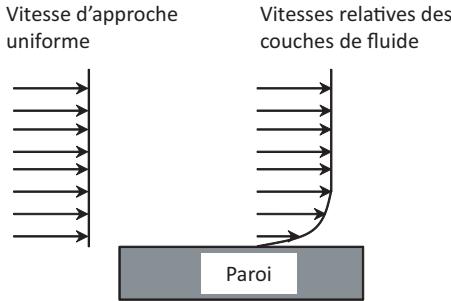


FIGURE 1.51 – Profil des vitesses au niveau de la couche limite visqueuse

à la paroi. Les frottements entre les couches fluides entraînent alors la formation d'un profil de vitesse tel que présenté figure 1.51. Ce phénomène est appelé condition d'adhérence.

Le même phénomène est observé pour la température. Lorsque deux corps à différentes températures sont mis en contact, il se produit des transferts d'énergie à l'échelle microscopique, jusqu'à ce que les deux corps prennent la même température à l'interface. Ce phénomène, appelé continuité de la température, se produit également dans le cas d'un fluide mis en contact avec une paroi solide.

La conséquence directe des conditions d'adhérence et de continuité de la température est que le transfert thermique entre une paroi et un fluide relève de la conduction pure au niveau de la paroi. Le flux de chaleur conductif s'exprime, d'après la loi de Fourier, par :

$$\dot{q}'' = -k_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \Big|_{z=0} \quad (1.19)$$

L'évaluation du coefficient d'échange thermique peut ensuite être déduite de la combinaison de cette égalité et de la loi de Newton :

$$\alpha = -\frac{k_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \Big|_{z=0}}{T_{\text{par}} - T_f} \quad (1.20)$$

Cette expression du coefficient d'échange thermique suppose donc la connaissance de la distribution de température dans le fluide. Celle-ci n'étant généralement pas connue, le coefficient d'échange thermique α est donc généralement exprimé comme suit :

$$\alpha = \frac{\dot{q}''}{T_{\text{par}} - T_{\text{ref}}} \quad (1.21)$$

Le défi réside alors dans la détermination de la température de référence. En effet, dans le cas simple d'un fluide circulant dans un tube chauffé, peuvent être considérées comme température de référence la température du fluide en entrée $T_{f,e}$, la température moyenne du fluide au point considéré $T_{f,moy}$ et la température au point considéré dans le cas où le tube n'est soumis à aucune source de chaleur $T_{\text{par,ad}}$. Les conséquences liées au choix de cette température de référence sont par ailleurs longuement discutées par Moffat (1998).

La mesure de ce coefficient d'échange est donc particulièrement dépendante de la différence de température entre la paroi chauffée et non chauffée. Etant données les difficultés liées à la mesure de cette différence de température, nous nous sommes intéressés aux différentes méthodes de mesure du coefficient d'échange thermique α .

1.3.2.2 Méthodes de mesure du coefficient d'échange thermique

L'estimation du coefficient d'échange thermique dépend de la condition aux limites considérée. La condition aux limites peut être, suivant le cas, une température uniforme ou un flux de chaleur uniforme. Dans notre cas, nous nous sommes intéressés aux méthodes de mesure basées sur un apport de chaleur et pour lesquelles la condition de flux de chaleur uniforme est la condition aux limites qui se rapproche le plus des conditions réelles.

Ces méthodes de mesure impliquent généralement l'utilisation d'un système de chauffage en régime permanent et la mesure des températures externes. La puissance apportée et les températures mesurées sont ensuite utilisées afin de résoudre un problème de conduction de la chaleur inverse. Les méthodes transitoires, par impulsion et périodique, sont également des méthodes de mesure de flux de chaleur convectif efficaces.

Les trois méthodes les plus répandues sont la méthode en régime permanent, la méthode en régime transitoire et la méthode en régime modulé. Quelle que soit l'approche retenue, les outils de mesure et de chauffage varient d'une expérimentation à une autre.

La méthode de mesure la plus répandue est la mesure en régime permanent. Elle repose sur l'application d'une source de chaleur et sur la mesure de la puissance apportée et des températures de la paroi et du fluide. Un bilan de puissance permet alors de remonter au coefficient d'échange thermique. Le principe sera décrit plus en détail dans la partie concernée. Adams *et al.* (1998) ont eu recours à cette méthode afin de caractériser les coefficients d'échange thermique de l'eau circulant en simple phase liquide dans une barrette de mini-canaux. Les températures de l'eau et de la paroi étaient mesurées à l'aide de thermocouples. La chaleur est apportée par le biais de résistances chauffantes. De même, Pettersen (2002) a utilisé la méthode en régime permanent pour caractériser les coefficients d'échange thermique lors de la vaporisation de CO_2 dans des mini-canaux. Dans son cas, un circuit d'eau était utilisé comme source de chaleur.

Les coefficients d'échange thermique peuvent également être mesurés à l'aide d'une méthode en régime transitoire. L'état initial est alors similaire au régime permanent sans apport de chaleur. Puis, l'apport de chaleur transitoire est généré par une ou plusieurs sources. Le coefficient d'échange thermique est déduit de l'évolution de la température de la paroi au cours du temps. Wang *et al.* (1998) fournit une description détaillée de la méthode de calcul. Parmi les sources de chaleurs possibles, nous citerons l'air chaud utilisé par Wang *et al.* (1998) et une source lumineuse utilisée par Critoph *et al.* (1999) et Rebay *et al.* (2010). Dans le cas de Rebay *et al.* (2010), la répartition des températures était mesurée par thermographie infrarouge.

Enfin, la méthode en régime modulé, décrite de façon plus approfondie par la suite, repose sur un apport de chaleur oscillant et sur la mesure de la réponse thermique de la paroi. D'après Roetzel *et al.* (1994), deux informations permettent alors d'estimer le coefficient d'échange thermique, l'amplitude des oscillations de la température et le déphasage entre les oscillations de la source de chaleur et les oscillations de la température.

Les deux méthodes ayant été expérimentées, à savoir les méthodes en régime modulé et en régime permanent, seront présentées plus en détail par la suite.

1.3.2.3 Mesure en régime permanent

La méthode de mesure en régime permanent a d'ores et déjà donné lieu à de nombreuses publications. Un système de chauffage par effet Joule est généralement utilisé pour la mesure des coefficients d'échange thermique d'un fluide monophasique circulant dans des mini-canaux (Agostini et Bontemps, 2005 ; Peng et Wang, 1993 ; Peng *et al.*, 1995 ; Peng et Peterson, 1995, 1996a,b ; Wang et Peng, 1994).

Une méthode originale en régime permanent a été développée et utilisée par Booten et Eaton (2007). Cette méthode a été appliquée à l'estimation de coefficients d'échange thermique

à l'intérieur d'un cylindre en PVC⁸ dans lequel circulait de l'air. Le flux de chaleur transmis à la surface est tout d'abord mesuré au moyen d'expérimentations instationnaires de courte durée. La distribution des températures externes de la pièce chauffée par un laser est ensuite mesurée à l'aide d'une caméra infrarouge. Les distributions de flux de chaleur et de températures sont ensuite utilisées comme conditions aux limites thermiques dans un modèle de conduction de la chaleur inverse. Ce dernier fournit alors la valeur des coefficients d'échange thermique au niveau de la paroi interne.

Cette méthode comporte plusieurs avantages par rapport à des méthodes de mesure plus classiques. Tout d'abord, il n'est pas nécessaire d'instrumenter ni de disposer d'un accès visuel à la paroi interne. La préparation de la pièce se limite à l'application d'une peinture à haute émissivité, sur la pièce étudiée comme sur la pièce de calibration. Cette méthode permet également une reproductibilité, plusieurs surfaces identiques pouvant être étudiées, sans nécessiter de modification du modèle.

En contrepartie, cette méthode nécessite une connaissance précise de la conductivité du matériau et du flux de chaleur apporté par le laser. Une épaisseur de paroi inférieure à 2 mm est également préférable. Des parois plus épaisses favorisent la diffusion latérale de la chaleur. Une paroi de forme complexe pourrait réduire la précision de façon significative, ou nécessiter des algorithmes plus sophistiqués ou plus coûteux en temps de calcul pour résoudre le problème de conduction de la chaleur inverse. Une autre difficulté est liée à la calibration, coûteuse en temps et requérant une réplique de la pièce étudiée dans le cas d'une surface non plane. Enfin, les conditions aux limites thermiques présentent également des difficultés, parmi lesquelles la mesure de la répartition du flux de chaleur, et nécessitent une connaissance et une maîtrise précise des conditions extérieures.

Ce système de mesure a également été utilisé pour des mesures en diphasique (Agostini et Bontemps, 2005 ; Aritomi *et al.*, 1993 ; Boye *et al.*, 2007 ; Tran *et al.*, 1996, 1993 ; Wambsganns *et al.*, 1993, 1997). Toutefois, notre problématique est différente. En effet, ces études traitent de l'ébullition d'un fluide et de l'évolution des coefficients d'échange thermique en fonction du titre en vapeur. La puissance appliquée doit donc être suffisamment importante pour évaporer le fluide dans son intégralité.

1.3.2.4 Mesure en régime modulé

La mesure de la réponse à une excitation périodique, expérimentée initialement par Hausen (1976), est basée sur la mesure du déphasage entre la température de paroi et la source et de l'amplitude de la température en paroi. Cette mesure a été appliquée pour évaluer les transferts de chaleur au niveau d'un régénérateur.

Plus tard, Roetzel *et al.* (1994) a appliqué une méthode similaire, développée par Roetzel *et al.* (1993), pour caractériser les coefficients d'échange thermique et la dispersion au niveau d'un échangeur de chaleur à plaques. De l'eau est utilisée comme fluide de travail. Une méthode en régime permanent, ayant déjà fait ses preuves, est également appliquée dans le seul but de servir de point de comparaison pour la mesure des coefficients d'échange thermique. Les oscillations de température sont mesurées en entrée et en sortie de l'échangeur. Le déphasage entre ces deux températures et le rapport des amplitudes sont utilisés pour la résolution. Un modèle mathématique relie l'amplitude et la phase à la distribution de temps de résidence dans l'échangeur et aux transferts de chaleur tels que :

$$\theta_{\text{th}}(\text{Pe}, \text{NUT}) - \theta_{\text{exp}} = 0 \quad (1.22)$$

$$\varphi_{\text{th}}(\text{Pe}, \text{NUT}) - \varphi_{\text{exp}} = 0 \quad (1.23)$$

8. Polychlorure de vinyle

Les résultats montrent un bon accord entre les deux méthodes utilisées pour de faibles nombres de Reynolds. Toutefois, pour des nombres de Reynolds élevés, les valeurs obtenues avec la méthode transitoire sont plus élevées que celles obtenues avec la méthode en régime permanent. Deux explications ont été proposées pour expliquer cette différence. Premièrement, pour un nombre de Reynolds élevé, la période utilisée pour la méthode transitoire était comparable au retard de la vanne pneumatique et aux fluctuations de l'écoulement. Deuxièmement, la méthode en régime permanent ne prend pas la dispersion en compte.

Récemment, Freund et Kabelac (2005) ont développé un modèle 3D qui permet une estimation rapide de la distribution des coefficients d'échange thermique. Les coefficients d'échange thermique sont déduits du déphasage entre la source de chaleur, généralement un laser, et la réponse en température de la paroi. Freund *et al.* (2007) et Freund et Kabelac (2010) ont ensuite appliqué cette méthode pour la mesure de la distribution des coefficients d'échange thermique sur une plaque plane refroidie par un jet d'air et sur la surface d'un échangeur à plaque. Ils ont obtenu des résultats encourageants, mais précisent que leur modèle ne peut être appliqué à des formes plus complexes qu'un cylindre ou une plaque plane.

Une méthode similaire a également été utilisée par Röger (2007) pour la mesure de la répartition des coefficients d'échange thermique sur une paroi convexe refroidie par impact de jets d'air. Des spots lumineux étaient utilisés comme source de chaleur et la répartition des températures était mesurée par caméra infrarouge. Comme précédemment, le déphasage entre les oscillations de la source de chaleur et des températures de la paroi ont permis de déterminer la répartition des coefficients d'échange thermique.

Freund (2008) a par ailleurs mis en valeur le fait que l'estimation des transferts de chaleur requiert une mesure précise du déphasage entre la source de chaleur et la réponse en température. Ceci implique d'avoir recours à un système permettant de mesurer précisément l'écart entre la mise en route de la source de chaleur et de la mesure de température. Sans un tel matériel, et pour éviter une erreur due à la synchronisation des mises en route, la mesure des oscillations de température est suffisante pour déterminer les coefficients d'échange thermique.

1.3.3 Conclusion sur les méthodes de mesure de la distribution

Deux approches ont été explorées. La première consiste à caractériser la distribution de liquide et de gaz dans l'échangeur. De tels systèmes offrent l'avantage de connaître parfaitement la configuration de l'écoulement.

En contrepartie, ces méthodes de mesure impliquent le développement d'une maquette d'échangeur adaptée, pouvant présenter des différences importantes avec son équivalent industriel. Les systèmes de mesure impliquent, suivant le cas, un ensemble d'appareils de mesure coûteux ou un système de vannes complexe, tant à mettre en place qu'à utiliser.

La seconde approche consiste à étudier non plus la distribution des débits, mais la distribution des échanges thermiques. Une telle information est particulièrement intéressante dans le cadre d'une étude portant sur l'efficacité d'un échangeur thermique. En effet, l'objectif, à terme, de cette étude, est d'obtenir une surface d'échange utilisée au mieux, et donc des échanges thermiques aussi bien distribués que possible.

Les deux méthodes présentées reposent sur un apport de chaleur et sur la mesure de la réponse en température de la paroi extérieure. La difficulté dans le cas de l'étude d'un fluide diphasique est la nécessité de ne pas modifier l'écoulement au cours de la mesure. La puissance apportée ne doit donc pas modifier de façon trop importante les propriétés du fluide.

Le banc d'essai réalisé pour l'étude de la distribution dans un échangeur à mini-canaux fera l'objet du chapitre suivant. Les modèles analytiques permettant de déduire la distribution des valeurs mesurées seront également présentés.

