



**HAL**  
open science

# Étude numérique et expérimentale du refroidissement des convertisseurs auxiliaires de puissance dans les trains par convection naturelle, film liquide et caloduc

Saâd Zouitene

► **To cite this version:**

Saâd Zouitene. Étude numérique et expérimentale du refroidissement des convertisseurs auxiliaires de puissance dans les trains par convection naturelle, film liquide et caloduc. Autre. Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, 2014. Français. NNT : 2014VALE0016 . tel-01206117

**HAL Id: tel-01206117**

**<https://theses.hal.science/tel-01206117>**

Submitted on 28 Sep 2015

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

**Thèse de doctorat**

**Pour obtenir le grade de Docteur de l'Université de  
VALENCIENNES ET DU HAINAUT-CAMBRESIS**

Discipline, spécialité selon la liste des spécialités pour lesquelles l'Ecole Doctorale est accréditée :  
**Énergétique**

*Présentée et soutenue par Saâd ZOITENE.*

*Le 06/06/2014, à VALENCIENNES*

**Ecole doctorale :**  
Sciences Pour l'Ingénieur (SPI)

**Laboratoire :**  
Laboratoire de Thermique, Ecoulement, Mécanique, Mise en Production (TEMPO)

**Étude numérique et expérimentale du refroidissement des convertisseurs auxiliaires  
de puissance dans les trains par convection naturelle, film liquide et caloduc**

**JURY**

**Président du jury**

**Laurent KEIRSBULCK, HDR, Laboratoire TEMPO, Equipe DF2T**

**Rapporteurs**

**Didier SAURY, Professeur, CNRS – ENSMA - Université de Poitiers**  
**Sadok Ben JABRALLAH, Professeur, Université de Carthage.**

**Examineurs**

**Adel BENSELAMA, Maitre de Conférences, Institut P' – UPR CNRS 3346**  
**Laurent KEIRSBULCK, HDR, Laboratoire TEMPO, Equipe DF2T**

**Directeur de thèse**

**Souad HARMAND, Professeur, Laboratoire TEMPO, Valenciennes.**

**Membres invités**

**Tewfik BENAZZOUZ, Ingénieur R&D, Alstom Transport, rue Joseph Marie Jacquard, 59494 Petite-Forêt**  
**Felice Cardarelli, Ingénieur R&D, Alstom Transport, Rue Cambier Dupret 50-52 - BP 42 11 6001 Charleroi**



## Remerciements

---

*Ce travail à été réalisé dans le cadre d'une thèse CIFRE à l'Université de Valenciennes en collaboration avec l'entreprise Alstom Transport de Valenciennes – petite forêt. J'ai mené mes recherches au sein du laboratoire TOMPO de l'Université de Valenciennes.*

*Tout d'abord je remercie Allah de m'avoir accordé la volonté et la réussite durant ces travaux de thèse.*

*Je remercie ma directrice de thèse Professeur Souad Harmand à qui j'adresse mes sincères remerciements pour m'avoir proposé ce sujet de thèse, accueilli dans le laboratoire, et pour m'avoir encadré durant mon apprentissage. Je tiens aussi à la remercier pour sa disponibilité, son indulgence et ses précieux conseils lucides qu'il a bien voulu me prodiguer en vue de réaliser ce travail.*

*Une autre partie de recherche a été menée au sein de l'équipe Experts de l'entreprise Alstom Transport sous la responsabilité de Tewfik Benazzouz à qui j'exprime ma profonde reconnaissance pour m'avoir accordé sa confiance tout au long de cette thèse.*

*Je remercie chaleureusement Adel Bensalama, Maitre de Conférences à Institut P' – UPR CNRS d'avoir accepté de faire partie du jury de ma thèse, je le remercie pour son soutien, ses conseils au début de ma thèse ainsi que pour son coté humain et sa gentillesse.*

*Je remercie vivement Monsieur Laurent Keirsbulck, HDR Laboratoire TEMPO, Equipe DF2T pour m'avoir fait l'honneur d'avoir présidé mon jury de thèse.*

*J'adresse mes remerciements aux rapporteurs, monsieur Didier Saury, Professeur à l'Université de Poitiers ainsi que monsieur Sadok Ben Jabrallah, Professeur, Université de Carthage. Pour le temps qu'ils ont consacré à l'évaluation de ce travail et pour l'intérêt qu'ils ont manifesté pour celui-ci.*

*L'ambiance amicale et de bonne humeur au sein de l'équipe Experts d'Alstom Valenciennes-petite forêt sont en partie responsables de l'aboutissement de ce travail.*

*Merci donc à : Jeremy Duplat, Julien Roulon, Marc Gendron, Denis Cornu, Nathalie Gambard, Valérie Correia.*

*Je souhaite aussi remercier tous les membres du laboratoire TEMPO, pour les bons moments passés ensemble, la bonne humeur, et leurs soutiens durant ses années de thèse. Je remercie Sabine, Jean-Michel, Hervé, Marc, Nicolas.*

*Un grand merci à ma femme Cynthia Debackere pour son soutien durant ma thèse, pour son aide et sa présence à mes côtés dans les moments les plus difficiles.*

*Merci de m'avoir constamment encouragé et de m'avoir soulagé de toutes les tâches du quotidien. Je remercie mon fils qui m'a comblé de joie et de bonheur et m'a fait oublié les moments compliqués de la thèse.*

*Je remercie mes parents, Mokhtar Zouitene, et Khadija Boualy pour tous les sacrifices qu'ils ont faits pour moi afin que je puisse arriver à ce stade. Je remercie mes frères Anas Zouitene et Zakaria Zouitene ainsi que ma petite sœur Assia Zouitene pour leurs encouragements, et leurs présences.*

*Enfin, je remercie tous mes amis, Yassine Icharmad, Yassine Fnicha, Sofiane, Abdelilah, Abdelkarim, Wissem, Aalae, Zakaria qui m'ont supporté et qui m'ont aidé à transformer ses années de thèse en moments de bonheur et de joie.*

*À mes parents*  
*À mes frères et sœur,*  
*À mon épouse et mon fils*  
*À mes grand-mères qu'Allah leurs fasse miséricorde*



*« Dans la création des cieux et de la terre, l'alternance de la nuit et du jour, il y a certes là des signes pour les doués d'intelligence. »*

*Sourate Al-Imran, verset 190*



## **Résumé**

Cette thèse porte sur l'étude et l'optimisation du refroidissement des convertisseurs électriques de puissance (CVS) utilisés dans les trains. Ces composants de grandes dimensions sont lourds, bruyants, et représentent un gouffre énergétique à cause de leur système de refroidissement composé de ventilateur. Nous analysons d'autres types de refroidissements économiques et efficaces. Nous étudions numériquement sous Comsol Multiphysics le refroidissement des CVS par convection naturelle en utilisant l'effet cheminée et par film liquide en exploitant le changement de phase pour évacuer le maximum de chaleur. Les résultats numériques sont validés avec les résultats issus de la littérature et ceux obtenus expérimentalement grâce à un dispositif réalisé pour cette étude. Les résultats obtenus ont permis de constater que la convection naturelle n'est pas suffisante pour évacuer la chaleur et que le refroidissement par film liquide représente une solution très efficace. Nous avons aussi étudié expérimentalement l'efficacité du refroidissement par caloducs. L'influence de la répartition de la chaleur a aussi été analysée pour optimiser l'emplacement des composants électroniques dans le CVS. Une comparaison générale de tous les résultats a permis de proposer le système le plus optimiser en fonction des paramètres choisis.

## **Mots clés**

Transfert thermique, mécanique des fluides, simulation aérothermique bidimensionnelle, transfert de chaleur et de masse, méthode inverse, convection naturelle, évaporation, caloduc

## **Abstract**

This thesis is about a study and optimization of the cooling electric power converters (CVS) used in trains. These components are heavy, noisy, and are not energetically efficient. We analyze other types of economic and efficient cooling. We used Comsol Multiphysics to study numerically CVS cooling by natural convection using the chimney effect and liquid film by exploiting the phase change to evacuate heat. The numerical results are validated with the results from literature and those obtained experimentally. The results have shown that natural convection is not sufficient to evacuate the heat and the cooling by liquid film represents an interesting solution. We also studied experimentally the effect of the heat pipe cooling. The influence of the heat distribution was also analyzed to optimize the location of the electronic components in the CVS. A general comparison of all results was proposed to optimize the cooling system.



# Table des Matières

---

Table des Matières .....	1
Introduction Générale.....	9
Chapitre 1 : Étude Bibliographique.....	13
1. Refroidissement des composants électroniques .....	15
2. Convection naturelle .....	17
2.1. Rappels théoriques sur la convection naturelle en canal vertical.....	17
2.1.1. Approximation de Boussinesq.....	18
2.1.2. Nombre adimensionnels utilisés en convection naturelle.....	19
2.2. Géométrie du problème.....	22
3. Convection mixte .....	28
4. Evaporation film liquide.....	30
5. Caloduc.....	33
6. Conclusion de la bibliographie.....	38
Chapitre 2 : Etude expérimentale du refroidissement du convertisseur par convection naturelle et film liquide .....	41
1. Problématique industrielle.....	43
1.1. Les convertisseurs de puissance auxiliaire CVS.....	43
1.2. Présentation du projet ATAC.....	43
1.3. Le management thermique dans projet ATAC .....	45
2. Etude expérimentale et procédure suivie .....	47
2.1. Description du banc d'essai .....	47
3. Procédure expérimentale :.....	53
3.1. Démarche suivie.....	53
3.2. La résolution des équations expérimentales.....	54
3.3. Méthode inverse.....	55
3.3.1. Principe .....	55
3.3.2. Régularisation spatio-temporelle.....	56
3.3.3. Détermination numérique des coefficients d'échange convectifs .....	57
4. Résultats des essais et discussion .....	64
4.1. Profils de température .....	66

4.2.	Effet du débit d'entrée d'eau.....	68
4.3.	Essais en convection naturelle .....	72
4.4.	Effet de la paroi du train .....	76
4.5.	Le débit massique évaporé.....	78
4.6.	Rendement du système .....	83
4.7.	Nombre de Nusselt.....	84
4.8.	Effet de la position des composants.....	89
4.9.	Rendement .....	95
5.	Conclusions de l'étude expérimentale.....	96
Chapitre 3 : Etude numérique du refroidissement des convertisseurs par convection naturelle .....		99
1.	Introduction .....	101
2.	Equation de conservation .....	101
2.1.	Equation de continuité .....	101
2.2.	Equation de Navier stokes .....	102
2.3.	Equation de l'énergie .....	102
2.4.	Approximation de Boussinesq .....	103
3.	Méthode de résolution numérique.....	103
3.1.	Comsol Multiphysics .....	104
3.2.	Méthode des éléments finis.....	104
3.2.1.	Maillage .....	104
3.2.2.	Eléments finis .....	105
3.2.3.	La discrétisation des équations .....	106
3.2.4.	Problèmes instationnaires .....	109
3.2.5.	Linéarisation des problèmes .....	109
3.3.	Résolution numérique de la convection naturelle .....	110
4.	Validation du code de calcul .....	110
4.1.	Validation numérique : .....	110
4.2.	Validation expérimentale .....	113
5.	Modélisation du domaine physique.....	114
5.1.	Géométrie et domaines numériques.....	114
5.2.	Les configurations étudiées.....	115
5.3.	Conditions aux limites .....	117
6.	Résultats et discussion.....	117

6.1. Effet de la répartition des composants (sans plaque de plexiglas $d = \infty$ : cas 2, 4 et 8)	117
6.1.1. Température	118
6.1.2. Nusselt local	119
6.2. Effet de distance entre les deux plaques	123
6.2.1. Plaque à $d=10\text{cm}$	123
6.2.2. Plaque à $d=5\text{cm}$	128
7. Conclusion de l'étude numérique de la convection naturelle	134
Chapitre 4 : Etude numérique du film d'eau	136
1. Introduction	138
2. Modélisation numérique du problème étudié	138
2.1. Hypothèse simplificatrices	139
2.2. Equations décrivant les phénomènes étudiés	142
2.3. Les nombres sans dimensions caractérisant le problème	142
2.4. Conditions aux limites	143
2.5. Méthode numérique	146
2.5.1. Comsol multiphysics	146
2.5.2. Géométrie et domaine étudié	146
3. Résultats et discussion	148
3.1. Validation du code de calcul	148
3.1.1. Validation bibliographique	148
3.1.2. Validation expérimentale	148
3.2. Les cas étudiés et conditions de simulations	149
4. Résultats de l'étude numérique et discussion	150
4.1. Profils de la vitesse et de la température transversale	151
4.2. Lignes de courant, iso-température et iso-concentration	153
4.3. Profils de la fraction massique	154
4.4. Profile de la température de la plaque	155
4.5. Les nombres de Nusselt Sensible et latent	157
4.6. Rendement	160
5. Comparaison avec les résultats du refroidissement par convection naturelle	161
6. Conclusion	162
Chapitre 5 : Etude expérimentale du refroidissement par caloducs	164
1. Introduction	166

2.	Dispositif expérimental .....	167
3.	Mise en place du banc d'essais.....	168
3.1.	La puissance injectée .....	168
3.2.	Mesure de la température .....	168
3.3.	Les différents essais et positions .....	169
4.	Résultats et discussion.....	170
4.1.	Essai caloducs en convection naturelle.....	170
4.2.	Analyse de l'effet cheminée sur les performances du caloduc .....	171
4.3.	Comparaison avec les essais avec film liquide et avec convection naturelle sans caloduc .....	172
4.4.	Effet de la ventilation.....	174
5.	Conclusion des essais expérimentaux du refroidissement par caloducs .....	178
	Conclusion générale et perspectives.....	180
	Table des Figures .....	183
	Annexes.....	187
6.	Annexe 1 : Corrélations littérature .....	188
	Références Bibliographiques.....	189

## Nomenclature

a	diffusivité thermique ( $m^2.s^{-1}$ )
$c_p$	capacité thermique massique ( $J.kg^{-1}.K^{-1}$ )
d	largeur du canal (m)
D	Diffusivité de la vapeur dans l'air ( $m^2.s^{-1}$ )
e	épaisseur des plaques (m)
g	accélération de la pesanteur ( $m.s^{-2}$ )
Gr	Nombre de Grashof
h	coefficient d'échange convectif ( $W.m^{-2}.K^{-1}$ ), Hauteur de la plaque(m)
k	conductivité thermique ( $Wm^{-1}.K^{-1}$ )
l	largeur de la plaque (m)
L	largeur du domaine de calcul (m)
$L_v$	latent heat of vaporization [ $J kg^{-1}$ ]
M	masse molaire (g/mol)
$\dot{m}$	Débit massique d'eau d'alimentation ( $g.m^{-1}.s^{-1}$ )
Nu	nombre de Nusselt
p	pression (Pa)
Pr	nombre de Prandtl
Ra	nombre de Rayleigh
Re	nombre de Reynolds
T	température (K ou °C)
u, v	vitesse ( $m.s^{-1}$ )
x,y,z	coordonnées spatiales (m)

### Symboles grecs

$\beta_M$	coefficient d'expansion massique
$\beta_T$	coefficient d'expansion thermique ( $K^{-1}$ )
$\nu$	viscosité cinématique ( $m^2.s^{-1}$ )
$\rho$	masse volumique ( $kg.m^{-3}$ )
$\phi$	flux de chaleur surfacique ( $W.m^{-2}$ )
$\mu$	viscosité dynamique (Pa.s)
w	Fraction massique

### Indices et exposants

*	adimensionné
a	air
c	conductif
cond	condensation
cv	convectif

ev	évaporé
g	gaz
in	valeur de référence, valeur à l'entrée
l	Liquide
L	Latent
out	Sortie
p	Paroi
ref	référence
S	Sensible
v	vapeur
$\infty$	au loin





# Introduction Générale

---

Les avancées et l'évolution technologiques récentes en électronique ont permis d'améliorer l'efficacité des composants qui deviennent de plus en plus performants et de plus en plus petits. Cela entraîne des contraintes de fonctionnement pour les composants particulièrement au niveau des seuils de températures. Les composants électroniques d'aujourd'hui peuvent produire plusieurs centaines de watts par centimètre carré. Pour cette raison, l'évacuation de la chaleur est devenue un des problèmes majeurs à résoudre avant la réalisation des composants.

Actuellement, plusieurs études traitent le choix des méthodes de refroidissement et l'amélioration du transfert de chaleur, et la méthode la plus utilisée, surtout pour des systèmes de faibles puissances, reste le refroidissement par convection naturelle en raison de sa facilité d'intégration dans les systèmes et son faible coût. Cependant, le refroidissement par convection naturelle atteint rapidement ses limites face aux systèmes à forte puissance et grandes échelles qui nécessitent une évacuation de chaleur plus importante. La convection forcée est mieux adaptée pour ce genre de problème.

Il existe d'autres méthodes de refroidissement comme par liquide avec ou sans changement de phase ou le refroidissement par caloducs. Nous présentons dans cette thèse une étude du refroidissement des convertisseurs de puissance présents dans les différents types de train. Nous détaillons les modes de refroidissement cités ainsi et nous réalisons une comparaison des résultats afin de déterminer le système le plus adapté pour une évacuer la chaleur.

Une revue bibliographique sur les écoulement de convection naturelle en canal vertical, de transfert de chaleur et de masse ainsi que le refroidissement des composants par caloducs a donc été réalisée pour analyser les besoin en terme de connaissance et mieux positionner notre étude par rapport à ce qui existe déjà dans la littérature. Cette étude montre que l'écoulement en convection naturelle a été abordé très tôt dans la littérature (dès les années 1940) notamment pour les applications de refroidissement de composants électroniques. Cependant une grande majorité de ces études se trouve dans une gamme de nombre de Rayleigh assez faible et ne permet pas une exploitation des résultats pour un système à grande échelle. En effet les gammes de Rayleigh traitées dans la littérature correspondent à des écoulements de

convection naturelle laminaire. Il a été quand même noté que des auteurs ont traité numériquement la convection naturelle turbulente dans la plupart du temps. Cependant les résultats obtenus manquent de validation avec des dispositifs expérimentaux.

Concernant le transfert de chaleur et de masse, la revue bibliographique témoigne de la difficulté et la complexité de ce genre de système. Il apparaît que la majorité des travaux numériques adoptent des hypothèses simplificatrices qui limitent le domaine de validité des modèles utilisés et des résultats obtenus et de ce fait rend l'exploitation des résultats difficile.

Les caloducs ont fait leur apparition un peu plus tard (début années 70), mais rapidement les chercheurs se sont rendu compte de l'efficacité de ce système simple mais performant. Les caloducs reposent sur l'exploitation des propriétés du changement de phase liquide/vapeur et tire partie des valeurs très grandes de la chaleur latente de changement de phase. De très nombreuses études existent ainsi que différentes applications aussi bien dans le domaine spatial que terrestre pour le refroidissement de l'électronique de puissance. Toutefois, le domaine des caloducs est vaste et la description des différentes technologies associées est difficile. La définition du type de circulation du fluide, la géométrie ainsi que la taille des caloducs sont des paramètres difficiles à déterminer et sont souvent adaptés aux systèmes étudiés, ce qui rend l'exploitation des résultats complexe peu convaincante.

Le premier chapitre regroupe quelques généralités des différents modes de refroidissement. Une étude bibliographique est menée s'intéressent au refroidissement par convection naturelle en premier temps, puis par convection forcée, film liquide et évacuation de la chaleur par caloduc

Dans le chapitre 2, une étude expérimentale du refroidissement des convertisseurs de puissance par convection naturelle et par film liquide sera présentée. Ce chapitre sera consacré à la description du banc d'essai, de la méthode inverse utilisée pour traiter les résultats ainsi qu'à l'influence de différents paramètres sur le transfert thermique.

Le chapitre 3 portera sur la simulation numérique de la convection naturelle, en passant par le code utilisé, la géométrie, les conditions aux limites et les hypothèses adoptées. Une validation avec la littérature et les résultats expérimentaux sera présentée et les résultats obtenus seront détaillés pour les différents paramètres de l'étude.

Dans le chapitre 4, nous présentons la simulation numérique du film liquide, en décrivant le modèle utilisé ainsi que les résultats obtenus appuyés par des comparaisons avec les résultats obtenus expérimentalement.

Le chapitre 5 portera sur une étude expérimentale du refroidissement par caloducs avec l'effet cheminée ou avec ventilateurs pour analyser l'effet de la vitesse d'entrée d'air dans le train. Nous terminerons le chapitre par une comparaison de tous les résultats obtenus et nous proposerons la solution la mieux adaptée en fonction des différents paramètres décrivant le système.



**Chapitre 1 : Étude Bibliographique**

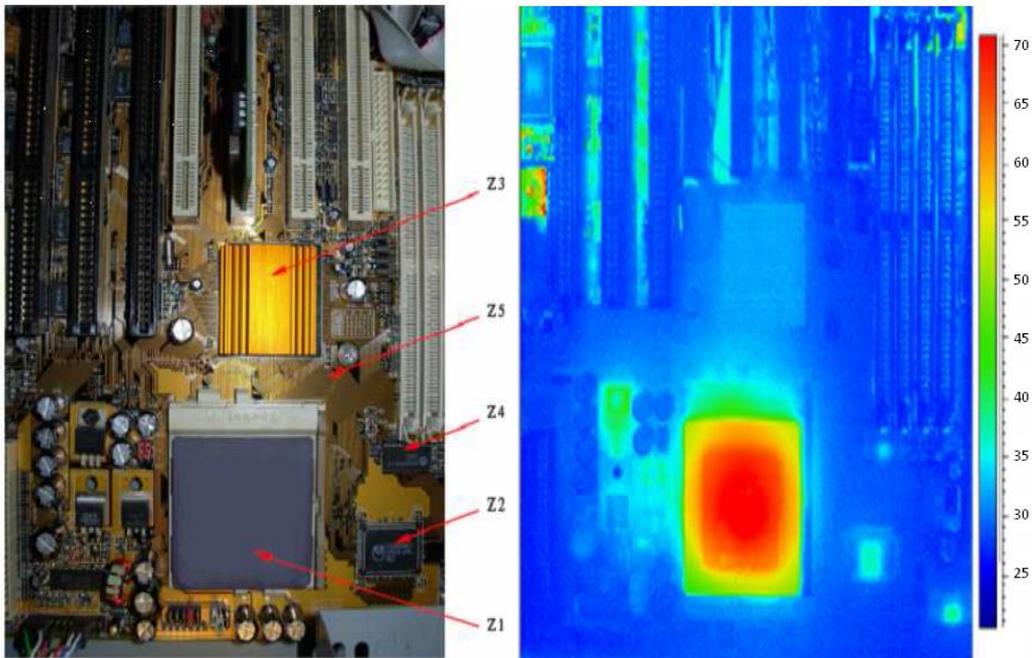
---



## 1. Refroidissement des composants électroniques

Le grand intérêt donné aux projets de miniaturisation des composants électroniques ainsi que l'augmentation de la fréquence de fonctionnement ont entraîné plusieurs problèmes dus surtout à l'augmentation importante des flux de chaleur générés par les composants. Si le système n'arrive pas à dissiper la chaleur dans les conditions de fonctionnement normales, la température des composants dépassera les seuils maximaux de fonctionnement imposés par les constructeurs. Le contrôle des transferts thermiques devient donc une obligation.

Rebay et Kakaç (2009) ont réalisé une étude par thermographie infrarouge sur un microprocesseur. Ils ont montré que la température globale du microprocesseur ne reflète pas la topographie thermique de la puce intégrée. Nous pouvons voir sur la figure ci-dessous qu'il y a présence de point chaud (« hotspot ») qui dégage plus de chaleur que les autres.



**Figure 1.1.** échauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement

Donald et Martonosi expliquent que cette différence de température entre la température moyenne et le point chaud est de l'ordre de 5 à 25°C et ce genre de pic de température risque d'endommager les composants.

L'influence de la température peut dégrader les performances électriques. En effet la température peut atteindre une valeur au-delà de laquelle le fonctionnement n'est plus garanti. La température peut aussi influencer l'état des composants, car il existe des températures critiques pour lesquelles des changements d'état peuvent se produire : changement de structure physique du composant, fluage et relâchement des contraintes dans les matériaux. La température non maîtrisée des composants peut aussi jouer sur la durée de vie de ces derniers. En effet, les cycles thermiques auxquels sont soumis les matériaux peuvent conduire à des ruptures instantanées ou engendrer des fatigues dégradant les composants à long terme.

Depuis l'apparition des IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistors), les convertisseurs sont capables de fonctionner à haute fréquence avec des densités de flux très importantes pouvant dépasser  $400 \text{ W/cm}^2$  (exemple : un IGBT de taille  $12 \times 12 \text{ mm}^2$  peut dissiper  $680 \text{ W}$ ) tout en conservant des valeurs élevées de courant et de tension. Les diodes laser quant à elles dissipent  $500 \text{ W/cm}^2$  et plus. Actuellement, les futures exigences thermiques sont soigneusement étudiées. Sur la figure ci-dessous nous pouvons voir l'évolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur Smart. Nous notons une augmentation considérable de la puissance thermique dissipée par les transistors. Nous remarquons également, une complexité de plus en plus importante des systèmes embarqués.

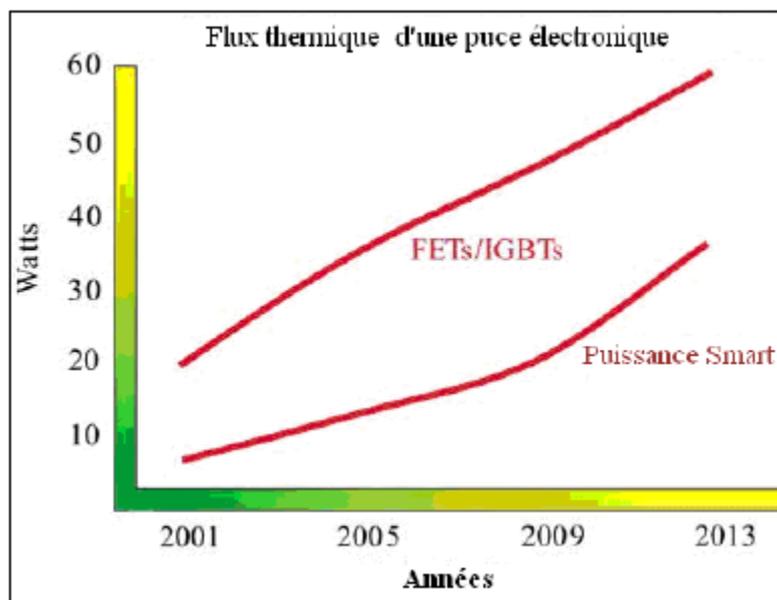


Figure 1.2. Évolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur smart

Afin de résoudre les problèmes de températures des composants, beaucoup d'auteurs se sont intéressés aux différents modes de refroidissement, ainsi qu'à leurs améliorations. L'objectif est de trouver le compromis entre un refroidissement efficace et qui ne dégrade pas le bon fonctionnement et la performance du système. D'une manière générale, le transfert de chaleur se fait par un des trois mécanismes suivants (ou une combinaison des trois) : la conduction, la convection et le rayonnement. Dans cette étude, nous nous intéressons au refroidissement par convection avec ou sans transfert de masse ainsi que l'application à grande échelle pour les convertisseurs de puissance dans les trains.

## **2. Convection naturelle**

Dans cette étude, le composant du train est modélisé par un canal vertical avec chauffage pariétal sur une seule paroi. Dans un premier temps, seul l'écoulement dû à la convection naturelle dans ce canal ou le long de la paroi chauffée est étudié, cela permet d'analyser l'efficacité du refroidissement du composant quand le train est à l'arrêt. Avant de lister la littérature existante sur ce sujet, des notions de base de la convection naturelle sont rappelées.

### **2.1. Rappels théoriques sur la convection naturelle en canal vertical**

Le mot convection vient du terme latin « convectio », dérivé de « conveho » qui signifie « transporter » (wikitionary). De nos jours, la convection désigne un mode de transfert thermique caractérisant le transfert de chaleur dû au mouvement d'un fluide. Nous distinguons trois types d'écoulements convectifs :

- La convection naturelle appelée aussi convection libre, lorsque le mouvement du fluide est dû seulement à une variation de densité.
- La convection forcée, désigne le transfert de chaleur caractérisant l'écoulement dû à une force extérieure
- La convection mixte, qui est une combinaison des deux convections naturelle et forcée.

Lorsque l'effet de la variation de la densité du fluide reste négligeable devant celui de la force extérieure, on parle de convection forcée pure. Pour décrire les écoulements de convection, les équations de Navier-Stokes sont utilisées. Selon les problématiques, nous adaptons souvent ces équations avec l'utilisation de simplifications dont la plus classique est l'approximation de Boussinesq.

### 2.1.1. Approximation de Boussinesq

Cette approximation est très utilisée en convection naturelle en canal vertical ou le long d'une plaque verticale, elle permet de simplifier les équations de Navier-Stokes. Elle est fondée sur l'hypothèse d'une masse volumique constante sauf dans le terme de flottabilité. Elle fournit un modèle très utilisé, confirmé par une littérature abondante rapportant d'excellents accords entre calculs et expériences. Donald et al (1976) énoncent que la l'approximation de Boussinesq consiste en trois points : - la masse volumique est supposée constante exceptée pour les forces directement responsables de la convection comme la poussée d'Archimède.

- toutes les autres propriétés thermo-physiques du fluide sont supposées constantes.
- la dissipation de chaleur due à la viscosité du fluide est négligeable.

Les auteurs ont présenté une nouvelle méthode d'obtention des équations rapprochées des écoulements en convection naturelle. Ils ont montré que cette approximation est bien valide pour les faibles différences de température et concentration. Leur méthode a été appliquée à l'eau et à l'air à température ambiante. Shang et Wang (1993) ont étudié les écarts dans les calculs de transfert de chaleur dus au fait d'ignorer les variations des propriétés physiques. Leurs résultats montrent que l'approximation de Boussinesq n'est valable que si les écarts de température restent faibles. Cette approximation a été largement utilisée et adoptée dans les modèles de calculs comme pour Ait Hammou et al (2004) ou (Tsay et Yan (1990).

L'approximation de Boussinesq est exprimée par la relation suivante :

$$\rho = \rho_{in} \left[ 1 - b_T (T - T_{in}) \right]$$

Avec  $T_{in}$  la température de référence et  $b_T$  le coefficient de dilatation thermique isobare qui

$$\text{s'exprime : } b_T = - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

Cependant, l'approximation de Boussinesq n'est valable que sous certaines conditions. Donald et al (1976) considèrent que la simplification à l'ordre 0 ou 1 des propriétés thermo-physiques du fluide est valable si l'ordre supérieur est inférieur à 10% de l'ordre précédent. Cette hypothèse détermine un écart de température maximale  $DT$  qui dépend de la température  $T_{in}$ . Nous pouvons considérer l'approximation de Boussinesq applicable si la température en tout point de l'écoulement et à chaque instant reste dans l'intervalle :  $(T_{in} - DT, T_{in} + DT)$ .

Par exemple dans le cas du refroidissement d'un convertisseur électrique dans un train, à une température extérieure d'environ 20°C, la température maximale peut atteindre 60 à 80°C. Si

l'on choisit 50° comme température de référence pour l'étude, l'écart maximale acceptable pour que l'approximation de Boussinesq soit valable est d'environ 32°C. On peut donc admettre l'approximation de Boussinesq pour une étude de refroidissement de convertisseur dans les conditions citées ci-dessus.

### ***2.1.2. Nombre adimensionnels utilisés en convection naturelle***

Dans un canal vertical ou le long d'une plaque verticale, des principaux nombres adimensionnels caractérisent la convection naturelle :

- Le nombre de Grashof Gr
- Le nombre de Nusselt Nu
- Le nombre de Rayleigh Ra
- Le nombre de Prandtl Pr
- Le nombre de Reynolds Re

Deux autres nombre adimensionnels dépendant de la géométrie du problème peuvent caractériser la convection naturelle dans un canal vertical :  $A = d/H$  et  $B = d/L$  avec H la hauteur du canal, L la largeur du canal et d son épaisseur du canal.

Les nombres adimensionnels A et B caractérisent le côté 2D de l'écoulement. Pour le refroidissement des convertisseurs, le nombre  $B \ll 1$ , on peut donc le négliger, ce qui permet de simplifier les études et travailler en bidimensionnel.

#### *Le nombre de Grashof Gr*

Le nombre de Grashof (Gr) est très utilisé pour caractériser la convection naturelle dans un fluide. Il correspond au rapport des forces motrices (la poussée d'Archimède, force de gravité) sur les forces de résistances (forces visqueuses).

On le définit de la manière suivante :

$$Gr_T = \frac{g \cdot b \cdot DT \cdot L_c^3 \cdot r^2}{\nu^2}$$

Le nombre de Grashof permet de caractériser le régime d'écoulement dû au déplacement naturel d'un fluide.

On peut aussi définir un nombre de Grashof massique. Une différence de concentration  $DC$  engendre une différence de masse volumique qui sert de force motrice pour un déplacement du fluide.

Le nombre de Grashof massique est défini de la manière suivante:

$$Gr_m = \frac{g \cdot b^* \cdot DC \cdot L_c^3 \cdot r^2}{m^2}$$

*Le nombre de Nusselt Nu*

Le nombre de Nusselt (Nu) représente le rapport entre le transfert convectif ( $q_{cv}$ ) et le transfert conductif ( $q_c$ ). Il s'écrit :

$$Nu = \frac{q_{cv} \cdot L}{k \cdot DT} = \frac{hL}{k}$$

Lorsque le nombre de Nusselt est proche de 1, une grande partie du transfert thermique se fait par conduction avec absence d'écoulement ou un écoulement très faible car peu de convection. Quand le nombre de Nusselt atteint des valeurs supérieures à 1, le transfert par convection est actif. Il s'agit d'un nombre adimensionnel très utilisé car il permet de caractériser l'effet de l'échange convectif, et beaucoup d'études cherchent à le maximiser.

*Le nombre de Prandtl Pr*

Le nombre de Prandtl est le rapport entre la viscosité cinématique  $n$  et la diffusivité thermique ( $a$ ), on l'écrit :

$$Pr = \frac{n}{a}$$

Le nombre de Prandtl compare la rapidité des phénomènes thermiques et des phénomènes hydrodynamiques dans un fluide. Un nombre de Prandtl élevé ( $Pr \gg 1$ ) indique que la couche limite visqueuse est beaucoup plus épaisse que la couche limite thermique, et donc le profil de

température dans le fluide sera fortement influencé par le profil de vitesse. Un Prandtl faible indique que la conduction thermique est tellement rapide que le profil de vitesse a très peu d'effet sur le profil de température.

Pour l'air, le nombre de Prandtl est d'environ 0,71, il est quasiment indépendant de la température.

### *Le nombre de Rayleigh Ra*

Le nombre de Rayleigh est aussi très utilisé dans les études des écoulements en convection naturelle. Selon les conditions aux limites thermiques, deux types de nombres de Rayleigh peuvent être utilisés. Pour une condition de température imposée (Dirichlet), le nombre de Rayleigh est le produit du nombre de Grashof (Gr) et du nombre de Prandtl (Pr). On le note  $Ra_T$  et il s'écrit :

$$Ra_T = Gr_T \cdot Pr = \frac{g \cdot b \cdot DT \cdot L^3}{\nu \alpha}$$

Pour une condition de densité de flux de chaleur imposée (condition de type Neumann), le nombre de Rayleigh est souvent noté  $Ra_q$  et s'écrit comme étant le produit des nombres de Prandtl, de Grashof et Nusselt.

$$Ra_q = Gr \cdot Pr \cdot Nu = \frac{g \cdot b \cdot q \cdot L^4}{\nu \alpha \cdot k}$$

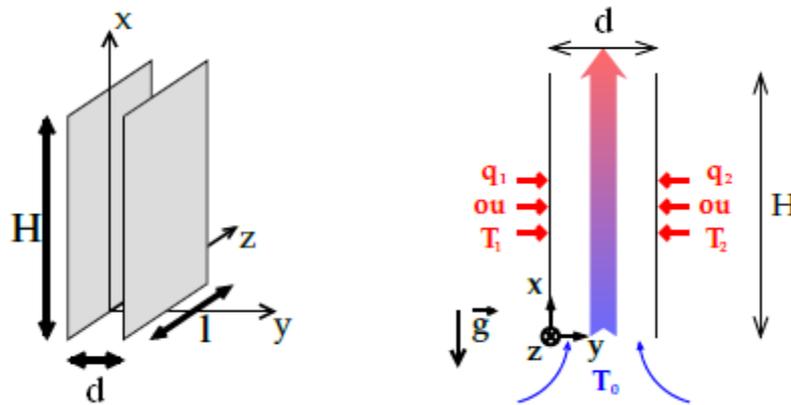
Dans la littérature, on peut trouver de nombreuses définitions pour le nombre de Rayleigh en convection naturelle dans un canal vertical ou le long d'une plaque verticale. Les deux définitions les plus fréquentes sont :

- $Ra_{TH}$  : nombre de Rayleigh basé sur la hauteur du canal avec température imposée aux parois.
- $Ra_{qH}$  : nombre de Rayleigh basé sur la hauteur du canal avec une densité de flux de chaleur imposée aux parois.

Le nombre de Rayleigh permet de caractériser l'écoulement en canal vertical et dépend fortement de l'application étudiée. Ainsi les études de refroidissement des petits composants électroniques (refroidissement des composants des ordinateurs..) sont faites à faibles nombres de Rayleigh ( $Ra \leq 10^5$ ) ; tandis que pour des applications de grandes échelles (refroidissement

de convertisseurs électriques dans le train, application de type double-peau) les nombres de Rayleigh sont élevés ( $Ra \leq 10^7$ ).

## 2.2. Géométrie du problème



**Figure 1.3.** Schéma de la géométrie d'un canal vertical en 3D à gauche et en 2D dans le plan xOy à droite.

Sur la figure 1.3 sont représentés la géométrie du problème ainsi que les différents paramètres écrivant le canal vertical. Les parois latérales peuvent être ouvertes ou fermées selon le type d'étude. La hauteur du canal est noté  $H$ , sa largeur est noté  $l$ , et l'écartement entre les deux parois principales (épaisseur) est noté  $d$ . généralement  $l \gg d$  pour considérer que l'écoulement est bidimensionnel. La température dans le canal est notée  $T$ , les vitesses dans le canal associées aux directions  $x, y$  et  $z$  sont notées respectivement  $U, V$  et  $W$ . Les conditions aux limites sur les parois principales sont : des conditions de température ( $T$ ) ou des conditions de densité de flux de chaleur ( $q$ ) imposée. Le chauffage peut être symétrique ou non, de façon continue ou discontinue. La température extérieure est noté  $T_{inf}$ .

La plupart des études sur les canaux verticaux ou le long de plaques verticales ne considèrent que les paramètres d'entrée/sortie (température, densité de flux de chaleur, débits, ..) et la majorité d'entre elles utilisent des corrélations obtenues sur le cas élémentaire du canal vertical. Brinkworth (2006) cite six corrélations parmi lesquelles figures trois corrélations de Sparrow.

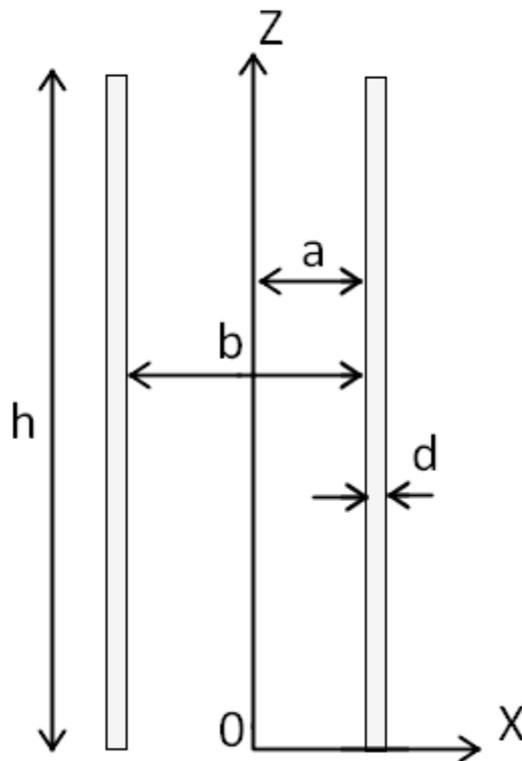
Les études de la convection naturelle dans un canal vertical sont abondantes dans la littérature. Les premières études concernaient les applications des refroidissements des

composants électroniques. Avec le développement technologique, la convection naturelle a fait son apparition dans d'autres applications comme les réacteurs nucléaires, les doubles peaux.

Parmi les premiers travaux, on trouve ceux de Elenbaas. (1942) qui a expérimenté un dispositif de plaques planes verticales carrées de 12 cm de côté l'une en face de l'autre (figure 1.4). Les plaques sont chauffées à densité de flux de chaleur constante. Il déduit que les paramètres clés de ce type d'écoulement sont le nombre de Grashof, le nombre de Nusselt et le nombre de Prandtl. L'auteur propose une corrélation qui relie les trois nombres.

Pour un nombre de Prandtl égal à 0,7 et un nombre de Rayleigh thermique entre 1 et  $10^5$ , les auteurs ont proposé la corrélation suivante :

$$Nu_T = \frac{1}{24} Ra_T^{*0.25} \left( 1 - e^{-\frac{0.35}{Ra_T^{*0.25}}} \right)^3$$



**Figure 1.4.** Dispositif d'Elenbaas avec les paramètres et les coordonnées.

Cette corrélation est obtenue analytiquement pour un canal infiniment long puis comparée aux résultats expérimentaux corrigés pour être adaptés au cas du canal infini. Les résultats sont obtenus pour une gamme du nombre de Rayleigh ( $Ra_q$ ) variant de 0,1 à  $10^5$  couvrant ainsi les deux régimes laminaires remarquables : un régime diffusif ou pleinement développé observé

pour les petits nombre de Rayleigh, et un écoulement laminaire classique pour les nombre de Rayleigh plus grands mais limités à des valeurs modérées pour rester dans le cas d'un écoulement laminaire.

Ces deux régimes laminaires ont aussi été observés par Bodoia et Osterle (1962) qui ont montré dans leur étude que l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh admet deux asymptotes correspondant aux deux régimes Aux très petits nombre Rayleigh,  $Ra_q$  tend vers 0 (i.e.  $A$  tend vers 0,  $DT$  tend vers 0 ou  $q$  tend vers 0), la conduction est le mode de transfert prédominant dans le canal, il s'agit d'un régime diffusif ou pleinement développé. Aux nombres de Rayleigh plus grands, tout en restant dans le cas de l'écoulement, les couches limites thermiques restent indépendantes et l'écoulement correspond à celui observé le long d'une plaque plane verticale.

Beaucoup d'autres études ont traité la convection naturelle, et plus particulièrement le refroidissement par convection naturelle. Kakaç et al 1994.ont étudié différentes méthodes de refroidissement afin d'améliorer le transfert de chaleur dont la méthode de refroidissement par convection naturelle ou convection forcée. Il est à noter que la convection naturelle est utilisée pour refroidir les systèmes à faibles puissances et à densité de flux réduite comme mentionner dans l'étude de Subha et John (2003) Pour refroidir les systèmes de forte puissance et à grande échelle, il est indispensable d'utiliser une solution permettant une dissipation thermique plus élevée ou combiner la convection naturelle avec d'autres solutions de refroidissement afin d'améliorer les échanges thermiques. Dans la plupart des cas, la convection forcée peut être une solution très efficace.

Icoz et Jaluria (2005) ont réalisé une simulation numérique de la convection naturelle bidimensionnelle dans un canal rectangulaire ouvert et contenant des sources de chaleur. Ils ont pu constater que la présence des ouvertures dans le canal ainsi que la géométrie influencent considérablement l'écoulement dans le canal, cependant, leurs effets sur le transfert de chaleur restent négligeables.

Kelkar Choudhury (1993) ont examiné différents aspects des écoulements naturels laminaires et périodiques caractérisant les refroidissements des systèmes électroniques. Ils ont étudié numériquement l'effet de sources de chaleur fixées en blocs sur une des parois du canal vertical. Ils se sont intéressés particulièrement à l'écoulement périodique ascendant alimenté par l'air chaud généré par le premier bloc du bas, ce qui augmente la température de l'écoulement en passant d'un bloc à un autre.

Sparrow et Bahrami (1980) ont expérimenté un dispositif original afin de reprendre l'étude (figure 1.5) Elenbaas (1942) ont fait l'analogie entre le transfert de masse et le transfert de chaleur en utilisant la sublimation de la naphthaline. Ils ont utilisé le même dispositif expérimental qu'Elenbaas hormis le fait de couvrir les parois de naphthaline et de les peser avant et après pour déterminer la quantité de matière évaporée. Ils déduisent que pour le même cas qu'Elenbaas, pour les faibles nombres de Rayleigh modifiés, l'approximation 2D ne peut pas être adaptée, et précisent l'importance du choix de la température de référence qui sert à calculer les propriétés thermo-physiques du fluide.

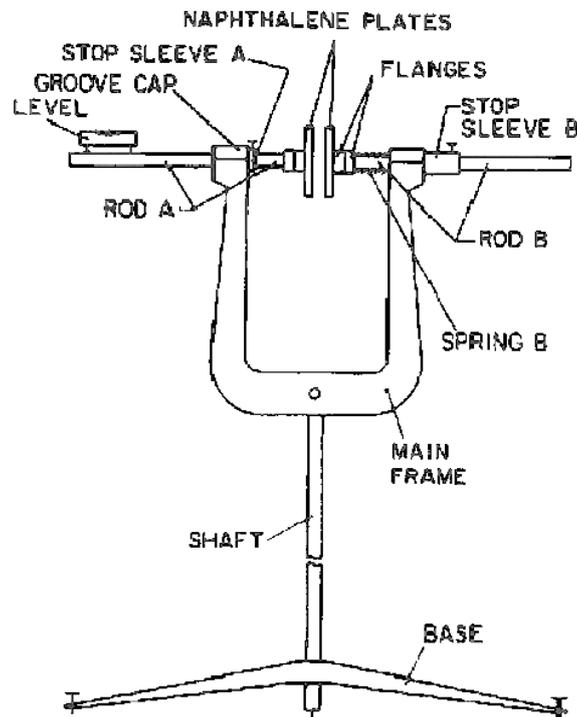


Figure 1.5. Dispositif expérimental de Sparrow et Bahrami

Bar-Cohen et Rohsenow (1984) ont proposé une étude analytique concernant les corrélations entre le nombre de Rayleigh modifié et le nombre de Nusselt basés tous les deux sur la largeur. L'étude menée s'intéressait aux quatre cas de chauffage : température ou densité de flux de chauffage imposés sur une ou deux parois. En se basant sur la méthode développée par Churchill et Usagi (1972) ils obtiennent ainsi quatre corrélations pour les quatre cas de chauffage. Ces auteurs déterminent pour chaque cas l'écartement optimal menant à un transfert thermique maximal. (Corrélation en annexe 1).

Moshfegh et Sandberg (1998) ont présenté une étude expérimentale et numérique sur le comportement de la double-façade en la modélisant par un canal vertical chauffé

asymétriquement à une densité de flux de chaleur imposée, ils ont testé un modèle différent de ceux exposés dans les autres études. En effet, au niveau de l'entrée du canal, ils ont mis un coude à angle droit. Leur étude prend en compte la turbulence dans la simulation avec un modèle k-epsilon et le rayonnement thermique pariétal est calculé en considérant les parois comme des corps grises et l'entrée comme un corps noir. Ils ont présenté différentes corrélations sur l'évolution des températures, des coefficients d'échange convectifs ainsi que des corrélations pour l'évolution de la vitesse.

$$h_c = 1.639q^{0.247}$$

$$h_h = 1.579q^{0.228}$$

Avec  $h_c$  le coefficient d'échange convectif pour la paroi adiabatique et  $h_h$  celui pour la plaque chauffée.

L'évolution du nombre de Nusselt global est aussi présentée par la corrélation :

$$Nub = Nuc + Nuh = \frac{1.639^{-0.247} nab^{-0.951} L}{l^{3.049} bg} Ra_{qb}^{*0.247} + \frac{1.579^{-0.228} nab^{-0.614} L}{l^{3.386} bg} Ra_{qb}^{*0.228}$$

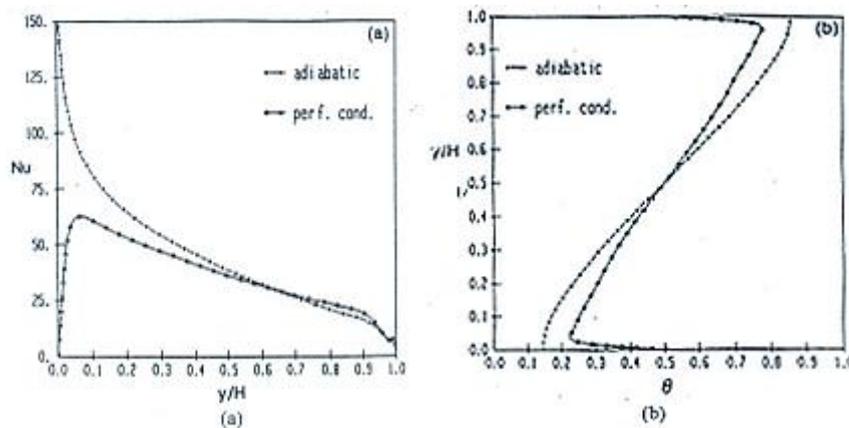
La corrélation du nombre de Nusselt global ci-dessus reste cependant très limitée en utilisation. En effet, elle ne concerne qu'une gamme de nombres de Rayleigh modifiés variant entre  $6,9.10^7$  et  $1,7.10^8$

Les mêmes auteurs ont présenté en 2002 une étude analytique Sandberg et Moshfegh (2002) Ils ont considéré que la température, la vitesse ainsi que la pression restent constantes sur une même section, et qu'ils ne dépendent que de la hauteur. Ils ont ensuite introduit un facteur de forme qui prend en compte la position du capteur photovoltaïque sur la paroi externe. Ils ont ainsi pu proposer un modèle capable d'estimer le débit, la température et l'évolution de la pression en fonction de la hauteur et du nouveau facteur de forme.

Plus récemment, Desrayaud et al (2007) ont réalisé une étude paramétrique bidimensionnelle sur un système composé de canaux parallèles avec une seule source de chaleur. L'objectif du système est d'analyser le refroidissement d'un ensemble de circuits imprimés (PCB) avec des modules chauffés placés à la surface des circuits. La solution a pris en compte la continuité de la température et du flux de chaleur à l'interface solide liquide.

A noter, qu'en convection naturelle, l'un des problèmes expérimentaux majeurs reste sans aucun doute la maîtrise des conditions aux limites thermiques et dynamiques imposées sur les parois d'un système étudié. S'il est vrai que les résultats expérimentaux permettent dans beaucoup de cas de valider les codes numériques. En général, à l'exception des parois actives et des parois ouvertes, toutes les autres parois sont considérées soit adiabatiques, soit parfaitement conductrices.

Dans les travaux de sa thèse, Lankhorst (1991) montre que le nombre de Nusselt global le long des parois verticales conductrices est inférieur à celui obtenu dans le cas de parois adiabatiques pour les mêmes paramètres. Nous pouvons lire ces constatations sur la figure 1.6 :



**Figure 1.6.** Influence des conditions aux limites ( $Ah=1$ ,  $RaH=4.5 \times 10^9$ ) (a) sur le transfert de chaleur (b) sur la stratification au centre [Lankhorst 1991]

La plus grande différence est constatée sur l'allure des courbes au bord d'attaque de la paroi. Dans le cas où les parois sont considérées conductrices, le fluide se réchauffe au cours de son parcours le long du plancher et se refroidit au cours de son parcours le long du plafond. Ceci est à l'origine de la différence de température entre le fluide et la paroi aux bords d'attaque par rapport au cas adiabatique, et donc également à l'origine de la diminution relative du transfert de chaleur. La figure 1.6.b montre que le gradient thermique au centre de la cavité dans le cas adiabatique est nettement supérieur à celui relevé dans le cas de parois conductrices.

Cette partie bibliographique présente un aperçu sur la quantité d'études analysant la convection naturelle dans un canal vertical, et l'optimisation du refroidissement par

convection naturelle. En parcourant les différentes études, nous nous rendons compte rapidement que le refroidissement par convection naturelle reste une bonne solution pour les petits systèmes utilisant de faibles puissances. Les systèmes à grande échelle utilisant de fortes puissances, nécessitent des systèmes de refroidissement plus performants, capables d'évacuer plus de chaleur. Il est donc utile d'analyser la performance d'autres systèmes comme le refroidissement par convection mixte ou forcée.

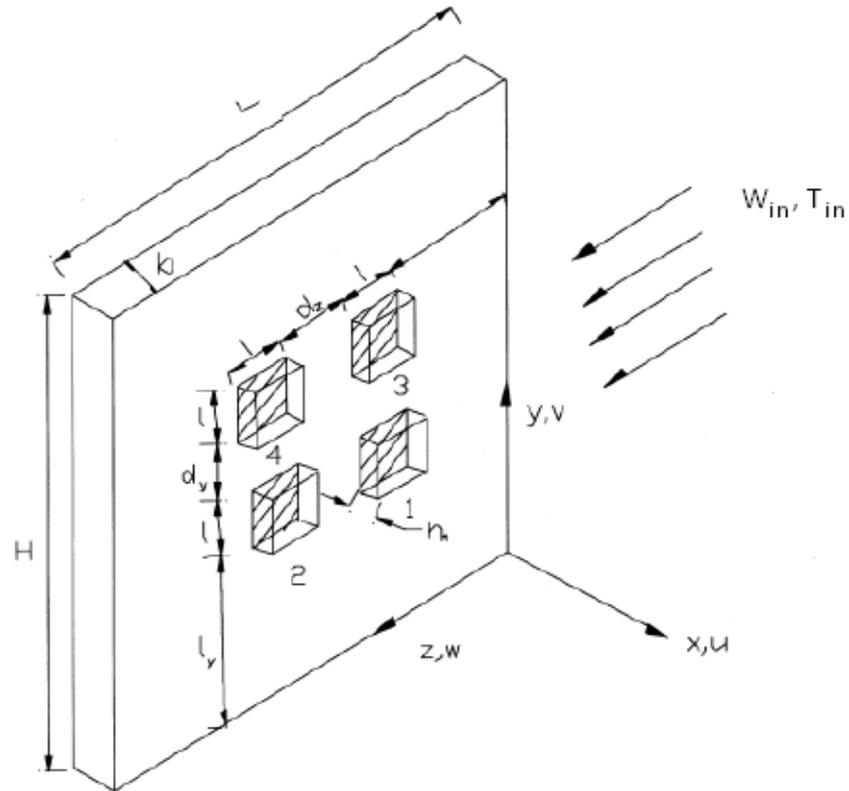
### 3. Convection mixte

Plusieurs recherches ont été menées sur le refroidissement des composants électroniques par convection mixte.

Kim et al (1992) ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur. Ils déduisent que le fait d'imposer trop d'hypothèses simplificatrices ne permet pas d'obtenir des résultats numériques valables.

Heindel et al (1995) ont développé des modèles 2D et 3D pour le calcul d'un écoulement naturel laminaire dans une cavité verticale contenant plusieurs sources chauffées placées sur l'une de ses parois. Les résultats numériques ont été comparés avec les mesures de la température de chauffe et la visualisation de l'écoulement. Une bonne concordance a été notée avec le modèle 3D. Cependant, le modèle 2D a surestimé la température du substrat.

Rahman et Raghavan (1999) ont aussi réalisé une étude numérique en 3D pour calculer le transfert de chaleur par convection mixte dans des modules chauffés fixés sur la surface d'une carte électronique (figure 1.7). Dans leur travail, ils ont exposé les modules chauffés à deux types d'écoulement : un écoulement de convection naturelle, et un autre écoulement de convection forcée imposé horizontalement. Ils ont ainsi pu déduire que la variation du nombre de Nusselt est liée au nombre de Richardson ( $Ri=Gr/(Re^2)$ ).

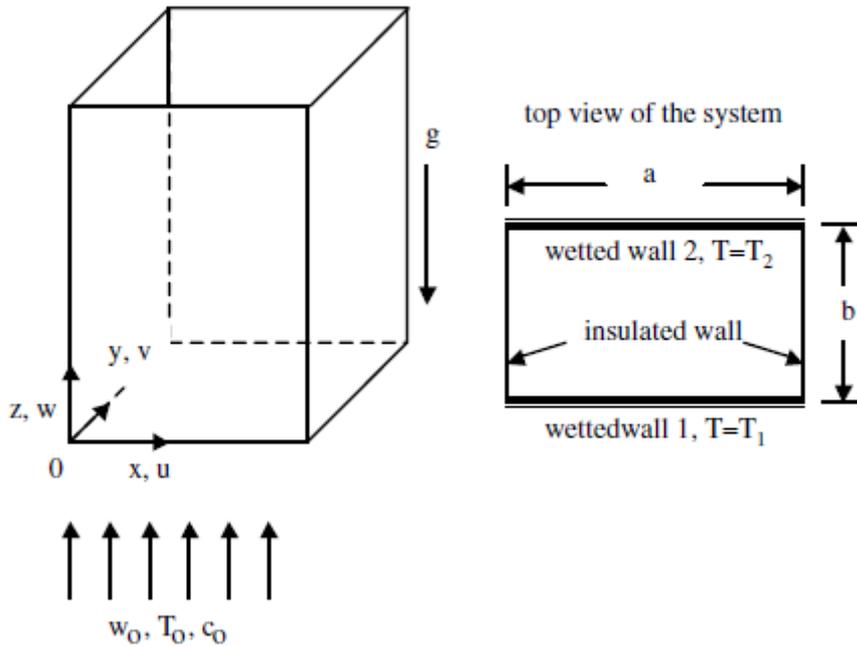


**Figure 1.7.** schéma des modules chauffés utilisés dans l'étude de M.M Rahman

Pour les nombres de Richardson inférieur à 2,5, les auteurs ont constaté que le fluide se déplace principalement horizontalement (dans la direction de l'écoulement). L'écoulement vertical lié aux forces de flottabilité est présent seulement entre les quatre modules.

Plus récemment, Dogan et al (2005) ont étudié expérimentalement la convection mixte dans un canal dans lequel des sources ont été placées en haut et en bas. Ils ont déduit que la flottabilité ainsi que l'amélioration du transfert de chaleur sont liés directement aux nombres de Grashof et de Reynolds.

Huang et al (2005) ont étudié numériquement le transfert de chaleur et de masse en convection mixte laminaire dans un canal vertical de section rectangulaire avec film en évaporation et condensation.



**Figure 1.8.** Schéma du système physique utilisé par Huang

Comme montré sur la figure 1.8, le canal qu'ils ont étudié est formé de quatre parois de section rectangulaire dont deux sont solides et isolées, alors que les deux autres sont considérées poreuses et maintenues à températures constantes. Ils ont fait le calcul numérique par la méthode de vorticité-vitesse pour un écoulement parabolique tridimensionnel. Selon leurs résultats, le coefficient de friction est plus faible pour les températures élevées. L'augmentation de l'humidité entraîne une diminution du transfert de chaleur et le transfert de masse augmente avec le rapport de forme de la section du canal.

#### 4. Evaporation film liquide

Les transferts de chaleur et de masse sont d'un intérêt considérable dans le domaine de l'ingénierie de nos jours. Cet intérêt se traduit par de nombreuses applications comme la distillation, le dessalement d'eau de mer, la climatisation, le refroidissement des composants électroniques.

Actuellement, l'utilisation de l'évaporation est considérée comme une des solutions les plus performantes pour évacuer la chaleur et ainsi refroidir différents systèmes, particulièrement ceux qui utilisent de fortes puissances difficiles à évacuer par simple convection naturelle. Dans cette partie, nous nous intéressons à l'évaporation forcée d'un film au dessus d'une

plaque plane avec un transfert combiné de chaleur et de masse. En effet, plusieurs études, théoriques, expérimentales et numériques traitant le sujet ont été réalisées.

Dans les travaux de sa thèse, Ait Aldjet (1988) a fait une analyse théorique et expérimentale des transferts sur les parois humides et adiabatiques d'un canal plan à l'intérieur duquel circule un écoulement forcé d'air. Il a étudié l'effet de la géométrie ainsi que certains paramètres d'entrée sur l'amélioration des échanges thermique et massique. De leur côté, Lin et al (1992) ont étudié les effets combinés des forces d'Archimède d'origines thermique et massique sur la convection laminaire forcée dans un canal horizontal à section carrée. Ils ont maintenu la paroi inférieure humide et soumise à un flux de chaleur uniforme tandis que les autres parois sont restées sèches et adiabatiques. Leurs résultats numériques montrent que le transfert de chaleur est dominé essentiellement par le transfert de chaleur latent.

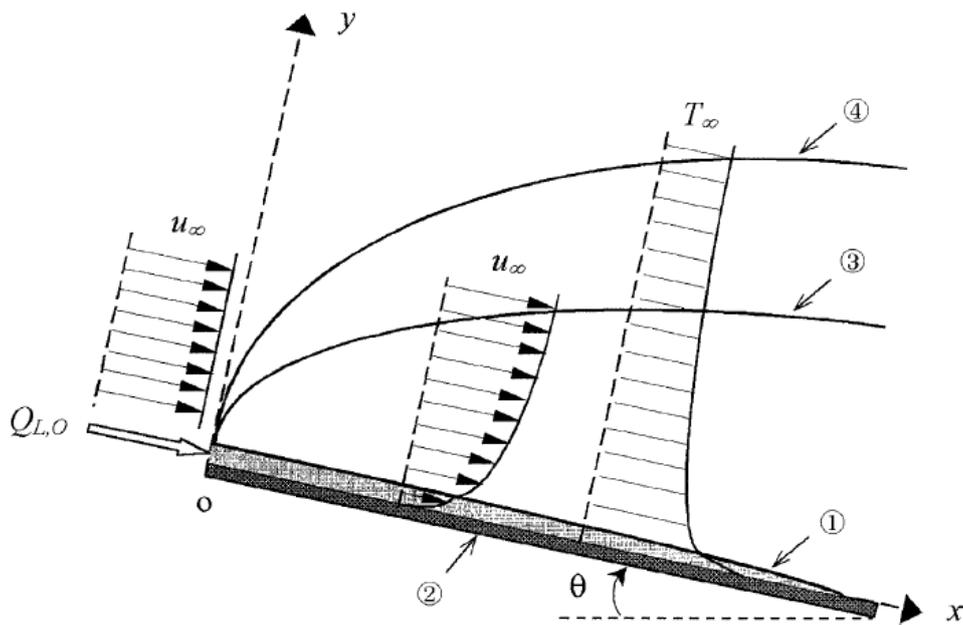
Dans les travaux de sa thèse, Boukadida (2000) a analysé les transferts couplés de chaleur et de masse par convection forcée dans un canal horizontal. Il a étudié l'évaporation de l'eau pour trois écoulements : un écoulement d'air humide, d'air sec et de vapeur surchauffée. Il a montré que la température d'inversion augmente avec la vitesse de l'écoulement à l'entrée du canal et que l'analogie entre le transfert de chaleur et de masse reste valable seulement pour les cas où le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.

Peng et Wang (1993) ont étudié expérimentalement la convection forcée d'un écoulement d'eau et de méthanol dans des microcanaux à sections rectangulaires. Ils ont remarqué que la taille du canal influence le transfert thermique en régime laminaire et dans la zone de transition.

Yan et Soong (1995) ont étudié le problème d'évaporation d'un film liquide ruisselant sur une plaque plane incliné et soumise à un flux de chaleur constant et uniforme. Ils ont considéré les écoulements d'air et du liquide turbulents et sans ondes. Leurs résultats montrent que trois paramètres sont importants pour diminuer la température de la plaque : l'augmentation de l'angle d'inclinaison, l'augmentation de la vitesse du courant d'air et l'augmentation de l'épaisseur du film liquide à l'entrée.

De leur côté, Mala et Li (1999) ont mené des études sur des tubes de longueurs différentes et de diamètre intérieur compris entre 50 et 254  $\mu\text{m}$ , ils ont étudié l'effet de la double couche électrique sur la surface solide (modèle décrivant la variation du potentiel électrique aux abords d'une surface), sur le transfert thermique et sur l'écoulement du fluide dans les tubes. Ils ont trouvé que la double couche électrique diminue la vitesse moyenne et modifie les profils de vitesse. Une chute de pression et une diminution du taux de transfert thermique ont été donc constatées.

Mezaache et Dagenet (2000) ont fait une étude numérique sur l'évaporation dans un courant forcé d'air humide, d'un film mince d'eau ruisselant sur une plaque plane inclinée dans deux cas : plaque adiabatique ou plaque traversée par un flux de chaleur constant (figure 1.9). Leurs résultats ont montré que le transfert de chaleur est dominé par le transfert lié à l'évaporation (transition liquide-vapeur) et que le terme de diffusion enthalpique est négligeable.



**Figure 1.9.** Figure 2 Schéma descriptif du problème physique (1) film liquide (2) paroi adiabatique, isotherme ou à densité de flux de chaleur imposée (3) couche limite dynamique (4) couche limite thermique

Beaucoup d'études ont traité les hypothèses simplificatrices permettant la modélisation numérique du transfert de la chaleur et de masse dans un canal vertical ou incliné. Parmi ces hypothèses on peut citer le fait de considérer que la densité ne varie pas en fonction de la pression pour les faibles nombres de Reynolds ou encore que la variation par rapport au temps

n'est pas considéré comme dans l'étude de Lin et al (1988) dans l'étude de Tsay et Yan (1990) ainsi que dans l'étude de Debbissi et al (2001)

D'autres études ont traité le film comme une condition limite et ainsi considéré le film très mince. Par conséquent, la température du film est considérée égale à celle de la paroi. Les équations de conservation sont alors résolues seulement dans la phase gazeuse. Dans son étude, Yan (1993) a montré que cette hypothèse est valide seulement pour des faibles débits de liquide. Cette hypothèse a beaucoup été utilisée dans la littérature, et on la trouve dans les études de Gebhart et Pera (1971) de Lin et al (1988) et de Debbissi et al (2003)

L'hypothèse de l'air humide considéré comme gaz parfait a été aussi utilisée dans beaucoup d'études, on cite parmi elles le travail de Siow et al (2004) En effet, sous la pression atmosphérique, l'air humide peut être considéré comme mélange de gaz parfaits. Sa densité est donc déterminée par la loi des gaz parfaits et sa pression totale par la somme des pressions partielles des deux gaz.

Tsay 1990 , Ali Cherif et Daif (1999) et Debessi 2001 ont supposé la dissipation visqueuse et le travail des forces de pression négligeables, en considérant que la diffusion d'énergie d'origine purement mécanique est négligeable du fait que la vitesse et la viscosité de l'air sont faibles.

Tsay 1990, yan et soong 1995 et siow 2007 ont admis l'hypothèse de l'équilibre thermodynamique à l'interface liquide-vapeur en se basant sur le fait que le changement de phase ne se fait que sous des conditions de saturation. L'interface est alors considérée saturée à la température  $T_w$ .

## 5. Caloduc

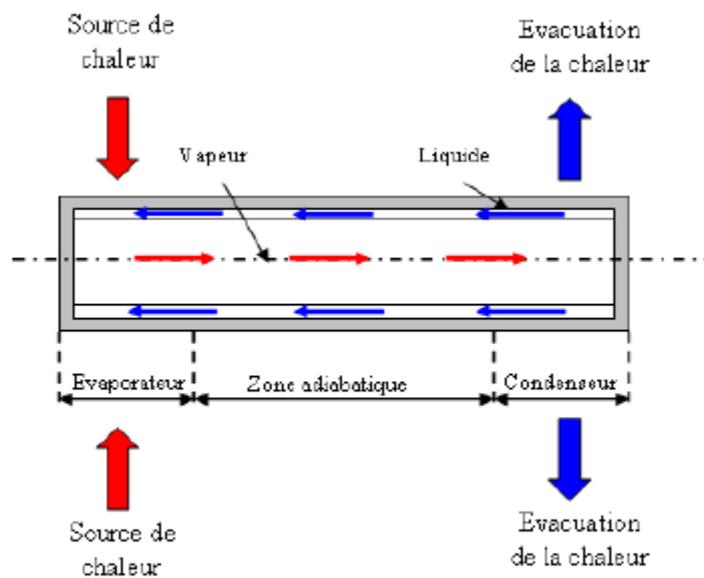
Le refroidissement par caloduc est de plus en plus utilisé pour son efficacité, son adaptabilité et son faible encombrement. Il s'agit d'un système permettant de transférer de la chaleur d'une source chaude vers un point froid en utilisant l'enthalpie de changement de phase d'un fluide à l'état de saturation liquide/vapeur, et ainsi permet d'évacuer la chaleur du système et

assurer son refroidissement. Les caloducs sont composés de trois zones principales (figure 1.10) :

La première zone appelée évaporateur est au niveau de laquelle le flux de chaleur est introduit.

La deuxième appelée zone adiabatique est la zone où il y a transport du flux de chaleur, sans échange de chaleur avec l'extérieur.

La troisième zone appelée condenseur est la zone à partir de laquelle la chaleur est évacuée vers l'extérieur en se condensant.



**Figure 1.10.** Schéma de principe d'un caloduc

Le caloduc est un système très performant en matière de transfert de chaleur, en effet, sa grande conductance thermique lui permet une efficacité exceptionnelle. De plus, la différence de température entre la zone chaude (zone d'injection de chaleur) et la zone froide (zone d'évacuation de chaleur) reste très faible comparativement aux autres systèmes conductifs. A titre d'exemple, Rossomme (2008) dans les travaux de sa thèse explique que pour une puissance de 20 W à dissiper et en considérant un dispositif cylindrique de 50 cm de longueur et 1,27cm de diamètre, le transfert de chaleur par conduction dans une barre d'aluminium et une barre de cuivre génère respectivement une différence de température maximale d'environ 330°C et 200°C, alors que pour le cas d'un caloduc cuivre/eau de même dimensions, l'écart de températures ne dépasse pas 6°C.

Avant de faire une revue bibliographique des études traitant les caloducs, il est important de décrire leurs fonctionnements. Un caloduc est une enceinte fermée contenant un fluide caloporteur à l'état de saturation : les échanges thermiques entre le liquide et la vapeur se font, de façon isotherme, à travers une interface ; les écoulements du liquide et de la vapeur se font à contre-courant, la vapeur au centre de l'enceinte et le liquide près de la paroi. Le fluide suit un cycle thermodynamique fermé (figure 1.10).

Sous l'effet de l'apport d'énergie à l'évaporateur, une quantité de liquide s'évapore en absorbant l'énergie nécessaire pour s'évaporer, cette vapeur produite s'écoule vers la zone froide. Dans la zone d'évacuation de la chaleur (le condenseur), la vapeur se condense sous l'effet du refroidissement en évacuant toute l'énergie absorbée lors de l'évaporation. Le liquide est réacheminé vers l'évaporateur pour que le processus d'évaporation se reproduise à nouveau. Le fluide suit un cycle fermé à l'intérieur du caloduc.

L'efficacité des caloducs réside principalement dans le fait qu'ils utilisent l'énergie de changement de phase du fluide à l'état de saturation  $h_{lv}$  pour évacuer de grandes quantités de chaleur avec de faibles débits. En plus, l'écoulement des fluides à l'intérieur des caloducs ne nécessite pas d'apport d'énergie mécanique extérieur au caloduc. Il s'agit d'un des points forts des caloducs surtout dans le monde d'industrie où les critères de durée de vie et fiabilité sont très importants dans le choix des systèmes.

Les domaines d'application des caloducs sont très vastes. La première utilisation importante est récente et provient du domaine spatial. Actuellement, les applications terrestres s'intéressent aussi à l'utilisation des caloducs aussi bien dans le domaine industriel que scientifique.

L'intérêt porté par l'industrie spatiale aux caloducs est justifié principalement par les performances et la fiabilité de ce type de refroidisseur. Les caloducs sont autonomes, et n'ont pas besoin d'énergie mécanique pour assurer leurs fonctionnements, ainsi ils garantissent facilement les spécifications de fiabilité et les cahiers de charges exigés.

Pour les applications terrestres, la plus grande différence réside dans l'influence des forces de gravité sur l'écoulement du fluide et surtout sur l'écoulement de la phase liquide. Le choix de

positionnement des caloducs est très important, généralement, les caloducs sont positionnés de telle sorte que la gravité favorise le retour du liquide du condenseur vers l'évaporateur.

De nos jours les caloducs sont présents dans différents domaines, comme l'électronique où de nombreuses études ont été réalisées. Comme l'étude de Groll et al (1998) et l'étude de Peterson 1988.

Les caloducs sont aussi utilisés dans l'électronique de puissance. En effet la traction ferroviaire fait appel à de nombreux composants d'électronique de puissance qui dissipent des puissances très importantes qu'il faut évacuer pour assurer le bon fonctionnement du train. Dans ce cas, les caloducs sont utilisés pour transporter la chaleur d'une zone à forte densité de puissance (généralement sur les surfaces et aux voisinages des composants) vers une zone de faible densité (échangeur à air).

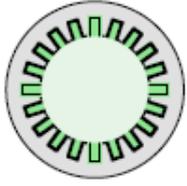
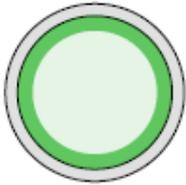
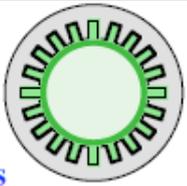
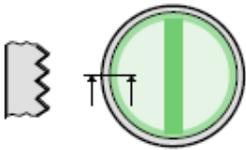
Le niveau de maintenance quasi-nul du système de refroidissement à caloducs est un point très important qui favorise son utilisation dans les trains, notamment dans les métros et TGV.

Les caloducs peuvent être classés en deux grandes familles selon l'élément moteur utilisé pour garantir l'écoulement du liquide du condenseur vers l'évaporateur. On peut distinguer : les caloducs à pompage capillaire, tels que les caloducs à rainures, dans lequel une structure poreuse est utilisée pour assurer l'écoulement du liquide par le biais de forces capillaires, et les caloducs utilisant les forces de volume comme pour l'exemple de thermosiphons ou les caloducs tournants.

Les structures utilisées dans les caloducs à pompage capillaire dépendent des applications pour lesquelles les caloducs sont utilisés. Il doit satisfaire un compromis entre la garantie d'un saut de pression capillaire maximale sans engendrer de pertes de pression importante dans la phase liquide ce qui risque de limiter les débits d'écoulement du fluide et par conséquent fera baisser la quantité de chaleur transportable par le caloduc.

Faghri (1995) a défini trois critères permettant de quantifier les avantages et les inconvénients de chacune des structures poreuses : le coefficient d'échange thermique, le pompage capillaire et la perméabilité (qui permet de faire baisser les pertes de pression)

Les critères énoncés par Faghri sont regroupés dans le tableau ci-dessous.

TYPE	Pompage capillaire	Coefficient d'échange thermique	Perméabilité	Remarques
 <p><u>Mèches tissées</u></p>	Elevé	Faible	Faible à moyenne	Le diamètre moyen des pores de la trame peut être ajusté. Fabrication très facile Mauvaise reproductibilité
 <p><u>Rainures longitudinales</u></p>	Faible	Très élevé	Moyenne à élevée	Il existe de nombreux profils de rainures : -rectangulaire, -triangulaire, -circulaire, -trapézoïdale, -ré-entrant Fabrication de série facile et bon marché.
 <p><u>Métal frité</u></p>	Très élevé	Moyen	Faible à moyenne	Le diamètre moyen des pores peut être ajusté. Fabrication assez délicate mais coût pouvant être faible.
 <p><u>Rainures longitudinales et mèches</u></p>	Elevé à Très élevé	Elevé	Moyenne à élevée	Fabrication délicate (positionnement de la mèche). Risques importants de création de bulles de vapeur ou de gaz dans les rainures
 <p><u>Métal frité avec artère liquide intégrée</u></p>	Elevé à Très élevé	Moyen	Moyenne à élevée	Le diamètre moyen des pores peut être ajusté ainsi que la section du canal liquide. Fabrication délicate .
 <p><u>Rainures radiales et milieu poreux central</u></p>	Elevé à Très élevé	Elevé à Très élevé	Moyenne à élevée	Difficulté importante pour la réalisation de rainures radiales sur de grandes longueurs Difficulté de maintien de l'élément central.

**Figure 1.11.** Comparaison des différentes structures poreuses.

Le refroidissement par caloducs est très avantageux pour les systèmes de faible ou forte puissance à dissiper, mais comme tout système de refroidissement, son fonctionnement est influencé par de nombreux paramètres comme les propriétés thermo-physiques du fluide, la géométrie, le flux de chaleur à évacuer. Et ainsi le caloduc peut atteindre une ou plusieurs limites de fonctionnement ; dès lors, des dysfonctionnements peuvent apparaître : arrêt, température trop élevée, assèchement du liquide. Tous ces critères rentrent dans le choix du modèle le plus performant et optimisé pour garantir le meilleur refroidissement.

## **6. Conclusion de la bibliographie**

Dans ce chapitre, nous avons présenté une revue de littérature de différents travaux traitant du refroidissement des systèmes par convection naturelle, convection mixte ou convection forcée avec ou sans changement de phase ainsi que l'utilisation de caloducs. La complexité des phénomènes de convection et du transfert de la chaleur et de masse poussent les chercheurs à faire des hypothèses simplificatrices ainsi que des adaptations des conditions aux limites pour se rapprocher des cas réels. Ces hypothèses limitent dans la plupart du temps les domaines de validité des modèles utilisés dans les différentes études et rend l'exploitation de ces résultats pour des cas précis difficiles. En particulier, nous remarquons qu'il y a un manque d'études traitant du refroidissement des systèmes à forte puissance et grande échelle. Dans ce travail, nous proposons une étude expérimentale et numérique du transfert de chaleur et de masse dans un convertisseur auxiliaire de train. Nous analyserons ainsi les modes d'évacuation de la chaleur par convection naturelle, changement de phase ainsi qu'une étude expérimentale de refroidissement par caloducs. Nous comparons les résultats obtenus pour les différents modèles et nous proposons la solution la plus appropriée pour ce genre de problème.





**Chapitre 2 : Etude expérimentale du refroidissement du convertisseur par convection naturelle et film liquide**

---



## **1. Problématique industrielle**

Les avancées technologiques et le souci d'amélioration continue et de concurrence poussent les industriels à chercher des solutions innovantes, efficaces et rentables. Pour suivre une stratégie commerciale de différenciation, Alstom s'est lancé un défi d'innovation : proposer un convertisseur compact, léger, silencieux et peu énergivore. Ces composants ont pour mission d'alimentation des appareils secondaires dans les trains, actuellement placés sur le toit ou sous le châssis des trains, le souhait est de les installer dans les parois (figure 2.2).

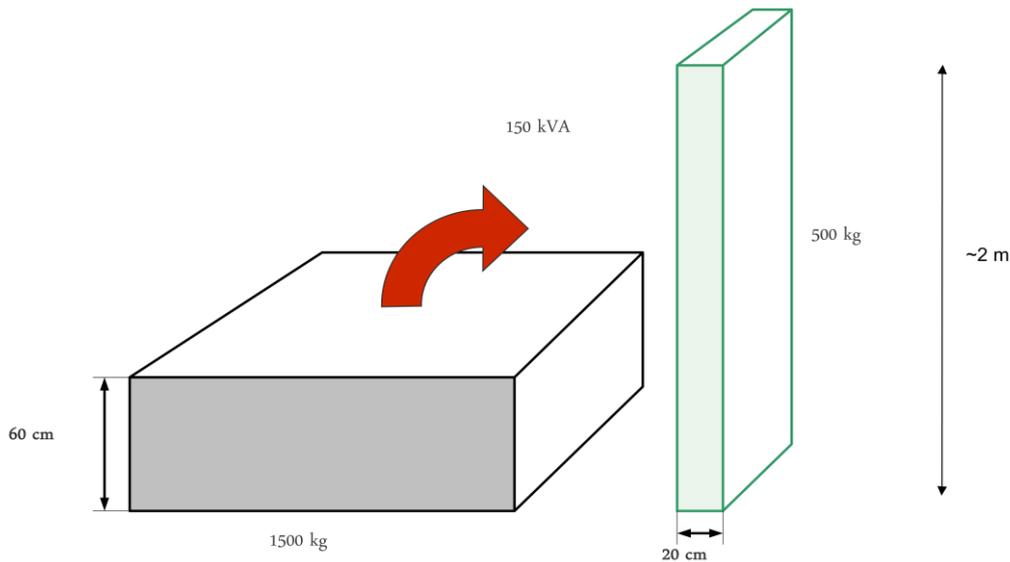
### **1.1. . Les convertisseurs de puissance auxiliaire CVS.**

Le convertisseur de puissance est le composant qui permet de réceptionner l'énergie électrique délivrée par le réseau (caténaire, rail au sol, troisième rail ...) et de la transmettre aux différentes sources dans le train (éclairage, ventilation, prises voyageurs, wagon bar..). Les convertisseurs sont placés majoritairement sous châssis en motrice. Il arrive parfois que les équipements soient placés sur le toit ou sous châssis en voiture ou en cabine. Cela dépend des contraintes de l'environnement et de l'architecture train adoptée.

### **1.2. Présentation du projet ATAC**

L'objectif du projet est de proposer une nouvelle gamme de convertisseurs compacts, légers, silencieux et peu énergivores.

L'utilisation des hautes fréquences de découpage de la tension permet de réduire la taille du transformateur et ainsi de réduire fortement l'encombrement du convertisseur (figure 2.1). Ce choix permet, en parallèle, de gagner au niveau du poids.



**Figure 2.1.** l'évolution du convertisseur au niveau du poids et des dimensions.

Le refroidissement des convertisseurs se fait actuellement par convection forcée à l'aide de ventilateurs. Ces derniers sont lourds, sources de nuisances sonores, demandent beaucoup d'entretien et représentent un gouffre énergétique. Le remplacement de ce mode de refroidissement permet donc un gain en poids, en énergie et un confort sonore non négligeable. Les solutions de remplacement retenues sont un refroidissement par convection naturelle ou à l'aide d'un film d'eau en écoulement libre.

Tous ces choix technologiques permettent de rendre le projet viable et notamment de déplacer, comme voulu, les convertisseurs auxiliaires dans les parois du train (figure 2.2). Ces améliorations ont aussi l'avantage de rendre l'ensemble du convertisseur moins énergivore et donc de participer aux multiples actions écologiques menées par Alstom.

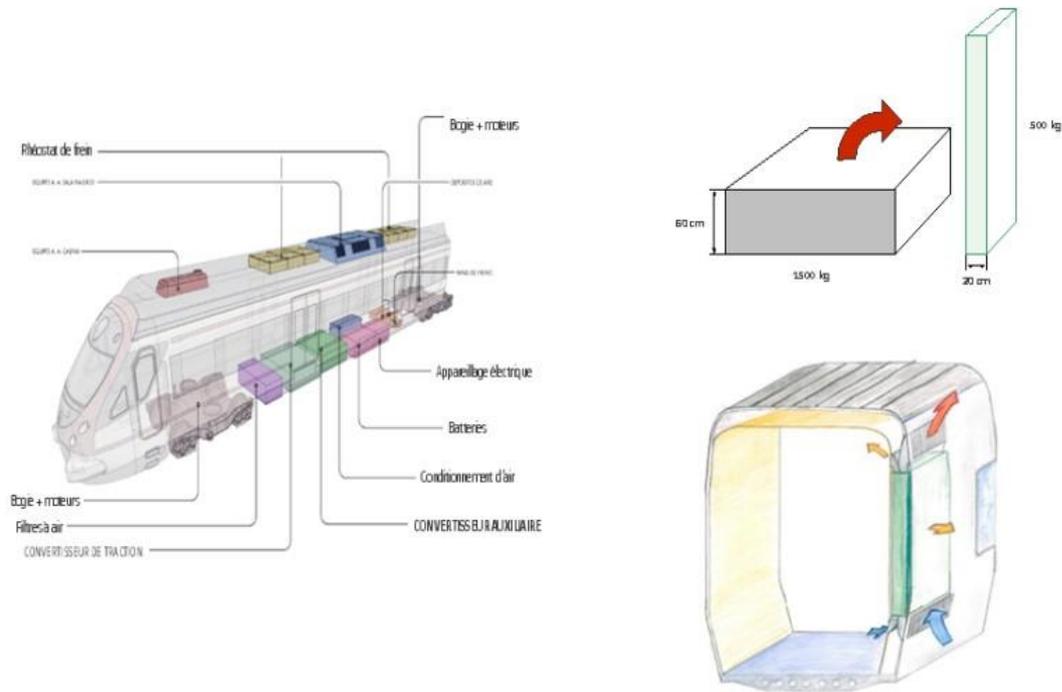
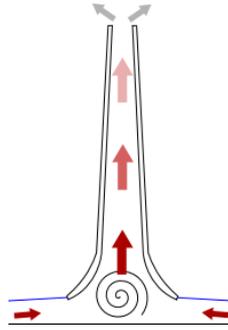


Figure 2.2. position du convertisseur dans la paroi latérale du train

### 1.3. Le management thermique dans projet ATAC

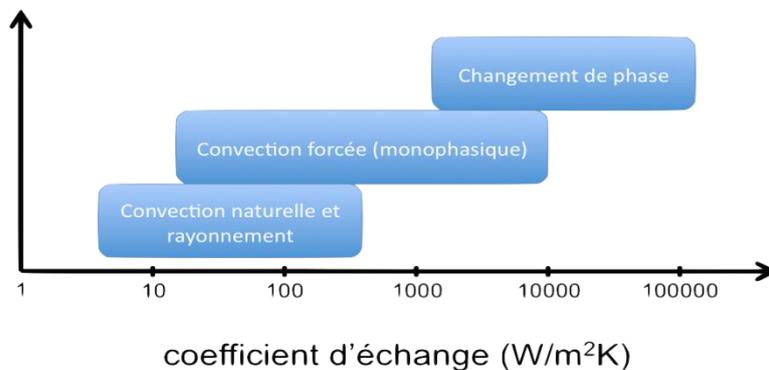
Dans ce type de projet, le management thermique est très important pour le bon fonctionnement des composants électroniques. Pour ATAC, le flux dissipé par les composants est estimé à 6 KW et leurs températures ne doivent pas dépasser 130 °C au risque de les endommager.

Comme nous pouvons voir sur la figure 2.1, le convertisseur de puissance auxiliaire fait deux mètres de hauteur ce qui permet d'utiliser l'effet cheminée pour le refroidir. On utilise ce phénomène thermique naturel pour évacuer la surchauffe de l'intérieur d'une conduite en facilitant la sortie de l'air tiède ou chaud à travers des ouvrants en partie haute. Ce tirage thermique induit une dépression à l'intérieur susceptible d'aspirer l'air plus frais du dehors à travers des ouvrants en partie basse. Ainsi l'air est accéléré et le transfert thermique intensifié (figure 2.3). Un refroidissement par convection naturelle peut être donc adapté à ce type de composants.



**Figure 2.3.** Figure descriptive de l'effet cheminée

Le refroidissement par convection naturelle peut donc être une solution innovante et prometteuse. Néanmoins lorsque le train est à l'arrêt, la vitesse de l'écoulement de l'air est trop faible pour assurer un bon refroidissement des composants. Une solution doit donc compléter la convection naturelle afin de garantir un refroidissement en tout temps. L'objectif est d'augmenter le coefficient d'échange thermique lorsque le train est à l'arrêt. Un refroidissement par changement de phase peut être une solution envisageable (figure 2.4). Cette solution est d'autant plus viable pour ce projet qu'une importante quantité d'eau (jusqu'à 15 l/h), provenant des condensats de la climatisation du train, est disponible sur le toit. L'utilisation d'un film liquide peut être une solution intéressante pour refroidir le convertisseur.



**Figure 2.4.** Le coefficient d'échange ( $W/m^2K$ )

Dans ce chapitre, nous présentons l'étude expérimentale du refroidissement par convection naturelle et film liquide menée durant la thèse. Après une description des moyens utilisés, nous présentons les résultats obtenus ainsi qu'une comparaison des différents cas étudiés.

## 2. Etude expérimentale et procédure suivie

### 2.1. Description du banc d'essai

Afin d'étudier l'efficacité des deux types de refroidissement cités précédemment, une maquette expérimentale a été réalisée pour faire des essais avec des conditions similaires à celles dans le train. La maquette est composée de (figure 2.5) :

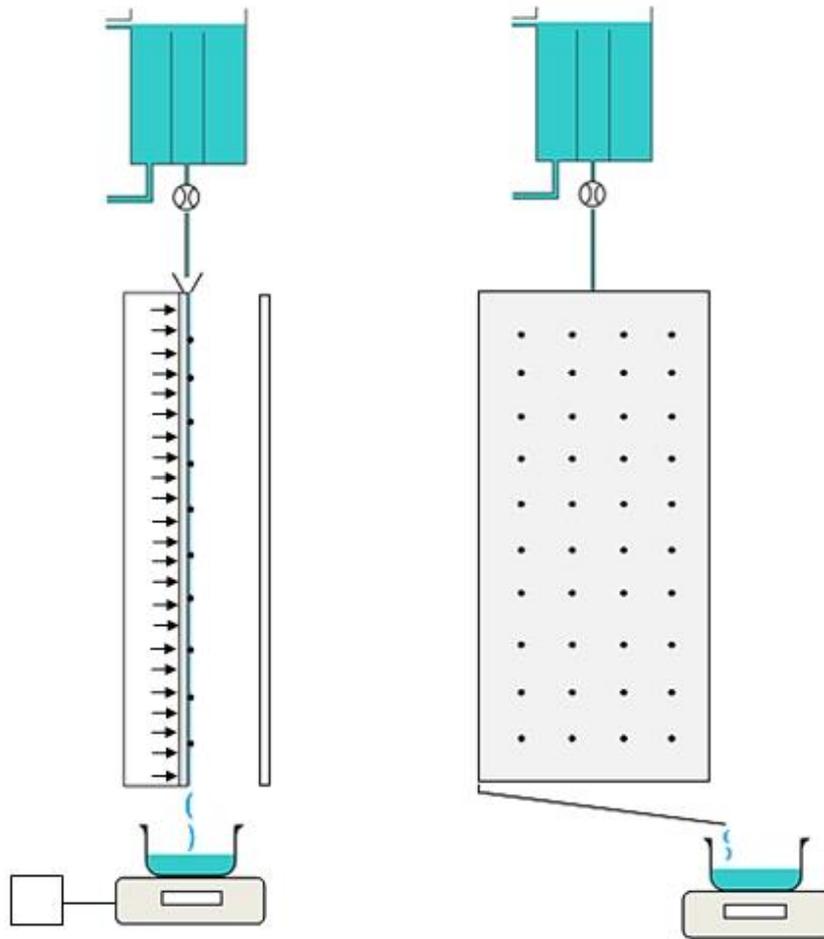
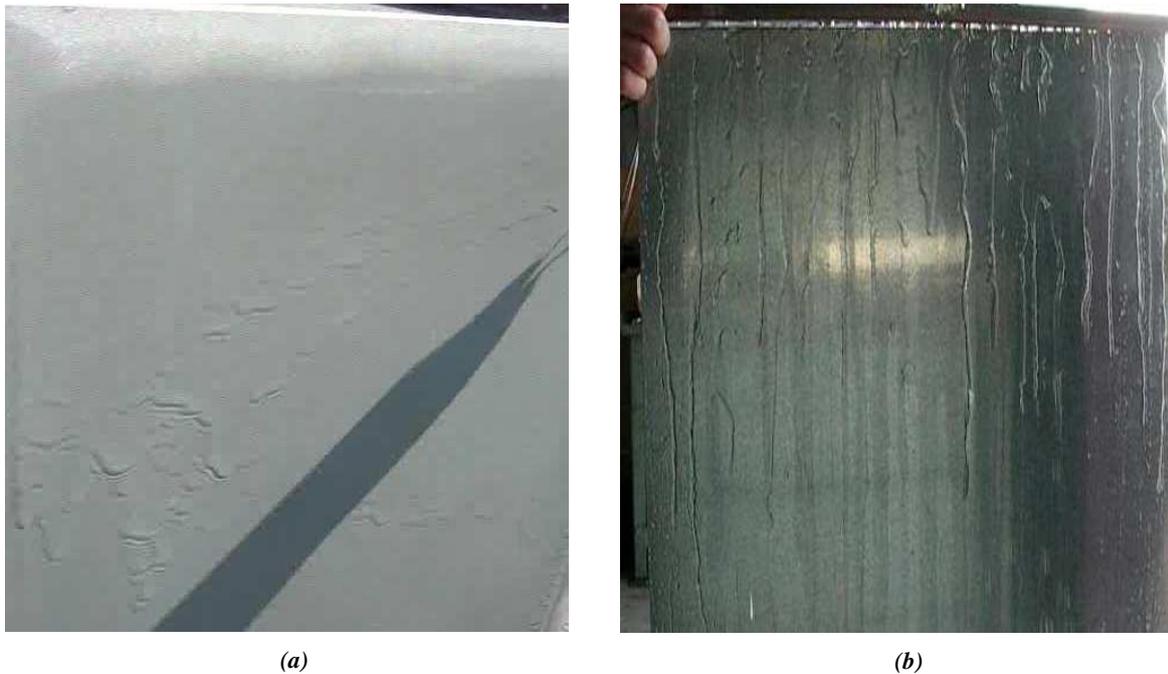


Figure 2.5. description de la maquette expérimentale

#### Une plaque en aluminium

Les dimensions de la plaque ont été choisies par analyse dimensionnelle (1000 mm x 500 mm x 12 mm) pour pouvoir reproduire le même environnement d'un convertisseur dans le train. Le choix de la tôle d'aluminium est dû à sa forte conductivité thermique ( $237 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ), ce qui permet d'obtenir un chauffage le plus homogène possible. Le coefficient de dilatation thermique n'est pas pris en compte.

Cette plaque est utilisée pour les essais en convection naturelle et en refroidissement par film liquide. Pour obtenir un film d'eau recouvrant toute la surface de la plaque il fallait faire varier la tension superficielle de l'aluminium (le changement de la tension superficielle de l'eau nécessite l'ajout d'additifs, ce qui entraîne le changement des propriétés de l'eau : solution rejetée). Afin d'avoir une bonne mouillabilité, nous avons choisi un sablage de la surface de la plaque. Les résultats obtenus sont très concluants (figure 2.6.a et 2.6.b).



**Figure 2.6.** Effet du sablage de la plaque d'aluminium sur sa mouillabilité (a) plaque sablée (b) plaque non sablée

### Alimentation en eau

Pour créer un film d'eau ruisselant sur la plaque, un tuyau en cuivre percé régulièrement a été utilisé de façon à distribuer l'eau sur l'ensemble de la surface de la plaque. La longueur du tuyau dépend de la configuration étudiée (plaque horizontale ou plaque verticale).

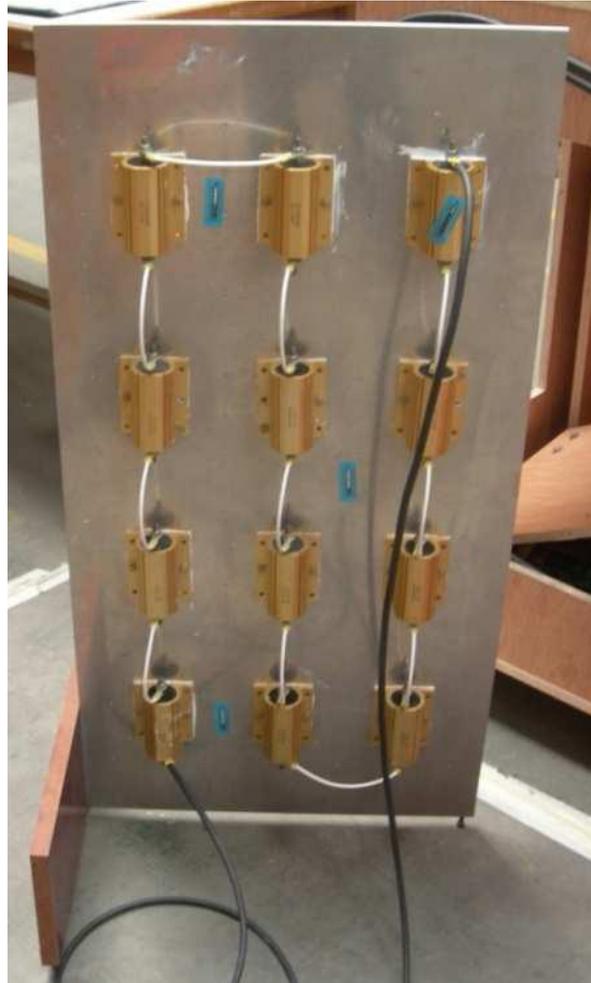
L'écoulement et la pression de l'eau sont générés de façon hydrostatique. L'eau est stockée dans un réservoir en haut de la plaque et coule grâce à la gravité. Le niveau d'eau reste constant et cela permet d'avoir un débit massique constant et une température d'eau homogène. A la sortie du réservoir, l'eau est conduite par des tuyaux en plastique vers le tube en cuivre. Afin d'avoir un film d'eau plus uniforme, un morceau de tissu est placé sur 1cm de la partie supérieure de la plaque (figure 2.7). Deux soupapes sont utilisées pour régler le débit massique.



**Figure 2.7.** Tube d'alimentation en eau utilisé

### Alimentation et système de chauffage

Pour reproduire le même chauffage que les composants du convertisseur, nous utilisons des résistances électriques (pouvant dissiper la totalité de puissance reçue par effet joule). Les douze résistances utilisées sont d'environ 0.8 Ohm chacune et peuvent encaisser une puissance maximale de 200W. Elles sont placées en série (figure 2.8) afin d'avoir la plus grande résistance globale possible. Nous pouvons ainsi utiliser une puissance maximale de chauffage de 1600W. Les semelles des résistances sont couvertes d'une couche de pâte thermique pour assurer le meilleur transfert de chaleur possible.



**Figure 2.8.** Disposition des résistances sur la partie extérieure de la plaque

Les résistances sont connectées à une alimentation à sortie continue variable. Le modèle utilisé pour tous les essais est Sorensen/Ametek XFR 150-18, avec une plage de tension de 0-150 V et une plage de courant de 0-18 A.

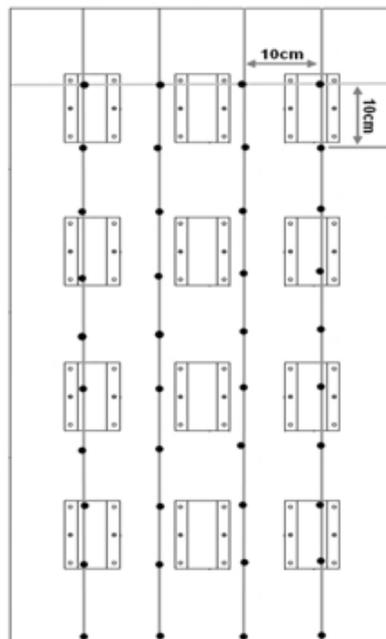
### Isolation

Pour éviter les pertes et garantir que la totalité du flux de chaleur passe directement dans la plaque d'aluminium, une couche de laine de verre de 100 mm d'épaisseur ainsi qu'une paroi en plexiglas ont été placées autour des résistances.

La conductivité thermique de la laine de verre est d'environ  $0,04 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , et sa résistance thermique est de  $2,5 \text{ K.W}^{-1}$ . Elle est utilisée pour isoler les résistances. Les pertes de chaleur sont donc négligeables.

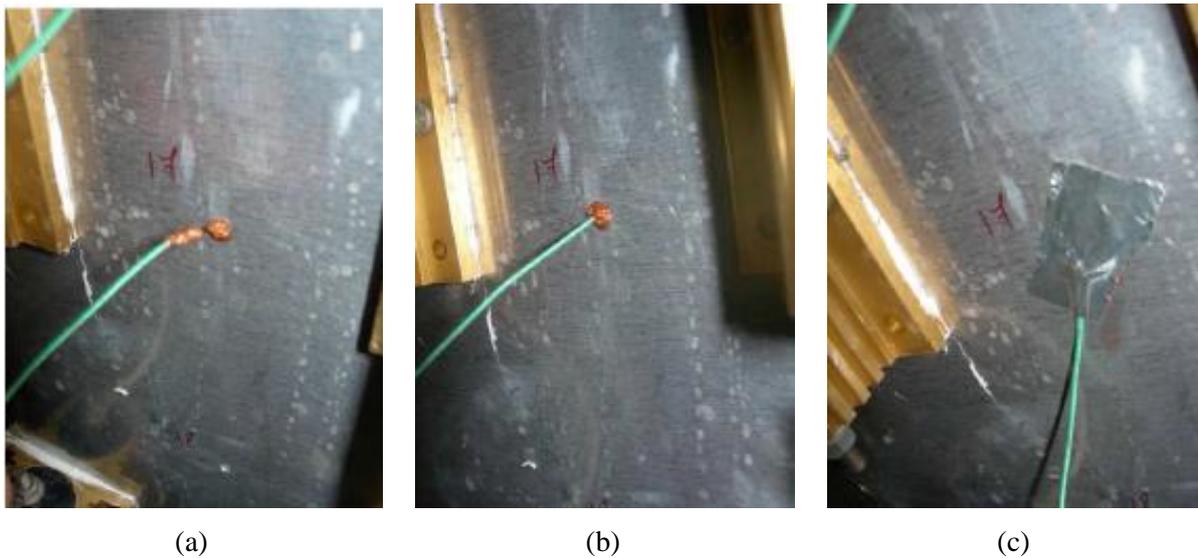
### Thermocouples

Pour mesurer la température de la plaque, Nous utilisons quarante thermocouples de type K. Mesurant des températures de  $-250^{\circ}\text{C}$  à  $1372^{\circ}\text{C}$ . Ce type de thermocouple est le plus répandu et le plus économique. Le K-thermocouple constitué de deux fils de matériaux différents, un composé de Chromel et l'autre d'Alumel. Ces deux matières différentes créent une tension aux bornes des fils variant en fonction de la température. En mesurant cette tension nous retrouvons la température. Les thermocouples sont répartis sur 10 lignes et 4 colonnes (figure 2.9)



**Figure 2.9.** positions des thermocouples sur la plaque

Les thermocouples sont placés dans de petits perçages de façon à être à 1 mm de la surface sablée et recouvert de pâte thermique (figures 2.10.a-c)



**Figure 2.10.** Implantation des thermocouples

### Acquisition des données

Un système d'acquisition de données est utilisé pour récupérer les températures relevées par les K-thermocouples. La machine utilisée est une Keithley 3700, elle permet de connecter 80 thermocouples différents (figure 2.11.a et 2.11.b). Le nombre de mesure ainsi que le pas entre mesures peuvent être réglés selon le type d'essai. Le système d'acquisition est connecté à un ordinateur portable pour enregistrer toutes les données récupérées.

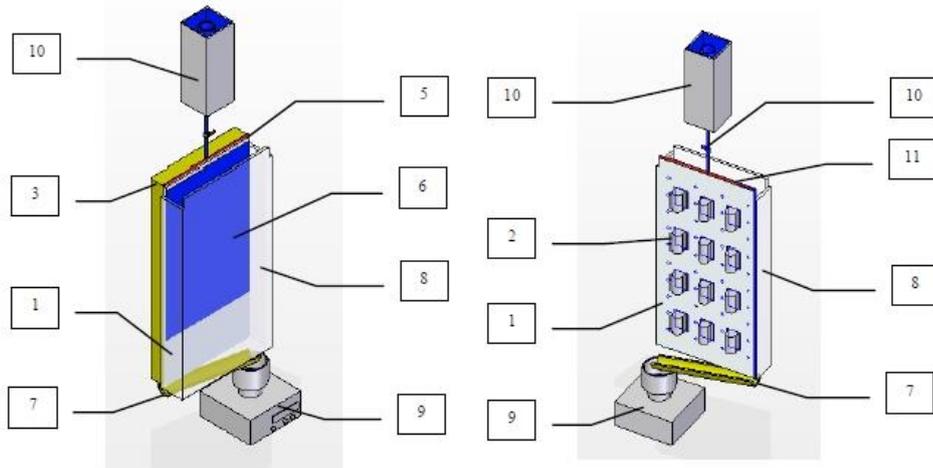


**Figure 2.11.** (a) Machine Keithley 3700 pour acquisition des données (b) connexion de la machine avec ordinateur

### Balance de précision

Lors de l'étude du refroidissement avec changement de phase, nous devons mesurer le débit évaporé. Pour cela nous mesurons le débit d'entrée et le débit de sortie à l'aide d'un

chronomètre et d'une balance (Sartorius) qui permet une précision de  $10^{-5}$  kg. Ainsi, par différence, nous obtenons le débit évaporé.



**Figure 2.12.** schéma de la maquette expérimentale en 3D. (1) plaque d'aluminium (2) résistance (3) isolation (5) tube d'entrée d'eau (6) film d'eau (7) collecteur d'eau à la sortie (8) paroi en plexiglas (9) balance électronique (10) réservoir d'eau (11) vanne

Les résultats des essais sont présentés en plusieurs paragraphes selon les configurations étudiées. Les deux grands axes de cette étude sont le refroidissement par convection naturelle ou par film liquide. Pour chaque axe, nous avons effectué des essais de chauffage avec paroi de plexiglas latérale ou sans paroi, pour une plaque d'aluminium verticale ou horizontale, pour plusieurs inclinaisons de la plaque et pour une plaque avec ailettes.

### 3. Procédure expérimentale :

#### 3.1. Démarche suivie

Afin de réaliser les différents essais expérimentaux, les étapes suivantes sont suivies :

- Ouverture de la valve pour permettre à l'eau de ruisseler sur la plaque. Le débit massique d'entrée est régulé avant la mise en marche de l'alimentation.

- Afin d'assurer une mouillabilité complète de toute la plaque, un morceau fin de tissu est placé sur le haut de la plaque pour homogénéiser le film d'eau.
- Mise en marche de la centrale d'acquisition reliée directement à l'ordinateur, les valeurs relevées par les thermocouples sont donc stockées directement sur l'ordinateur.
- Mise en marche de l'alimentation. La puissance souhaitée est obtenue en variant la tension et le courant.
- La température de la plaque est mesurée toutes les 10 secondes en 40 positions.
- Une fois le régime permanent atteint et la température de la plaque se stabilise, la température ambiante, la température d'entrée de l'eau, la température de la sortie de l'eau ainsi que la température de l'eau au milieu de la plaque sont mesurées.
- Le débit massique de l'eau à la sortie est mesuré à l'aide de la balance de précision. La différence entre le débit massique d'entrée et de sortie permet de déduire le débit évaporé.
- En utilisant les données mesurées de température et de débit, et à l'aide de la méthode inverse décrite par la suite, différentes grandeurs sont analysées comme le nombre de Nusselt local sensible et latent, le débit évaporé et la température de la plaque.

### 3.2. La résolution des équations

La résolution de l'équation de la chaleur sur la résistance peut s'exprimer par :

$$p + \lambda \left( \beta \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \gamma \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = \frac{1}{e} [\varphi_{arriere} + \varphi_{avant}] + \alpha \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$$

Où  $p$  représente la production interne ( $W/m^3$ ) liée aux pertes par effet Joule, supposé homogène dans toute la résistance électrique,  $\varphi_{arriere}$  la densité de flux dissipée par la face arrière (isolant) en  $W/m^2$  et  $\varphi_{avant}$  la densité de flux recherchée, correspondant à la convection et au rayonnement sur la face supérieure (refroidie par l'air) de la résistance.

Les coefficients  $\alpha$ ,  $\beta$  et  $\gamma$  sont égaux à 1 dans le cas de la résolution du problème complet, c'est-à-dire 2D transitoire. Ils peuvent être annulés pour ne prendre en compte que le régime permanent et les flux suivant une seule direction par exemple (en supposant ceux dans la direction orthogonale négligeables).

Les conditions aux limites associées à cette équation sont des conditions de type température :

$$T(x, 0) = T_{x0} \quad T(x, L) = T_{xL} \quad T(0, y) = T_{0y} \quad T(H, y) = T_{Hy}$$

$$\varphi_{arriere} = 0 \quad \text{et à priori} \quad T(x, y) = T_{cam}(x, y)$$

Les températures latérales sont déterminées à partir des mesures prises à la caméra infrarouge. Le problème défini ainsi est à priori bien posé puisque l'on connaît toutes les conditions aux limites du problème et pourrait donc faire l'objet d'une résolution directe.

Le problème qui se pose est celui de la précision de la détermination des flux conductifs dans la résistance à partir des températures mesurées à la caméra qui, par essence, sont bruitées.

Il est alors plus correct de mettre en place une résolution inverse pour ce problème.

Dans la suite de ce document, on s'intéresse à la résolution du problème 2D permanent, c'est-à-dire avec  $\alpha = 0$ ;  $\beta = 1$ ;  $\gamma = 1$ .

### 3.3. Méthode inverse

#### 3.3.1. Principe

Un problème dit « direct » consiste à déterminer des effets à partir de la connaissance des causes. Un problème dit « inverse » consiste quant à lui à déterminer les causes ayant abouties à des effets connus. Ces méthodes trouvent leur application dans les études thermiques pour la détermination de propriétés physiques inconnues (conductivité par exemple) ou encore des conditions aux limites d'un domaine par exemple un flux.

Dans notre cas,  $\varphi_{avant}(x, y)$  est alors déterminé par la résolution d'un problème de conduction inverse, couplé à la modélisation thermique directe de l'équation générale présentée précédemment, et résolue par différences finies. Le principe est d'imposer le flux recherché dans le modèle direct et de récupérer les températures ainsi déduites. La méthode inverse consiste à corriger le flux imposé à partir de la comparaison entre les températures mesurées à la caméra et les températures calculées numériquement. Le processus de recherche du flux est alors itératif.

Cependant, la résolution de ce genre de problème dit « inverse » est que la solution est très sensible à des variations, même faibles, sur les données d'entrée (géométrie, propriétés des matériaux par exemple, conditions aux limites « connues »). Ces incertitudes sont inévitables

compte tenu des incertitudes qui peuvent exister sur les mesures. Le processus de recherche de la solution par itération successive peut répercuter ces incertitudes sur les données d'entrée sur le résultat en les amplifiant. Lorsque c'est le cas, le problème est alors dit mal posé [Hadamard (1923)] Afin de rendre le processus de recherche plus stable, on utilise généralement une méthode de régularisation [Etemad (1955), Beck et all (1996) et Petit et Maillet (2008)] qui permet de limiter l'effet de ces incertitudes sur le résultat [Petit et Maillet (2008) et Tichonov et Arsenin (1977)]. Dans le cas de l'identification d'un flux qui à priori dépend du temps et de l'espace, on cherche à stabiliser la solution dans l'espace et dans le temps. On parle alors de régularisation spatio-temporelle.

### ***3.3.2. Régularisation spatio-temporelle***

Afin de déterminer le flux qui correspond aux températures mesurées expérimentalement, comme dit précédemment, on doit faire tendre l'écart entre les températures calculées par le modèle direct et les températures mesurées vers 0.

Ainsi on cherche basiquement à minimiser le critère suivant :

$$F = \sum_x \sum_y [T_{cal}(x, y) - T_{mes}(x, y)]^2$$

La minimisation de ce seul critère ne permet pas de réguler la recherche et laisse libre cours à l'amplification des erreurs sur les données d'entrée. Ainsi, on suit une méthode qui consiste à ajouter les termes de régularisation au critère précédent.

On trouve 3 ordres de régularisation : l'ordre 0 qui permet de limiter les valeurs maximales du flux recherché, l'ordre 1 qui permet de limiter les variations importantes du flux recherché, l'ordre 2 qui permet de limiter les oscillations rapides. Ainsi on définit un nouveau critère à minimiser :

$$S = F + \alpha_0 S_0 + \alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2$$

Tel que :

$$S = \sum_x \sum_y [T_{cal}(x, y) - T_{mes}(x, y)]^2 + \alpha_0 \sum_x \sum_y [\varphi_{avant}(x, y)]^2 + \alpha_1 \sum_x \sum_y [grad(\varphi_{avant}(x, y))]^2 + \alpha_2 \sum_x \sum_y [\Delta\varphi_{avant}(x, y)]^2$$

Les différents ordres de régularisation sont pondérés par les  $\alpha_i$ , en général petits. En effet, si par exemple on donne, dans la fonction S que l'on va minimiser, trop d'importance au terme d'ordre 0, alors on ne va pas aboutir à un résultat qui minimise bien F, alors que c'est pourtant le but recherché.

La construction de cette fonction S vient de l'agrégation en une seule fonction d'un critère à minimiser (F) sous certaines contraintes (S0, S1 et S2) telle qu'on peut le faire en optimisation.

En thermique, le problème principal vient du fait que les mesures de température sont souvent bruitées, notamment lorsque mesurées par caméra infrarouge comme dans notre cas. Ce bruit va entraîner des valeurs de flux conductifs très fluctuantes et qui ne représentent pas la réalité. Afin de limiter cet effet, on doit alors mettre l'accent sur la régularisation d'ordre 1 qui va empêcher l'amplification des fluctuations d'origine métrologique en limitant les variations rapides des flux.

Ainsi pour ce genre de problème, on se limite au critère :

$$S = \sum_x \sum_y [T_{cal}(x, y) - T_{mes}(x, y)]^2 + \alpha_1 \sum_x \sum_y [grad(\varphi_{avant}(x, y))]^2$$

### 3.3.3. Détermination numérique des coefficients d'échange convectifs

On a vu précédemment que l'application d'une méthode inverse avec régularisation est un processus itératif qui nécessite l'utilisation d'un modèle dit « direct » qui va calculer les températures à partir de conditions connues (températures ici) et de conditions inconnues (ici le flux recherché) que l'on impose de manière arbitraire au départ du calcul et d'un processus de correction du flux imposé au cours des itérations successives par minimisation de la fonction S précédente.

On détaille par la suite le fonctionnement de cet algorithme.

### 3.3.3.1. Modèle direct :

Pour résoudre l'équation liée à notre problème, de manière numérique, on procède à une discrétisation en différences finies avec l'indice  $i$  pour la direction  $x$  et  $j$  pour la direction  $y$ ,  $\Delta x$  et  $\Delta y$  étant les pas de discrétisation supposés constants.

Pour que le calcul soit pertinent, on doit alors assurer une correspondance entre le maillage réalisé numériquement et les pixels sur lesquels la caméra fournit des valeurs de températures.

La détermination de la position de la résistance chauffante dans l'image délivrée par la caméra infrarouge est donc un premier problème. Afin d'améliorer la précision de cette localisation, on délimite les bords de la résistance peinte en noire avec un papier aluminium brillant, positionné sur tout le pourtour de la résistance. Ainsi, la différence d'émissivité (alu/peinture noire) est à l'origine d'une différence de température affichée par la caméra, facilement détectable.

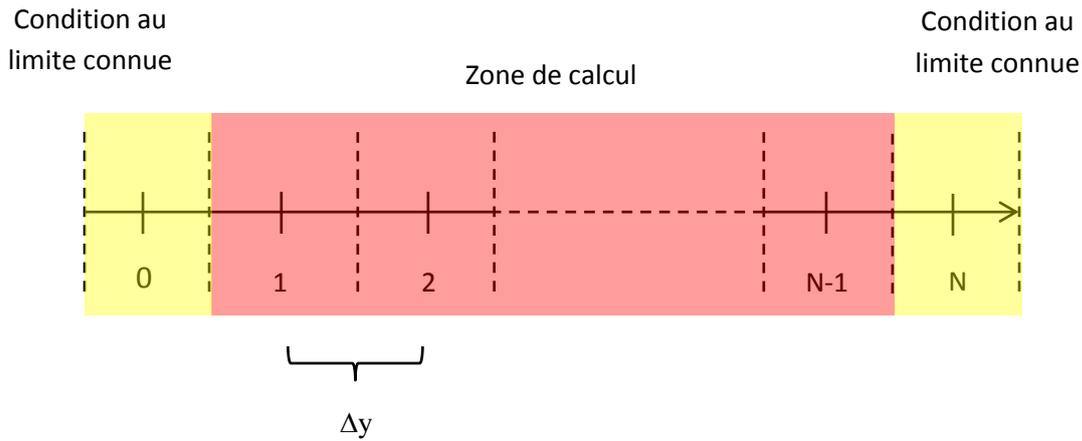
On aboutit alors à résoudre, pour un point donné de l'espace, une équation telle que :

$$p_j^i + \lambda \left( \frac{T_j^{i+1} - 2T_j^i + T_j^{i-1}}{\Delta x^2} + \frac{T_{j+1}^i - 2T_j^i + T_{j-1}^i}{\Delta y^2} \right) = \frac{1}{e} [\varphi_{avant}^i]_j$$

Avec :

$$\begin{aligned} 1 \leq i \leq M - 1 & \quad \text{et} \quad \Delta x = \frac{H}{M+1} \\ 1 \leq j \leq N - 1 & \quad \text{et} \quad \Delta y = \frac{L}{N+1} \end{aligned}$$

Pour  $i=0, M$  et  $j=0, N$  les températures sont connues car ce sont les conditions aux limites.



Le système d'équations précédent peut ainsi se mettre sous une forme matricielle après vectorisation des matrices  $T$ ,  $p$  et  $\varphi_{avant}$ , de taille  $(M-1) \times (N-1)$ . Ainsi, on effectue un changement d'indice tel que  $m = j + (N - 1)(i - 1)$ .

$$p_m + \lambda \left( \frac{T_{m+N-1} - 2T_m + T_{m-N+1}}{\Delta x^2} + \frac{T_{m+1} - 2T_m + T_{m-1}}{\Delta y^2} \right) = \frac{1}{e} [\varphi_m]$$

$$p + A.T = \frac{1}{e} \varphi$$

Ainsi, à partir de la connaissance de  $p$  et de  $\varphi_{avant}$ , on peut aisément calculer  $T$ , alors notée  $T_{cal}$ . Ce système est résolu à chaque itération  $k$  lors de la recherche de la solution, on peut donc écrire :

$$T_{cal}^k = A^{-1} \cdot \left[ \frac{1}{e} \varphi^k - p \right]$$

### 3.3.3.2. Correction par régularisation spatiale :

Pour passer de l'itération  $k$  à l'itération  $k+1$ , on recherche quel est le nouveau flux  $\varphi_{avant}^{k+1}$  qui va permettre de minimiser les termes présents dans la fonction  $S$  que l'on discrétise sous la forme :

$$F = \sum_m [T_{cal}^k(m) - T_{mes}(m)]^2$$

Pour le terme d'ordre 1, en effectuant la régularisation dans toutes les directions de l'espace, on a :

$$S_1 = \sum_m [\varphi^{k+1}(m + N - 1) + \varphi^{k+1}(m + 1) - 2. \varphi^{k+1}(m)]^2$$

On va donc chercher le flux  $\varphi^{k+1}(m)$  qui permet de minimiser S. Pour cela, on cherche à annuler sa dérivée par rapport aux différents flux  $\varphi^{k+1}(p)$ .

**En ce qui concerne l'écart quadratique de températures F**, on aboutit alors à :

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi^{k+1}(p)} = 2 \sum_m [T_{cal}^k(m, \varphi^{k+1}(p)) - T_{mes}(m)] \frac{\partial T_{cal}^k(m, \varphi^{k+1}(p))}{\partial \varphi^{k+1}(p)}$$

Qui donne sous forme matricielle :

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi^{k+1}} = 2J. [T_{cal}^k(\varphi^{k+1}) - T_{mes}]$$

Avec J la matrice de sensibilité des températures par rapport aux variations de chaque flux telle que :

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial T_{cal}^k(1)}{\partial \varphi^{k+1}(1)} & \dots & \frac{\partial T_{cal}^k((M-1).(N-1))}{\partial \varphi^{k+1}(1)} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial T_{cal}^k(1)}{\partial \varphi^{k+1}((M-1).(N-1))} & \dots & \frac{\partial T_{cal}^k((M-1).(N-1))}{\partial \varphi^{k+1}((M-1).(N-1))} \end{bmatrix}$$

Il nous faut également rechercher comment exprimer  $T_{cal}^k(m, \varphi^{k+1}(p))$  qui est pour l'instant inconnu en fonction de  $T_{cal}^k(m, \varphi^k(p))$  qui est connu. Pour cela un développement de Taylor d'ordre 1 est utilisé :

$$T_{cal}^k(m, \varphi^{k+1}(p)) = T_{cal}^k(m, \varphi^k(p)) + \sum_p \frac{\partial T_{cal}^k(m, \varphi^{k+1}(p))}{\partial \varphi^{k+1}(p)} [\varphi^{k+1}(p) - \varphi^k(p)]$$

Soit sous forme matricielle :

$$T_{cal}^k(\varphi^{k+1}) = T_{cal}^k(\varphi^k) + J^t \Delta\varphi$$

Ainsi en remplaçant, on obtient finalement à l'itération k :

$$\frac{\partial F}{\partial \varphi^{k+1}} = 2J \cdot [T_{cal}^k(\varphi^k) - T_{mes}] + 2JJ^t \Delta\varphi$$

**En ce qui concerne le terme d'ordre 1**, en procédant de manière similaire, nous avons :

$$\frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}(p)} = \frac{\partial}{\partial \varphi^{k+1}(p)} \sum_m [\varphi^{k+1}(m+N-1) + \varphi^{k+1}(m+1) - 2 \cdot \varphi^{k+1}(m)]^2$$

Les dérivées ne sont pas nulles uniquement lorsque  $\varphi^{k+1}(p)$  apparaît dans la somme, c'est-à-dire pour certain indices m uniquement. Ainsi on a :

$$\begin{aligned} \frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}(p)} &= \frac{\partial}{\partial \varphi^{k+1}(p)} [\varphi^{k+1}(p) + \varphi^{k+1}(p-N+2) - 2 \cdot \varphi^{k+1}(p-N+1)]^2 \\ &\quad + \frac{\partial}{\partial \varphi^{k+1}(p)} [\varphi^{k+1}(p+N-2) + \varphi^{k+1}(p) - 2 \cdot \varphi^{k+1}(p-1)]^2 \\ &\quad + \frac{\partial}{\partial \varphi^{k+1}(p)} [\varphi^{k+1}(p+N-1) + \varphi^{k+1}(p+1) - 2 \cdot \varphi^{k+1}(p)]^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}(p)} &= 2[\varphi^{k+1}(p) + \varphi^{k+1}(p-N+2) - 2 \cdot \varphi^{k+1}(p-N+1)] \\ &\quad + 2[\varphi^{k+1}(p+N-2) + \varphi^{k+1}(p) - 2 \cdot \varphi^{k+1}(p-1)] \\ &\quad - 4[\varphi^{k+1}(p+N-1) + \varphi^{k+1}(p+1) - 2 \cdot \varphi^{k+1}(p)] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}(p)} &= 12\varphi^{k+1}(p) + 2\varphi^{k+1}(p-N+2) - 4 \cdot \varphi^{k+1}(p-N+1) + 2\varphi^{k+1}(p+N-2) \\ &\quad - 4 \cdot \varphi^{k+1}(p-1) - 4\varphi^{k+1}(p+N-1) - 4\varphi^{k+1}(p+1) \end{aligned}$$

Soit encore :

$$\frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}(p)} = 2. [6\varphi^{k+1}(p) + \varphi^{k+1}(p - N + 2) - 2.\varphi^{k+1}(p - N + 1) + \varphi^{k+1}(p + N - 2) - 2.\varphi^{k+1}(p - 1) - 2\varphi^{k+1}(p + N - 1) - 2\varphi^{k+1}(p + 1) ]$$

Sous forme matricielle on a donc :

$$\frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}} = 2X_1\varphi^{k+1} = 2X_1\varphi^k + 2X_1\Delta\varphi$$

On peut très bien effectuer la régularisation spatiale pour une direction de l'espace et non les deux. Par exemple, dans notre cas, on cherche à déterminer le flux de refroidissement en fonction de y au centre de la résistance chauffante. La direction x n'est pas déterminante et par symétrie, au centre de la plaque, les flux suivants x sont théoriquement nuls donc à priori (dans l'expérience) faibles. On peut effectuer la régularisation en considérant uniquement les gradients suivants y soit :

$$S_1 = \sum_m [\varphi^{k+1}(m + 1) - \varphi^{k+1}(m)]^2$$

$$\frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}(p)} = \frac{\partial}{\partial \varphi^{k+1}(p)} [\varphi^{k+1}(p) - \varphi^{k+1}(p - 1)]^2 + \frac{\partial}{\partial \varphi^{k+1}(p)} [\varphi^{k+1}(p + 1) + \varphi^{k+1}(p)]^2$$

$$\frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}(p)} = 2[\varphi^{k+1}(p) - \varphi^{k+1}(p - 1)] - 2[\varphi^{k+1}(p + 1) - \varphi^{k+1}(p)]$$

$$\frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}(p)} = 4\varphi^{k+1}(p) - 2\varphi^{k+1}(p - 1) - 2.\varphi^{k+1}(p + 1)$$

Soit encore :

$$\frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}(p)} = 2 \cdot [2\varphi^{k+1}(p) - \varphi^{k+1}(p-1) - \varphi^{k+1}(p+1)]$$

On aboutit à une expression de la même forme avec une matrice  $X_1$  différente :

$$\frac{\partial S_1}{\partial \varphi^{k+1}} = 2X_1\varphi^{k+1} = 2X_1\varphi^k + 2X_1\Delta\varphi$$

**Cette régularisation spatiale uniquement sur la direction y est utilisée par la suite.**

Au global, en rassemblant l'écart quadratique de température et le terme d'ordre 1, on souhaite que l'expression suivante ait une valeur de 0 :

$$\frac{\partial S}{\partial \varphi^{k+1}} = 2J \cdot [T_{cal}^k(\varphi^k) - T_{mes}] + 2JJ^t\Delta\varphi + 2\alpha_1X_1\varphi^k + 2\alpha_1X_1\Delta\varphi = 0$$

Soit encore :

$$\frac{\partial S}{\partial \varphi^{k+1}} = 2J \cdot [T_{cal}^k(\varphi^k) - T_{mes}] + 2\alpha_1X_1\varphi^k + (2JJ^t + 2\alpha_1X_1)\Delta\varphi = 0$$

On peut alors déterminer la correction à apporter sur  $\varphi$  pour passer de l'itération  $k$  à l'itération  $k+1$ :

$$\Delta\varphi = -(JJ^t + \alpha_1X_1)^{-1} [J \cdot [T_{cal}^k(\varphi^k) - T_{mes}] + \alpha_1X_1\varphi^k]$$

Le choix du coefficient  $\alpha_1$  n'est pas aléatoire mais doit permettre de minimiser l'amplification du bruit de mesure dans la solution. Il est alors déterminé de manière à donner le meilleur conditionnement possible pour le problème du calcul précédent, c'est-à-dire le problème de la recherche de  $\Delta\varphi$ .

Ainsi  $\alpha_1$  est réglé à  $\alpha_1^{opt}$  tel que

$$cond(JJ^t + \alpha_1^{opt}X_1) = \min[cond(JJ^t + \alpha_1X_1)]$$

Ce processus de recherche itératif est arrêté lorsque la valeur de la fonction S reste constante à deux itérations successives. Ainsi le flux  $\varphi(i, j)$  obtenu à la dernière itération est le flux expérimental permettant d'obtenir les températures mesurées à la caméra.

Ce flux surfacique sur la résistance est la somme du flux échangé par convection et par rayonnement ainsi :

$$\varphi(i, j) = \varphi_{cv}(i, j) + \varphi_{ray}(i, j)$$

$$\varphi(i, j) = h(i, j)(T(i, j) - T_{réf}) + \epsilon\sigma(T(i, j)^4 - T_{amb}^4)$$

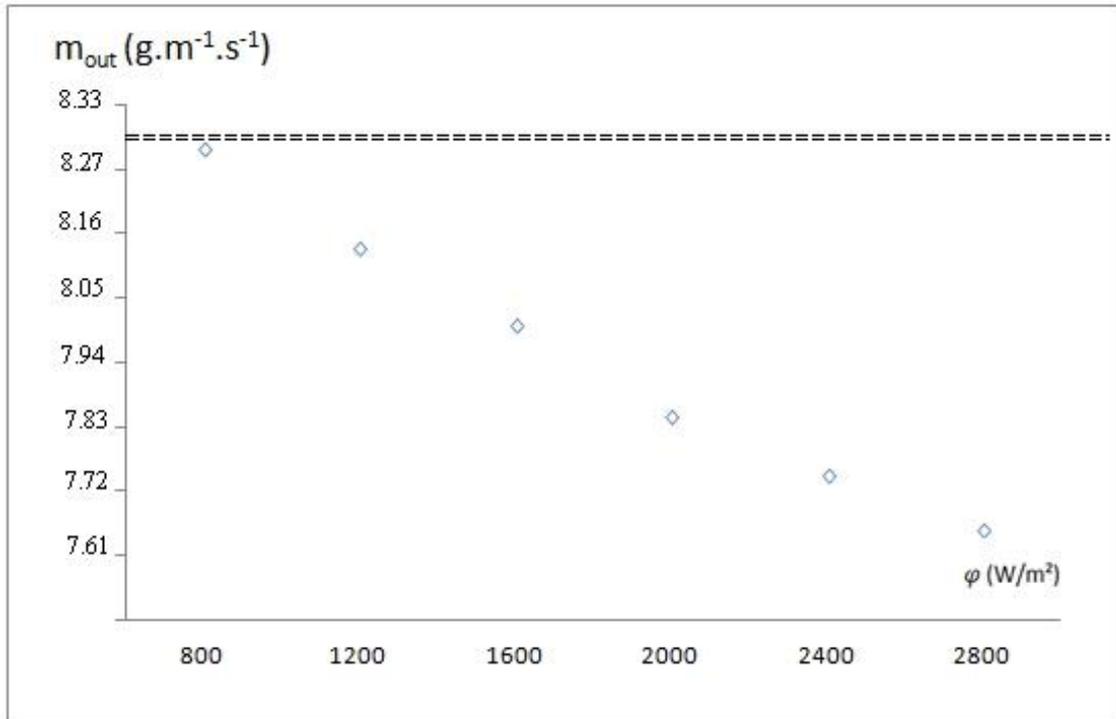
Le fait d'avoir peint la résistance avec une peinture d'émissivité connue nous permet de déterminer le flux convectif à la surface de la résistance et, moyennant le choix d'une température de référence pertinente pour la convection, de déduire la valeur du coefficient d'échange par convection en tout point de la résistance chauffante.

#### 4. Résultats des essais et discussion

La température le long de la plaque est mesurée à l'équilibre à l'aide de 40 K-thermocouples, d'incertitude égale à  $\Delta T = 0.05^\circ\text{C}$ . La puissance de chauffage fournie est calculé comme :  $P = UI$  avec, et la densité de flux de chauffage est égale à  $\varphi = \frac{P}{hl}$ . Le débit d'entrée d'eau est calculé avec la relation suivante  $\dot{m}_{in} = m/t$  avec m la masse de l'eau collectée pendant le temps t.  $\dot{m}_{in}$  est mesurée à l'aide d'une balance électronique connectée à un ordinateur avec une précision  $\Delta\dot{m}_{in}/\dot{m}_{in} = 0.01\%$  en absence d'évaporation, le débit d'eau de sortie est égal au débit d'eau d'entrée. Le débit d'eau évaporé est calculé comme la différence entre le débit d'eau d'entrée et le débit d'eau de sortie  $\varphi$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ )

$$\dot{m}_{ev} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$$

Par conséquent, cette différence peut être estimée seulement quand le débit d'eau à la sortie est différent de celui à l'entrée, donc quand  $\dot{m}_{out}$  est en dehors de l'intervalle d'incertitude de  $\dot{m}_{in}$ . Pour vérifier la validité de cette condition, la valeur du débit d'eau de sortie a été représentée pour plusieurs densités de chauffage et plusieurs débits d'entrée d'eau.



**Figure 2.13.** L'intervalle d'incertitude pour le débit d'eau évaporé. Débit d'eau de sortie en fonction de la densité de flux de chauffage

Le tableau 1 regroupe les plages de variations des conditions expérimentales. Il est à noter que la mesure de la température de l'eau durant les essais est assez difficile. Cette température est donc prélevée en début et à la fin de chaque essai.

Variables	Min	Max
Température ambiante de l'air (°C)	16	23
Température de l'eau à l'entrée (°C)	12	17
Débit d'entrée d'eau (g.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> )	2.77	8.33
Densité de chauffage (W.m <sup>-2</sup> )	800	3600

Tableau 1 : plages de variation des conditions expérimentales

Dans la suite de ce chapitre, nous présentons les résultats des essais réalisés. Trois configurations ont été étudiées selon la répartition du flux de chauffage sur la face extérieure de la plaque d'aluminium (figure 2.14). Afin d'analyser l'effet des parois du train, nous comparons aussi les résultats obtenus pour plaque libre et canal de largeur  $d=10\text{cm}$ .

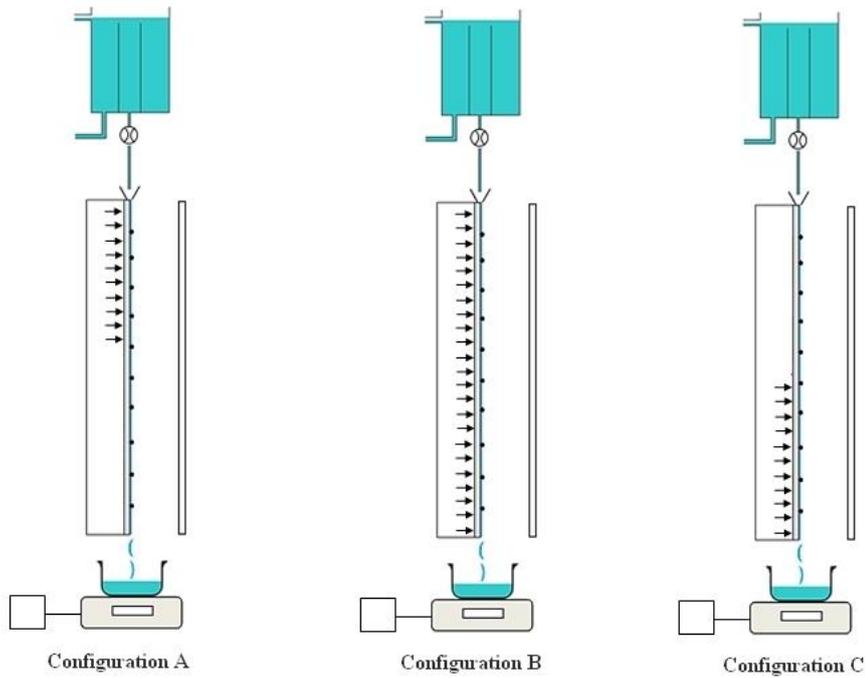
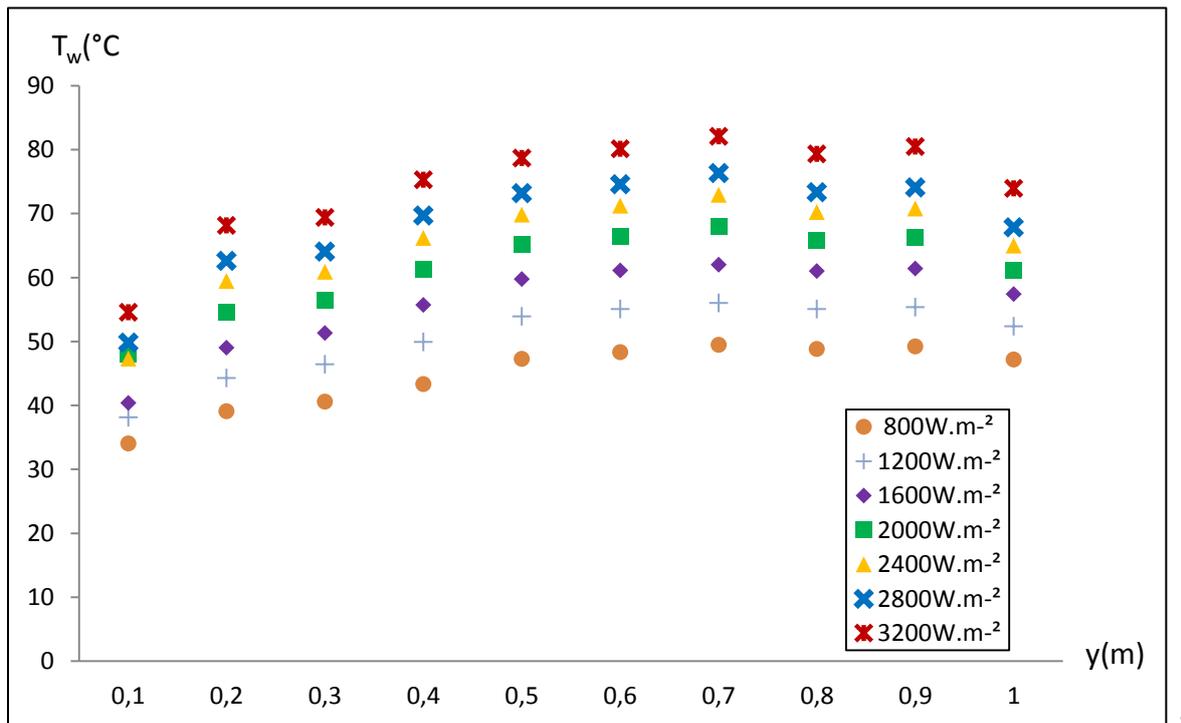


Figure 2.14. Schéma du dispositif expérimental, les trois configurations étudiées

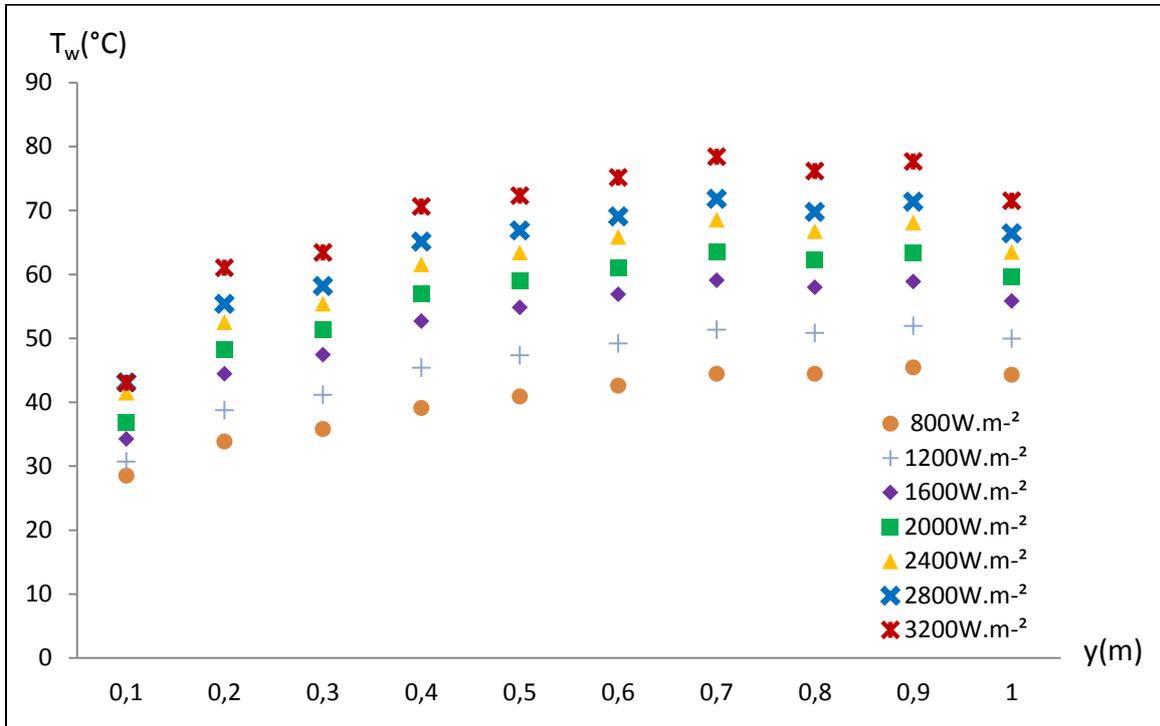
Nous commençons par présenter les résultats obtenus pour la configuration B.

#### 4.1. Profils de température

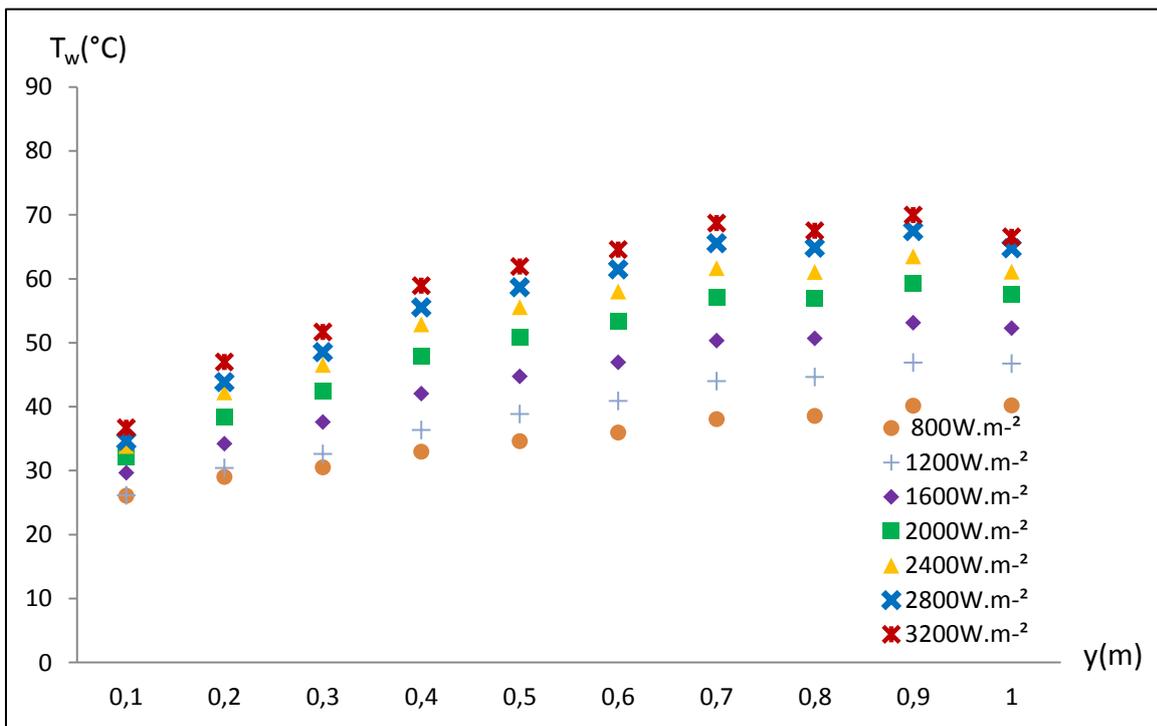


:

(a)



(b)



:

(c)

**Figure 2.15.** Profils de température de la plaque (a)  $\dot{m}_{in} = 2.77 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas (b)  $\dot{m}_{in} = 4.44 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas (c)  $\dot{m}_{in} = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas

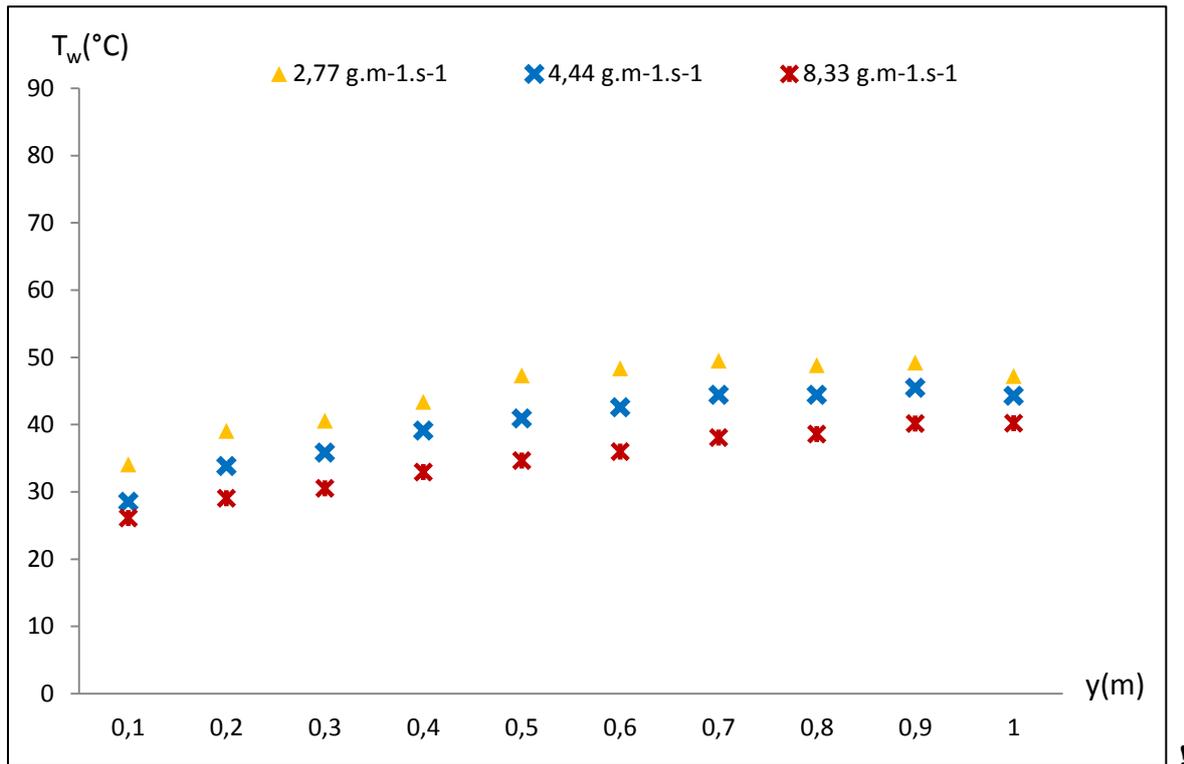
Les figures 2.15 a-c représentent l'évolution de la température le long de la plaque pour différentes densités de chauffage. Celle-ci montre que les profils de température de la plaque sont divisés en deux zones. La première zone commence du haut de la plaque jusqu'au point où la température atteint son maximum. Dans cette partie de la plaque, le film d'eau reçoit ce qu'on appelle un « flux de chaleur sensible » faisant augmenter la température de la plaque de façon linéaire.

À partir du point où la température atteint son maximum jusqu'au bas de la plaque, nous remarquons que la température de la plaque devient quasi-constante. En effet dans cette deuxième zone, le flux de chaleur reçu par la plaque est utilisé en totalité dans le processus d'évaporation. Il s'agit ici du « flux latent », La zone de chauffage et la zone d'évaporation ont été aussi distinguées par ben Jabrallah et al (2006).

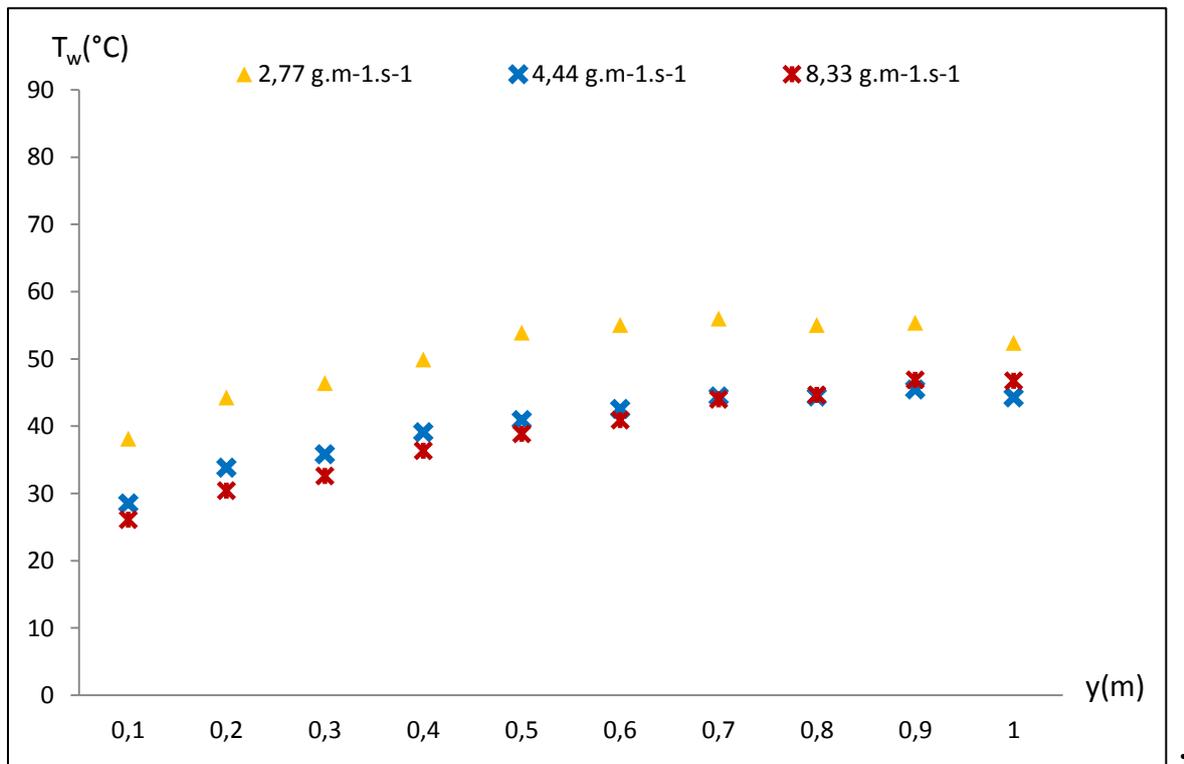
De façon évidente, plus nous augmentons la densité de chauffage imposée, plus la température mesurée est importante. Le point où la température atteint son maximum se déplace vers le milieu de la plaque quand la densité de chauffage augmente. La deuxième zone s'élargie donc, favorisant plus le processus d'évaporation du film.

#### 4.2. Effet du débit d'entrée d'eau

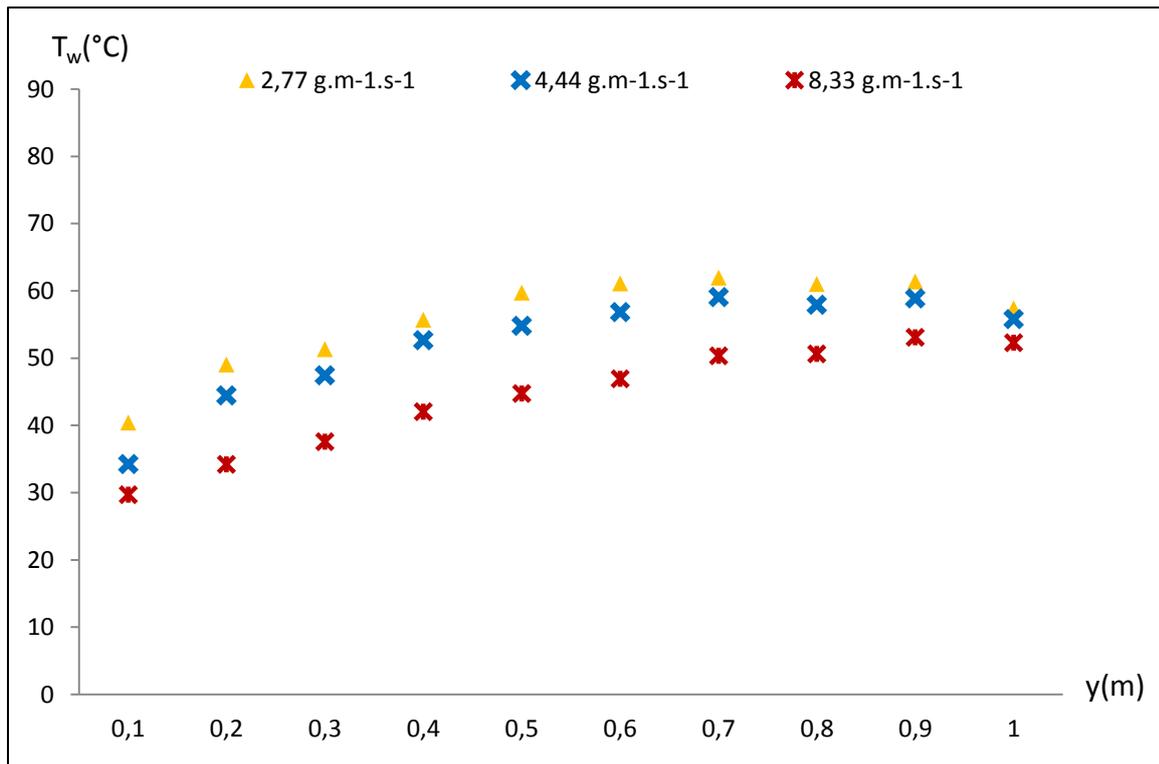
Le débit d'entrée d'eau a été aussi pris en compte durant les essais. Afin d'analyser son influence, trois débits d'entrée d'eau ont été imposés.  $\dot{m}_{in} = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  étant le débit maximal récupérable à partir du système de climatisation du train. Les figures 2.16.a-g montrent que le flux de chaleur évacué par la plaque vers le film d'eau baisse quand le débit d'entrée d'eau baisse. Le flux de chauffage évacué par la plaque vers le film est utilisé pour évaporer l'eau et ainsi augmenter la production de vapeur. L'épaisseur du film d'eau est moins importante pour les faibles débits d'entrée d'eau, la résistance thermique du film est donc moins importante ce qui favorise la production de vapeur.



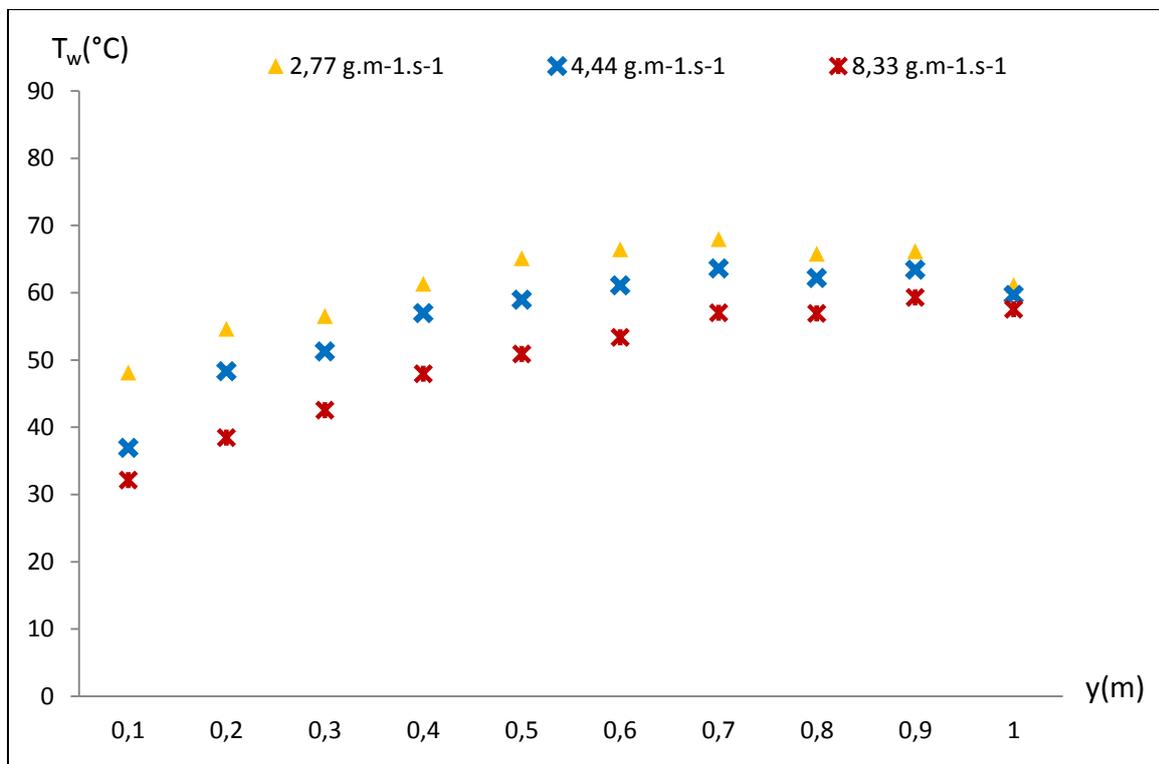
(a)



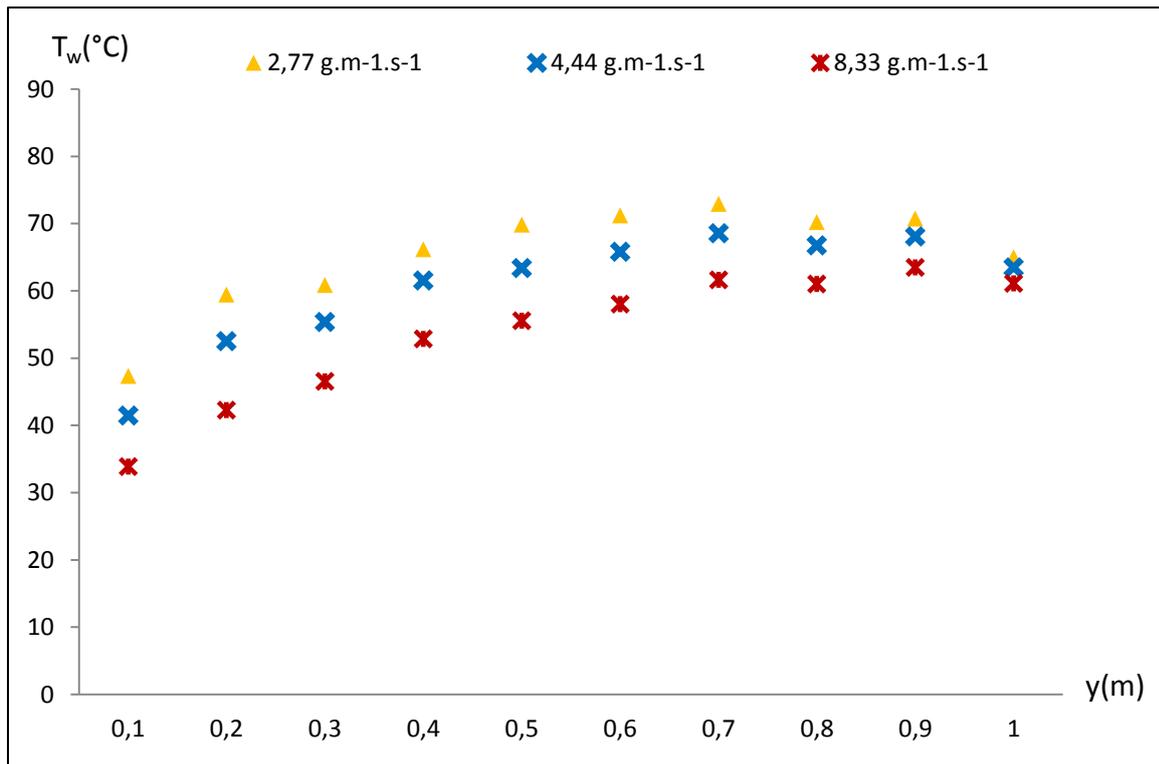
(b)



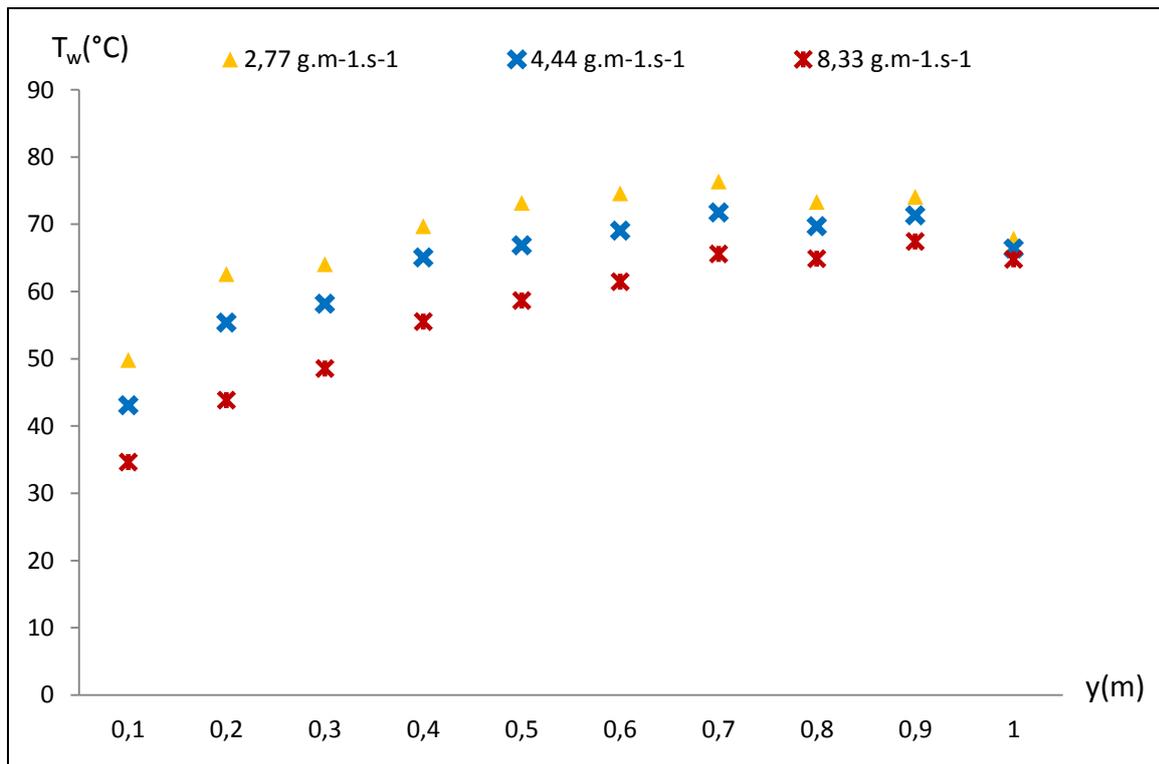
(c)



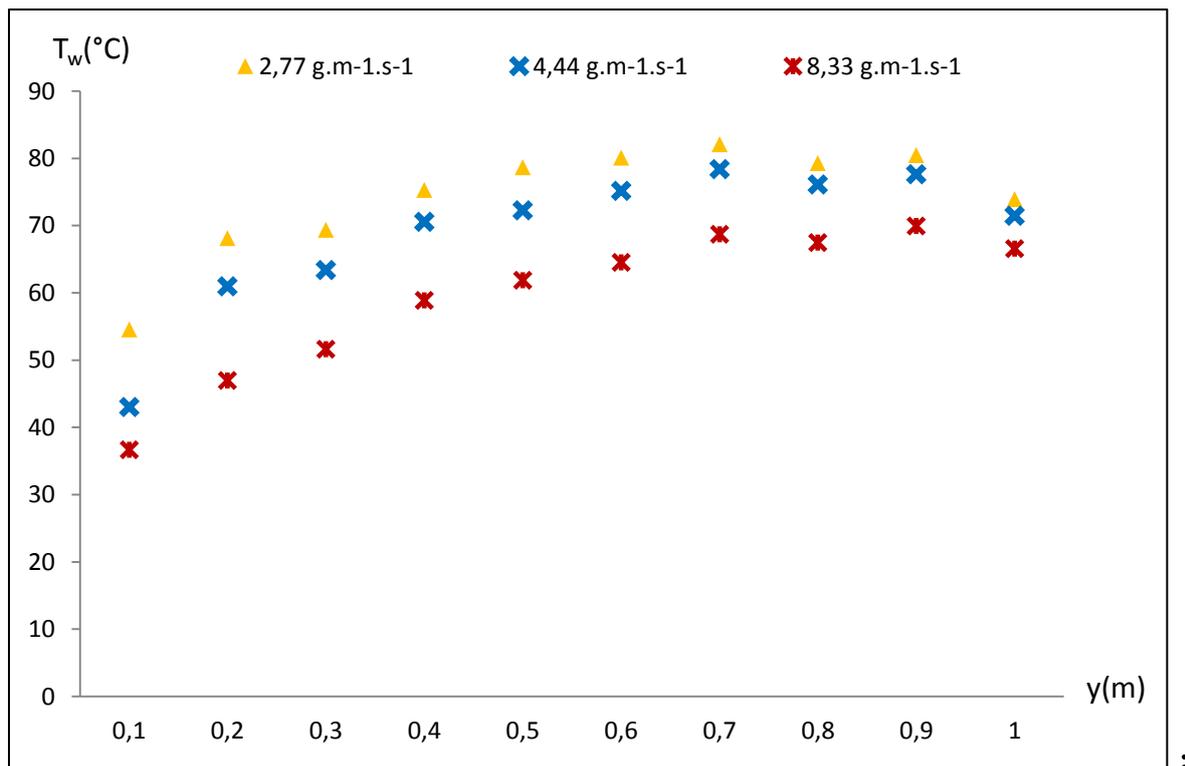
(d)



(e)



(f)



(g)

**Figure 2.16.** Profils de température de la plaque (a)  $800 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas (b)  $1200 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas (c)  $1600 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas (d)  $2000 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas (e)  $2400 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas (f)  $2800 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas (g)  $3200 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas

Les écarts de température de la plaque pour les trois débits imposés sont plus importants sur la première zone de la plaque caractérisée par le flux de chaleur sensible. Ces écarts deviennent de plus en plus petits vers la partie inférieure de la plaque. En effet, la zone du transfert latent est décalée en fonction du débit d'entrée d'eau, ainsi le processus latent démarre plus bas pour un débit d'eau d'entrée plus important. Cela a pour conséquence un décalage du point où la température atteint son maximum vers le bas, et alors que pour les petits débits d'entrée la température de la plaque atteint sa stabilité, le chauffage sensible est toujours en cours pour les débits d'eau les plus importants, ce qui explique les diminutions des écarts dans la deuxième zone.

### 4.3. Essais en convection naturelle

Selon la théorie de la convection naturelle le long d'une plaque verticale, le coefficient de transfert thermique augmente le long de la plaque, ce qui permet une meilleure évacuation de flux de chaleur et ainsi diminuer la température le long de la plaque.

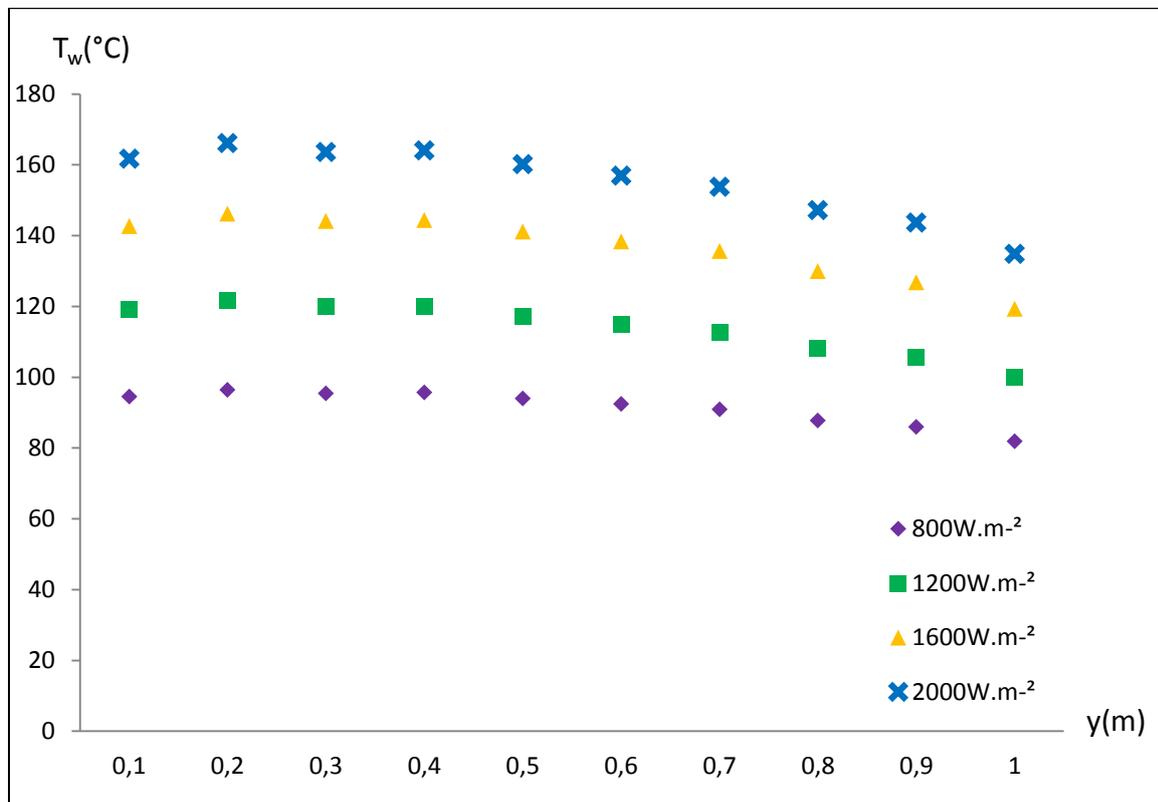
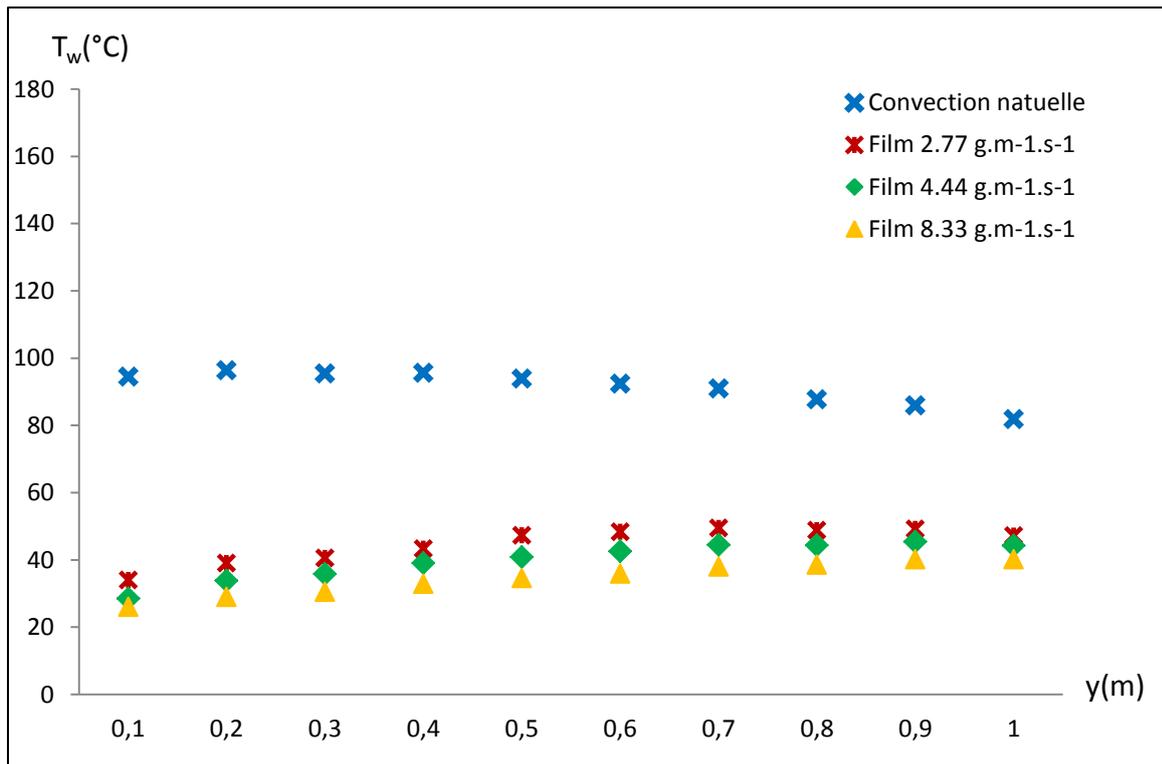
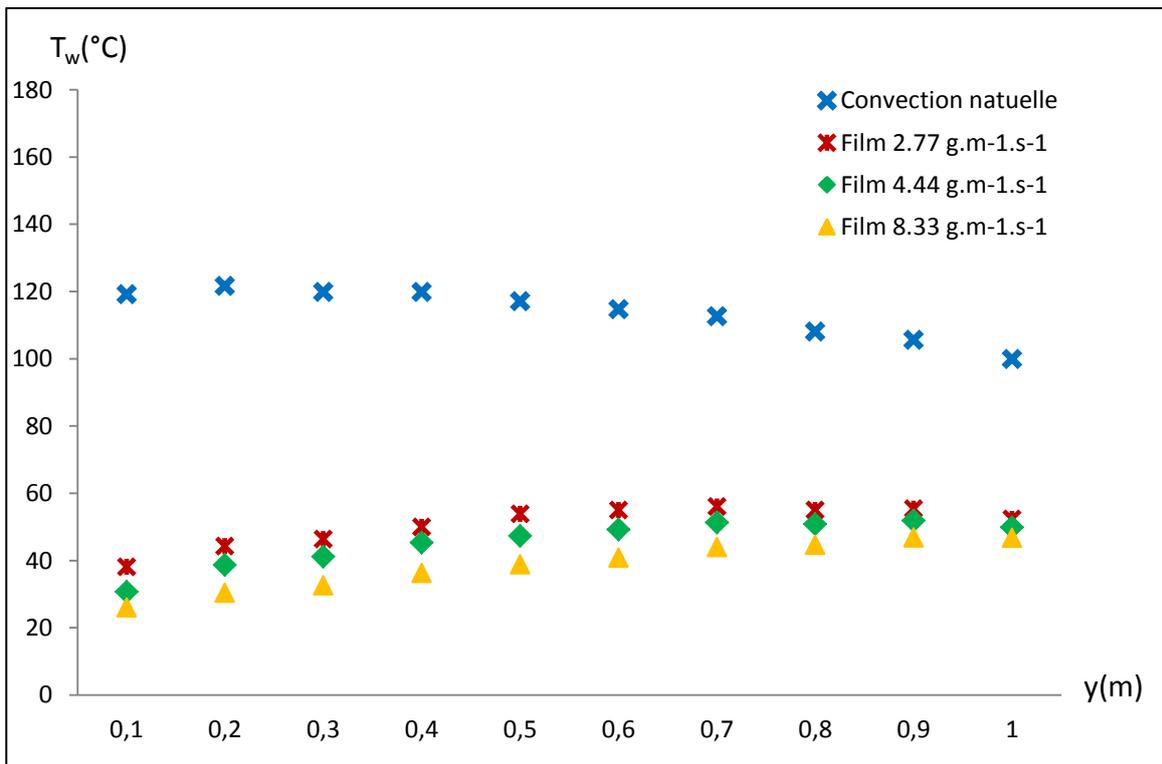


Figure 2.17. Profils de température de la plaque en convection naturelle

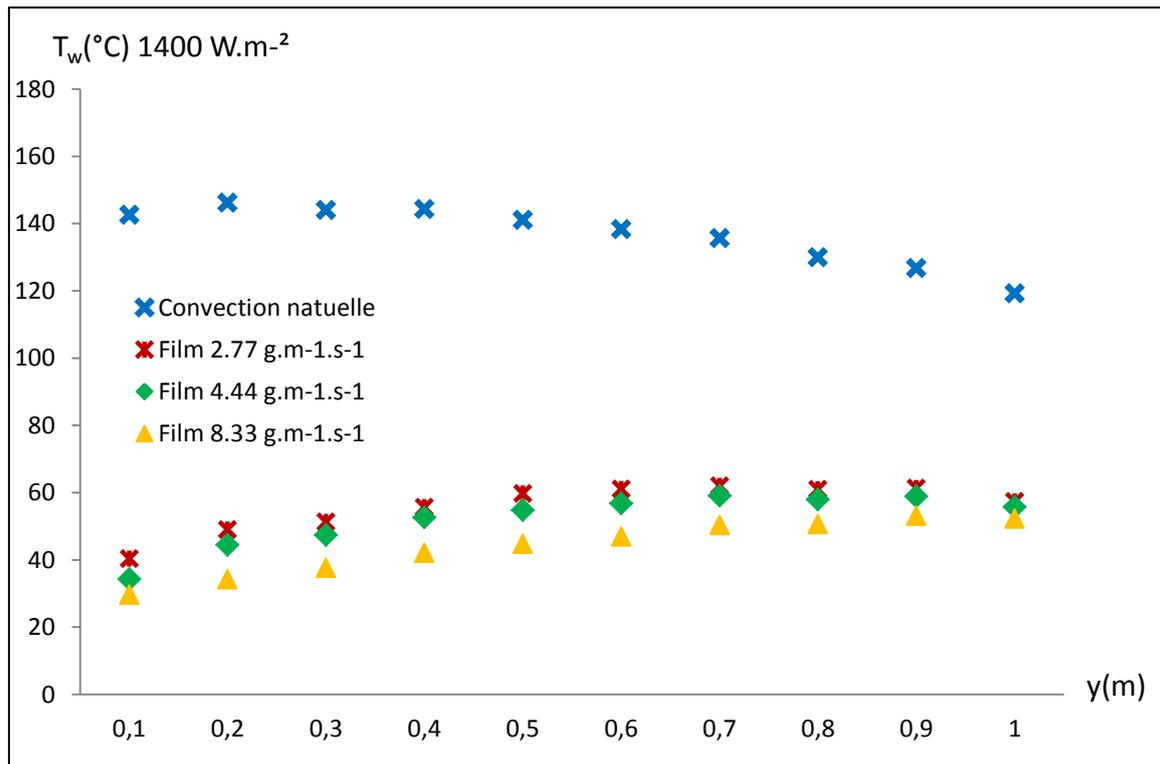
La figure 2.17 représente les profils de température le long de la plaque pour différentes densités de chauffage en cas de convection naturelle. Pour des raisons de sécurité et de respect des seuils de fonctionnement des composants chauffants, seules quatre densités de chauffage ont été étudiées dans le cas de la convection naturelle. Trivialement, la température de la plaque augmente avec la densité de chauffage. La température croît du bas vers le haut de la plaque, l'air au voisinage de la plaque est plus chaud, sa densité baisse et donc monte vers le haut, cela crée un écoulement d'air au voisinage de la plaque. L'air frais est aspiré vers la plaque ce qui explique la différence de température entre le haut et le bas de la plaque.



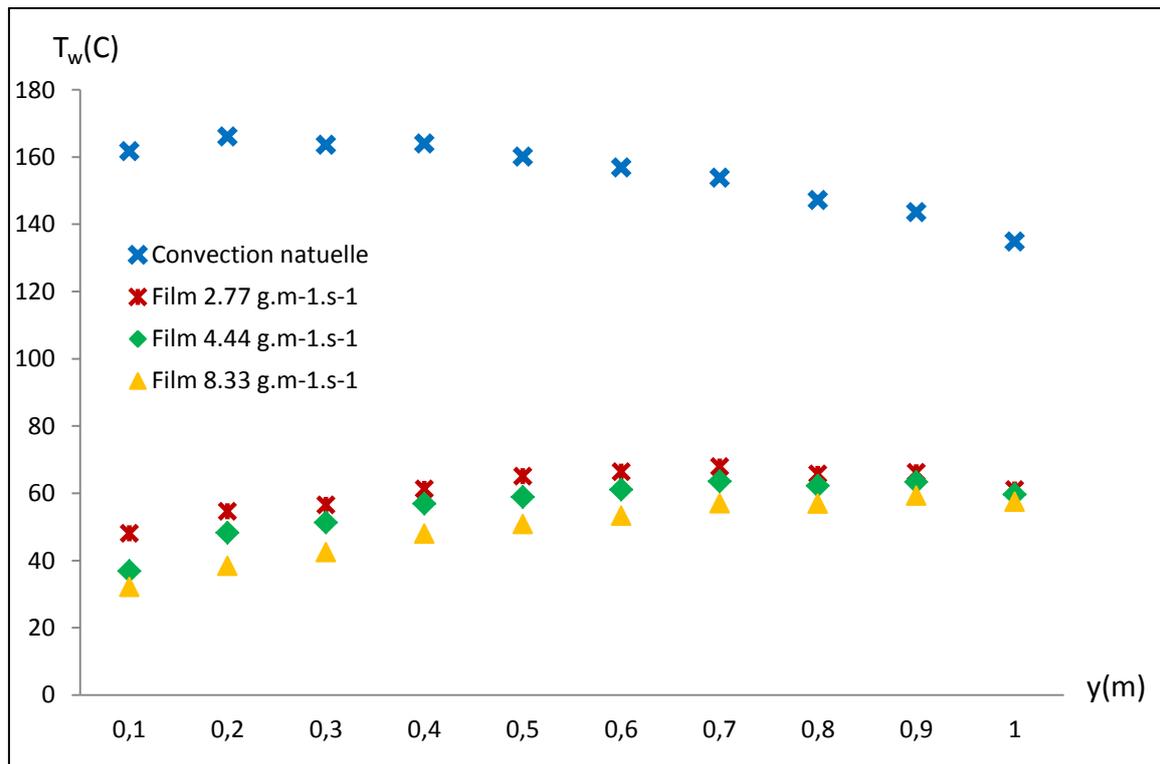
(a)



(b)



(c)



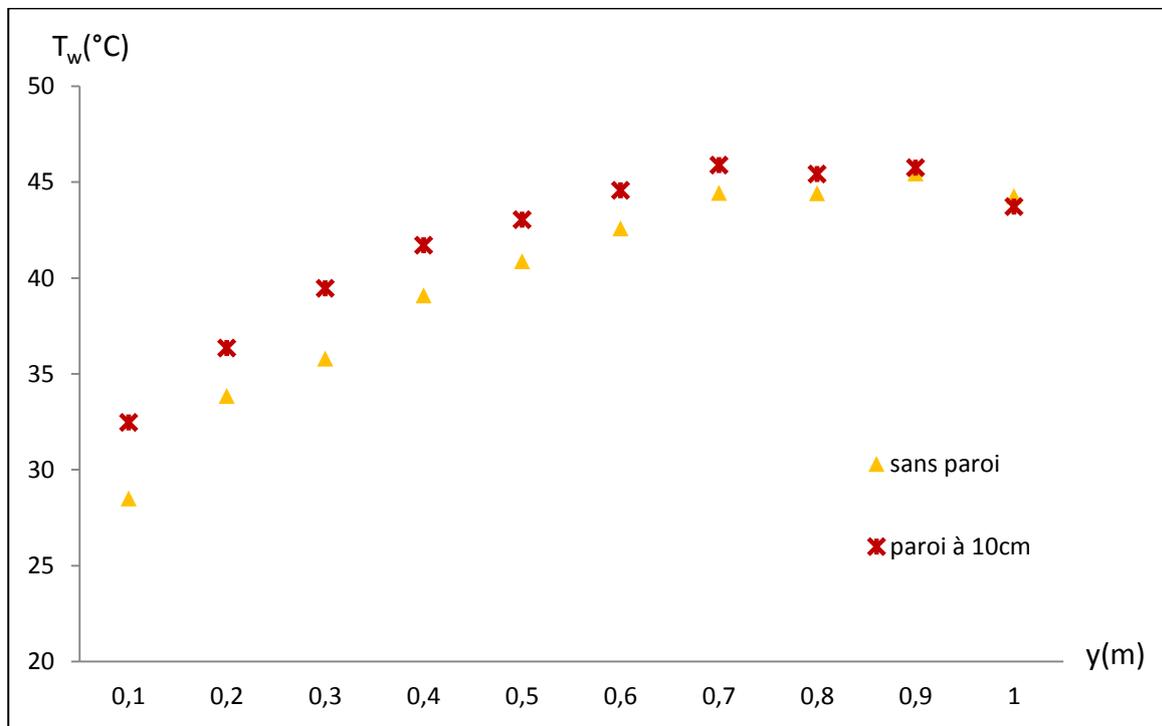
(d)

**Figure 2.18.** Comparaison profils de température de la plaque dans pour film et convection naturelle (a)  $800 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas (b)  $1200 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas (c)  $1600 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas (d)  $2000 \text{ W.m}^{-2}$  sans plaque de plexiglas

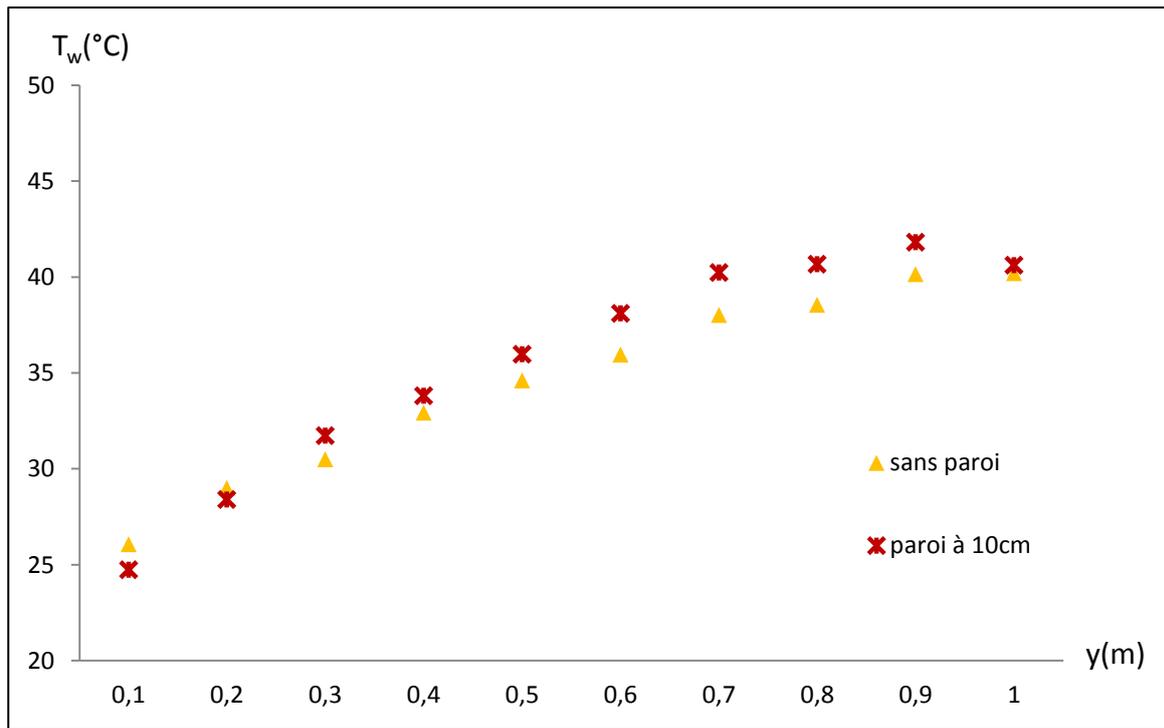
Les figures 2.18.a-d représentent les profils de température le long de la plaque pour différentes densités de chauffage et différents débit d'entrée d'eau en comparaison avec des essais en convection naturelle. La température le long de la plaque est inférieure pour les essais utilisant le film d'eau. L'écart de température de la plaque pour la même densité de flux de chauffage entre les essais en convection naturelle et film d'eau sont important et atteignent environ  $90^{\circ}\text{C}$  pour une densité de chauffage égale à  $2000\text{W.m}^{-2}$ . L'évaporation du film évacue plus de chaleur que la convection naturelle.

#### 4.4. Effet de la paroi du train

Afin d'estimer l'effet des parois du train, une paroi en plexiglas a été placée face au film d'eau à 10 cm formant un canal et ainsi comparer les profils de température et analyser l'efficacité de l'évacuation de la chaleur. La largeur de canal  $d=10$  cm est fixée par des contraintes industrielle, en effet 10 cm est l'espace maximal disponible pour le composant. Les figures 2.19.a-b et 2.20.a-b présentent une comparaison des profils de températures pour le canal de largeur  $d = 10$  cm et la plaque seule pour deux densités de chauffage différentes.

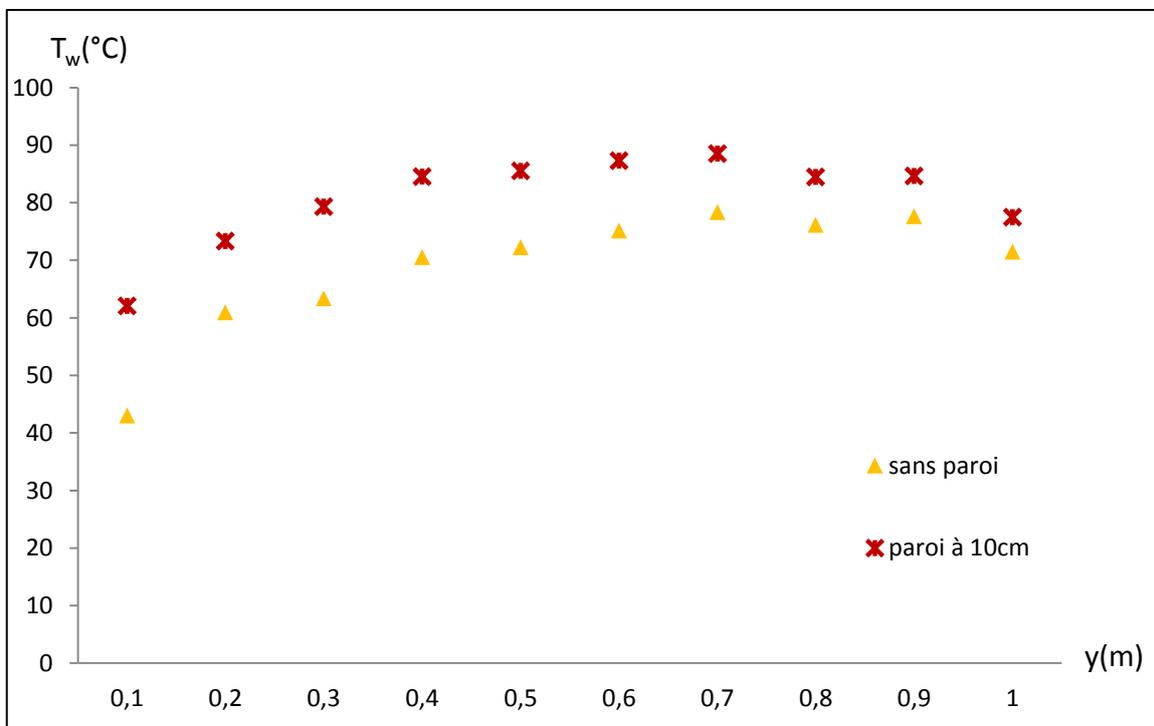


(a)

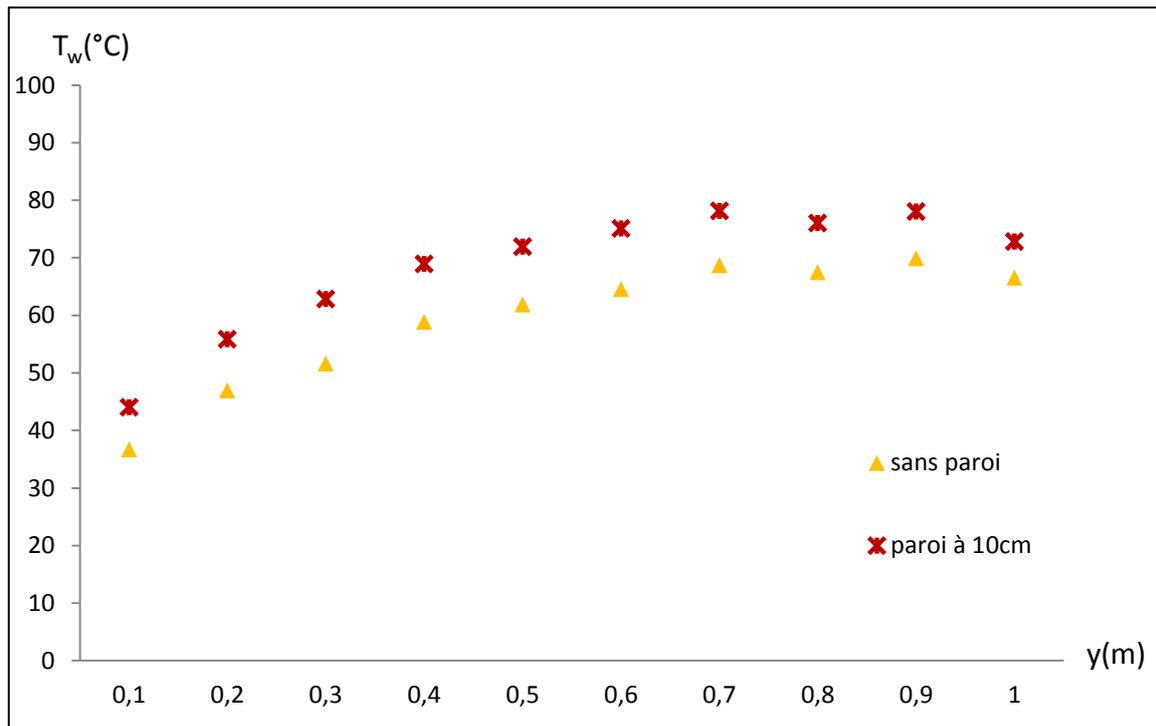


(b)

Figure 2.19. Profils de température de la plaque (a)  $q=800\text{W.m}^{-2}$  et  $\dot{m} = 4.44 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  (b)  $q=800\text{W.m}^{-2}$  et  $\dot{m} = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$



(a)



(b)

**Figure 2.20.** Profils de température de la plaque (a)  $q=3200\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  et  $\dot{m}_{in} = 4.44 \text{ g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$  (b)  $q=3200\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  et  $\dot{m}_{in} = 8.33 \text{ g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$

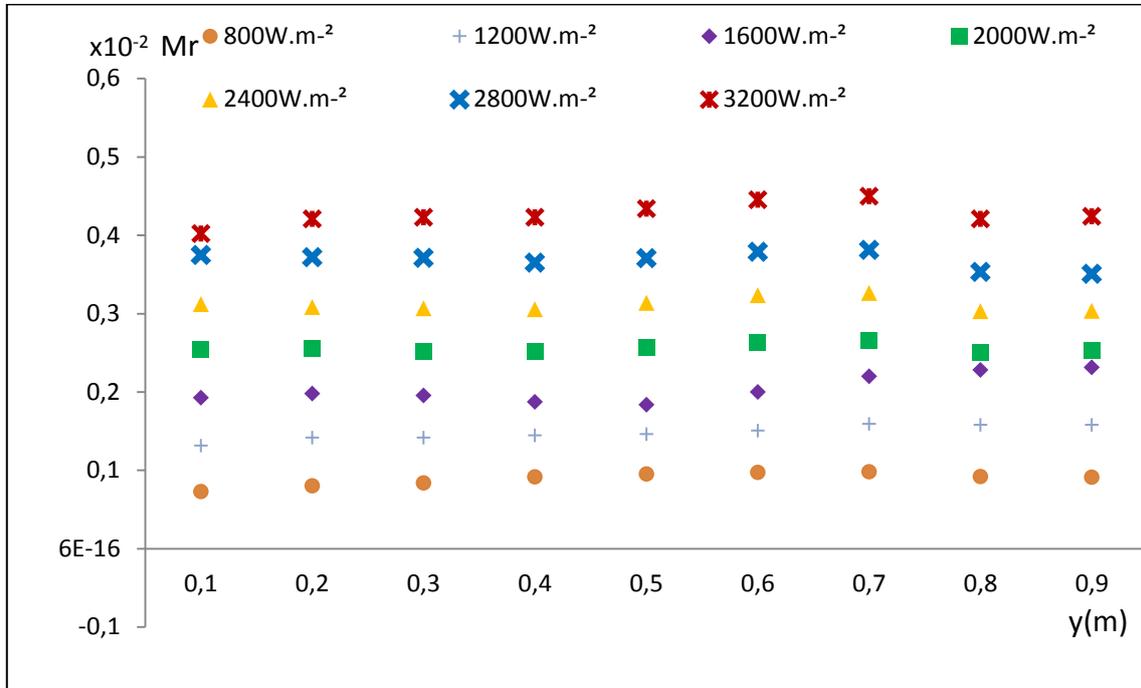
Dans tous les cas, le fait de rajouter une paroi en plexiglas dégrade le transfert de chaleur, la température de la plaque est supérieure à celle obtenue précédemment pour la plaque seule. Cela peut être expliqué par le fait que l'augmentation de la vapeur dans le canal augmente la température de la plaque de plexiglas, par conséquent le flux de rayonnement réfléchi augmente, ce qui fait augmenter la température du film et ensuite celle de la plaque. Cela peut être aussi expliqué par la saturation du mélange air-vapeur dans le canal, ce qui dégrade l'évaporation et ainsi dégrade le transfert de chaleur.

#### 4.5. Le débit massique évaporé

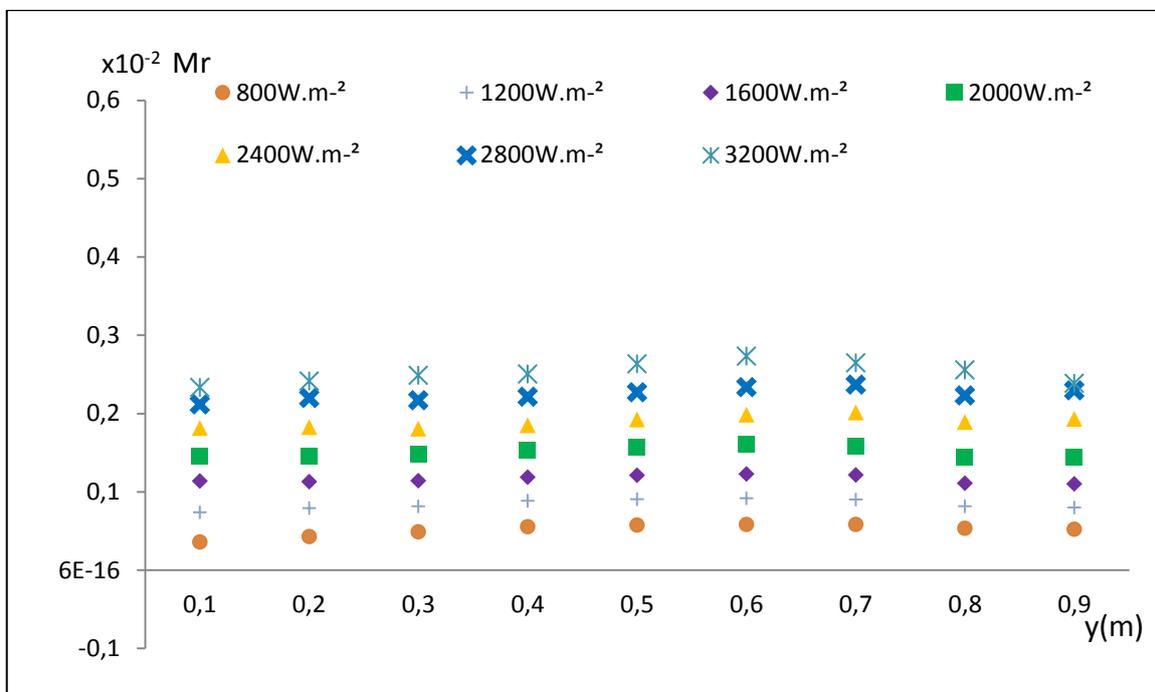
Pour mieux comprendre l'efficacité du système étudié et du transfert de chaleur, un nombre adimensionnel  $M_r$  représentant la fraction massique d'évaporation a été défini :

$$M_r = \frac{\dot{m}_{ev}}{\dot{m}_{in}}$$

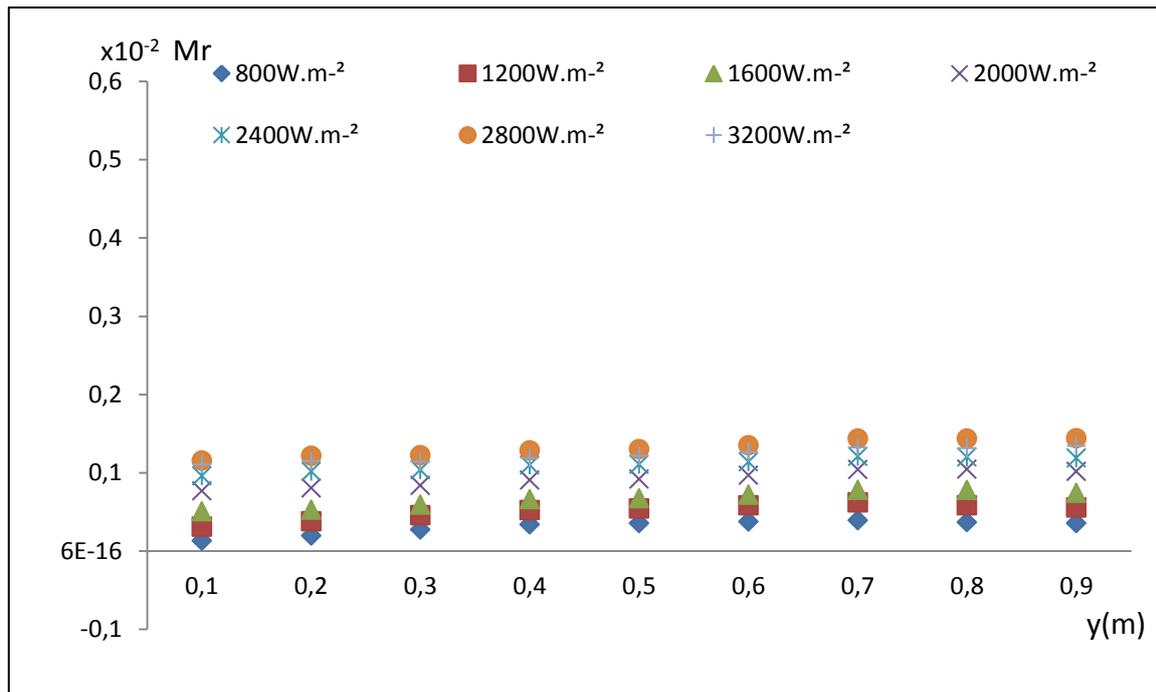
L'influence de la densité de flux de chauffage ainsi que celle du débit d'entrée d'eau  $\dot{m}_{in}$  sur  $Mr$  ont été étudiés.



(a)



(b)



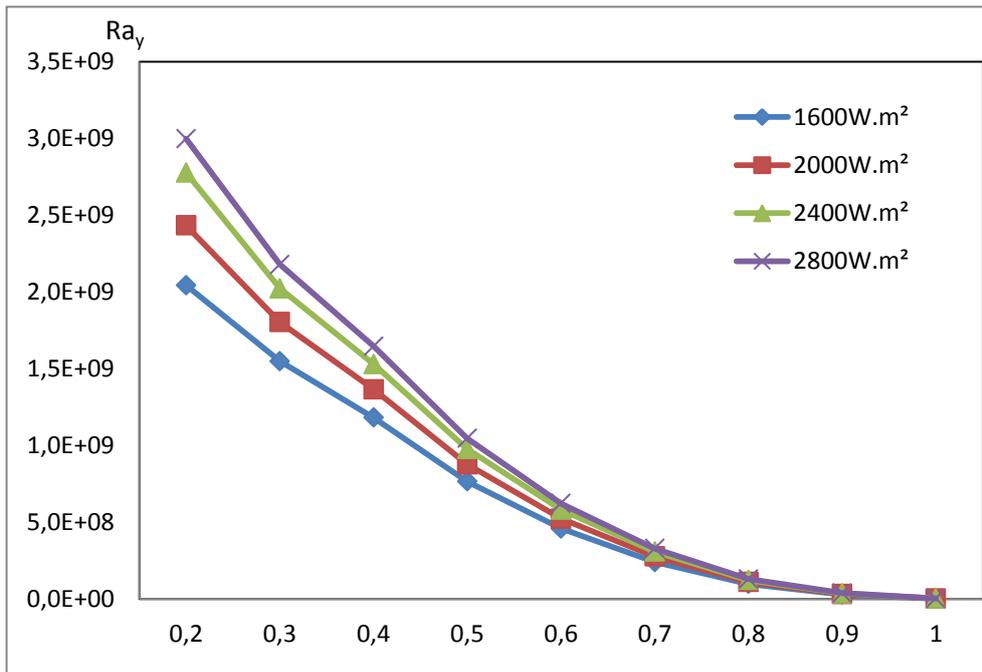
(c)

**Figure 2.21.** Profils de la fraction massique d'évaporation le long de la plaque (a)  $\dot{m}_{in} = 2.77 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas (b)  $\dot{m}_{in} = 4.44 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas (c)  $\dot{m}_{in} = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas

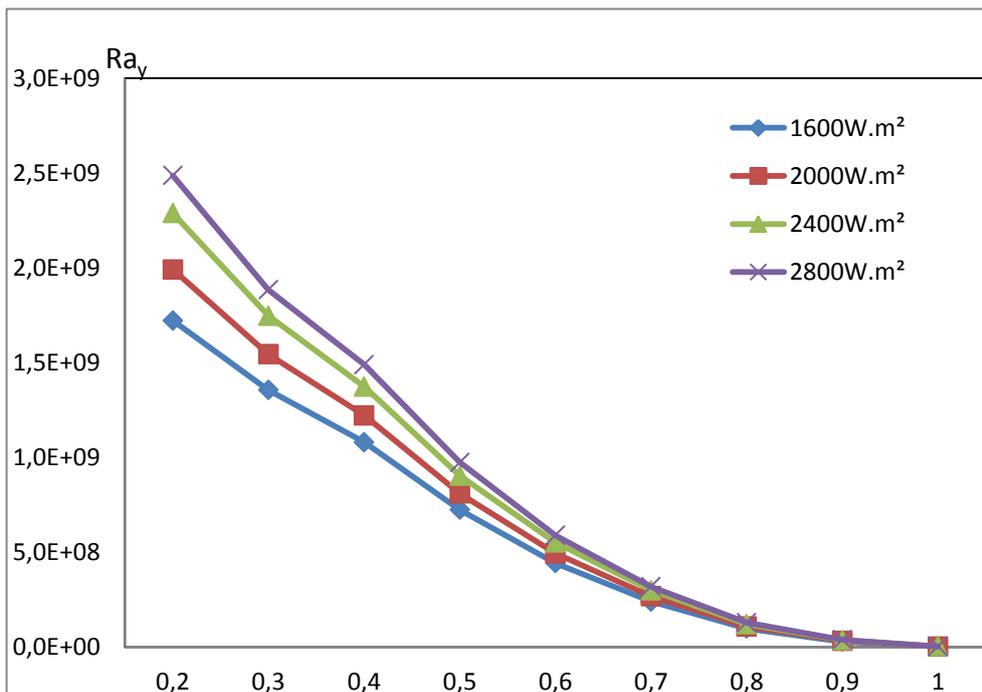
L'influence de la densité de flux de chauffage et du débit d'entrée d'eau sur l'évaporation du film a été représentée sur les figures 2.21 a-c. cette influence est expliquée par l'importance du flux sensible dissipé par le film. Ce flux devient plus important avec l'augmentation du débit d'écoulement du film et donc avec l'augmentation du débit d'entrée d'eau  $\dot{m}_{in}$ . Plus le débit d'eau d'entrée est important, plus le flux de chauffage transformable en flux latent est réduit.

Cet effet est expliqué par le fait que la durée de contact entre le film et la plaque chauffée est plus courte quand le débit d'entrée est important. En effet le film coule plus vite sur la plaque et parcourt sa hauteur plus rapidement. Pour favoriser l'évaporation, le système doit fonctionner à bas débit d'entrée d'eau. De plus, le processus d'évaporation augmente avec le flux de chauffage. La fraction massique évaporée reste pratiquement constante. Les deux régimes d'écoulement laminaire et turbulent sont présents, mais La vitesse créée à la couche limite (<10 mm) par l'écoulement turbulent n'est pas suffisante pour évacuer la vapeur d'eau à l'interface, et en conséquence, bien que la température augmente, le rapport massique évaporé reste constante le long de la plaque d'aluminium.

La température du film, la vitesse de l'air à l'intérieur du canal ainsi que la concentration de la vapeur à l'interface eau-air doivent être prises en compte lorsqu'une plaque en plexiglas est placée en face de la plaque chauffée. En effet, un canal est créé et l'effet cheminée apparaît. L'accélération de l'air humide à l'intérieur de la cheminée causée par les forces de flottabilité provoque un écoulement de la vapeur vers le haut du canal. La vapeur sort du canal par le haut et crée une diminution de la pression à l'intérieur de la cheminée. Cela produit une aspiration de l'air frais par le bas du canal vers l'intérieur.



(a)



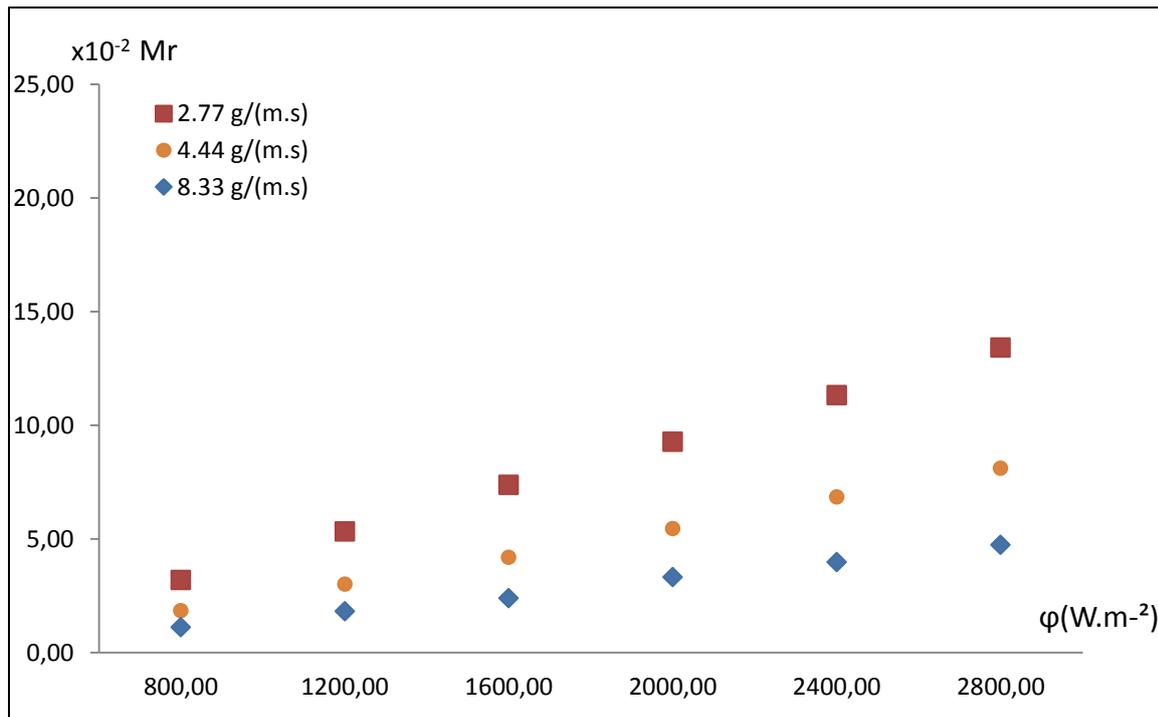
(b)

**Figure 2.22.** nombre de Rayleigh local (a)  $\min = 2.77 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas (b)  $\min = 4.44 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas

Les deux régimes laminaire et turbulent sont présents aussi dans le canal. L'épaisseur du film d'eau est très fine, de l'ordre de 0,5 mm, et la température de la plaque et celle du film sont très proches. La température le long de la plaque est donc utilisée pour calculer le nombre de Rayleigh local (figures 2.22 a-b). Entre  $y = 0,4\text{m}$  et le bas de la plaque, le nombre de Rayleigh local est inférieur au nombre de Rayleigh de transition ( $Ra=10^9$ ). L'écoulement dans cette zone est donc laminaire. A cause de cet écoulement laminaire, la vitesse de l'air n'est pas très importante, et la concentration de la vapeur à l'interface eau-air est tellement élevée que l'air est saturé. Bien que la température soit importante dans cette zone, il n'est pas possible de produire de grandes quantités de vapeur.

A partir de  $y = 0,4 \text{ m}$  (et vers le haut de la plaque), l'écoulement commence la transition et passe de laminaire à turbulent. La vitesse de l'air devient plus importante, et le mouvement des particules de l'air produit la diffusion de la vapeur dans l'air. Cette diffusion fait baisser la concentration de la vapeur à l'interface eau-air. A cause de la température élevée de la plaque, la production de la vapeur est maximum aux environ de  $y = 0,5 \text{ m}$ .

A la sortie du canal, la vitesse de l'air est élevée mais l'air à l'interface, qui est saturée en raison de la production de vapeur, monte vers le haut à partir de la partie de la plaque où  $y > 0,5 \text{ m}$ . Ce phénomène ainsi que la faible température de l'eau dans cette zone cause la baisse de l'évaporation.

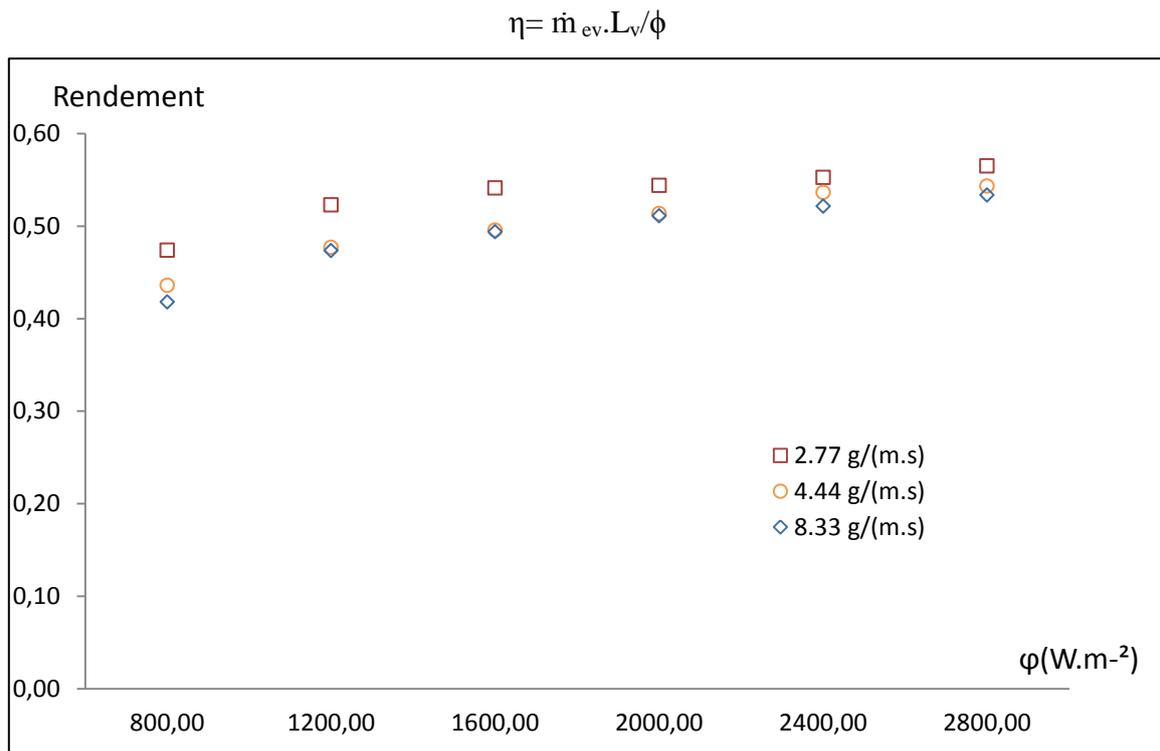


**Figure 2.23.** La fraction massique d'évaporation de l'eau en fonction de la densité de flux de chauffage pour plusieurs débits d'entrée d'eau

Le domaine de variation de la densité du flux de chauffage étudié est assez large, et varie entre 800 et 2800  $W.m^{-2}$ . Sur la figure 2.23, le débit massique moyen a été représenté pour les essais sur une plaque chauffée sans paroi en plexiglas en fonction du flux et pour trois débits d'entrée d'eau différents. La fraction massique d'évaporation moyenne augmente linéairement en fonction de la densité de flux de chauffage. Cette augmentation se fait d'un facteur quasi identique pour les trois débits d'entrée d'eau égale à 4,19 pour un  $\dot{m}_{in} = 2,77 g.m^{-1}.s^{-1}$ , et égale à 4,40 pour un  $\dot{m}_{in} = 4,44 g.m^{-1}.s^{-1}$  et à 4,23 pour un  $\dot{m}_{in} = 8,33 g.m^{-1}.s^{-1}$  lorsque la densité de flux de chauffage passe de 800 à 2800  $W.m^{-2}$ .

#### 4.6. Rendement du système

Afin de quantifier l'efficacité du système, il est intéressant de définir son rendement comme le rapport du flux utilisé pour l'évaporation sur le flux de chauffage appliquée à la plaque :



**Figure 2.24.** Rendement du système en fonction de la densité de flux de chauffage.

Les rendements pour des densités de chauffage variant entre 800 et 2800  $W \cdot m^{-2}$  pour trois débits d'entrée d'eau différents ont été tracés sur la figure 2.24. Le rendement augmente plus rapidement aux faibles densités de chauffage puis atteint un seuil de stabilité. Le système est plus rentable pour les faibles débits d'entrée d'eau. Pour une densité de chauffage de 2800  $W \cdot m^{-2}$  le rendement est égal à 53% pour un débit d'entrée  $m_{in} = 8,33 \text{ g} \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$  et 57% pour  $m_{in} = 2,77 \text{ g} \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$ , l'améliorant ainsi que 4%.

#### 4.7. Nombre de Nusselt

Dans le but de généraliser notre étude, le transfert de chaleur et de masse le long de la plaque ou dans le canal ont été décrits par des nombres adimensionnels. Le transfert de chaleur échangé à l'interface entre le film d'eau et l'air est la somme du flux convectif et du flux latent (Fedorov et al (1995)):

$$\varphi_{\delta} = \varphi_{cv} + \varphi_l$$

Le nombre de Nusselt local à l'interface est défini comme :

$$Nu_{\delta} = \frac{\varphi_{\delta}}{\varphi_{cd}}$$

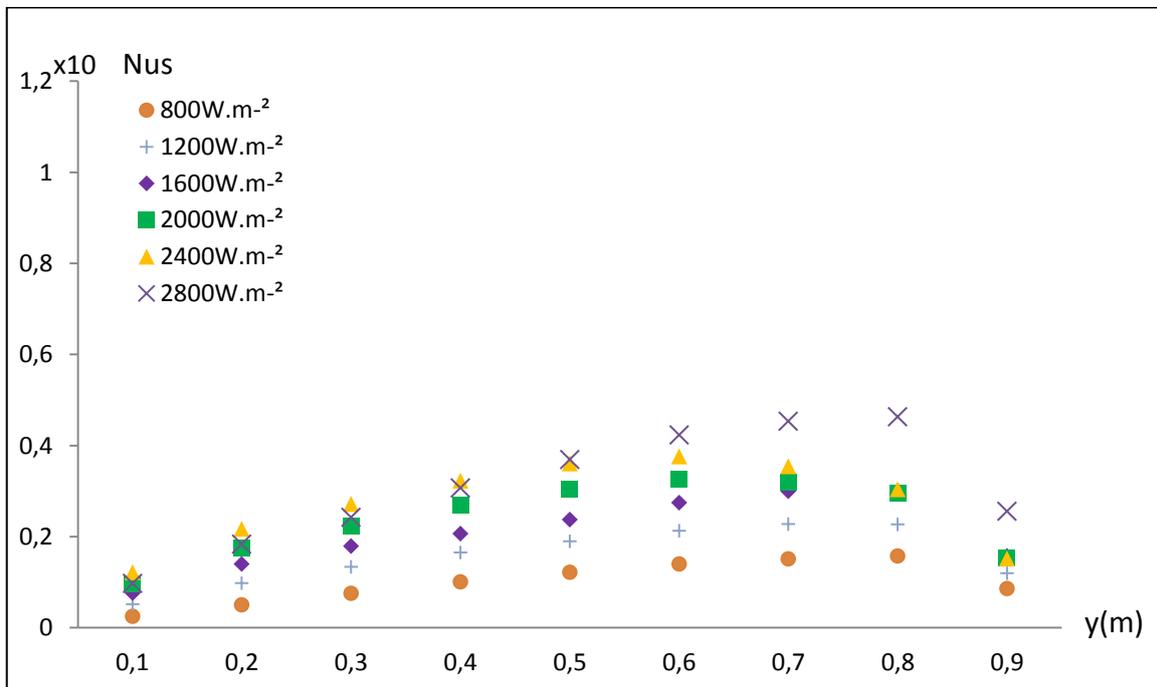
Et peut se composer en deux nombres adimensionnels :

$$Nu_{\delta} = Nu_s + Nu_L$$

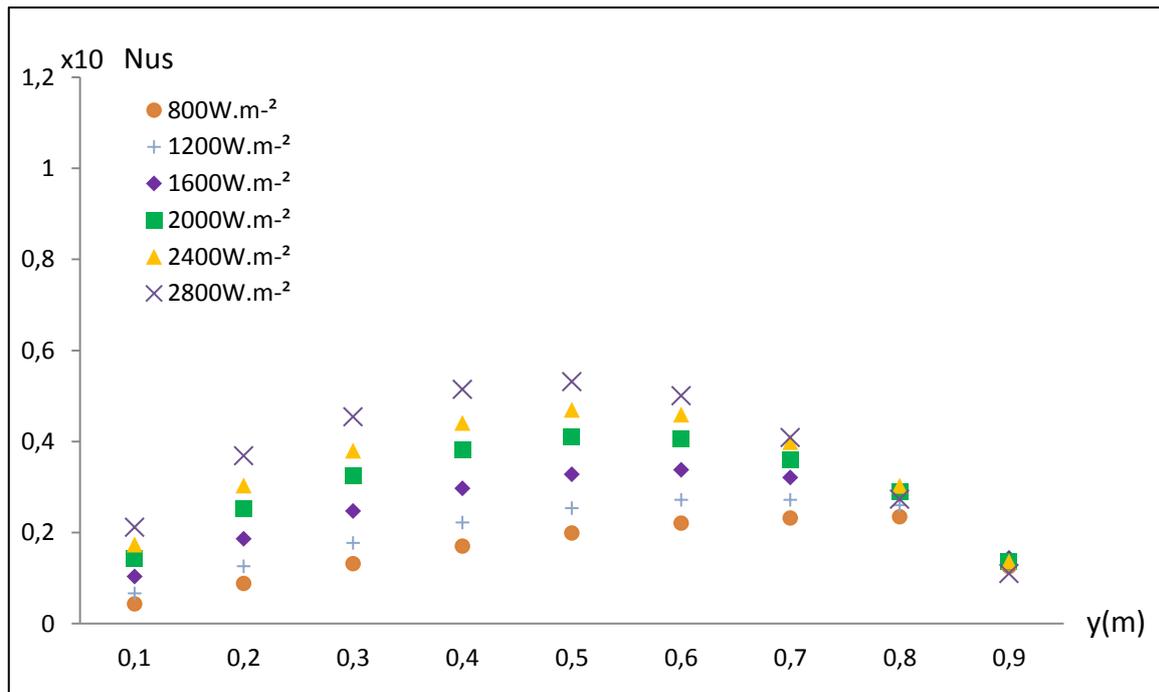
Où  $Nu_s$  et  $Nu_L$  représentent le nombre de Nusselt sensible local et le nombre de Nusselt latent local décrivant respectivement le transfert sensible et latent :

$$Nu_s = \frac{\phi_s \cdot L}{\lambda_L \cdot (T_p - T_{L_{in}})}$$

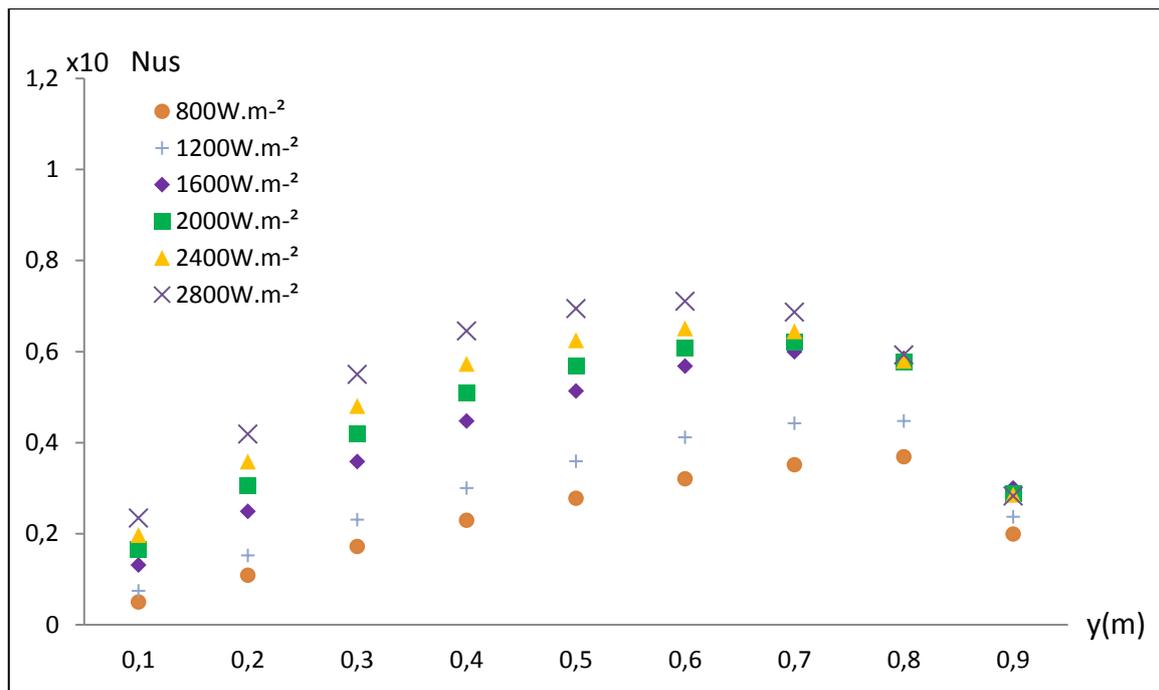
$$Nu_L = \frac{\phi_L \cdot L}{\lambda_L \cdot (T_p - T_{L_{in}})}$$



(a)



(b)

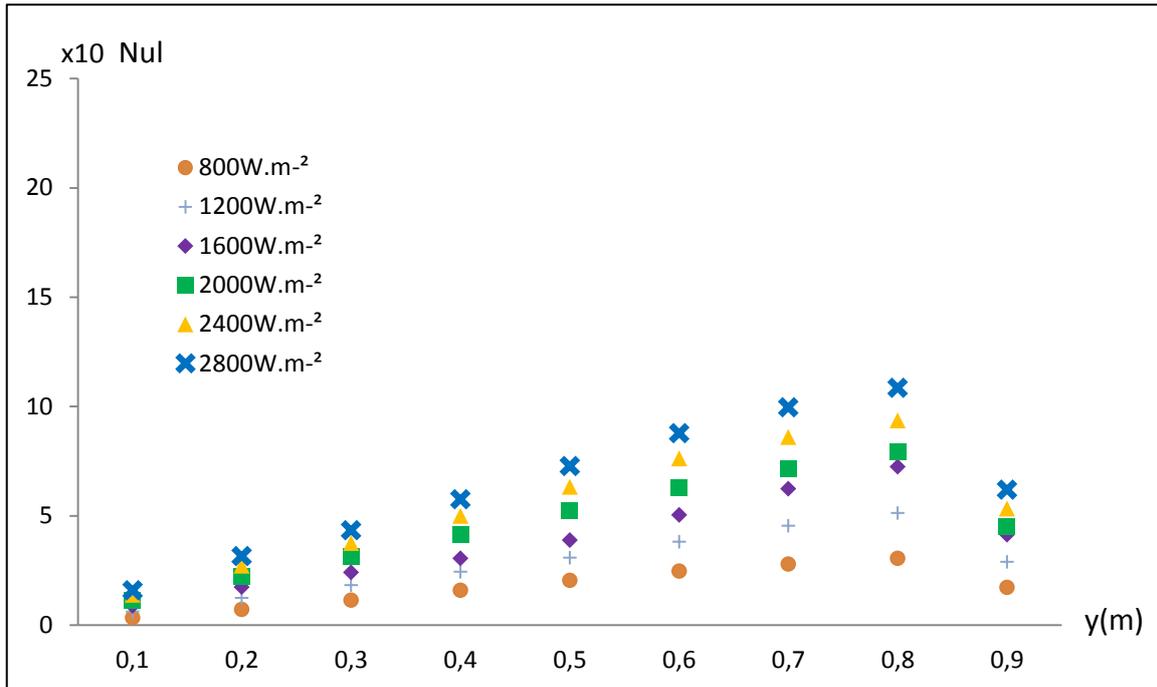


(c)

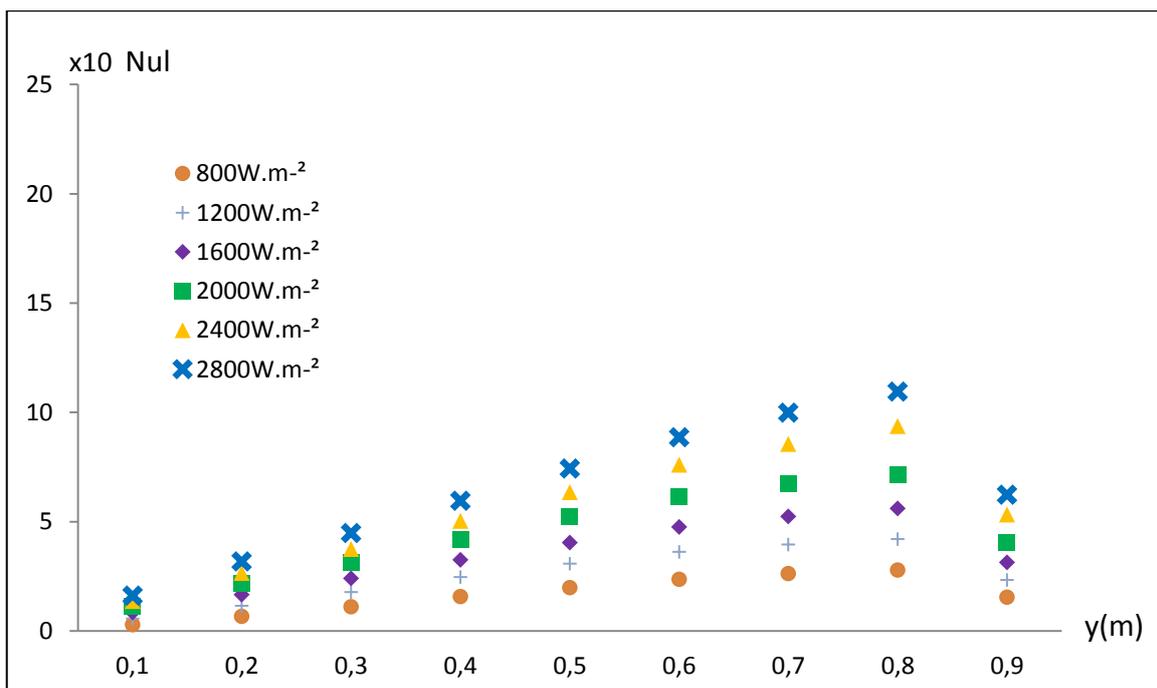
**Figure 2.25.** Profils du nombre de Nusselt sensible le long de la plaque (a)  $\min = 2.77 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas (b)  $\min = 4.44 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas (c)  $\min = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas

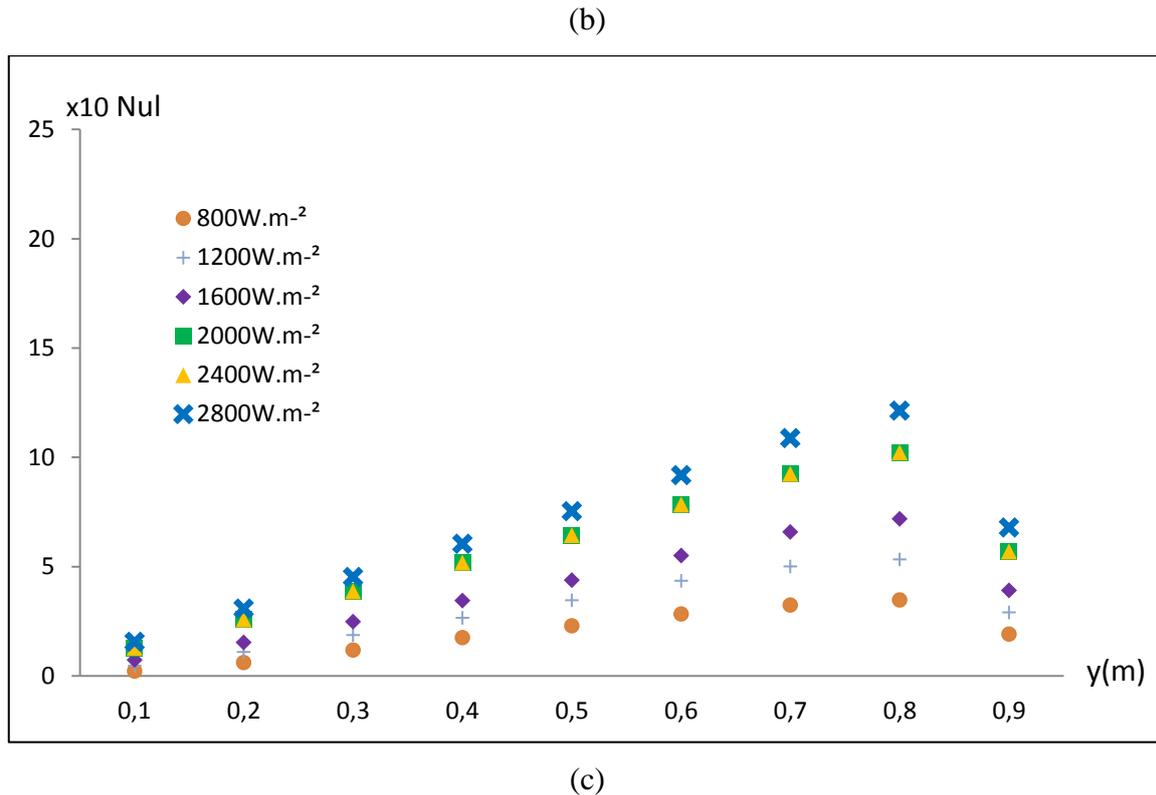
Les figures 2.25 a-c représentent le nombre de Nusselt sensible local pour différentes densités de chauffage, différents débits d'entrée d'eau. Selon Yan et Soong (1995) le nombre de Nusselt sensible croît le long de la plaque. Le transfert sensible dépend de la température

de l'eau et la quantité du liquide ruisselant sur la plaque. La température ne cesse d'augmenter le long de la plaque,  $T_L(x,y+dy) > T_L(x,y)$ , mais  $\dot{m}_{y+dy} < \dot{m}_y$  à cause du processus d'évaporation. Au niveau de la conduction, la quantité de flux de chaleur qui passe dans chaque élément différentiel est inférieure aux flux évacué par conduction aussi à cause du flux de chauffage imposée à la plaque.



(a)





**Figure 2.26.** Profils du nombre de Nusselt latent le long de la plaque (a)  $\dot{m}_{in} = 2,77 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas (b)  $\dot{m}_{in} = 4,44 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas (c)  $\dot{m}_{in} = 8,33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  sans plaque de plexiglas

Les figures 2.26 représentent le nombre de Nusselt latent local le long de la plaque pour plusieurs densités de flux de chauffage et plusieurs débits d'entrée d'eau. Comme pour le nombre de Nusselt sensible, le nombre de Nusselt latent local augmente avec l'augmentation du flux de chauffage. Cette augmentation est linéaire et le nombre de Nusselt latent local atteint son maximum à  $y = 0,8\text{m}$  puis fait une légère baisse dû probablement à l'incertitude des moyens de mesures. En comparant les figures 2.25 et 2.26, le fait le plus frappant est que le nombre de Nusselt latent local est approximativement 10 fois plus important que le nombre de Nusselt sensible local. Le flux dissipé par évaporation est donc 10 fois plus important que celui utilisé par le film pour augmenter sa température. Il y a une ressemblance entre les courbes de la fraction massique évaporée et ceux du Nusselt latent local, en effet, le nombre de Nusselt latent dépend essentiellement de la production de la vapeur, donc les forts gradients de la fraction massique évaporée font augmenter le nombre de Nusselt latent en bas de la plaque.

Le débit d'entrée d'eau influence remarquablement le nombre de Nusselt local. En effet, avec un plus faible débit d'eau d'entrée, le nombre de Nusselt latent est plus important.

Comme expliqué précédemment, avec un plus faible débit, l'évacuation principale de la chaleur se fait par le processus d'évaporation.

#### 4.8. Effet de la position des composants

Afin d'analyser l'effet du positionnement des composants du convertisseur dans le train, deux autres configurations ont été étudiées. L'objectif est de répartir le flux de chauffage imposé sur la paroi extérieure de la plaque différemment pour déterminer et analyser l'impact que cela pourrait avoir sur la température de la plaque, le transfert de chaleur et ainsi l'efficacité du refroidissement du composant du train.

Le matériel expérimental utilisé pour ces essais reste le même avec changement des positions des composants sur la plaque chauffée et ainsi modifier la répartition du flux de chauffage. La figure 2.27 montre les nouvelles configurations étudiées.

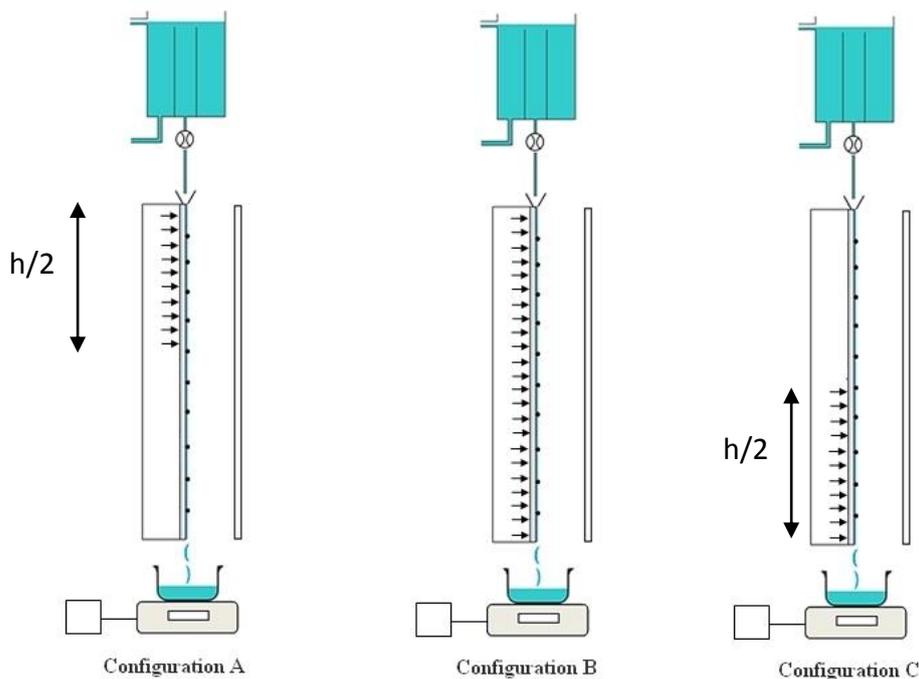
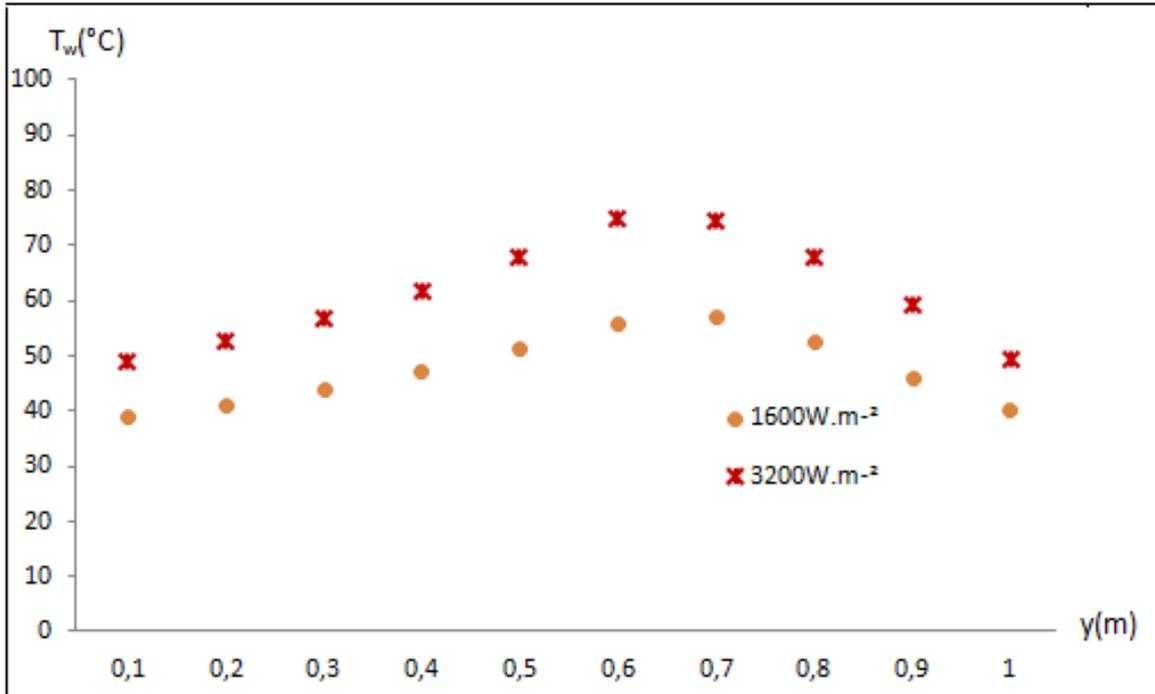


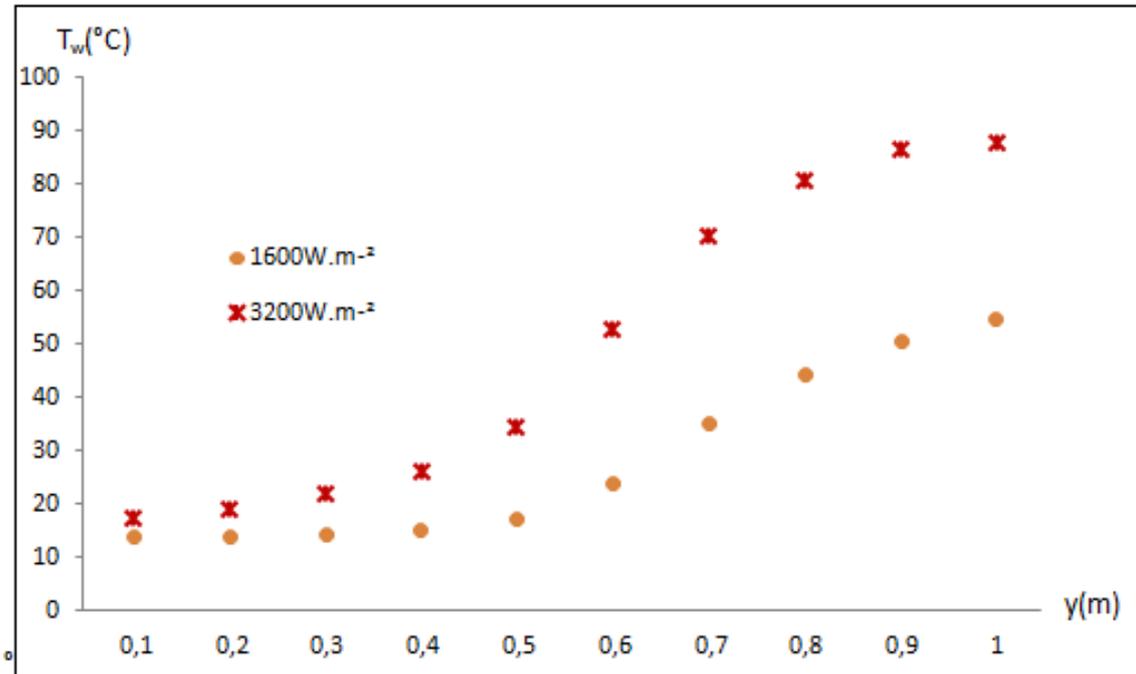
Figure 2.27. Les trois configurations étudiées.

Sur la figure 2.28, les températures de la plaques pour deux densités de flux de chauffage  $800\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  et  $3200\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  et pour un débit d'entrée d'eau  $\dot{m}_{\text{in}} = 8,33\text{ g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$  ont été tracés pour les deux nouvelles configurations étudiées. Comme discuté précédemment pour la

configuration B, la température de la plaque augmente avec l'augmentation de la densité de flux de chauffage. L'écart maximale entre le point chaud et le point froid de la plaque varie. pour une densité de chauffage de  $3200\text{W.m}^{-2}$  cet écart atteint  $70,4^\circ\text{C}$  pour la configuration C, contre seulement  $25,6^\circ\text{C}$  pour la configuration A.



(a)

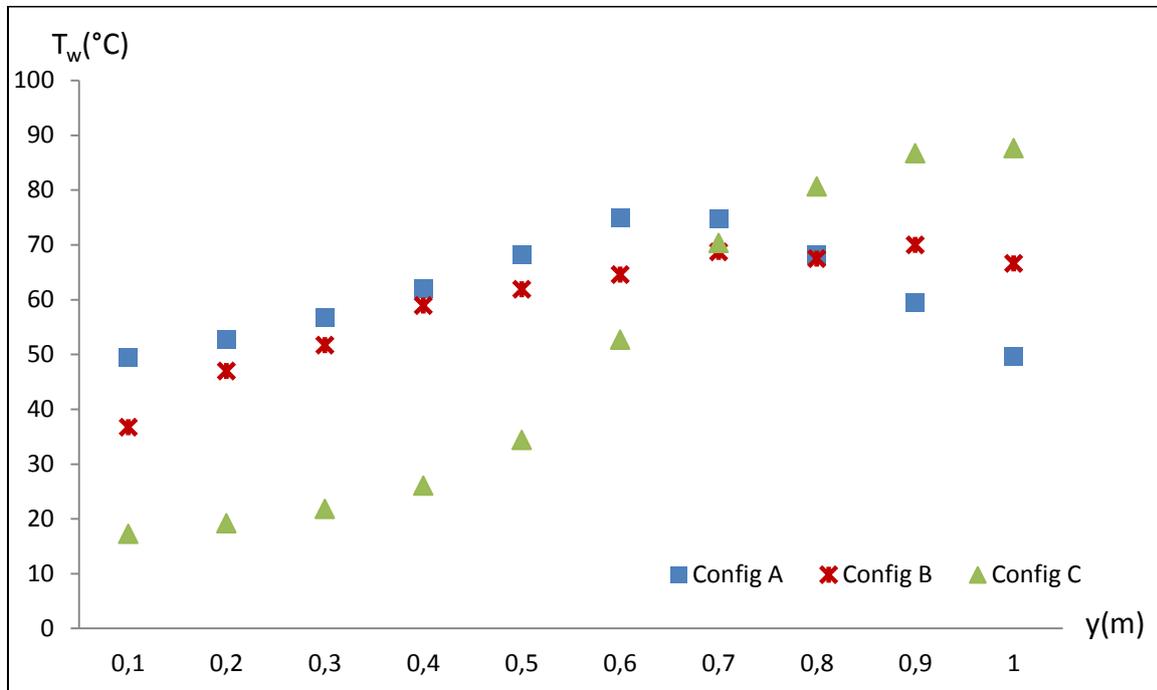


(b)

**Figure 2.28.** Profils de température de la plaque pour deux densités de flux de chaleur  $1600\text{W.m}^{-2}$  et  $3200\text{W.m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $\dot{m}_{in} = 8,33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  pour les trois configurations étudiées (a) configuration A (b) configuration C

Si le comportement de la température de la plaque reste inchangé par rapport à la variation de la densité de chauffage pour les trois configurations. Les allures des courbes de température sont très différentes. Les profils de températures le long de la plaque sont tracés sur la figure 2.29 pour une densité de flux de chauffage  $\phi = 3200\text{W.m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $\dot{m}_{in} = 8,33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ . Comme pour la configuration B, la température de la plaque pour les configurations A et C augmentent sur la première zone qui caractérise le transfert sensible. La température de la configuration A augmente de façon plus importante sur la zone de transfert sensible contrairement à celle de la configuration C où la température de la plaque reste presque constante en raison d'absence de chauffage dans cette région. Pour cette dernière configuration, la quasi-totalité du chauffage transporté par conduction vers le haut de la plaque est évacuée vers le film qui l'utilise pour augmenter sa température. La température la plus importante est constatée pour la configuration C en bas de la plaque. En effet, la zone sensible est très large pour cette zone, le système évacue la chaleur par évaporation sur une zone moins large en bas de la plaque, cependant le flux de chaleur reçu par le film sur la partie supérieure de la plaque ainsi que la concentration de la densité de la plaque sur une zone plus réduite rends la production de la vapeur plus intense.

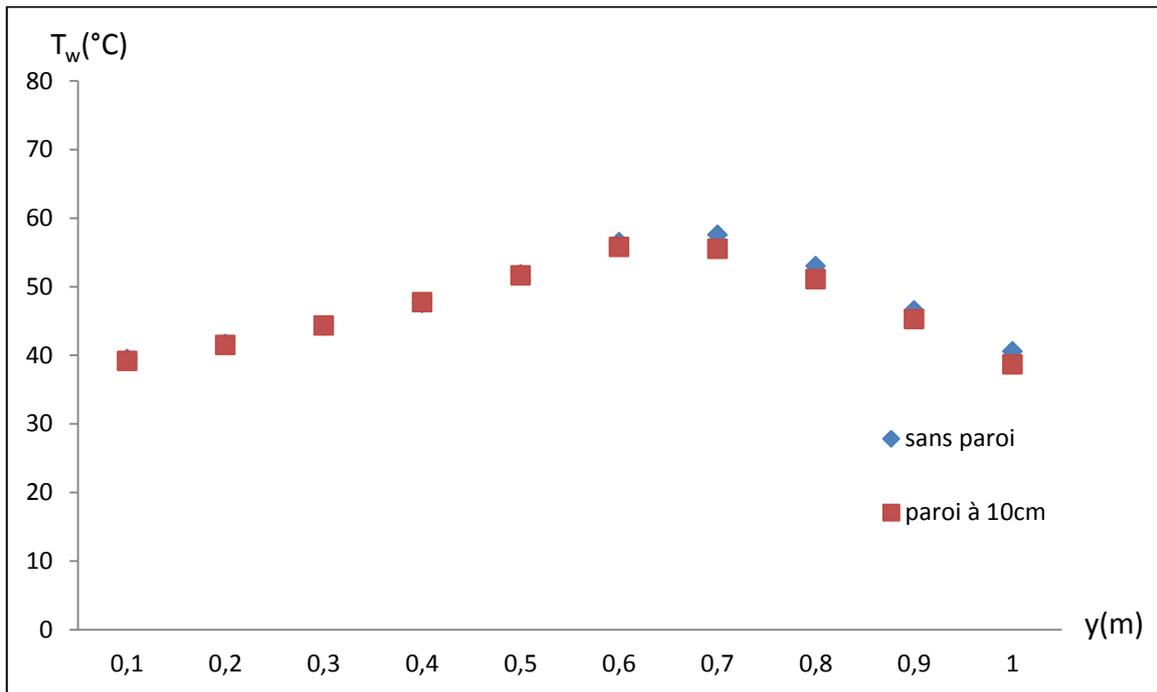
Contrairement à la position C, la configuration A permet une très bonne évacuation de la chaleur. Le fait que la densité de chauffage soit imposée en totalité sur la partie supérieure de la plaque permet d'évacuer un maximum de chaleur vers le film qui la transporte vers la partie inférieure de la plaque. La transition entre la zone sensible et latente se fait à partir de  $y=0,5\text{m}$ . La température se stabilise entre  $y = 0,6 \text{ m}$  et  $0,7 \text{ m}$ , en effet le flux de chaleur reçu par le film est utilisé en totalité pour le processus d'évaporation. A cause de l'absence de densité de chauffage, La température du film devient supérieure à celle de la plaque dans la partie inférieure de cette dernière. Un transfert de chaleur inverse se fait à partir de  $y=0.6\text{m}$ , une partie du flux transporté par le film est réévacuée vers la plaque.



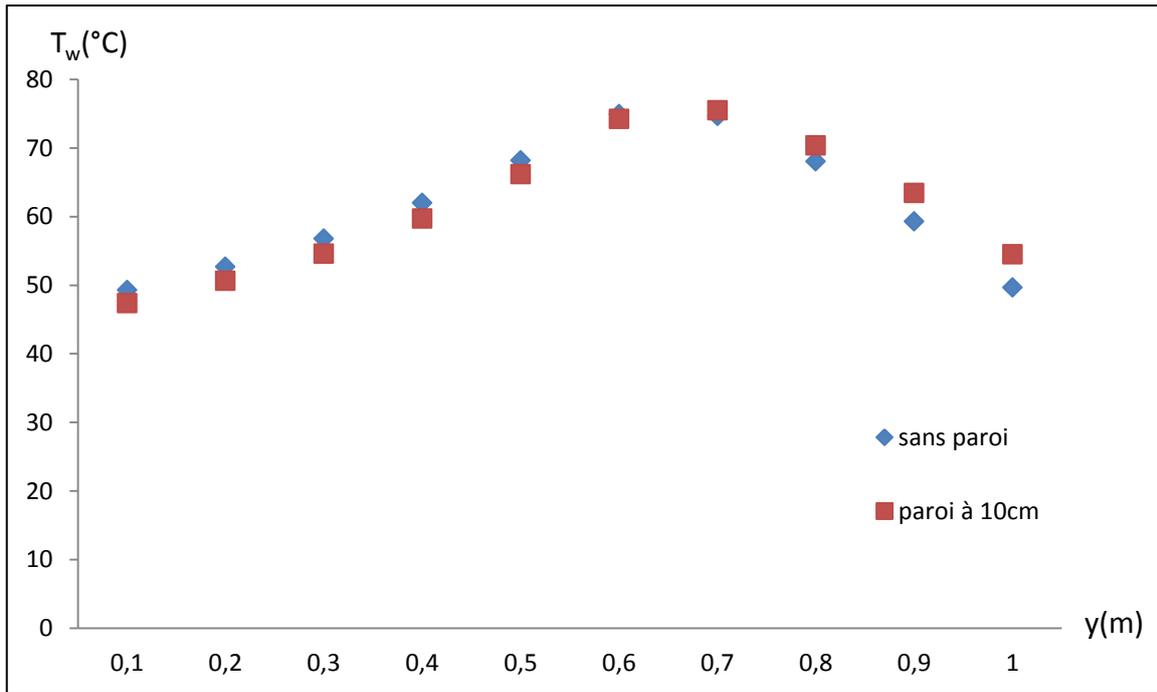
**Figure 2.29.** température de la plaque pour les trois configurations pour une densité de flux de chauffage  $\Phi=3200\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $\dot{m} = 8.33 \text{ g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$

Les résultats obtenus pour la configuration B ont permis de remarquer que la température le long de la plaque est influencée par le rajout de paroi en plexiglas en face du film d'eau pour créer un canal. Cela a été expliqué par le fait que l'augmentation de la vapeur dans le canal augmente la température de la plaque. Les figures 2.30 et 2.31 représentent les températures de la paroi pour les deux configurations et deux densités de chauffage différentes. Elles

permettent d'estimer l'effet du rajout d'une plaque en plexiglas à 10 cm en face du film. Il est facilement remarquable que la température de la plaque reste quasi-constante avec et sans paroi en plexiglas et cela pour les deux configurations. En effet pour ces deux configurations, la production de la vapeur se fait principalement dans deux zones assez réduites et plus facile à évacuer en dehors du canal.

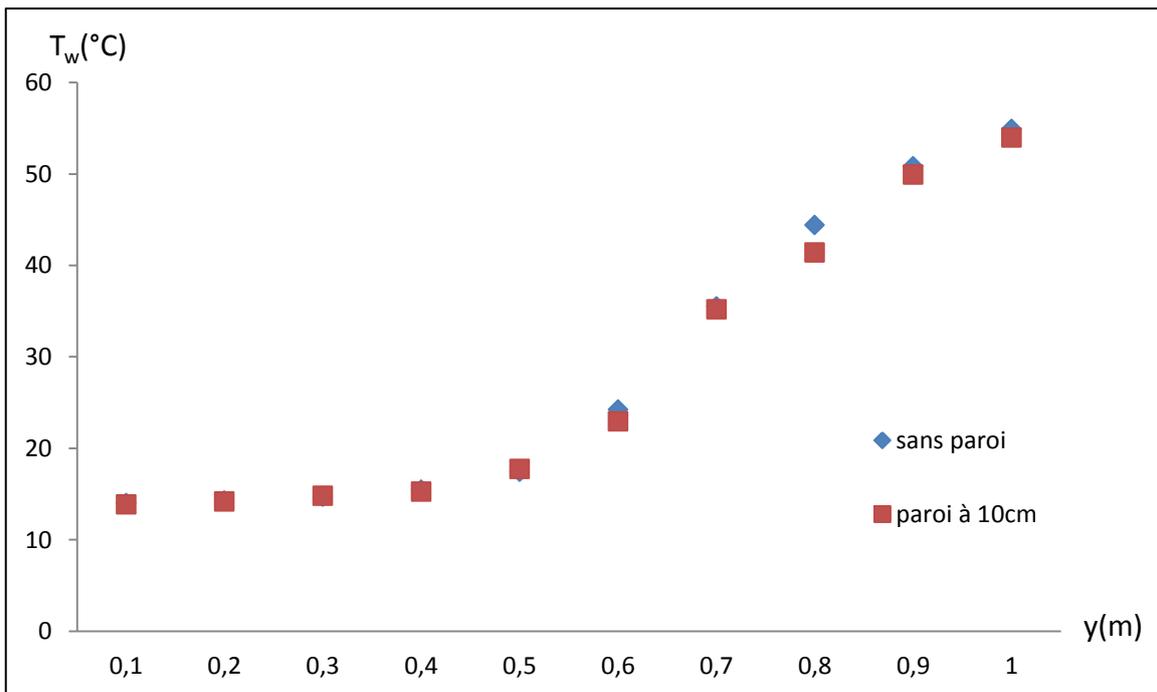


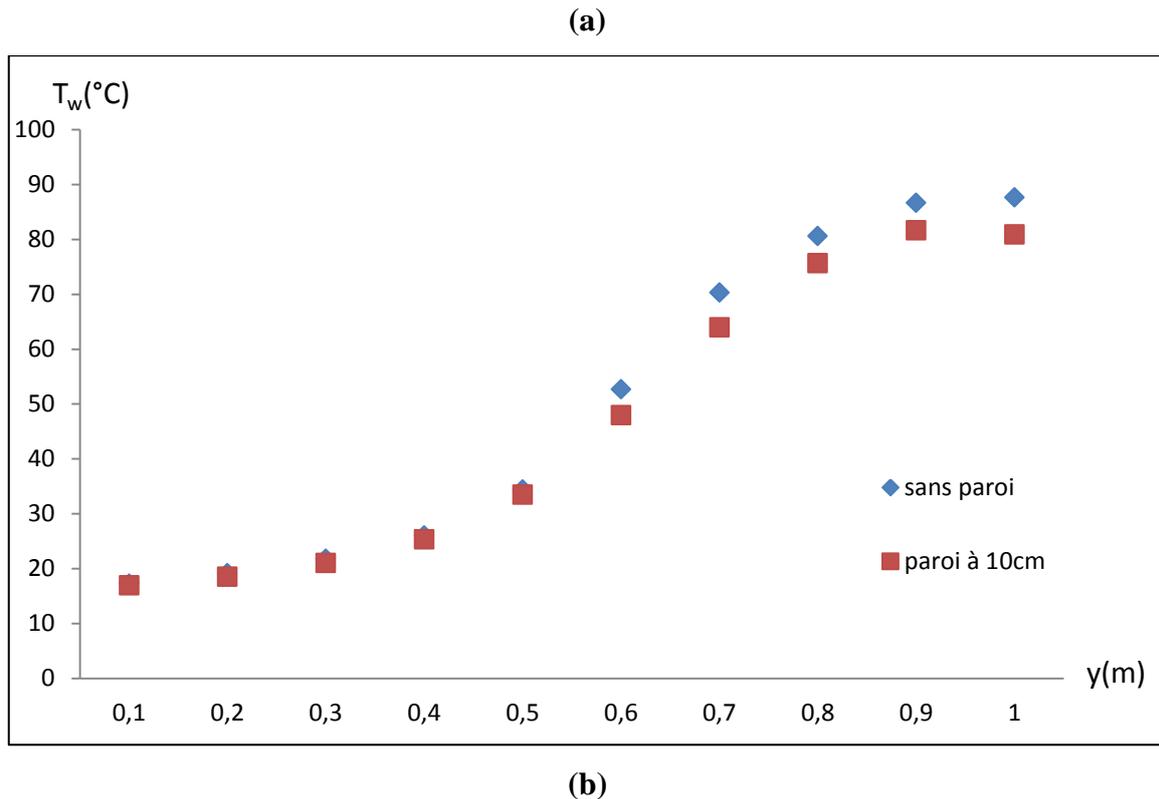
(a)



(b)

**Figure 2.30.** profils de température de la plaque pour la configuration A pour une densité de chauffage  $\Phi=3200\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $\dot{m}_m = 8.33 \text{ g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ . Comparaison entre plaque seule et canal de largeur 10 cm





**Figure 2.31.** Profils de température de la plaque pour la configuration C pour une densité de chauffage  $\Phi=3200\text{W.m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $\dot{m}_{in} = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ . Comparaison entre plaque seule et canal de largeur 10 cm

#### 4.9. Rendement

Densités de chauffage	Configuration A	Configuration B	Configuration C
$1600\text{W.m}^{-2}$	53,22 %	42,1 %	33,67 %
$3200\text{W.m}^{-2}$	57,19 %	53,3 %	44,81 %

Tableau 2 : rendement du système pour une densité de chauffage  $\Phi=3200\text{W.m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $\dot{m}_{in} = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  pour les trois configurations

Le tableau 2 regroupe les valeurs du rendement des systèmes étudiés pour deux densités de chauffage. Ce rendement décrit la variation du flux de chaleur latent par rapport au flux imposé. En plus de croître avec la densité de chauffage le rendement varie d'une configuration à une autre. Il est plus important pour la configuration A, et faible pour la configuration C. La configuration A favorise le transfert latent plus que les autres

configurations, la production de la vapeur est plus importante pour les essais faits sur cette configuration, et donc l'évacuation de la chaleur est plus performante. Il s'agit de la configuration la plus adaptée pour refroidir un tel système. De l'autre côté, la configuration C -et malgré le fait que la température de toute la zone supérieure de la plaque reste très faible- ne permet pas une bonne production de vapeur. La température atteint des valeurs maximales pouvant endommager les composants.

## **5. Conclusions de l'étude expérimentale**

Dans cette partie, le refroidissement d'un composant de train à l'aide de l'évaporation de film liquide a été étudié. Il s'agit d'une étude de transfert de chaleur et de masse le long d'une plaque verticale ou canal de largeur 10 cm. Le composant du train a été simulé par une plaque en aluminium sur laquelle ont été fixés douze résistances chauffantes selon trois configurations choisies. Les résultats expérimentaux obtenus pour les différents paramètres étudiés ont menés aux conclusions suivantes :

- L'utilisation de la convection naturelle seule ne permet pas de refroidir le système étudié en respectant le cahier des charges industriel, le refroidissement par film liquide est plus adapté à ce type de problème.
- Plus la densité de flux augmente, plus la température de la plaque augmente.
- La température de la plaque est plus élevée pour les faibles débits d'entrée d'eau.
- Le fait de placer une paroi en plexiglas en face du film pour former un canal dégrade légèrement le transfert de chaleur pour la configuration B mais son effet reste négligeable pour les deux autres configurations.
- La fraction massique d'évaporation augmente avec la densité de flux de chauffage.
- La transition entre l'écoulement laminaire et turbulent commence à  $y = 0,4$  m ( $Ra = 10^9$ ), provoque l'augmentation de la température le long de la plaque. La fraction massique d'évaporations atteint son maximum à  $y = 0,5$  m.
- Il est difficile d'optimiser la distance entre plaque d'aluminium et la paroi en plexiglas. 10 cm étant la largeur maximale autorisée pour ce composant.
- Le flux latent est environ 10 fois plus grand que le flux sensible, et par conséquent, il est plus efficace de produire de la vapeur que d'évacuer le flux dans le film en augmentant sa température.

- Les plus faibles débits permettent de produire plus de vapeur, il est donc intéressant d'utiliser les plus faibles débits possible sans pour autant dégrader le transfert sensible.
- La configuration A garantit une meilleure production de vapeur et ainsi une meilleure évacuation de chaleur. La température maximale atteinte pour cette plaque est inférieure aux deux autres configurations.

L'étude expérimentale du refroidissement des convertisseurs nous permet de conclure que la convection naturelle seule ne peut pas assurer l'évacuation de chaleur nécessaire ce qui pourrait endommager les composants électroniques du convertisseur. Le refroidissement par film liquide reste une solution performante en raison de la bonne évacuation de chaleur ainsi que la disponibilité d'un débit d'eau suffisant pour assurer le fonctionnement du système. Dans les chapitres 3 et 4 nous proposons des études numériques de ces deux types de refroidissement afin de valider et compléter l'analyse des résultats



**Chapitre 3 : Etude numérique du refroidissement des  
convertisseurs par convection naturelle**

---



## **1. Introduction**

Depuis l'augmentation de la puissance de calcul des ordinateurs, la simulation numérique a pris une grande place dans la recherche et l'industrie et a remplacé l'expérimentation directe trop coûteuse et longue à mettre en œuvre. Nous avons étudié dans le chapitre 2 expérimentalement le refroidissement des composants électroniques du convertisseur auxiliaire des trains. Dans les deux chapitres suivants, nous étudions numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle et par changement de phase.

La simulation numérique est fondée sur la résolution d'équations aux dérivées partielles conduisant à l'obtention de solutions approchées. De nombreuses méthodes d'approximation ont été développées pour résoudre les problèmes à dérivées partielles cirons, à titre d'exemple, la méthode des différences finies, la méthode des volumes finis, les méthodes spectrales ainsi que la méthode des éléments finis que nous avons utilisé durant cette étude.

Dans ce chapitre nous nous intéressons à l'étude numérique du refroidissement des composants du train par convection naturelle. Nous faisons une description du code utilisé ainsi que la méthode de résolution, nous décrivons ensuite le modèle et les résultats obtenus.

## **2. Equation de conservation**

Avant de présenter la méthode de résolution, les résultats obtenus et les conclusions, il est nécessaire de présenter les équations de conservation ainsi que les hypothèses simplificatrices utilisées pour résoudre numériquement ce problème.

L'étude d'un problème de convection naturelle pour un fluide newtonien nécessite la résolution des équations de bilan, basées sur les lois de comportement phénoménologique, décrivant la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie totale. Ces équations générales décrivent tout type d'écoulement de fluide et donc l'écoulement de convection naturelle. Elles décrivent les régimes laminaires, chaotiques ou turbulents. Elles s'écrivent sous forme conservatives :

### **2.1. Equation de continuité**

En se plaçant dans le cas d'un milieu continu, s'il n'y a ni apparition, ni disparition de matière au cours du mouvement, le flux de masse est alors nul à travers une surface fermée (théorème de la divergence).

L'équation de conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0$$

## 2.2. Equation de Navier stokes

D'après la loi fondamentale de la mécanique, les forces appliquées à un système sont les sources de quantité de mouvement. On distingue deux catégories de forces :

- Les forces de volume qui proviennent des forces extérieures comme les forces électromagnétiques, les forces de pesanteur et les forces d'Archimède.

- Les forces de surface qui sont définies par le tenseur des contraintes.

Dans le cas où la viscosité dynamique  $\mu$  est constante, l'équation de bilan de la quantité de mouvement s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{V}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V} \otimes \mathbf{V}) = - \nabla p + \nabla \cdot \bar{\tau} + \rho \mathbf{g}$$

Où  $\bar{\tau}$  est le tenseur de contraintes visqueuses. Dans le cas d'un fluide Newtonien et en admettant l'hypothèse de Stokes, le tenseur de contraintes s'écrit :

$$\bar{\tau} = \mu \nabla \cdot \mathbf{V} + (\nabla \mathbf{V})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{V}) \mathbf{I}$$

## 2.3. Equation de l'énergie

D'après le premier principe de la thermodynamique, les sources d'énergie appliquées aux systèmes sont dues à :

- la puissance des forces extérieures au domaine,
- le flux de chaleur fourni par le milieu extérieur à travers la surface,
- la puissance calorifique créée à l'intérieur du domaine (sources volumiques).

La distribution de température dans le système et le mouvement d'un fluide sont reliés par l'équation suivante :

$$r \frac{D}{Dt} \left( e + \frac{1}{2} V^2 \right) = - \tilde{N} \cdot \vec{q} + \tilde{N} \cdot (\vec{V} \cdot \vec{r}) + r \vec{V} \cdot \vec{g}$$

## 2.4. Approximation de Boussinesq

En ce qui concerne la convection naturelle, et comme discuté dans l'étude bibliographique, un débat entamé depuis plus de cinquante ans, porte sur le domaine de validité de l'approximation de Boussinesq, qui stipule que nous pouvons considérer la densité du fluide comme constante sauf dans le terme de flottabilité. Ainsi, quand cette approximation est admise, la masse volumique ne varie que dans le terme de poussée d'Archimède et elle est constante dans les autres termes des équations de transport.

Pour le cas d'un gaz parfait, la masse volumique ne dépend que de la température et de la pression. Pour les systèmes ouverts dans lesquels la pression motrice est très faible, les propriétés thermo-physiques du fluide sont supposées constantes et calculées à la température de référence, à l'exception de la masse volumique  $r$  dans le terme de poussées d'Archimède.

Dans ce terme, la masse volumique varie linéairement avec la température :

$$r = r_{in} \left[ 1 - b_T (T - T_{in}) \right] \text{ avec } b_T = - \frac{1}{r_{in}} \frac{\partial r}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial p}$$

Avec  $T_{in}$  représente une température de référence et  $b_T$  le coefficient d'expansion thermique.

Mihaljan (1962) a publié une des premières justifications mathématiques, en supposant que la masse volumique ne dépend que de la température, et que toutes les autres propriétés du fluide sont considérées constantes.

## 3. Méthode de résolution numérique

La simulation numérique est devenue un outil incontournable pour les études de la gestion thermique des systèmes électroniques. Dans notre étude, nous avons utilisé le simulateur Comsol Multiphysics qui permet la résolution d'équations aux dérivées partielles (EDP) par éléments finis. Il dispose d'une base de données d'équations permettant de modéliser différents phénomènes physiques. Nous avons de notre part choisi pour l'étude de la convection naturelle la résolution de problèmes aero-thermiques.

Nous présentons dans cette partie, le simulateur, la méthode de résolutions, les physiques choisies puis la validation du code de calcul utilisé.

### **3.1. Comsol Multiphysics**

Dans notre étude de convection naturelle, nous utilisons le simulateur COMSOL Multiphysics 4.2, outil de résolution d'équation aux dérivées partielles par éléments finis. Sa particularité est de disposer d'une base de données d'équations permettant de modéliser divers phénomènes physiques, comme les problèmes de déformation des matériaux, les écoulements fluides, l'électromagnétisme ou des problèmes de chimie. Comsol permet de coupler plusieurs EDP, de manière à décrire des phénomènes multiphysiques complexes.

### **3.2. Méthode des éléments finis**

Comsol Multiphysics utilise la méthode des éléments finis (MEF) pour résoudre différents problèmes multiphysiques. Dans cette section nous décrirons comment la MEF transforme un problème d'équations différentielles partielles en un problème à nombre d'inconnues fini, il s'agit de la discrétisation du problème.

#### **3.2.1. Maillage**

Le maillage est le point de départ de la méthode des éléments finis, qui est une partition de la géométrie initiale en petites unités de forme simple (les éléments de maillage). Cette étape est souvent délicate car la qualité de l'approximation par éléments finis dépend fortement de la structure du maillage. L'idée fondamentale de la méthode des éléments finis est de discrétiser le problème en décomposant le domaine à étudier en sous-domaines appelés éléments ou mailles. Les logiciels d'éléments finis (dans notre étude COMSOL Multiphysics) proposent trois types de mailles : selon la nature du problème et les ressources disponibles, nous aurons recours à des éléments linéiques (1D), surfaciques (2D) ou volumiques (3D).

Chaque maille comporte un certain nombre de nœuds. Les valeurs du champ que l'on cherche à déterminer en ces points constituent les valeurs nodales, les inconnues du système. Les géométries les plus simples fixent les nœuds aux sommets de l'élément ; dans ce cas il s'agit d'éléments linéaires. Si nous définissons des éléments de degré supérieur, des nœuds supplémentaires sont ajoutés sur les arêtes ; nous parlons alors d'éléments quadratiques.

Augmenter le nombre d'éléments ou le degré de ces éléments permet d'affiner la solution, mais augmente le nombre de degrés de liberté de la structure, et sera donc plus coûteuse en temps de calculs. Un compromis doit donc être trouvé entre résolution et temps de calcul.

La plupart des logiciels propose des algorithmes de maillages automatiques. La méthode la plus courante est l'algorithme de Delaunay qui permet de mailler un domaine en triangles ou en tétraèdres. Cette méthode garantit une faible distorsion des éléments. En effet, le rapport de la plus grande dimension sur la plus petite, appelée distorsion, doit être compris entre 1 et 5. En revanche, le maillage ne doit pas être excessivement resserré car plus le maillage est fin et plus le temps de calculs est coûteux. La stratégie de maillage devient alors délicate; il s'agit d'affiner le maillage dans les zones significatives (zone à fort gradients de température, concentration, recirculation..) et d'appliquer un maillage plus grossier ailleurs. L'utilisateur devra donc spécifier un maillage de manière semi-automatique basé sur la triangulation de Delaunay. Le logiciel COMSOL Multiphysics permet de visualiser la qualité du maillage selon un critère purement géométrique

### ***3.2.2. Eléments finis***

Une fois le maillage terminé, nous pouvons introduire des approximations pour les différentes variables décrivant le problème. Pour discuter la méthode des éléments finis utilisée par le code, nous prenons le cas d'une seule variable que nous notons  $u$ . L'objectif est de rapprocher la variable  $u$  à une fonction que nous pouvons décrire avec un nombre fini d'inconnues -appelés degrés de liberté (DDL)-, l'insertion de cette approximation dans la forme faible de l'équation génère un système d'équations pour les degrés de liberté.

Prenons comme simple exemple : un élément linéaire en 1D, et supposons que le maillage est constitué de deux intervalles de maille seulement :  $0 < x < 1$  et  $1 < x < 2$ . Un élément linéaire signifie que dans chaque intervalle du maillage, la fonction  $u$  est linéaire (fonction affine). Ainsi, pour caractériser la fonction  $u$  nous n'avons besoin que de ses valeurs aux nœuds  $x_1=0$ ,  $x_2=1$  et  $x_3=2$ . Notons ses valeurs  $U_1=u(0)$ ,  $U_2=u(1)$  et  $U_3=u(2)$ . Il s'agit de degrés de liberté.

Nous pouvons maintenant écrire :

$$U(x) = U_1 f_1(x) + U_2 f_2(x) + U_3 f_3(x)$$

Avec  $f_i(x)$  sont des fonctions linéaires par morceaux. À savoir,  $f_i(x)$  sont des fonctions linéaires sur tout intervalle du maillage, égales à 1 au  $i^{\text{ème}}$  nœud et égales à 0 aux autres nœuds. Exemple :

$$f_0(x) = \begin{cases} 1-x & \text{si } 0 \leq x \leq 1 \\ 0 & \text{si } 1 \leq x \leq 2 \end{cases}$$

Les  $f_i(x)$  sont appelés les fonctions de base. L'ensemble des fonctions  $u(x)$  est un espace de fonction linéaire appelé l'espace d'éléments finis.

Pour une meilleure précision, considérons un autre espace d'éléments finis correspondant à des éléments quadratiques. Les fonctions  $u$  dans cet espace sont des polynômes de second ordre dans chaque intervalle du maillage. Pour caractériser une telle fonction, introduisons un nouveau nœud dans chaque intervalle du maillage :  $x_4=0.5$  et  $x_5=1.5$  ainsi que leurs degrés de liberté  $U_i=u(x_i)$ . sur chaque intervalle du maillage, le polynôme du second degré  $u(x)$  est déterminé par les degrés de liberté aux nœuds des extrémités et aux nœuds des milieux. Nous obtenons :

$$U(x) = U_1 f_1(x) + U_2 f_2(x) + U_3 f_3(x) + U_4 f_4(x) + U_5 f_5(x)$$

Où les fonctions de base ont maintenant un sens différent. Plus précisément, c'est la fonction quadratique sur chaque intervalle de maillage, égale à 1 au  $i^{\text{ème}}$  nœud, et est égal à 0 aux autres nœuds. Exemple :

$$f_0(x) = \begin{cases} (1-x)(1-2x) & \text{si } 0 \leq x \leq 1 \\ 0 & \text{si } 1 \leq x \leq 2 \end{cases}$$

En général, nous spécifions un espace d'éléments finis en donnant un ensemble de fonctions de base. La description des fonctions de base est simplifiée par l'introduction des coordonnées d'élément.

### **3.2.3. La discrétisation des équations**

Pour décrire la méthode de discrétisation utilisée par le code de calcul Comsol Multiphysics, considérons un problème 2D pour simplifier. Le point de départ est la formulation faible du problème. La première étape est la discrétisation des contraintes.

$$\begin{aligned} 0 &= R^{(2)} \text{ sur } W \\ 0 &= R^{(1)} \text{ sur } B \\ 0 &= R^{(0)} \text{ sur } P \end{aligned}$$

Où P représente le point, B la frontière et W le domaine.

Commençons par les contraintes sur les frontières (B). Pour chaque élément de maillage de B (i.e pour chaque arête de B), nous considérons le point de Lagrange d'ordre k. Nous les nommons  $x_{mj}^{(1)}$ , avec m l'indice de l'élément de maillage. La discrétisation de la contrainte est donc :

$$0 = R^{(1)}(x_{mj}^{(1)}),$$

Le point de Lagrange d'ordre k peut être choisi différemment pour les différentes composantes du vecteur de contrainte  $R^{(1)}$ , et il peut également varier dans l'espace. Les contraintes sur les domaines  $\Omega$  et points P sont discrétisées de la même manière.

Le code COMSOL rapproche les variables dépendantes avec des fonctions dans l'espace des éléments finis choisi. Cela signifie que les variables dépendantes sont exprimées en termes de degrés de liberté comme :

$$u_i = \mathring{a}_i U f_i^{(l)}$$

Avec  $f_i^{(l)}$  sont les fonctions de base pour la variable  $u_i$ . Soit U le vecteur des degrés de libertés et  $U_i$  ses composantes. Ce vecteur est appelé le vecteur de solution car il s'agit du vecteur que nous souhaitons calculer

Considérons maintenant la forme faible de l'équation.

$$0 = \int_W \mu^{(2)} dA + \int_B \mu^{(1)} ds + \int_P \mu^{(0)} - \int_W \nu h^{(2)T} m^{(2)} dA - \int_B \nu h^{(1)T} m^{(1)} ds - \int_P \nu h^{(0)T} m^{(0)} dA$$

avec  $\mu^{(i)}$  sont les multiplicateurs de Lagrange. Pour la discrétiser, nous exprimons les variables en termes de degrés de liberté, comme décrit précédemment. De même, nous approximations la fonction test avec les mêmes éléments finis (la méthode de Galerkin):

$$u_i = \mathring{a}_i V_i f_i^{(l)}$$

Il suffit d'exiger que la forme faible de l'équation soit vérifiée lorsque les fonctions test sont choisies comme fonctions de bases

$$V_i = f_i^{(i)}$$

Une fois remplacées dans l'équation faible, nous obtenons une équation pour chaque  $i$ . Intéressons nous maintenant à la discrétisation des multiplicateurs de Lagrange. Soit

$$L_{mj}^{(d)} = m^{(d)}(x_{mj}^{(d)})w_{mj}^{(d)}$$

Avec  $x_{mj}^{(d)}$  sont les points de Lagrange définis précédemment, et  $w_{mj}^{(d)}$  sont des poids. Le terme :

$$\oint_B f_i h^{(1)T} m^{(1)} ds$$

est défini comme une somme sur tous les éléments du maillage de la frontière B. La contribution d'un élément  $m$  du maillage à cette somme est approchée par la somme de Riemann :

$$\oint_j f_i(x_{mj}^{(1)}) h^{(1)T}(x_{mj}^{(1)}) m^{(1)}(x_{mj}^{(1)}) w_{mj}^{(1)} = \oint_j f_i(x_{mj}^{(1)}) h^{(1)T}(x_{mj}^{(1)}) L_{mj}^{(1)}$$

Avec  $w_{mj}^{(1)}$  est la longueur sur la partie appropriée de l'élément de maillage. L'intégrale sur  $\Omega$  et la somme sur P sont approchées de manière similaire. Tout cela signifie que nous pouvons écrire la discrétisation de la forme faible de l'équation comme :

$$0 = L - N_F L$$

Avec L est le vecteur dont le  $i^{eme}$  composant est :

$$\oint_w W^{(2)} dA + \oint_B W^{(1)} ds + \oint_P W^{(0)}$$

$\Lambda$  est le vecteur contenant tous les multiplicateurs de Lagrange discrétisés  $\Lambda_{mj}^{(d)}$ .  $N_F$  est une matrice dont la ligne  $i^{eme}$  est une concaténation des vecteurs :

$$f_i(x_{mj}^{(d)}) h^{(d)}(x_{mj}^{(d)})^T$$

Pour des problèmes utilisant des contraintes idéales,  $N_F$  est égale à la matrice Jacobienne de contrainte N, défini comme :

$$N = \begin{pmatrix} M \\ U \end{pmatrix}$$

Pour résumer, la discrétisation d'un problème stationnaire est :

$$0 = L(U) - N_F(U)L$$

$$0 = M(U)$$

L'objectif est de résoudre ce système pour le vecteur de solution  $U$  et le vecteur de multiplicateurs de Lagrange  $\Lambda$ .  $L$  est appelé le vecteur résiduel,  $M$  est la contrainte résiduelle, et  $N_F$  est la matrice Jacobienne des contraintes.

### **3.2.4. Problèmes instationnaires**

La discrétisation des problèmes instationnaires est similaire à celle des problèmes stationnaires :

$$0 = L(U, \Lambda, t) - N_F(U, t)L$$

$$0 = M(U, t)$$

Avec en plus,  $U$  et  $\Lambda$  dépendent du temps  $t$ .

### **3.2.5. Linéarisation des problèmes**

Considérons un problème stationnaire linéarisé. Le point  $u_0$  linéarisé correspond au vecteur solution  $U_0$ . La discrétisation du problème linéarisé est comme suit :

$$K(U_0)(U - U_0) + N_F(U_0)L = L(U_0)$$

$$N(U_0)(U - U_0) + M(U_0)$$

Avec  $K$  est appelée la matrice de rigidité. Et  $L(U_0)$  le vecteur de charge. Pour un problème donné en forme générale ou forme faible,  $K$  est la matrice Jacobienne de  $L$  :

$$K = \frac{\partial L}{\partial U}$$

Si le problème est linéaire, donc la discrétisation peut être écrite comme :

$$KU + N_F L = L(0)$$

$$NU = M(0)$$

De manière similaire, pour un problème instationnaire, la linéarisation utilise la matrice d'amortissement

$$D = \frac{\partial L}{\partial \dot{U}}$$

Et la matrice de masse

$$E = \frac{\partial L}{\partial U}$$

### **3.3. Résolution numérique de la convection naturelle**

Pour la résolution numérique de la convection naturelle à l'aide du logiciel Comsol, deux méthodes se présentent :

La première est la technique la plus courante, consistant à modéliser le flux de chaleur par convection naturelle par un film résistant de coefficient thermique  $h$ . l'équation de transfert de chaleur devient dans ce cas simple et facile à résoudre. Cependant, cette simplification nécessite la connaissance au préalable du coefficient du transfert thermique  $h$ , ce qui est difficile dans la majorité des études.

La deuxième technique permettant de décrire le transfert de chaleur par convection naturelle de façon complète, consiste à coupler le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide. Les résultats obtenus peuvent ainsi décrire le transfert de chaleur de façon très proche de la réalité. Dans notre étude, nous utilisons la deuxième méthode.

Avant de commencer la modélisation et simulation du problème de la convection naturelle sur Comsol, il est nécessaire de passer par l'étape de validation du code de calcul. En effet, les résultats ne seront pas fiables sans comparaison avec des cas académiques ou bien avec des études issues de la littérature. Dans notre cas, nous proposons également une validation expérimentale du code utilisé en comparant avec les résultats des essais exposés au deuxième chapitre.

## **4. Validation du code de calcul**

### **4.1. Validation numérique :**

Pour valider le code de calcul, nous avons choisi deux études issues de la littérature traitant la convection naturelle dans un canal vertical. La première étude est celle de Desrayaud et Lauriat qui ont étudié la convection de l'air entre deux plaques parallèles chauffées à une température  $T_p$ . sur la figure 3.1 et 3.2, nous comparons les profils des vitesses axiales et de températures pour un nombre de Reynolds de 300 et un nombre de Grashof de  $1,59.10^5$ . Les résultats obtenus sont quasi-identiques.

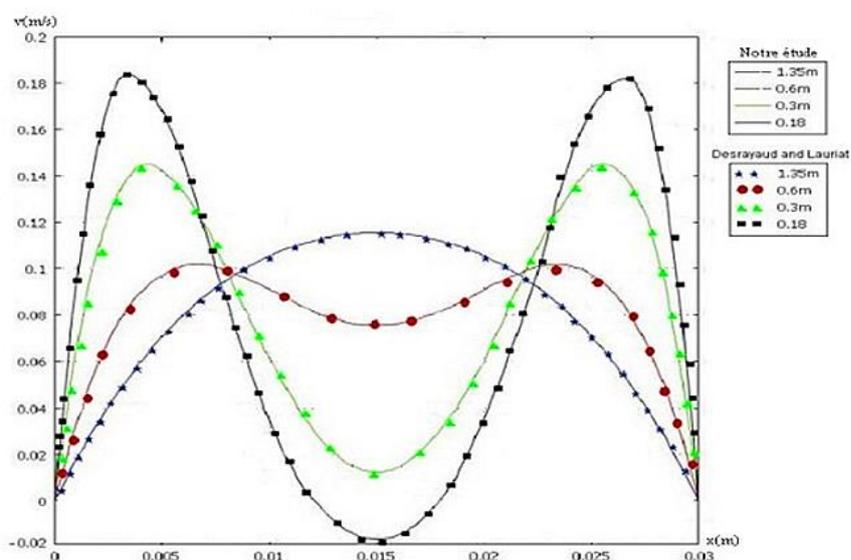
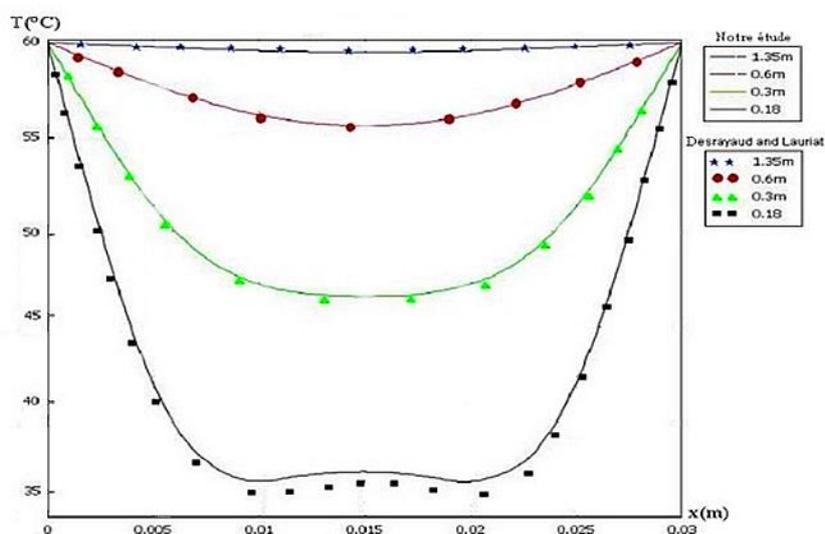
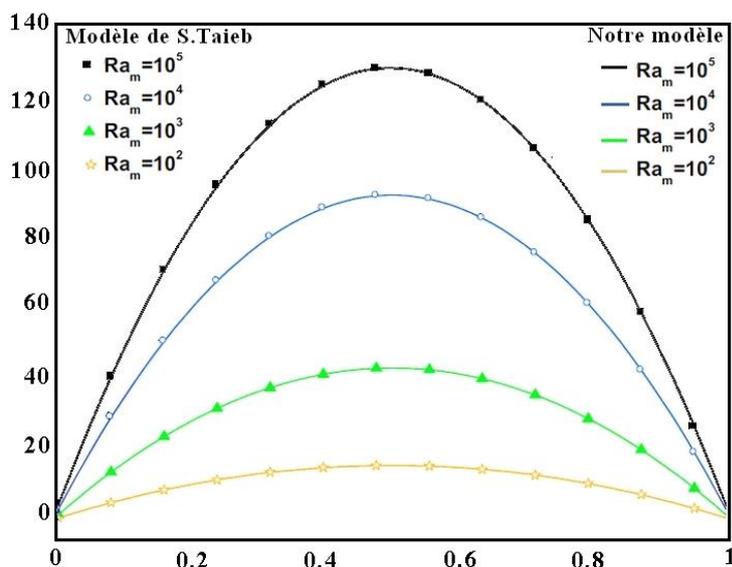


Figure 3.1. comparaison des profils de vitesse pour quatre hauteurs dans le canal ( $y=0.18m$ ;  $y=0.3m$ ;  $y=0.6m$ ;  $y=1.35m$ )

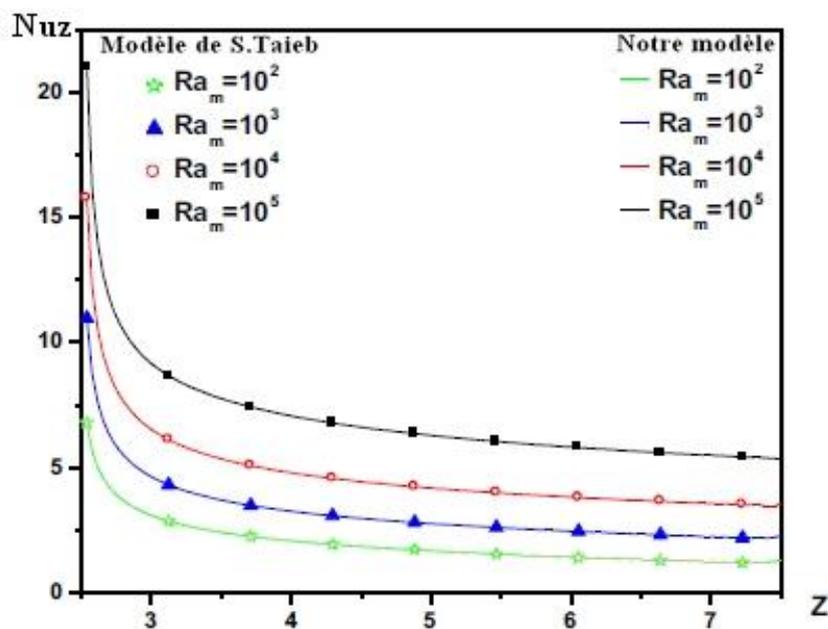


**Figure 3.2.** comparaison des profils de température pour quatre hauteurs dans le canal ( $y=0.18\text{m}$ ;  $y=0.3\text{m}$ ;  $y=0.6\text{m}$ ;  $y=1.35\text{m}$ )

La deuxième validation a été faite par rapport à l'étude de S.Taieb et al, qui ont étudié numériquement l'effet du rajout d'une plaque auxiliaire, sur la convection naturelle laminaire dans un canal chauffé asymétriquement. Nous avons comparé nos résultats avec leur modèle simple sans plaque auxiliaire. Les profils de la composante verticale de la vitesse ainsi que les profiles du nombre de Nusselt local le long de la plaque chauffée pour le nombre de Rayleigh modifié allant de  $10^2$  à  $10^5$  sont présentés dans les figures 3.3 et 3.4



**Figure 3.3.** la composante verticale de la vitesse à l'entrée du canal pour différents nombre de Rayleigh modifié. (Comparaison de nos résultats avec les résultats de S.Taieb)

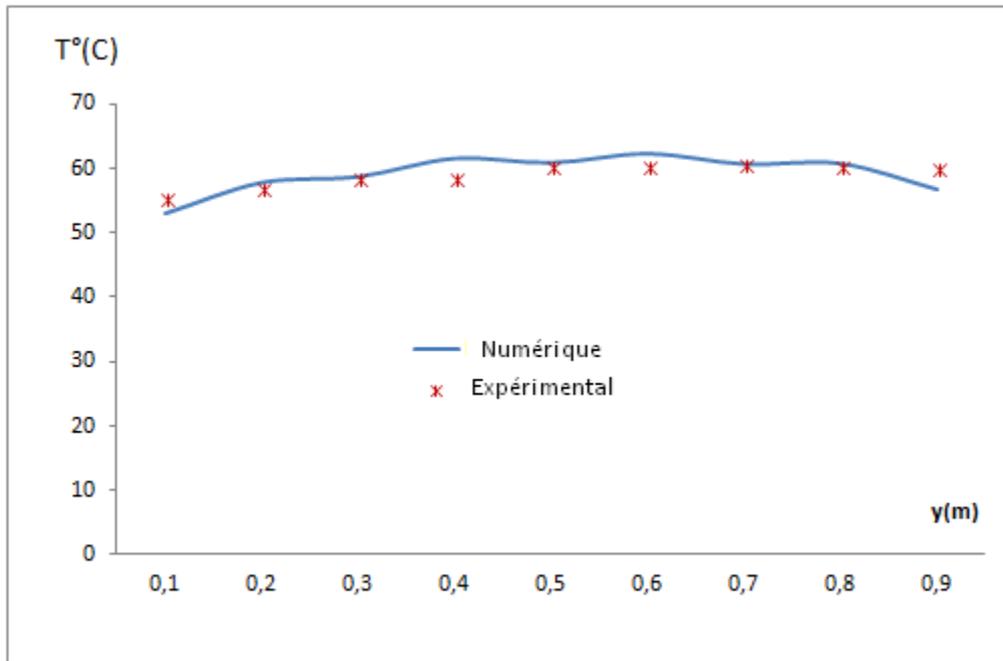


**Figure 3.4.** Le nombre de Nusselt local le long de la plaque pour différents nombre de Rayleigh modifié. (comparaison de nos résultats avec les résultats de S.Taieb)

#### 4.2. Validation expérimentale

Nous avons utilisé la maquette expérimentale décrite dans le chapitre II pour valider expérimentalement le code de calcul Comsol pour un cas précis. Nous avons comparé les résultats obtenus pour un essai à  $400\text{W/m}^2$  et une température ambiante de  $20^\circ\text{C}$ . Les résultats obtenus sont présentés sur la figure 3.5, l'erreur maximale ne dépasse pas 5%, et peut aisément être expliquée par les imprécisions dues au dispositif expérimental.

Ces validations nous permettent d'utiliser le code de calcul pour réaliser des simulations de convection naturelle dans un canal vertical pour plusieurs cas.



**Figure 3.5.** validation expérimentale, comparaison résultats numériques et résultats expérimentaux pour un cas de chauffage à  $400W/m^2$

## 5. Modélisation du domaine physique

### 5.1. Géométrie et domaines numériques

L'étude consiste à analyser le refroidissement par convection naturelle dans un canal vertical. Le canal est composé de deux plaques parallèles, la première plaque est en aluminium sur laquelle un flux de chaleur discontinue est imposé, la deuxième plaque est en plexiglas. Le canal est ouvert du bas pour permettre l'aspiration de l'air frais et en haut pour permettre l'évacuation de l'air chaud.

Le domaine de calcul est présenté sur la figure 3.6.

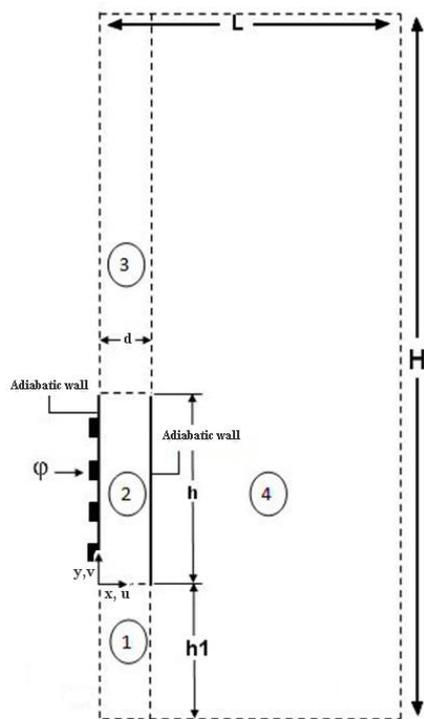


Figure 3.6. géométrie et domaines de calcul

En plus de la plaque en aluminium et la plaque de plexiglas, le domaine de calcul est composé de quatre régions principales. La région 1 est située en dessous de l'entrée du canal, la région 2 représente l'intérieur du canal, la région 3 en dessus de la sortie et la région 4 représente le reste du domaine.

Cette décomposition du domaine est utilisée dans le but d'éviter d'imposer une vitesse à l'entrée du canal. En effet, l'une des plus grandes difficultés de la modélisation de la convection naturelle pour les systèmes ouverts est la condition d'entrée. Si cette condition est mal choisie, les résultats peuvent être faussés, une condition de vitesse à l'entrée du canal – même de valeur très petite- imposera le débit et bridera le problème. Le fait de rajouter l'extension 1 en dessous de l'entrée permet de considérer l'entrée du canal comme une paroi intérieure et ainsi, seules les forces de flottabilité sont responsables de l'écoulement de l'air dans le canal.

Des calculs tests ont été réalisés pour déterminer les dimensions des extensions à partir desquelles les résultats sont indépendants du domaine du calcul.

## 5.2. Les configurations étudiées

Afin d'analyser l'effet de la répartition des flux de chauffage (répartition des composants dans le train) ainsi que l'effet de la paroi du train sur le refroidissement par convection naturelle, nous avons étudié neuf cas résumés dans la figure 3.7

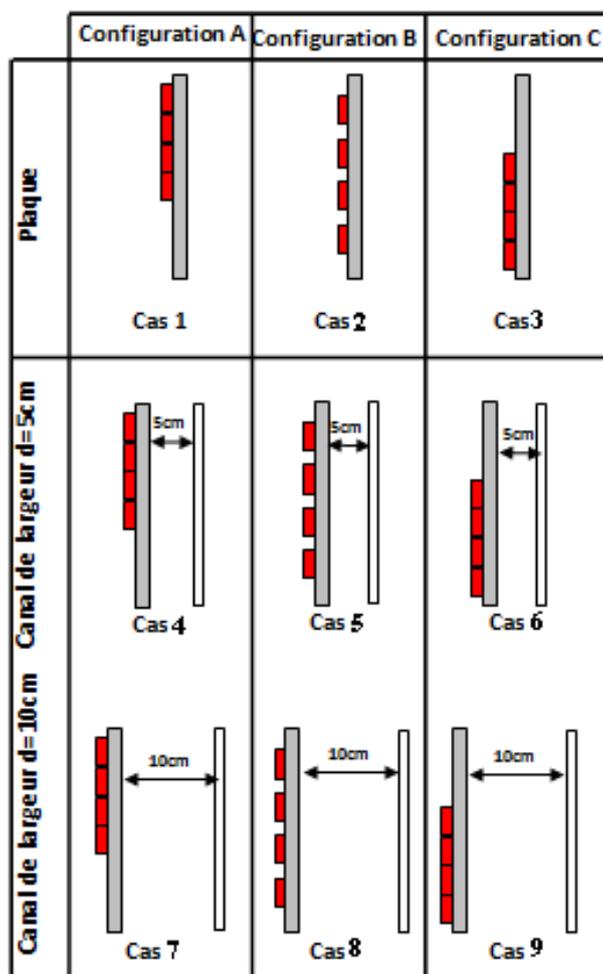


Figure 3.7. les neuf cas étudiés

Le flux de chauffage imposé sur la plaque d'aluminium de façon discontinue, et localisé en haut de la plaque (cas 1, 4 et 7), en bas de la plaque (cas 3, 6 et 9) ou le long de la plaque (cas 2, 5 et 8).

Le code utilisé pour résoudre le problème de convection naturelle en canal vertical permet de faire un couplage non isotherme, cela nous a permis de décrire le transfert de chaleur dans la plaque d'aluminium, sur l'interface solide-air et dans le fluide (ici air). Les forces de flottabilité d'origine thermique sont considérées. La turbulence est modélisée à l'aide de l'approche RANS (moyenne de Reynolds appliquée aux solutions de l'équation de Navier-Stokes).

### 5.3. Conditions aux limites

La condition de non glissement est imposée sur les parois solides du domaine de calcul ainsi que sur la paroi du plexiglas.

$$u = v = 0 \text{ at } x = 0 \text{ et } x = L \text{ et } -h_1 \leq y \leq H - h_1$$

$$u = v = 0 \text{ à } y = -h_1 \text{ et } 0 \leq x \leq L$$

A la sortie du canal, la pression est égale à la pression atmosphérique.

$$p_{y=H-h_1} = P_{atm}$$

La densité de flux de chauffage imposée sur la paroi d'aluminium est constante et discontinue.

$$-l_s \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=-e} = j f(y)$$

$$\begin{cases} f(y) = 1 & \text{si } 0.15 \leq y \leq 0.25 ; 0.35 \leq y \leq 0.45 ; 0.55 \leq y \leq 0.65 ; 0.75 \leq y \leq 0.85 \\ \cdot & \end{cases}$$

$$f(y) = 0 \text{ sinon}$$

$$-l_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = -l_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=h} = 0$$

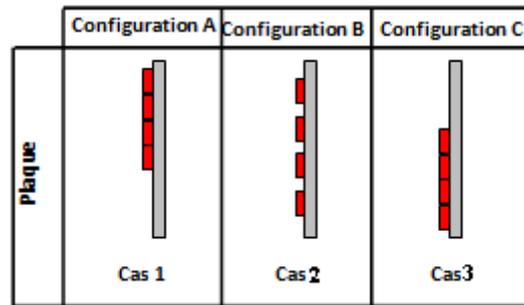
La continuité du flux est prise en compte sur l'interface solide-fluide.

$$-l_s \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0,0 \leq y \leq h} = -l_g \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0,0 \leq y \leq h}$$

## 6. Résultats et discussion

### 6.1. Effet de la répartition des composants (sans plaque de plexiglas d = infini : cas 2, 4 et 8)

L'objectif est d'analyser le refroidissement par convection naturelle d'une plaque d'aluminium sur laquelle nous avons placé des composants électroniques chauffants. L'étude permet d'évaluer l'effet de la répartition du flux de chaleur discret sur l'efficacité du refroidissement. Les profils de température ainsi que le nombre de Nusselt local ont été étudiés pour chacun des cas de la figure 3.8



**Figure 3.8.** trois cas plaque seule

### **6.1.1. Température**

La figures 3.9 représentent les profils de température de la plaque pour les cas 1, 2 et 3. La température de la plaque est presque constante tout le long de la plaque pour le cas 2, contrairement aux deux autres positions où nous pouvons remarquer un pic de température. La température maximale la plus élevée des trois cas est celle obtenue pour la configuration A. Le pic de température du cas 3 est de l'ordre de la température obtenue pour les essais sur le cas 2, par contre, la température sur le reste de la plaque est beaucoup plus faible.

Le refroidissement par convection naturelle est influencé par la répartition discrète du flux sur la plaque, il est plus efficace pour la position « C ».

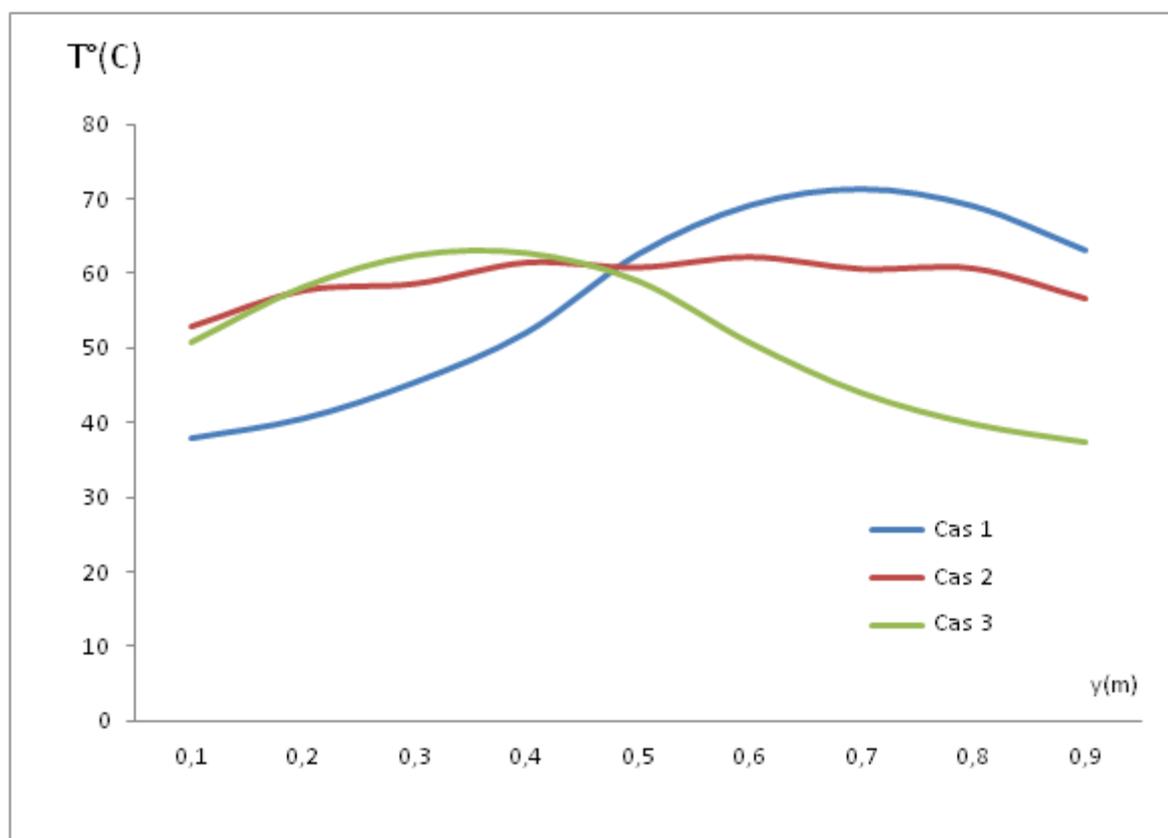


Figure 3.9. comparaison des profils de température pour les trois cas étudiés

### 6.1.2. Nusselt local

Pour chaque configuration, le nombre de Nusselt local a été comparé à des corrélations issues de la littérature pour le régime laminaire et turbulent. Deux types de corrélations ont été étudiés, des corrélations pour une plaque chauffée à température constante, et d'autres pour une plaque chauffée à flux de chaleur imposé constant.

Pour un chauffage à température constante :

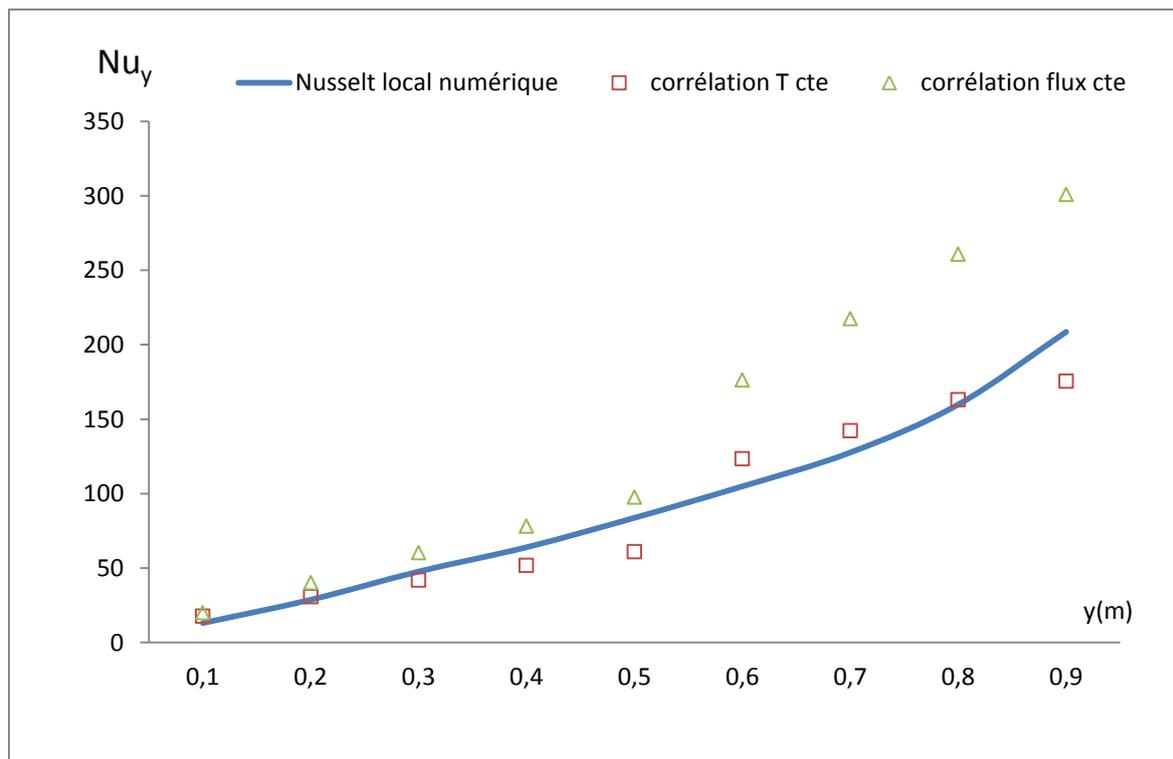
- Régime laminaire  $Nu_y = 0.39 Ra_y^{1/4}$
- Régime turbulent  $Nu_y = 0.12 Ra_y^{1/3}$

Pour un chauffage à flux constant :

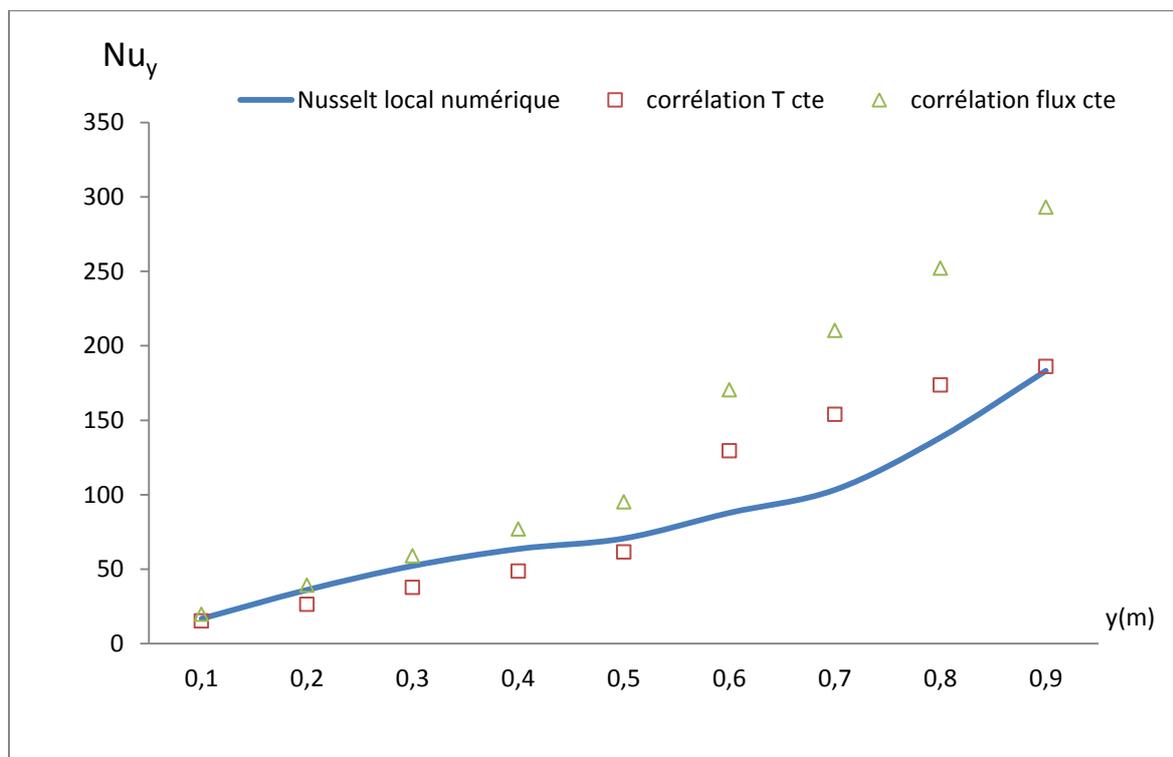
- Régime laminaire 
$$Nu_y = \frac{0,670 Ra_y^{1/4}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,437}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}}$$
- Régime turbulent  $Nu_y = 0.13 Ra_y^{1/3}$

(Réf : Jacques Padet)

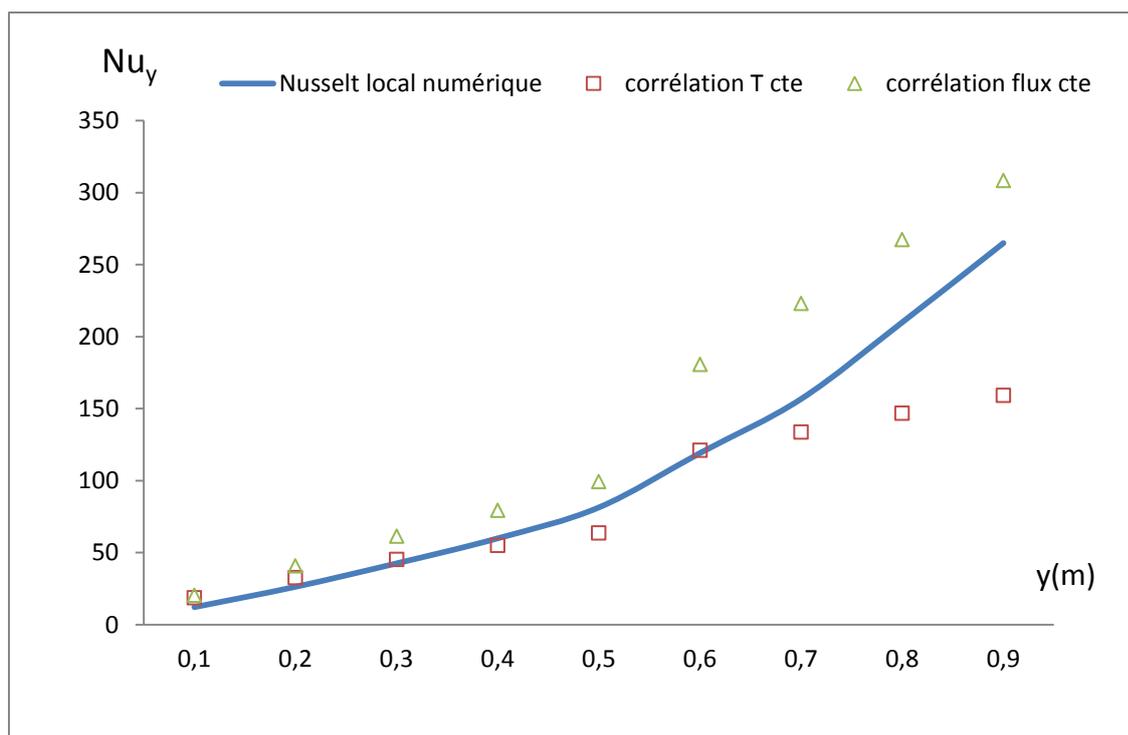
Le nombre de Nusselt local numérique et les corrélations choisies sont présentés sur les figures 3.10 a-c, pour les trois configurations. Les profils issus des simulations numériques ne coïncident avec aucune des corrélations à température ou flux de chaleur constants. Ce résultat prouve que la répartition discrète du flux de chauffage a une influence importante sur le transfert de chaleur par rapport au chauffage par température ou flux constant. La figure 3.11 présente une comparaison entre les courbes du nombre de Nusselt local pour les trois configurations. Le résultat obtenu est cohérent avec ce que nous avons trouvé pour la température (fig.3.9), le nombre de Nusselt est meilleur en haut de la plaque pour la position « C » ce qui traduit un meilleur échange de chaleur et un meilleur refroidissement par la suite.



(a)



(b)



(c)

Figure 3.10. comparaison nombre de Nusselt local numérique et corrélations (a) cas 1, (b) cas 2, (c) cas 3

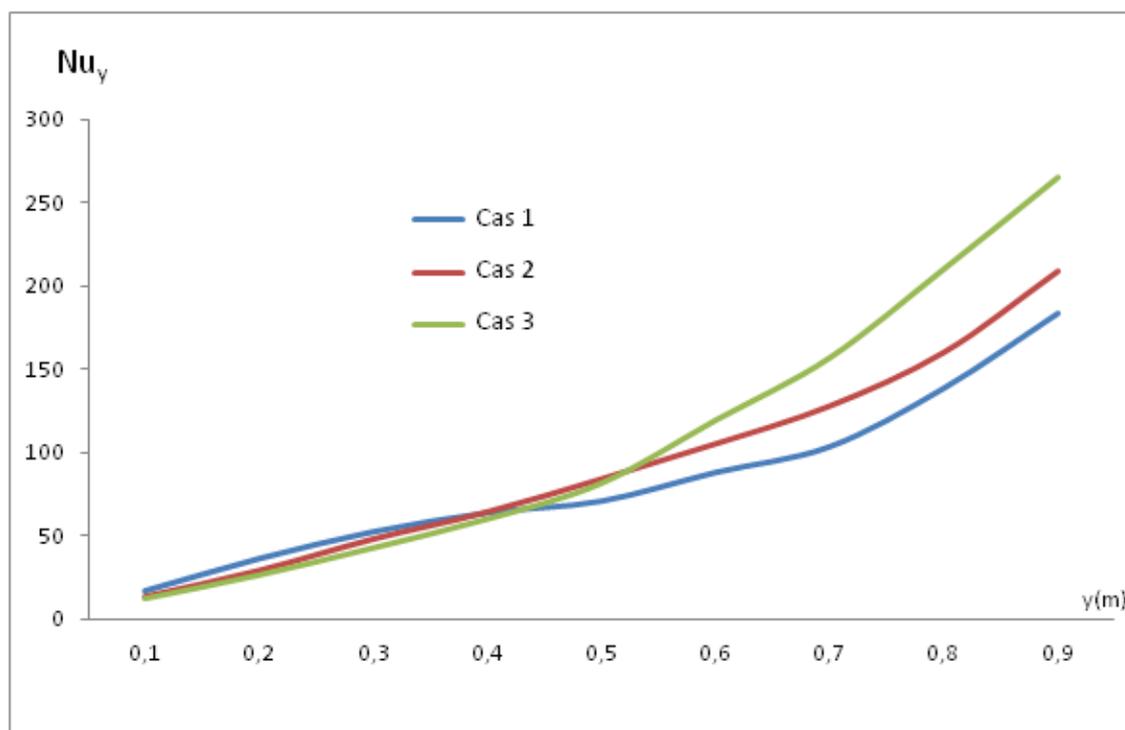


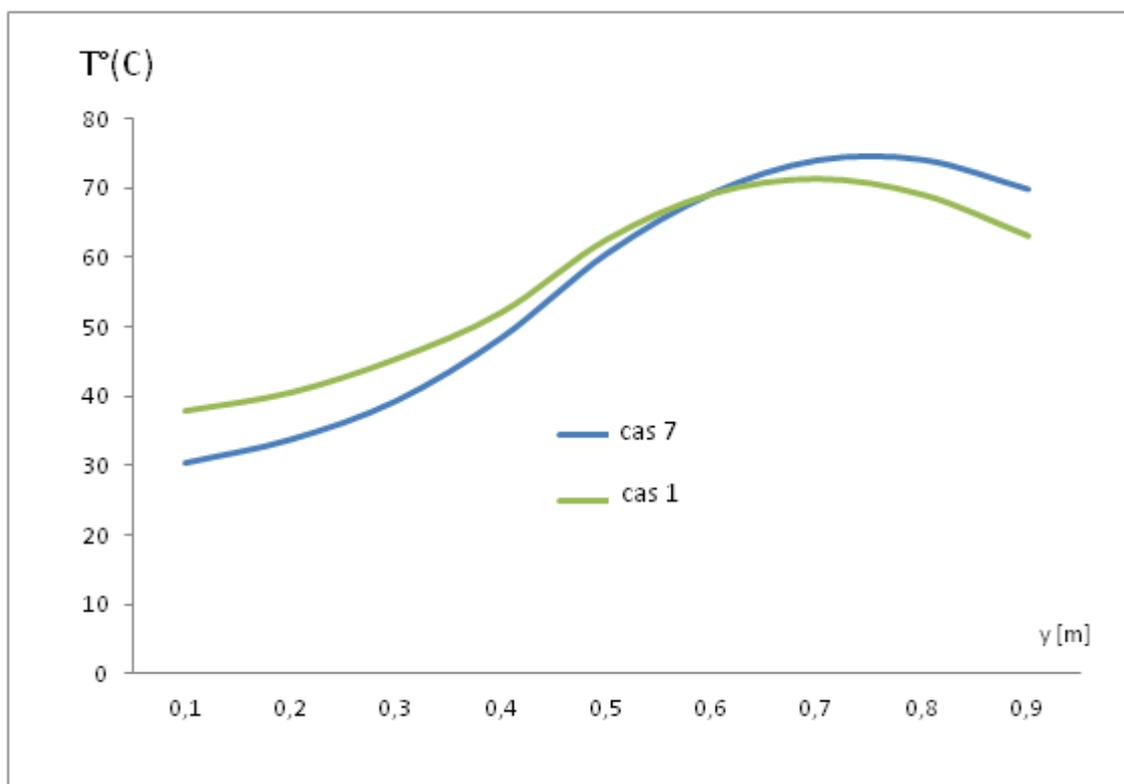
Figure 3.11. Comparaison du nombre de Nusselt local numérique pour les trois cas 1, 2 et 3

## 6.2. Effet de distance entre les deux plaques

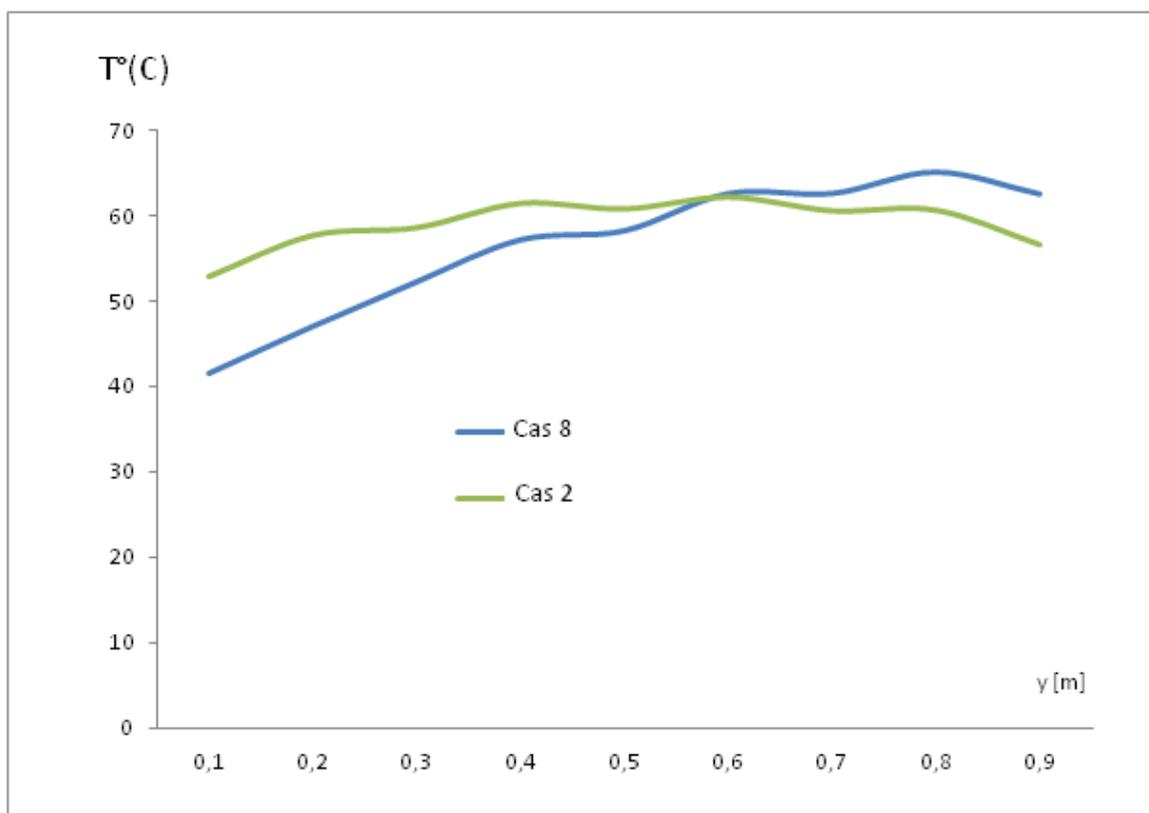
### 6.2.1. Plaque à $d=10\text{cm}$

Dans cette partie l'effet du rajout d'une plaque de plexiglas en face de la plaque chauffée est étudié, la distance entre les deux plaques est aussi analysée. Les figures 3.12.a-c montrent les profils de températures le long de la plaque avec rajout d'une plaque de plexiglas à 10 cm de la plaque chauffée. Pour les trois configurations. Nous remarquons que le bas de la plaque est moins chaud en présence de la plaque de plexiglas à 10cm, les températures sont presque identique au milieu de la plaque et est plus élevées en haut de la plaque en présence de la plaque de plexiglas.

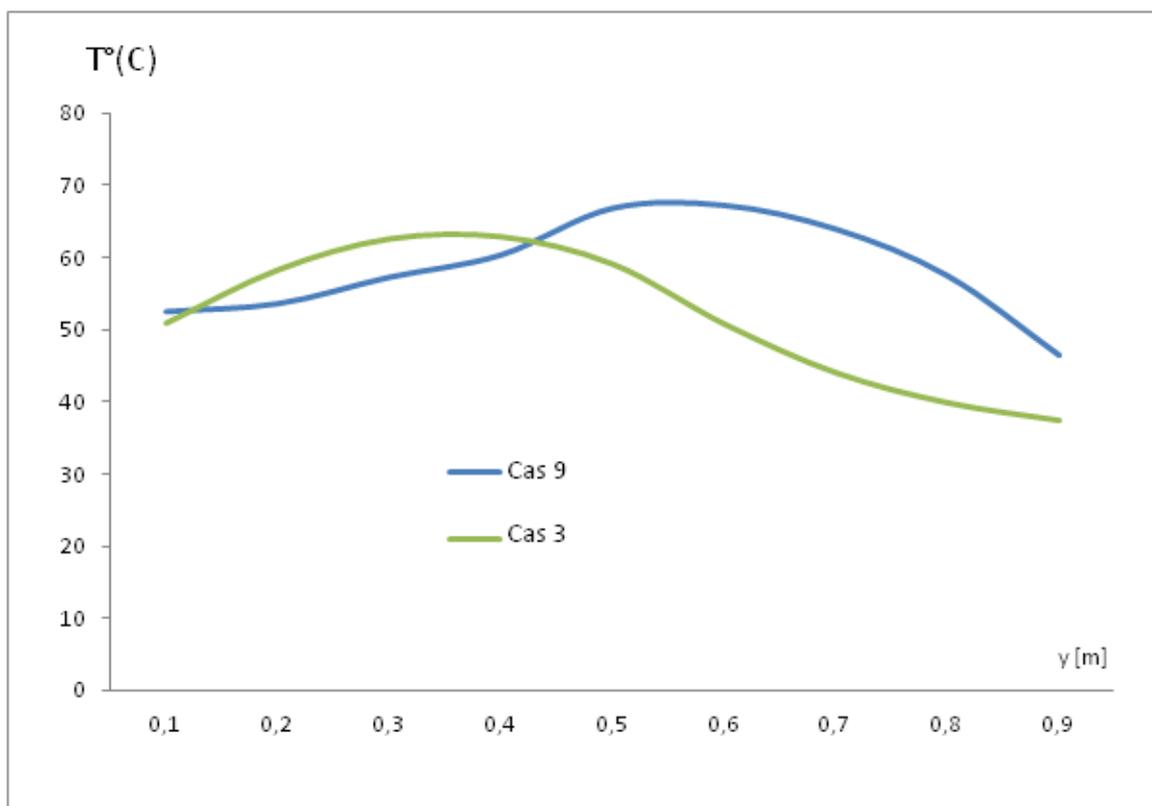
Une comparaison des profils de température de la plaque pour les trois configurations en présence d'une plaque de plexiglas à 10 cm est illustrée figure 3.13. La configuration « B » assure un meilleur refroidissement tout le long de la plaque. La température maximale est atteinte pour la configuration « A »



(a)



(b)



(c)

**Figure 3.12.** Profils de température de la plaque, effet de la plaque de plexiglas à d=10cm.  
 (a) configuration A (b) configuration B (c) configuration C

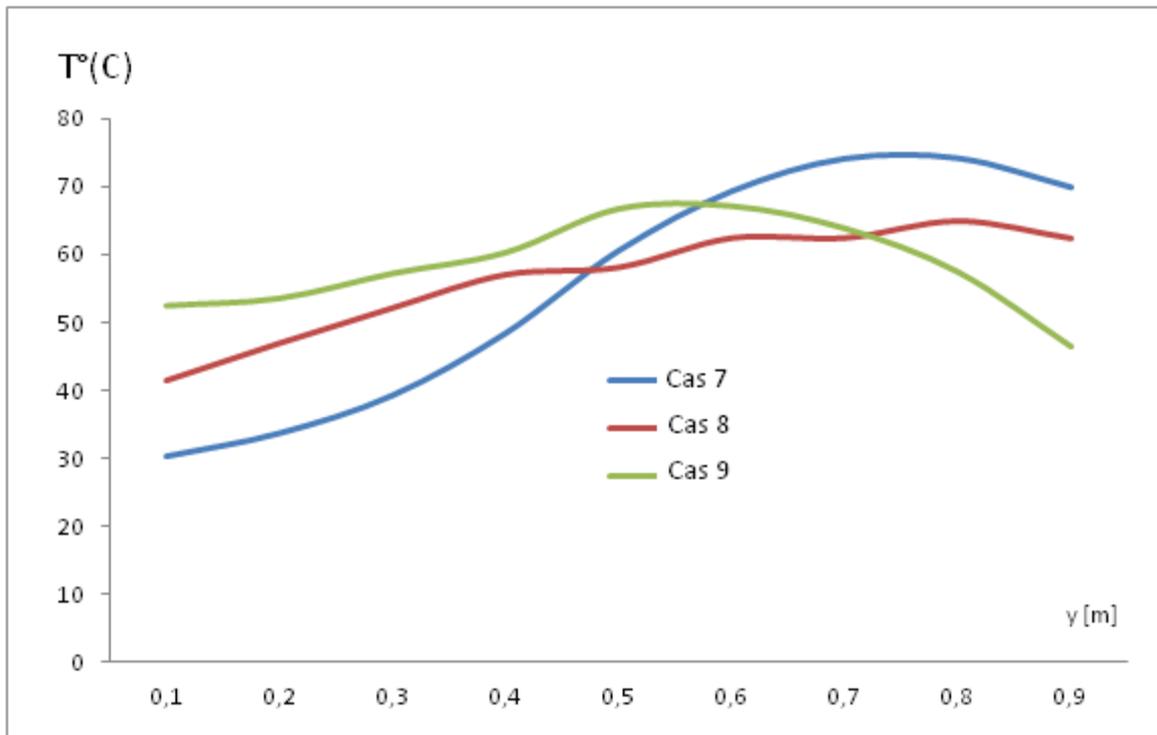
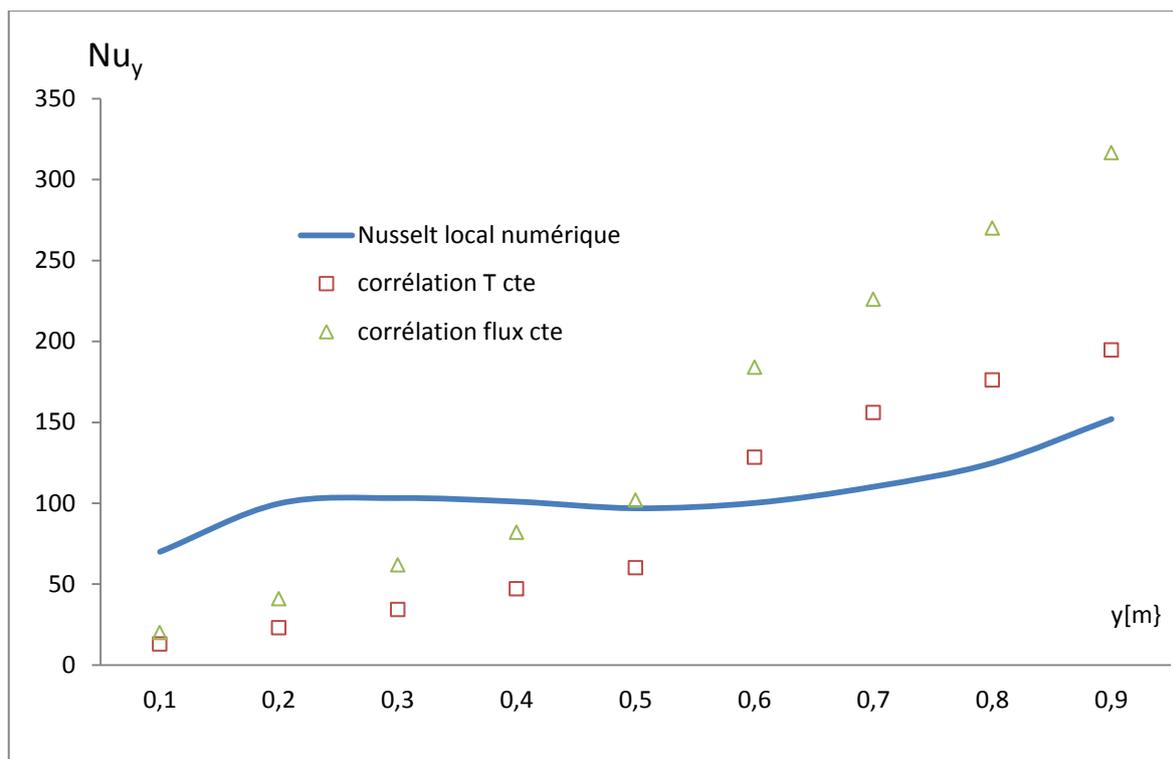
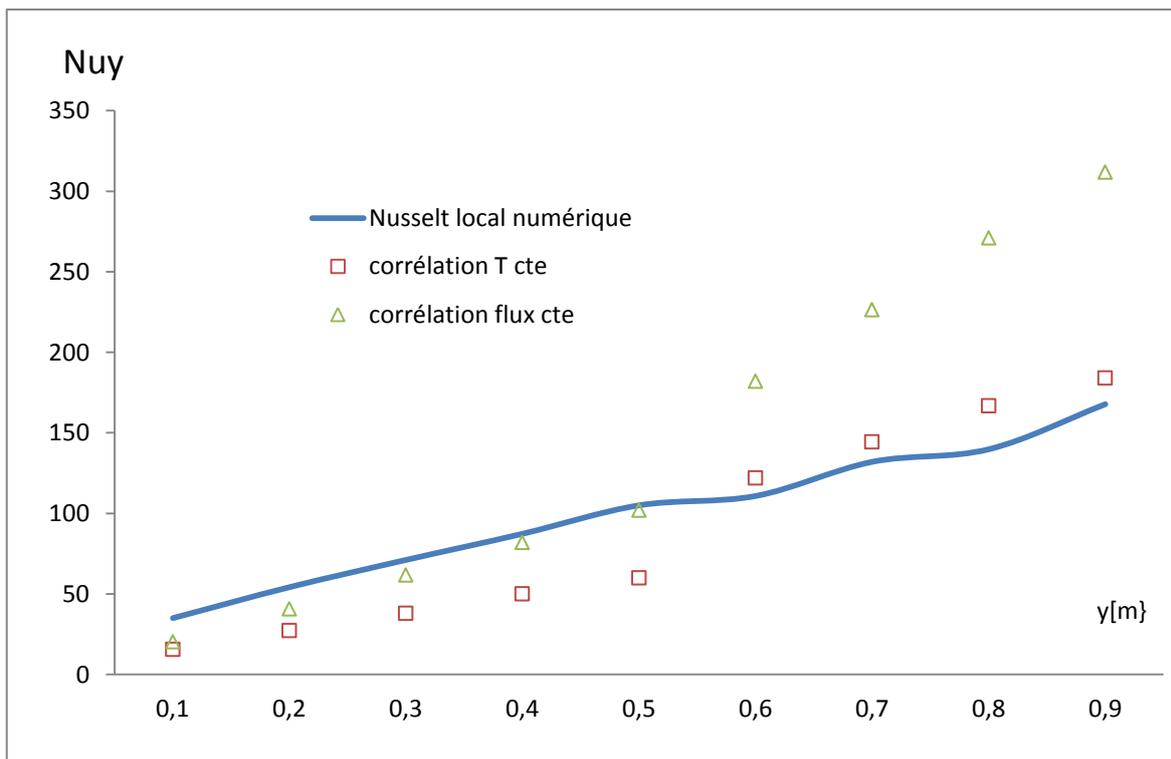


Figure 3.13. Comparaison des profils de température le long de la plaque pour les trois configurations

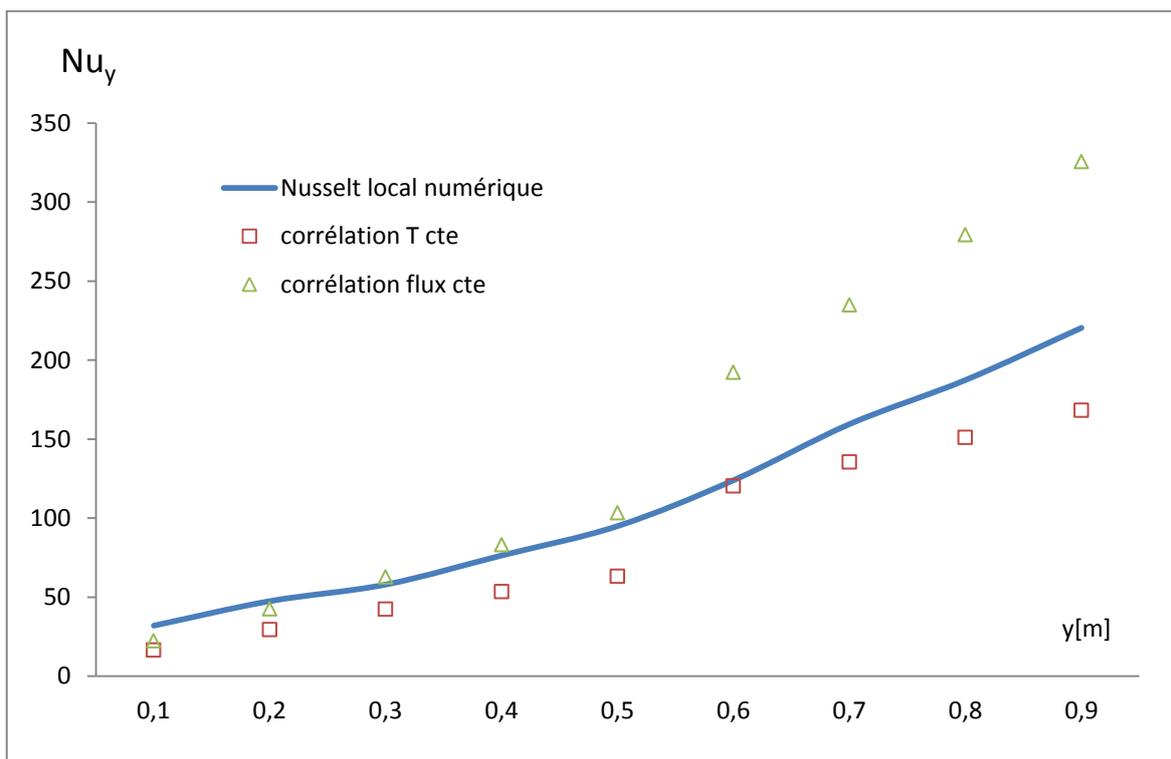
Les figures 3.14.a-c représentent des comparaisons entre le nombre de Nusselt local numérique et les corrélations issus de la littérature pour température et flux constants imposés. Sur la figure 3.15 nous comparons les nombres de Nusselt locaux numériques pour les trois configurations. Nous remarquons que le transfert de chaleur est meilleur en bas de la plaque pour la configuration « A » ce qui est cohérent avec les résultats obtenus pour la température (fig.3.13). En haut de la plaque, le transfert de chaleur est meilleur pour la position « C »



(a)

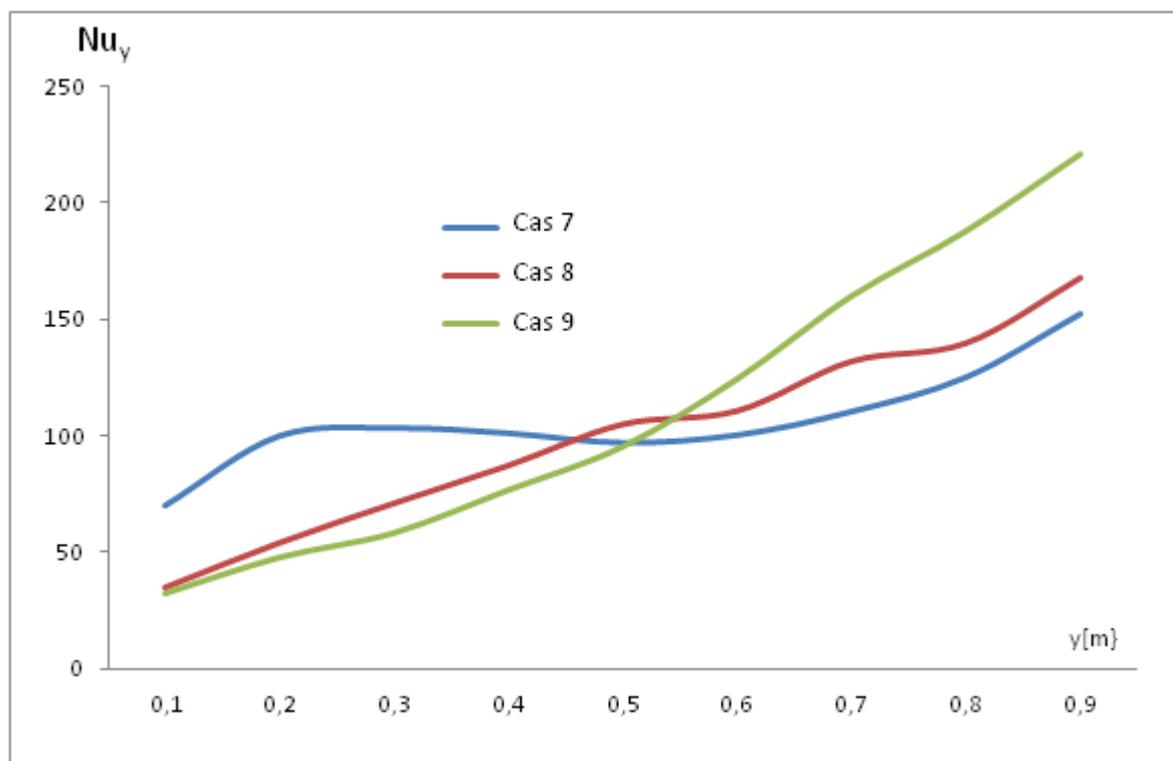


(b)



(c)

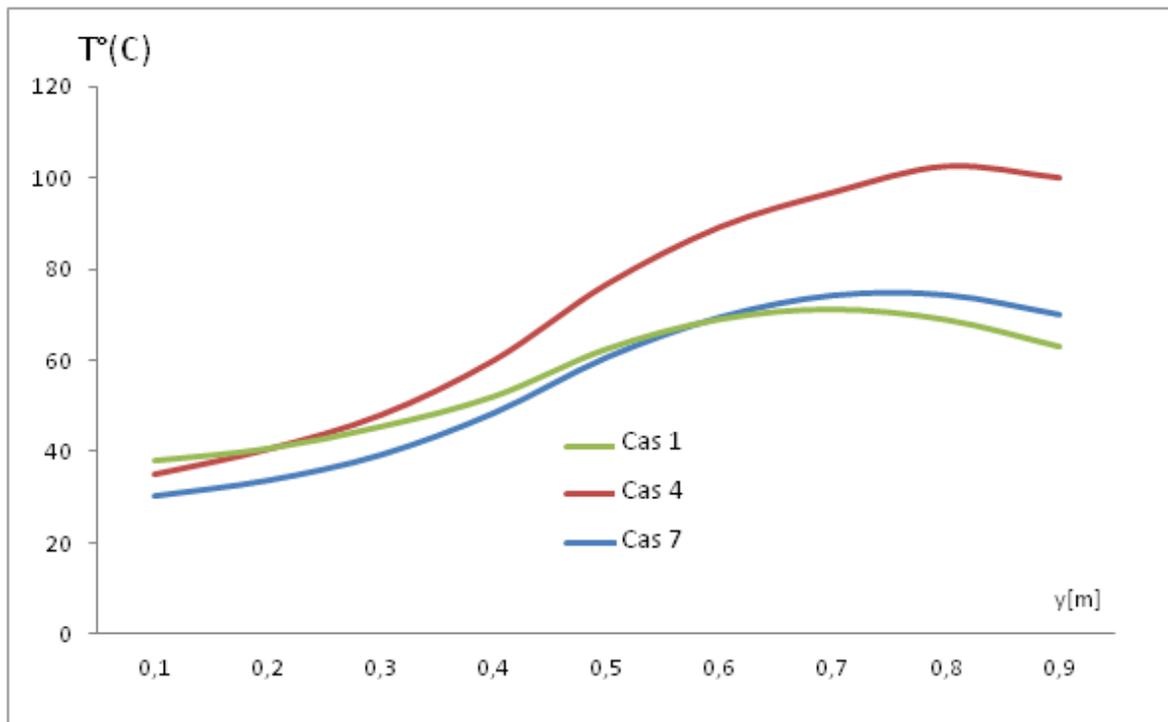
**Figure 3.14.** Comparaison entre nombre de Nusselt local numérique et les corrélations issues de la littérature. (a) cas 7 (b) cas 8 (c) cas 9



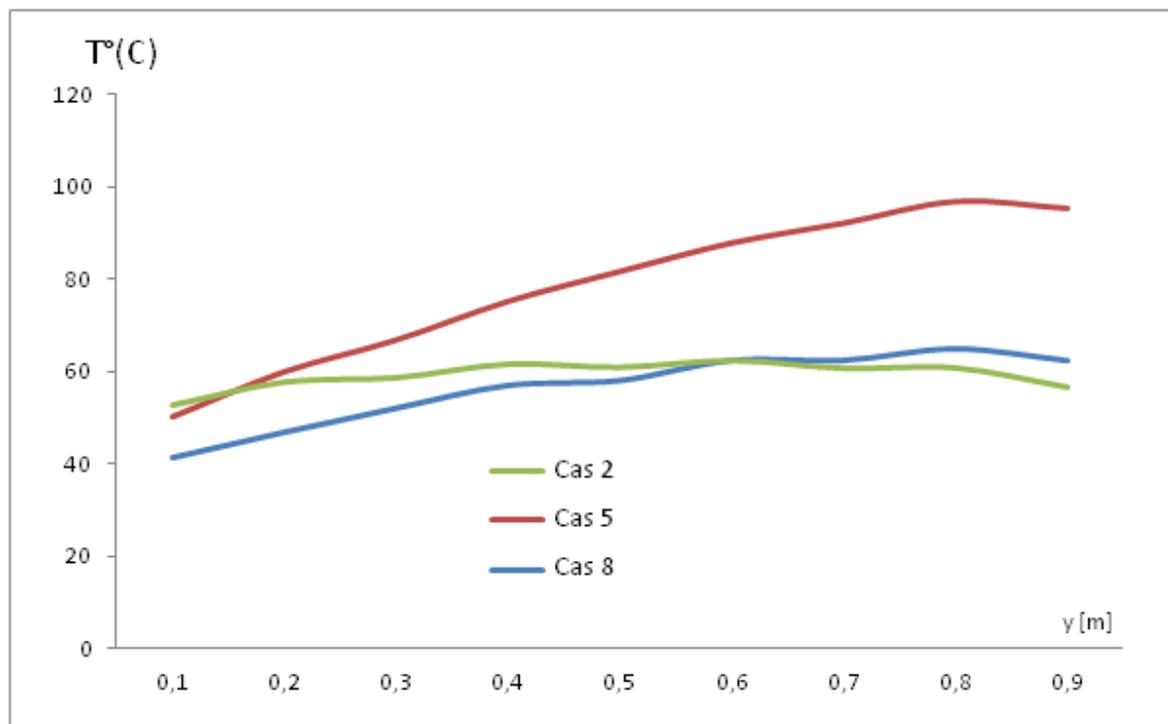
**Figure 3.15.** Comparaison du nombre de Nusselt local numérique pour les trois configurations avec plaque de plexiglas à 10cm (cas7, cas 8 et cas 9)

### 6.2.2. Plaque à $d=5cm$

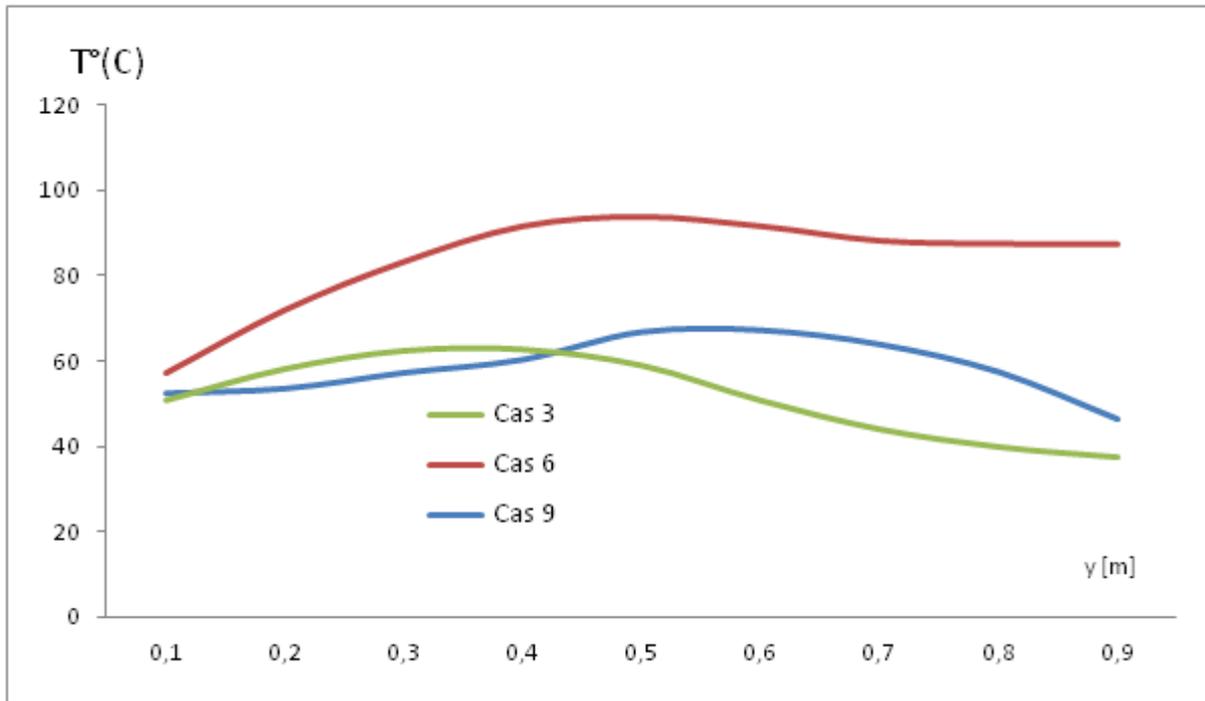
La distance entre les deux plaques influence le refroidissement d'une façon remarquable, la figure 3.16.a-c montre une comparaison des profils de températures sans plaque et avec plaque à 5 et 10 cm. Nous remarquons que pour les trois configurations, la température atteint son maximum pour  $d=5cm$ . Le fait de placer la plaque de plexiglas à 5cm de la plaque chauffée ne permet pas d'obtenir un bon refroidissement. La figure 3.17 montre une comparaison des profils de température le long de la plaque pour les trois configurations A, B et C avec une plaque de plexiglas placée à 5cm. La position « B » assure un refroidissement plus efficace sur la totalité de la plaque, la position « A » permet d'avoir des températures basses en bas de la plaque mais le pic de température en haut de la plaque est non négligeable.



(a)

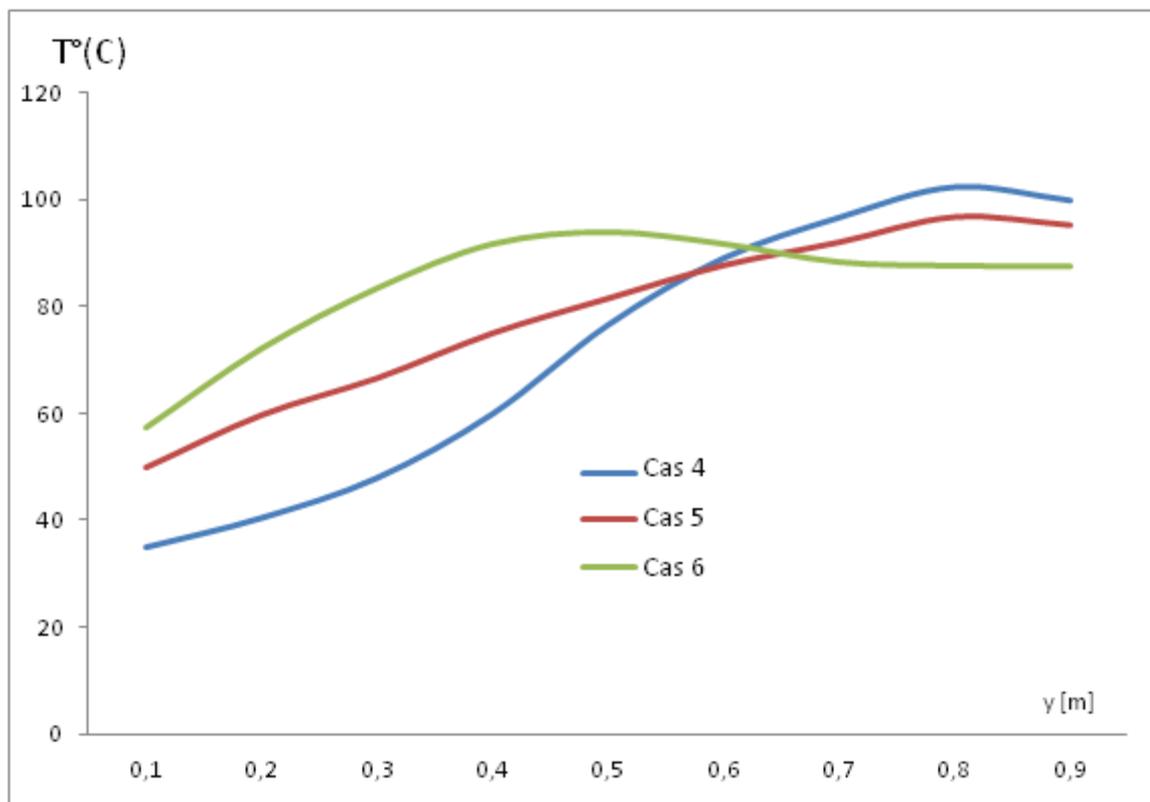


(b)



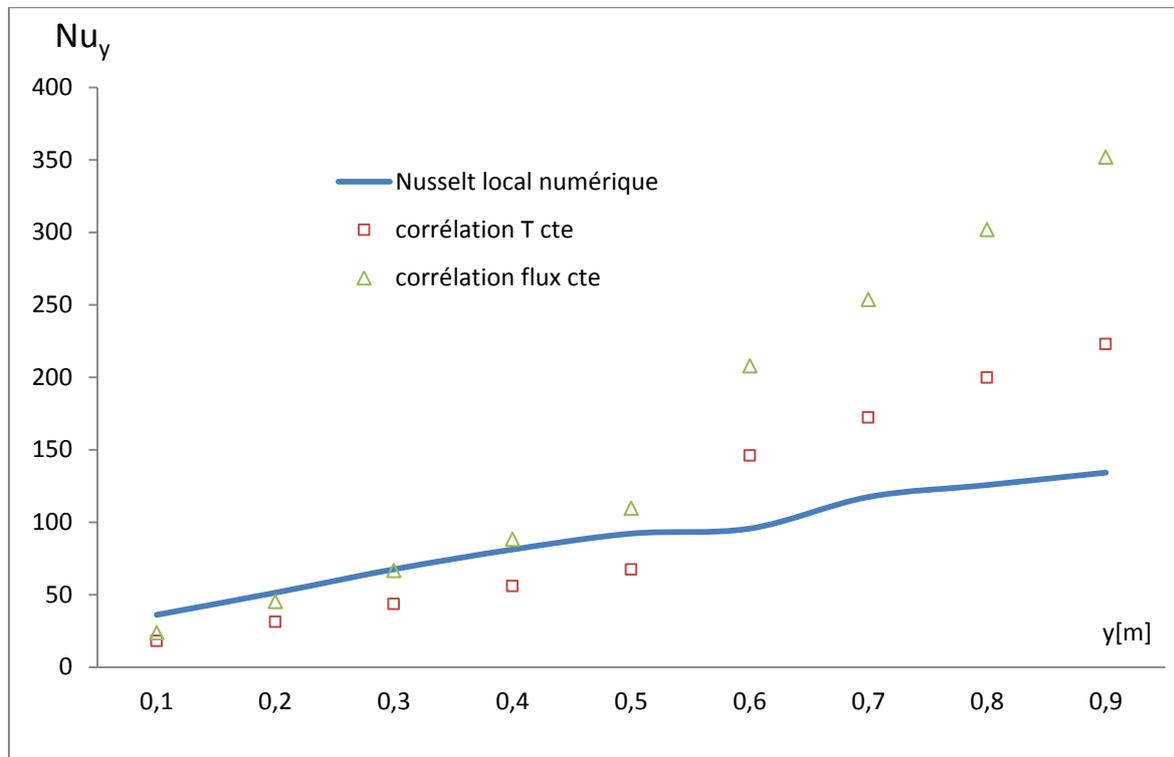
(c)

**Figure 3.16.** Comparaison des profils de températures le long de la plaque avec et sans plaque de plexiglas à 10 et 5 cm (a) configuration A (b) configuration B (c) configuration C

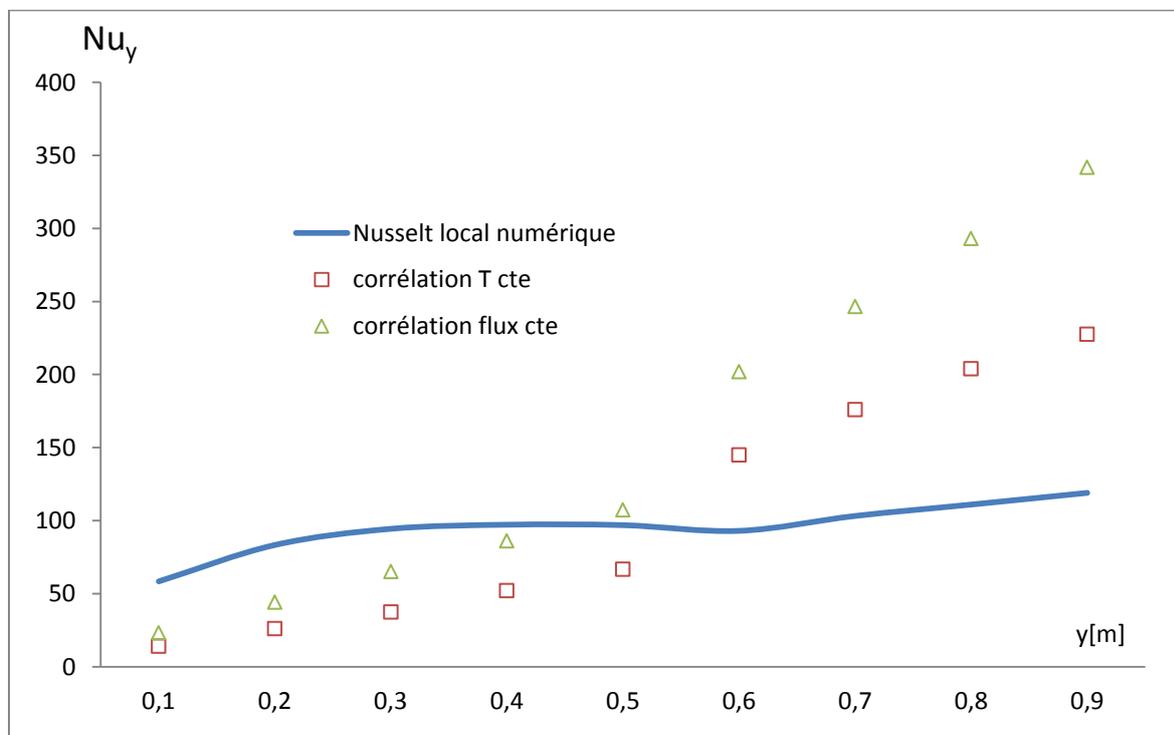


**Figure 3.17.** Comparaison des profils de température pour les trois configurations avec plaque de plexiglas à 5cm de la plaque chauffée (cas 4, cas 5 et cas 6)

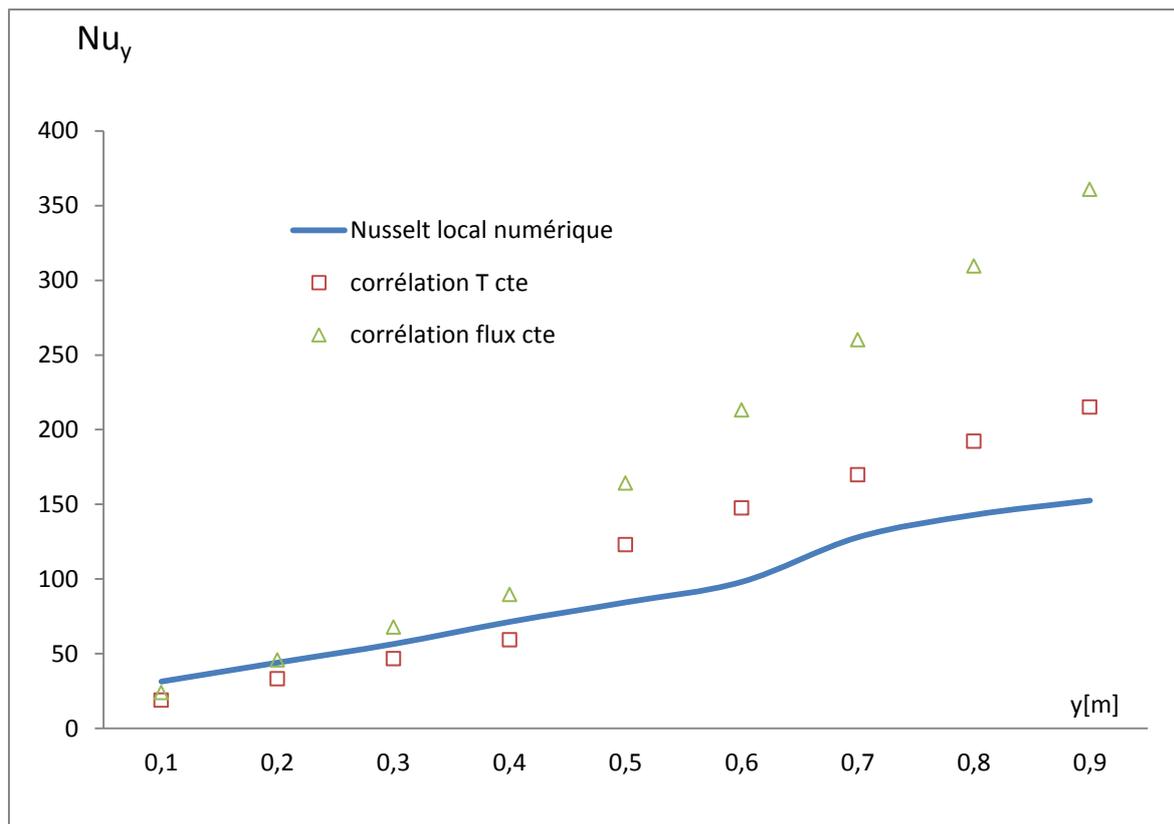
Les mêmes remarques faites pour la configuration avec plaque de plexiglas à 10cm sont à reprendre ici.



(a)

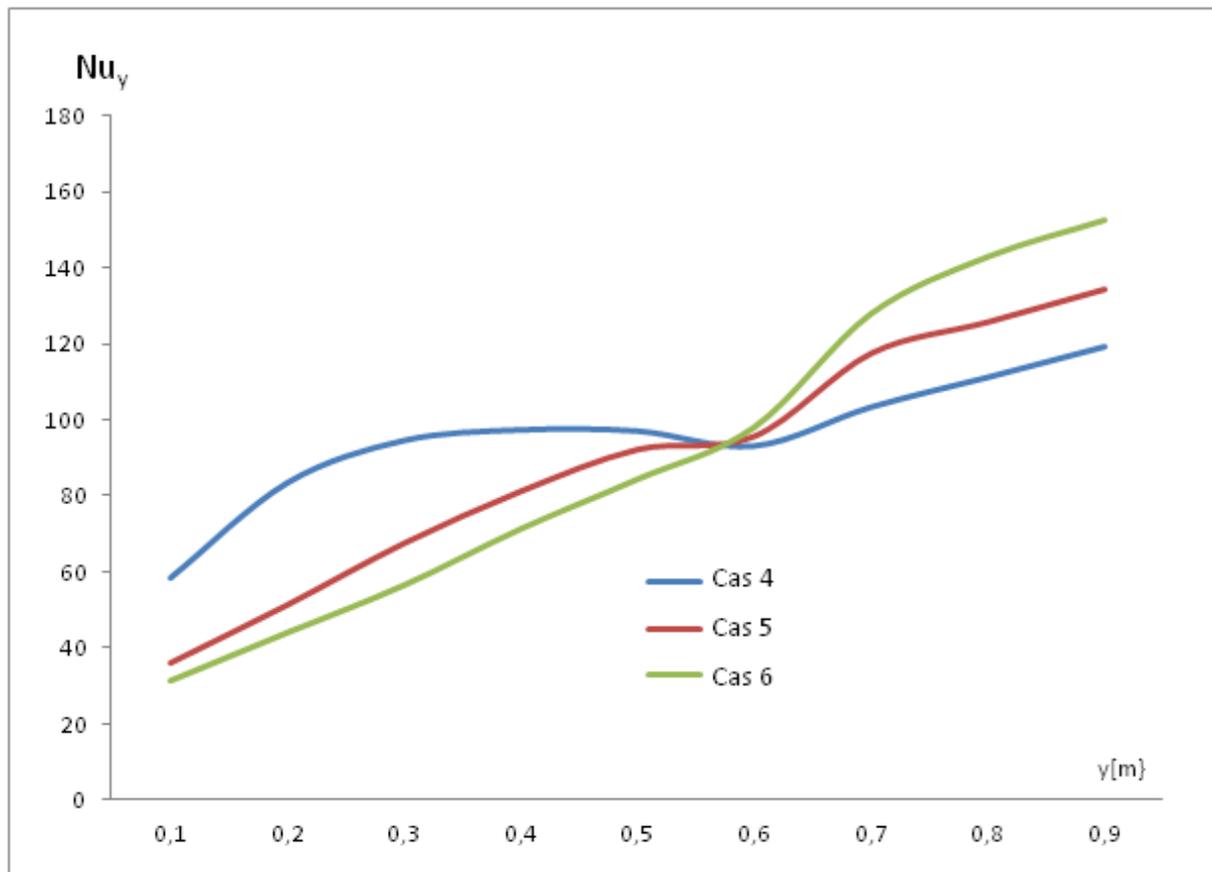


(b)



(c)

**Figure 3.18.** Comparaison entre nombre de Nusselt local numérique et les corrélations issues de la littérature. (a) cas 4 (b) cas 5 (c) cas 6



**Figure 3.19.** Comparaison entre nombre de Nusselt local pour les trois configurations étudiées avec plaque plexiglas à  $d = 5$  cm.

## 7. Conclusion de l'étude numérique de la convection naturelle

Les résultats obtenus montrent que la répartition de la densité de flux de chauffage ainsi que les parois du train influencent remarquablement le refroidissement. La plaque chauffée ne doit pas être placée très près des parois du train. A une distance  $d=5$ cm, le transfert de chaleur par convection naturelle s'est dégradé de façon très significative. D'une autre part, le fait de placer les composants dans la partie inférieure de la plaque permet une meilleure évacuation de la chaleur, et ainsi un meilleur refroidissement par convection naturelle.



**Chapitre 4 : Etude numérique du film d'eau**

---



## 1. Introduction

Beaucoup d'intérêt est donné aux phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans le domaine d'ingénierie et de la recherche. En effet, beaucoup d'applications comme la distillation, le dessalement de l'eau de mer ou encore le refroidissement des composants électronique s'intéresse de près à ce type de phénomène pour son efficacité.

Dans ce chapitre, nous étudions le refroidissement des composants électroniques par un film d'eau. Ce type de refroidissement fait intervenir les phénomènes de transferts de chaleur et de masse. Nous modélisons les composants électroniques dans ce travail par une répartition de flux de chauffage sur la face extérieure de la première plaque (plaque chauffée) d'un canal vertical de rapport de forme  $A=10$ , l'autre plaque (plaque de condensation) du canal vertical est maintenue à température constante. Nous présentons dans ce chapitre la méthode numérique utilisée sous le logiciel Comsol, les résultats de validation bibliographique et expérimentale en se basant sur les résultats du chapitre II, puis nous détaillons les résultats obtenus ainsi qu'une discussion.

Afin de réaliser cette étude, et atteindre les objectifs et résultats souhaités, il est nécessaire de définir une méthodologie bien appropriée afin de construire un modèle numérique valide qui permet de simuler tous les phénomènes mis en jeu. Dans cette partie, nous présentons la formulation mathématique générale du phénomène étudié (canal vertical asymétrique) ainsi que les conditions aux limites et les hypothèses simplificatrices.

## 2. Modélisation numérique du problème étudié.

Le modèle physique étudié est un canal vertical formé de deux plaques planes, parallèles, séparées d'une distance  $d$ . La première plaque est chauffée à densité de flux constante et discontinue, tandis que la deuxième plaque est maintenue à température constante (figure 4.1). La plaque chauffée est mouillée par un film d'eau de faible épaisseur.

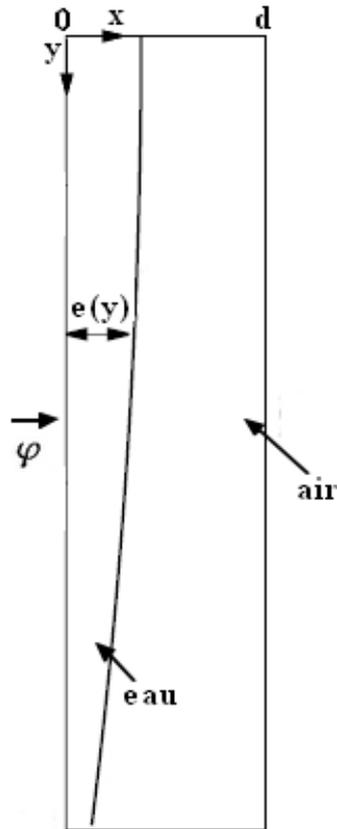


Figure 4.1. Schéma du canal vertical

### 2.1. Hypothèse simplificatrices.

Comme nous avons détaillée dans l'étude bibliographique, pour étudier tous les phénomènes complexes mis en jeu, nous avons considéré les hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'écoulement est incompressible et bidimensionnel :

Cette première hypothèse a été utilisée dans plusieurs études comme les études de Lin et al (1988). L'étude de Tsay et Yan (1990) Ainsi que l'étude de Debbissi et al (2001).

- Nous considérons l'air humide comme un gaz parfait :

L'hypothèse de l'air humide est considéré comme gaz parfait a été aussi utilisée dans beaucoup d'études, on cite parmi elles le travail de Siow et al (2004). En effet, sous la pression atmosphérique, l'air humide peut être considéré comme mélange de gaz parfaits. Sa densité est donc déterminée par la loi des gaz parfaits et sa pression totale par la somme des pressions partielles des deux gaz.

- La dissipation visqueuse et le travail des forces de pression sont négligés dans notre étude

Tsay 1990 , Ali Cherif. et Daif. (1999) et Debessi 2001 ont supposé la dissipation visqueuse et le travail des forces de pression négligeable, en considérant que la diffusion d'énergie d'origine purement mécanique négligeable du fait que la vitesse et la viscosité de l'air sont faible.

En raison de la faible vitesse et viscosité de l'air dans ce genre de problème, nous négligeons la diffusion d'énergie d'origine purement mécanique. Cette hypothèse a été considérée par Tsay et Yan (1990), Ali Cherif et Daif (1999) et Debbissi et al (2001)

- L'interface liquide-vapeur est considéré en équilibre thermodynamique

Tsay 1990, yan et soong 1995 et siow 2007 ont admis l'hypothèse de l'équilibre thermodynamique à l'interface liquide-vapeur en se basant sur le fait que le changement de phase ne se fait que sous des conditions de saturation. Donc, l'interface est considérée saturée à la température  $T_w$ .

- Nous négligeons l'effet Soret et Dufour

Le flux de masse engendré par le gradient de température (effet Soret) ainsi que le flux de chaleur engendré par le gradient de masse sont considérés négligeables dans notre étude. Cette hypothèse est prise en compte en raison des faibles gradients de températures et de concentrations. Les études de Gebhart et Pera (1971), Tsay et Yan (1990), Aguanoun et al (1994) et Ali Cherif et Daif (1999) ont aussi admis cette hypothèse.

- L'approximation de Boussinesq est admise.

En effet, pour tenir compte des forces de la flottabilité, et sachant que les équations décrivant le problème ne sont pas résolubles analytiquement, nous admettons l'approximation la plus utilisée dans ce genre de problème et aussi la plus complète à ce jour. En effet, beaucoup

d'études se sont consacrées à déterminer le domaine de validations et les applications de cette hypothèse.

Parmi ces études nous trouvons celle de Gray et Giorgini (1976) qui ont présenté une nouvelle méthode d'obtention des équations approchées des écoulements en convection naturelle en prenant des propriétés physiques variables en fonction de la température et de la pression. Ils ont ainsi montré que cette approximation est valable pour des faibles différences de température et de concentration. Ensuite, cette approximation a été adoptée par beaucoup d'autres études, nous citons parmi lesquelles celles de : Gebhart et al. (1988), Tsay et Yan (1990), Ait Hammou et al (2004) et Laaroussi et al (2009).

En présence de l'évaporation, l'approximation de Boussinesq peut s'écrire :

$$r = r_{in} \left[ 1 - b_T (T - T_{in}) - b_M (w - w_{in}) \right]$$

Avec  $b_T = \frac{-1}{r_{in}} \left. \frac{\partial r}{\partial T} \right|_{C=cte, p=cte}$  : représente le coefficient d'expansion volumique dû à la température.

Et  $b_M = \frac{-1}{r_{in}} \left. \frac{\partial r}{\partial w} \right|_{T=cte, p=cte}$  représente le coefficient d'expansion volumique dû à la fraction massique.

Selon la loi des gaz parfaits  $r = \frac{PM}{RT}$  avec (P : la pression totale du mélange et M sa masse molaire)

Donc on déduit  $b_T = \frac{1}{T_{in}}$

Nous avons aussi :  $b_M = \frac{-1}{r_{in}} \left. \frac{\partial r}{\partial w} \right|_{T=cte, p=cte} = \frac{-1}{r_{in}} \frac{P}{RT} \left. \frac{\partial M}{\partial w} \right|_{T=cte, p=cte}$

Selon la loi Dalton :  $P = P_v + P_a$

La loi des gaz parfait peut s'écrire :  $P = \frac{RT}{V} m$

Donc :  $\frac{RT}{V} \frac{m}{M} = \frac{RT}{V} \frac{m_v}{M_v} + \frac{RT}{V} \frac{m_a}{M_a}$  donc  $\frac{1}{M} = \frac{m_v}{M_v} + \frac{m_a}{M_a}$  avec m la masse total du mélange.

En utilisant  $w = \frac{m_v}{m}$  et  $\frac{m_a}{m} = 1 - w$  nous obtenons :  $\frac{1}{M} = \frac{w}{M_v} + \frac{1-w}{M_a}$

Ce qui peut s'écrire  $M = \frac{w}{M_v} + \frac{1-w}{M_a}$

Après dérivation et simplification nous obtenons :  $b_M = \frac{M_a - M_v}{(M_a - M_v)w + M_v}$

Puisque  $\frac{M_a - M_v}{M_v} < 1$  et  $w \ll 1$  on peut simplifier l'expression de  $b_M$  qui devient  $b_M = \frac{M_a}{M_v} - 1$

## 2.2. Equations décrivant les phénomènes étudiés

En se basant sur les hypothèses décrites précédemment, les équations décrivant les transferts de chaleur et de masse dans un canal vertical s'écrivent :

Equation de continuité :

$$\tilde{N} \times \mathbf{u} = 0$$

Equation de conservation de la quantité de mouvement

$$r_s \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \times \tilde{N} \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial z} = -\tilde{N} p + m_s \tilde{N}^2 \mathbf{u} + \rho_T (T - T_\infty) + b_M (w - w_\infty)$$

Equation de conservation de l'énergie

$$(rC_p)_s \frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{u} \times \tilde{N} T \frac{\partial T}{\partial z} = \tilde{N} \times (k_s \tilde{N} T)$$

Equation de diffusion de la vapeur

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \mathbf{u} \times \tilde{N} w = \tilde{N} \times (D_g \tilde{N} w)$$

## 2.3. Les nombres sans dimensions caractérisant le problème

Afin de généraliser l'étude, nous définissons quelques nombres sans dimensions caractérisant le problème.

- Rapport de forme : c'est le rapport entre la largeur du canal d et sa hauteur h

$$A = \frac{d}{h}$$

Dans notre étude de refroidissement par film, nous prenons A=10

- Le nombre de Grashof thermique : il s'agit du rapport entre les forces d'Archimède thermique et les forces de viscosité :

$$Gr_T = \frac{g \cdot b_T \cdot DT \cdot L_c^3 \cdot r^2}{\nu^2}$$

- Le nombre de Grashof massique : c'est le rapport entre les forces d'Archimède massique et les forces de viscosité :

$$Gr_m = \frac{g \cdot b_M \cdot Dw \cdot L_c^3 \cdot r^2}{\nu^2}$$

Avec  $w_{in}$  et  $w_p$  représentent respectivement la fraction massique de l'eau à l'entrée du canal et la concentration de la saturation à l'interface air-eau

- Nombre de Prandtl : représente le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement et diffusivité thermique, il s'écrit

$$Pr = \frac{\nu}{a}$$

## 2.4. Conditions aux limites

Dans notre étude, les conditions aux limites sont les conditions imposées sur les parois, à l'entrée et la sortie des extensions du canal

- Conditions aux limites dans le solide

Le flux de chauffage imposé sur la face extérieure de la paroi chauffée est considéré constant et discontinu :

$$-l_s \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=-e} = j f(y)$$

$$\begin{cases} f(y) = 1 & \text{si } 0.15 \leq y \leq 0.25 ; 0.35 \leq y \leq 0.45 ; 0.55 \leq y \leq 0.65 ; 0.75 \leq y \leq 0.85 . \\ f(y) = 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

Les deux parois horizontales de la plaque chauffée sont considérées adiabatiques :

$$-l_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = -l_s \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=h} = 0$$

- Conditions aux limites à l'interface solide-liquide :

Le flux et la température doit vérifier les conditions de continuité. Par ailleurs, nous supposons que le liquide ruisselle sur la plaque en respectant la condition de non glissement.

$$(T_s)_{x=0, 0 \leq y \leq h} = (T_l)_{x=0, 0 \leq y \leq h}$$

$$-l_s \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0, 0 \leq y \leq h} = -l_l \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0, 0 \leq y \leq h}$$

$$(v_l)_{x=0, 0 \leq y \leq h} = 0$$

- Conditions aux limites dans la phase liquide

L'eau rentre à une température  $T_1 = T_{in}$  à  $y=h$ ,  $0 < x < e$

- Conditions aux limites sur l'interface liquide-gaz

A l'interface liquide-gaz, la température, la concentration, la composante verticale de la vitesse ainsi que la contrainte doivent respectées les conditions de continuités suivantes :

$$(T_l)_{x_l=e, 0 \leq y \leq h} = (T_g)_{x_g=0, 0 \leq y \leq h}$$

$$(w)_{x_g=0, 0 \leq y \leq h} = (w_{sat})_{x_l=e, 0 \leq y \leq h}$$

$$(v_l)_{x_l=e, 0 \leq y \leq h} = (v_g)_{x_g=0, 0 \leq y \leq h}$$

$$m_l \frac{\partial v_l}{\partial x} \Big|_{x_l=e, 0 \leq y \leq h} = m_g \frac{\partial v_g}{\partial x} \Big|_{x_g=0, 0 \leq y \leq h}$$

En supposant que l'interface liquide-gaz est en équilibre thermodynamique et que le mélange air-vapeur est considéré comme un gaz parfait, nous pouvons écrire la continuité du flux de chaleur comme suit :

$$-k_g \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x_g=0, 0 \leq y \leq h} = -k_l \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x_l=e, 0 \leq y \leq h} - (r_g u_g \times L_v)_{0 \leq y \leq h}$$

En supposant que l'interface air-eau semi-perméable, nous déduisons la vitesse transversale du gaz à l'interface est déduite :

$$(u_g)_{x_g=0, 0 \leq y \leq h} = - \frac{\rho_g D}{\rho_l - \rho_g} \frac{\partial \phi}{\partial x_g} \Big|_{x_g=0} \times \frac{\rho_l}{\rho_g} \frac{\partial w}{\partial x_g} \Big|_{x_g=0, 0 \leq y \leq h}$$

La densité de flux massique le long de la plaque peut donc être exprimée comme :

$$F_e = - \frac{\rho_g \times D}{\rho_l - \rho_g} \frac{\partial \phi}{\partial x_g} \Big|_{x_g=0} \times \frac{\rho_l}{\rho_g} \frac{\partial w}{\partial x_g} \Big|_{x_g=0, 0 \leq y \leq h}$$

- Conditions aux limites dans la phase gazeuse

A l'entrée (y=0) et à la sortie (y=h) du canal, les parois sont considérées comme parois internes du domaine du calcul, seules les forces de flottabilité sont responsables de l'écoulement dans le canal. Cette hypothèse nous permet de simuler le même cas utilisé lors de l'étude expérimentale ainsi que le cas réel du train à l'arrêt. Le grand avantage de ce choix de conditions aux limites est que l'entrée et la sortie du canal sont considérés comme parois internes et ainsi nous n'imposons ni vitesse ni température à l'entrée du canal afin de ne pas influencer l'écoulement.

La plaque de condensation (en plexiglas) est supposée adiabatique, et nous supposons aussi la condition d'adhérence.

$$(v_g)_{x_g=d, 0 \leq y \leq h} = 0$$

$$(u_g)_{x_g=d, 0 \leq y \leq h} = - \frac{\rho_g D}{\rho_l - \rho_g} \frac{\partial \phi}{\partial x_g} \Big|_{x_g=d} \times \frac{\rho_l}{\rho_g} \frac{\partial w}{\partial x_g} \Big|_{x_g=d, 0 \leq y \leq h}$$

De même nous écrivons La densité de flux massique sur la plaque de condensation comme :

$$F_{cond} = - \frac{\rho_g \times D}{\rho_l - \rho_g} \frac{\partial \phi}{\partial x_g} \Big|_{x_g=d} \times \frac{\rho_l}{\rho_g} \frac{\partial w}{\partial x_g} \Big|_{x_g=d, 0 \leq y \leq h}$$

Nous imposons une température constante sur la plaque de condensation, ce qui revient indirectement à imposer une fraction massique constante comme dans les deux équations suivantes :

$$(T_g)_{x_g=d, 0 \leq y \leq h} = T_{cond}$$

$$(w)_{x_g=d, 0 \leq y \leq h} = w_{cond}$$

Avec :

$$w_{cond} = \frac{M_v / M_a}{P / P_{vs} + (M_v / M_a - 1)} \text{ Yan et Soong (1995)}$$

Avec T est en Kelvin et  $P_{vs}$  est en atmosphère

$$\log P_{vs} = 28.59051 - 8.2 \log T + 2.4804 \cdot 10^{-3} T - 3142.32 / T$$

## 2.5. Méthode numérique

### 2.5.1. Comsol multiphysics

Pour les problèmes complexes dont plusieurs phénomènes sont présents, la résolution analytique des équations est impossible. La méthode numérique est donc l'alternative pour résoudre ce genre de problème. Parmi les méthodes numériques utilisées, nous pouvons citer les méthodes aux différences finies, aux volumes finies, et aux éléments finis. Ces méthodes permettent de transformer le système d'équations aux dérivées partielles en un système d'équation algébriques comme nous avons pu voir dans le chapitre III.

Dans notre étude, nous utilisons le logiciel Comsol Multiphysics basé sur la méthode des éléments finis.

En plus des équations utilisées dans le chapitre III, une nouvelle équation vient s'ajouter pour décrire le transport de l'espèce qui caractérise notre problème. Il s'agit de l'équation de diffusion. Pour prendre en compte cette équation dans la modélisation numérique sous le logiciel Comsol, un module s'appelant « convection et diffusion » permet de prendre en charge l'évaporation et modifier les différents paramètres nécessaires selon le type de l'étude.

On considère qu'il y a convergence quand la variation relative de chaque variable est inférieure à  $10^{-5}$

### 2.5.2. Géométrie et domaine étudié

Le domaine de calcul utilisé dans cette étude est semblable à celui utilisé pour l'étude de la convection nature à une seule exception : le rajout d'un rectangle d'épaisseur 1mm collé à la plaque chauffée pour pouvoir prendre en compte le film liquide. Le domaine de calcul est composé de quatre régions principales. La région 1 est située en dessous de l'entrée du canal, la région 2 représente l'intérieure du canal, la région 3 en dessus de la sortie et a région 4 représente l'extension le reste du domaine (figure 4.2).

Cette décomposition du domaine est utilisé dans le but d'éviter d'imposer une vitesse à l'entrée du canal, en effet, l'une des plus grande difficulté de la modélisation de la convection naturelle est la condition d'entrée, si cette condition est mal choisie, les résultats peuvent être faussés, une condition de vitesse à l'entrée du canal –même de valeur très petite- transformera le problème en convection mixte. Le fait de rajouter l'extension 1 en dessous de l'entrée permet de considérer l'entrée du canal comme une paroi intérieure et ainsi, seules les forces de flottabilité sont responsables de l'écoulement de l'air dans le canal.

Des calculs tests ont été réalisés pour déterminer les dimensions des extensions à partir desquelles les résultats sont indépendants du domaine du calcul.

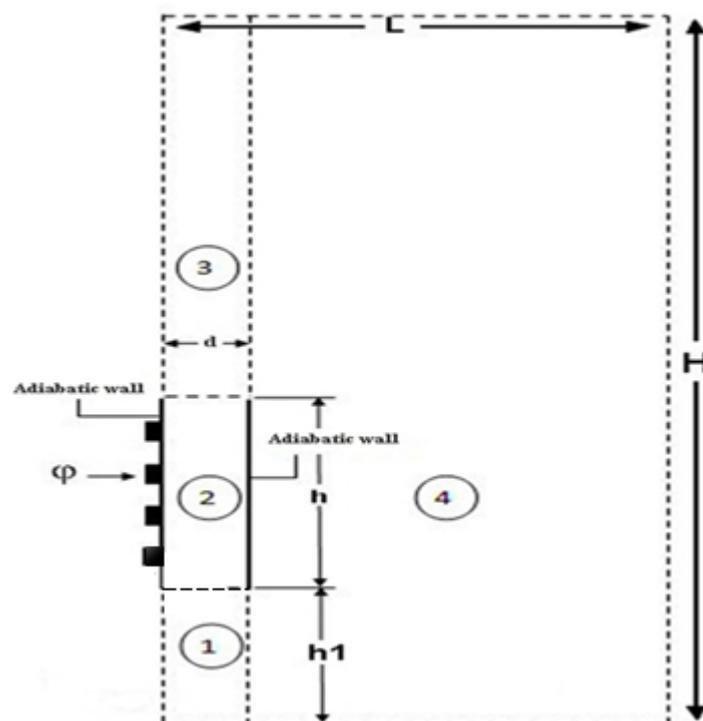


Figure 4.2. géométrie et domaine de calcul

### 3. Résultats et discussion

#### 3.1. Validation du code de calcul

##### 3.1.1. Validation bibliographique

La convergence est admise quand variation relative de toutes les variables du problème devient inférieur à  $10^{-5}$ , le maillage utilisé n'est pas uniforme dans les deux directions, il est très fin au voisinage des plaques où les gradients sont supposés être les plus importants. Plusieurs maillages ont été testés pour s'assurer de l'indépendance des résultats par rapport au maillage. Le maillage utilisé dans le canal vertical est composé de 950 mailles dans la direction verticale Y et 120 mailles dans la direction horizontale X, nous avons trouvé que ce maillage était suffisant. En effet le changement des valeurs de Nusselt est moins de 1% (Ait Hammou et Al (2004)). Comparés aux résultats de l'étude de Yan-Lin 2004, nos résultats sont en bon accord comme nous pouvons constater sur les tableaux 1 et 2.

Le code de calcul a été validé numériquement avec l'étude de Yan-Lin 1989.

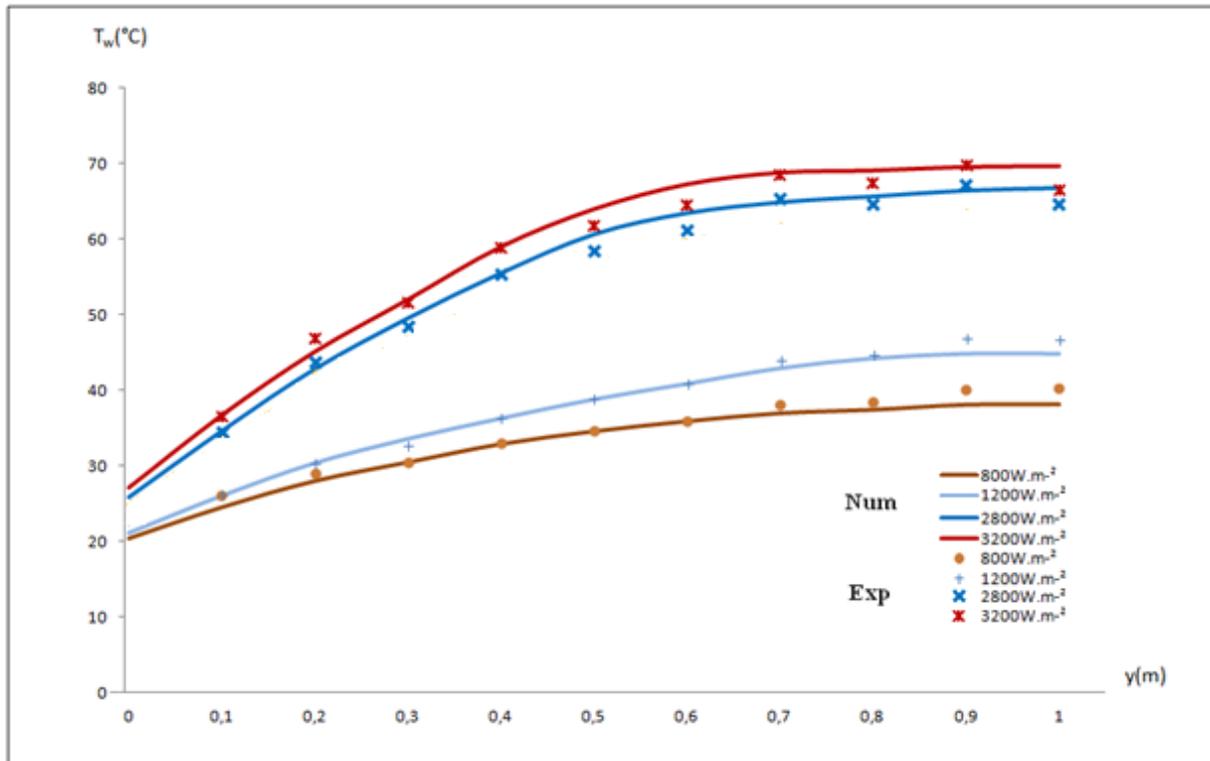
**Tableau 3** Validation bibliographique, nombre de Nusselt sensible

Y	0.015	0.077	0.23	0.38
COMSOL	11.98	8.56	7.91	7.74
Yan-Lin 1989	11.54	8.39	7.87	7.75

**Tableau 4** Validation bibliographique, nombre de Nusselt latent

Y	0.015	0.077	0.23	0.38
COMSOL	66.38	46.57	39.14	33.84
Yan-Lin 1989	65.85	46.08	39.92	34.76

##### 3.1.2. Validation expérimentale

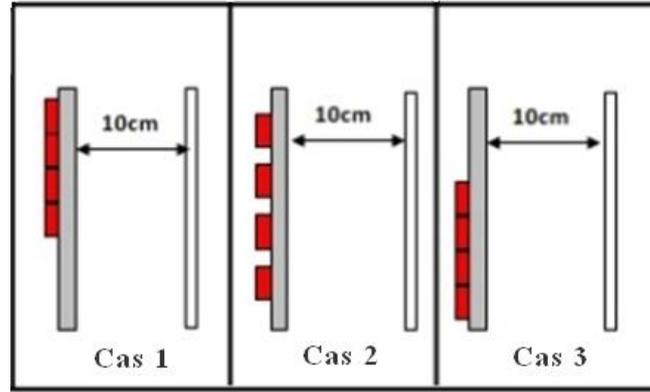


**Figure 4.3.** Profil de température le long de la plaque pour plusieurs densités de flux de chauffage et un débit d'eau d'entrée égale à  $8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ : comparaison des résultats numérique et expérimentaux

Sur la figure 4.3, nous présentons une comparaison des profils de la température le long de la plaque chauffée obtenues numériquement et expérimentalement. Les résultats sont en bon accord et nous retrouvons les deux zones caractéristiques dont nous avons parlé au chapitre II. Une légère différence entre les résultats obtenus numériquement et expérimentalement est remarquée sur le dernier point de mesure (voir dispositif expérimental), cela est probablement dû aux erreurs de calcul et l'imprécision des outils de mesure lors des essais.

### 3.2. Les cas étudiés et conditions de simulations

Comme pour l'étude du refroidissement par convection naturelle (chapitre III), nous avons réalisé des études numériques pour trois configurations selon la répartition du flux de chauffage, cependant pour des raisons de temps de calcul et ressources numériques, nous nous limitons aux cas du même canal vertical de largeur  $d=10\text{cm}$  utilisé lors des essais expérimentaux. La figure 4.4 représente les cas modélisés.



**Figure 4.4.** les cas étudiés

Les résultats présentés dans ce chapitre ont été calculés pour canal de hauteur  $h=1\text{m}$  et de largeur  $d=10\text{cm}$ . Le débit d'entrée d'eau utilisé lors des simulations est de  $8.33\text{g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$  et la température ambiante  $T_{in} = 20^\circ\text{C}$ . Nous avons fait varier le flux de chauffage entre  $800\text{W}/\text{m}^2$  et  $3200\text{W}/\text{m}^2$ . La résolution a été faite pour plusieurs valeurs du flux de chauffage pour le cas 2 et à  $3200\text{W}/\text{m}^2$  pour les cas 1 et 3 afin d'établir une comparaison puis une analyse.

La fraction massique initiale  $w_{in}$  a été fixée à  $20.9\text{g}$  de vapeur/kg de mélange. Nous calculons  $w_p$  sur la plaque, aux conditions de saturation à  $T_p$  et en supposons que le mélange air/vapeur est un gaz parfait. Ainsi  $w_p = 14.5\text{g}$  de vapeur/kg de mélange. Comme dans l'étude de Chow et Chung (1983). Nous considérons les propriétés thermo-physiques constantes et évoluent à une température et fraction massique de référence, écrivons  $T_{ref}$  et  $w_{ref}$  comme suit :

$$T_{ref} = \frac{(T_{in} + 2T_p)}{3} \text{ et } w_{ref} = \frac{(w_{in} + 2w_p)}{3}$$

Ces auteurs ont démontré que cette loi peut être applicable même dans le cas de haute température.

#### 4. Résultats de l'étude numérique et discussion

Dans cette étude, et afin d'analyser le rendement du système, nous calculons le rapport du flux utilisé réellement dans le processus d'évaporation et de la densité de flux total appliqué à

la plaque. Nous le notons :  $h = m_{ev} \frac{L_v}{j}$

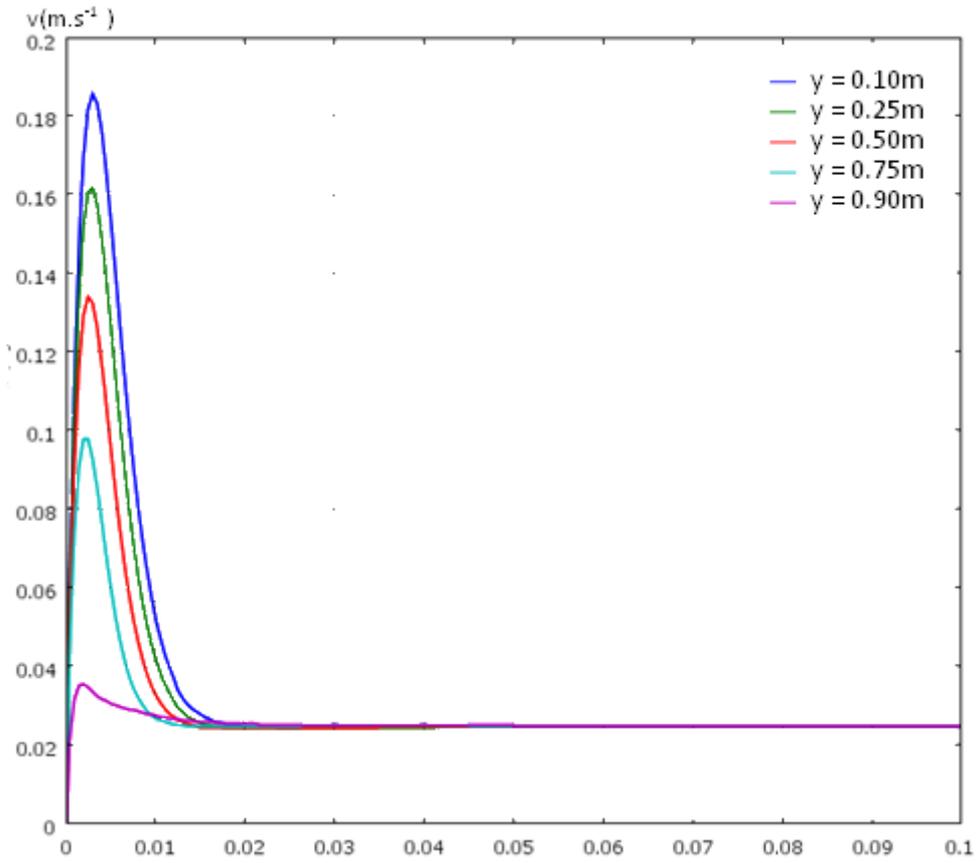
En comparant les résultats obtenus pour les trois configurations étudiées, nous pouvons déterminer l'influence de la répartition du flux de chauffage sur le transfert de chaleur et de

masse. Une comparaison avec les résultats obtenus pour le refroidissement par convection naturelle nous permettra d'analyser l'efficacité des deux systèmes ainsi que leurs adaptabilités au problème étudié.

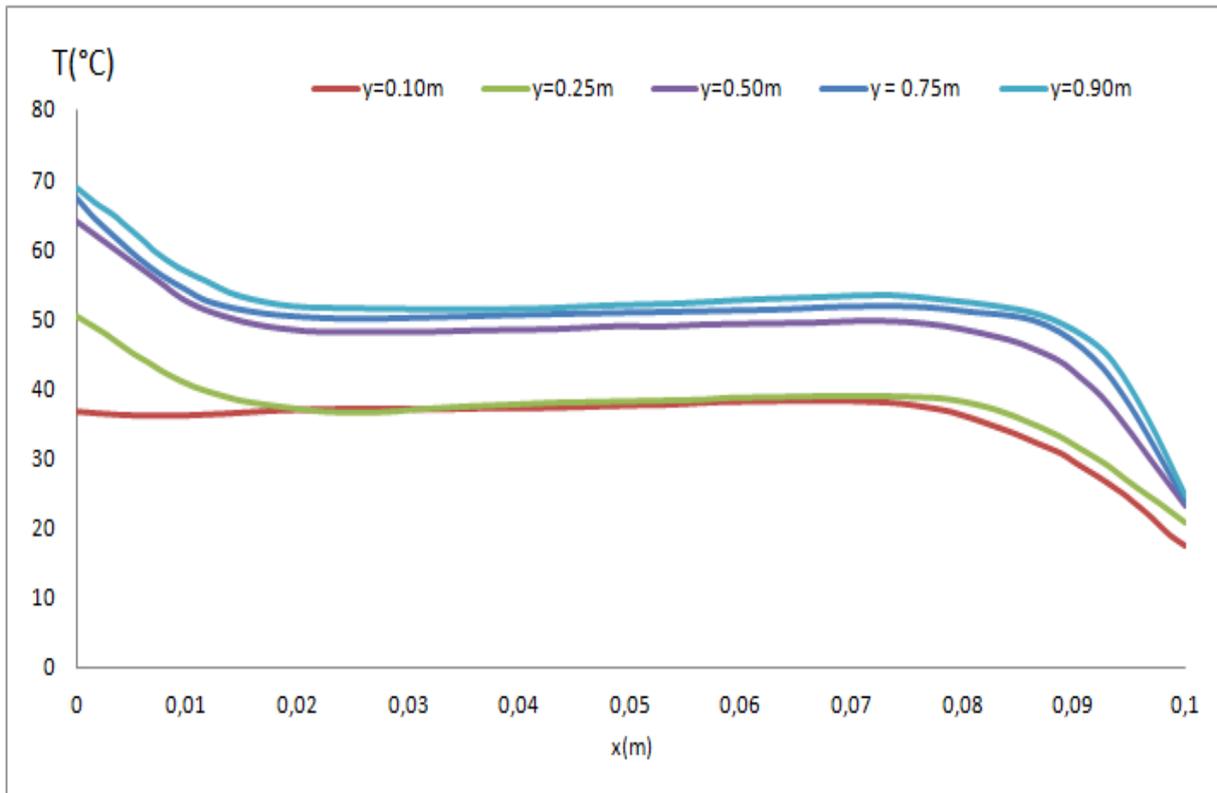
#### 4.1. Profils de la vitesse et de la température transversale

Sur les figures 4.5 et 4.6, nous traçons les profils des vitesses axiales et de la température pour plusieurs hauteurs  $y$  du canal pour une densité de flux de chauffage  $j = 3200 \text{ W.m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $\dot{m} = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ . En raison de la faible épaisseur du film et de la haute conductivité de la plaque d'aluminium, nous traçons les profils de vitesse et de température dans le gaz seulement. En effet la température dans le film est quasi-constante à cause de la très faible épaisseur du film.

L'amplitude de la vitesse axiale augmente avec la hauteur dans le canal. En effet, la force de flotabilité et l'évacuation de la vapeur par le haut du canal créent une dépression dans le canal, de l'air frais est aspiré alors du bas du canal et transporte la chaleur vers le haut. Les valeurs de la vitesse diminuent en s'éloignant de la plaque, et des phénomènes de recirculation dans le canal peuvent être observées aux voisinage de la plaque de plexiglas. La température connaît à son tour une diminution en s'éloignant du film puis se stabilise au milieu du canal. Contrairement aux profils de la vitesse, les valeurs de la température diminuent avec la hauteur sur le canal. En effet, le film d'eau transporte la chaleur vers le bas du canal, ainsi la partie supérieure de la plaque est mieux refroidit. En se déplaçant vers le haut de l'interface eau-air, la température de l'air au voisinage de l'interface augmente doucement puis diminue faiblement à partir du milieu du canal.

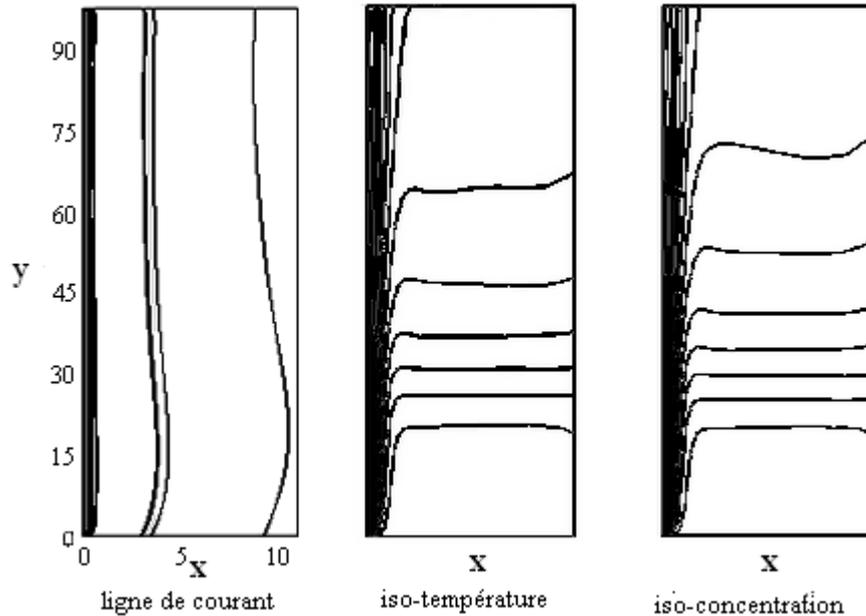


**Figure 4.5.** Profils de la vitesse axiale dans la phase gazeuse pour plusieurs hauteur du canal.  $j = 3200\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  et  $\dot{m} = 8.33\text{g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$



**Figure 4.6.** profils de température dans la phase gazeuse pour plusieurs hauteur du canal.  $j = 3200\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  et  $m = 8.33\text{g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$

#### 4.2. Lignes de courant, iso-température et iso-concentration



**Figure 4.7.** Lignes de courant, iso-température et iso-concentration dans le canal  $j = 3200 \text{ W.m}^{-2}$  et  $m = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$

Le figure 4.7 montre les lignes de courant ainsi que les iso-concentration. A l'entrée du canal, les lignes de courants sont déviées de la plaque. Cela est dû aux gradients de température et de la fraction de masse à cela se rajoute le développement de la couche limite. L'écoulement est moins important en s'éloignant de la plaque. En comparaison des figures, nous remarquons que les iso-température et les iso-concentration sont similaires, cependant la fraction massique se développe de façon plus rapide que la température.

### 4.3. Profils de la fraction massique

La figure 4.8 illustre la variation de la température dans le mélange vapeur-air pour différentes hauteurs du canal pour une densité de chaleur  $\phi = 800 \text{ W.m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ .

**Figure 4.8.** Fraction massique

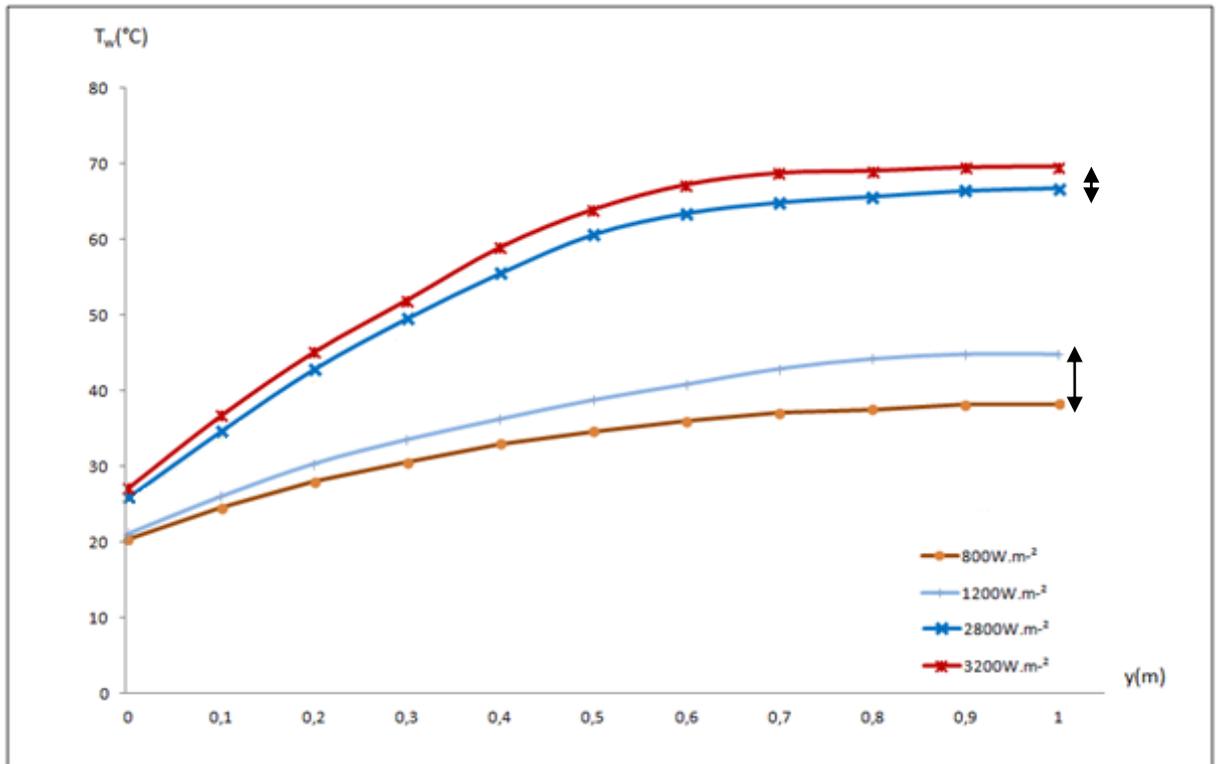
En comparant les profils de température et de la fraction massique nous remarquons qu'ils se développent de façon similaire. Cependant, la fraction massique se développe de façon plus rapide que la température, et donc la couche limite massique se développe plus rapidement que la couche limite thermique. Une augmentation faible de la concentration est remarquée en haut de la plaque puis diminue pour se stabiliser au milieu du canal. Dans la partie inférieure du canal, la concentration est plus importante à l'interface, en effet, le processus d'évaporation est plus important dans cette zone. En s'éloignant de l'interface, la concentration tend à se stabiliser.

**4.4. Profil de la température de la plaque**

La figure 4.9 représente l'évolution de la température le long de la plaque pour différentes densités de chauffage. Nous retrouvons des profils très similaires à ceux obtenus lors des essais expérimentaux, où deux zones apparaissent. Du haut de la plaque jusqu'au point où la température atteint son maximum, le film d'eau reçoit ce qu'on appelle un « flux de chaleur sensible » faisant augmenter la température de la plaque de façon quasi-linéaire.

À partir du point où la température atteint son maximum jusqu'au bas de la plaque, nous remarquons que la température de la plaque tend à se stabiliser. En effet dans cette deuxième zone, le flux de chaleur reçu par la plaque est utilisé en totalité dans le processus d'évaporation. Il s'agit donc du « flux latent ». Cette distinction des zones sensible et latente a été mentionnée aussi dans l'étude de Ben Jabrallah et al (2006).

Il est évident que le fait d'augmenter la densité de chauffage imposée à la plaque d'aluminium fait augmenter la température de celle-ci. Le point où la température atteint son maximum se déplace vers le milieu de la plaque quand la densité de chauffage augmente. La deuxième zone s'élargie donc, favorisant plus le processus d'évaporation du film. Cela explique la diminution des écarts remarquables entre les profils de températures pour les faibles densités de chauffage et les profils de température pour les densités de chauffage plus importantes. En effet, comme discuté dans le chapitre II, le processus d'évaporation permet une meilleure évacuation de la chaleur, le fait d'imposer des densités de chauffage importantes déclenche le processus d'évaporation plus vite et donc permet de stabiliser la température.

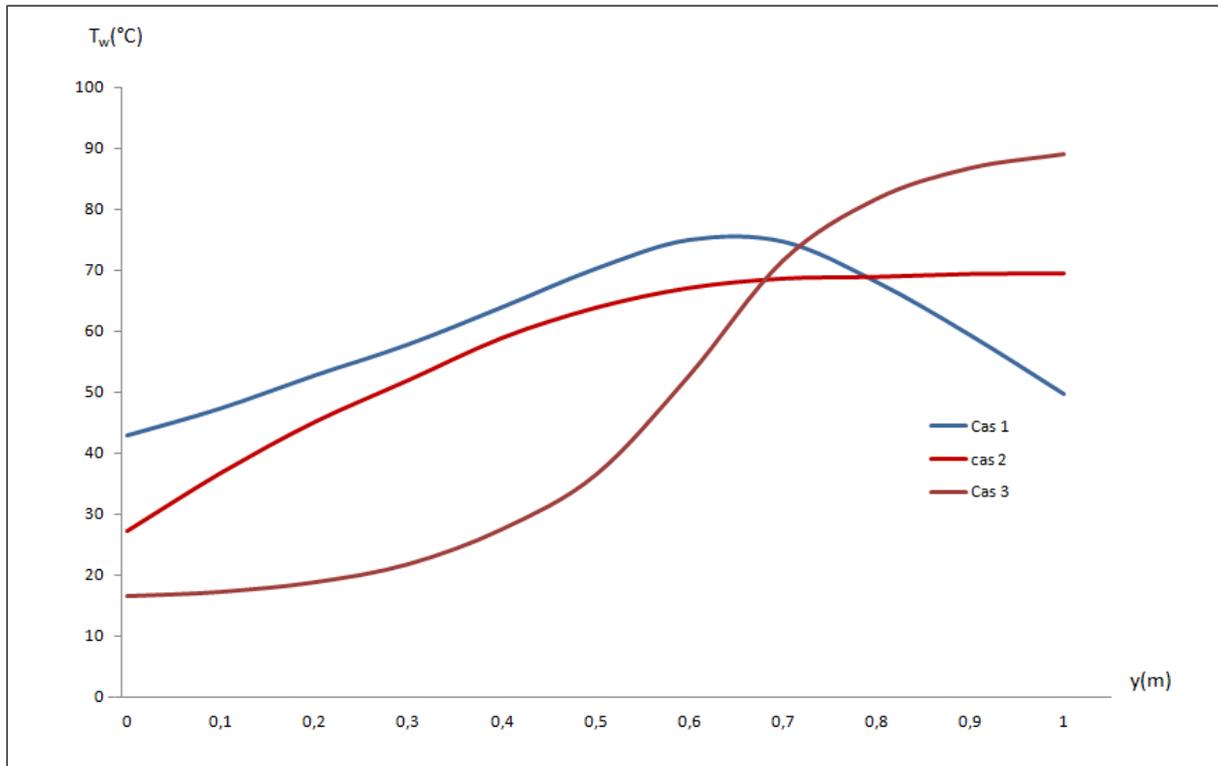


**Figure 4.9.** Profils de température le long de la plaque pour plusieurs densité de chauffage et un débit d'entrée d'eau  $\dot{m}=8.33\text{g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$

Pour des raisons de temps de calcul et ressources numériques, une seule densité de chaleur  $\phi = 3200\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  a été étudiée pour les deux cas 1 et 3 (figure 4.4). Nous comparons sur la figure 4.10 les profils de températures de la plaque obtenus pour les trois cas pour la densité de chauffage  $\phi = 3200\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $\dot{m}_{\text{in}} = 8.33 \text{g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ . La première remarque à faire est que la température de la plaque est plus faible sur la partie supérieure pour les trois cas. Nous distinguons aussi la présence des deux zones présentées pour le cas 2. La température augmente de façon linéaire sur la première partie de la plaque caractérisée par le transfert sensible. Cette augmentation est plus rapide dans le cas 1. En effet la répartition de la densité de chaleur sur la haut de la plaque cause une augmentation plus importante de la température, contrairement au cas 3 où la température reste quasiment constante. Cela est expliqué par le fait que l'évacuation de la chaleur par convection vers le film est plus importante que le transfert par conduction dans la plaque. La zone sensible est très large, et le processus d'évaporation est plus présent en bas de la plaque ( $y=0.84\text{m}$ ).

Le cas 1 permet une très bonne évacuation de chaleur, en effet, la répartition de la densité de chaleur dans la partie supérieure de la plaque permet d'évacuer un maximum de chaleur vers le film qui la transporte à son tour vers le bas de la plaque. La transition entre la zone sensible

et latente se fait rapidement ( $y=0.5\text{m}$ ), la température se stabilise sur une zone (entre  $y =0.6$  et  $y=0.7\text{m}$ ), puis nous distinguons une troisième zone spécifique au cas 1. Le film atteint sa température maximale dans la zone sensible, l'absence de chauffage dans le bas de la plaque fait en sorte que la température de cette dernière devient inférieure à celle du film, nous assistons donc à un transfert inverse de la chaleur du film vers la plaque.



**Figure 4.10.** Température de la plaque pour les trois configurations pour une densité de flux de chauffage  $j = 3200\text{W.m}^{-2}$  et  $m = 8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$

#### 4.5. Les nombres de Nusselt sensible et latent

Afin que notre étude soit générale, nous avons étudié les nombres du Nusselt sensible et latent qui décrivent les phénomènes de transfert de chaleur vers le film sans et avec évaporation. Le transfert de chaleur échangé à l'interface entre le film d'eau et l'air est la somme du flux convectif et du flux latent Fedorov et al( 1995).

$$\varphi_{\delta} = \varphi_{cv} + \varphi_L$$

Le nombre de Nusselt local à l'interface est défini comme :

$$Nu_{\delta} = \frac{\varphi_{\delta}}{\varphi_{cd}}$$

Et peut se composer en deux nombres adimensionnels :

$$Nu_{\delta} = Nu_s + Nu_L$$

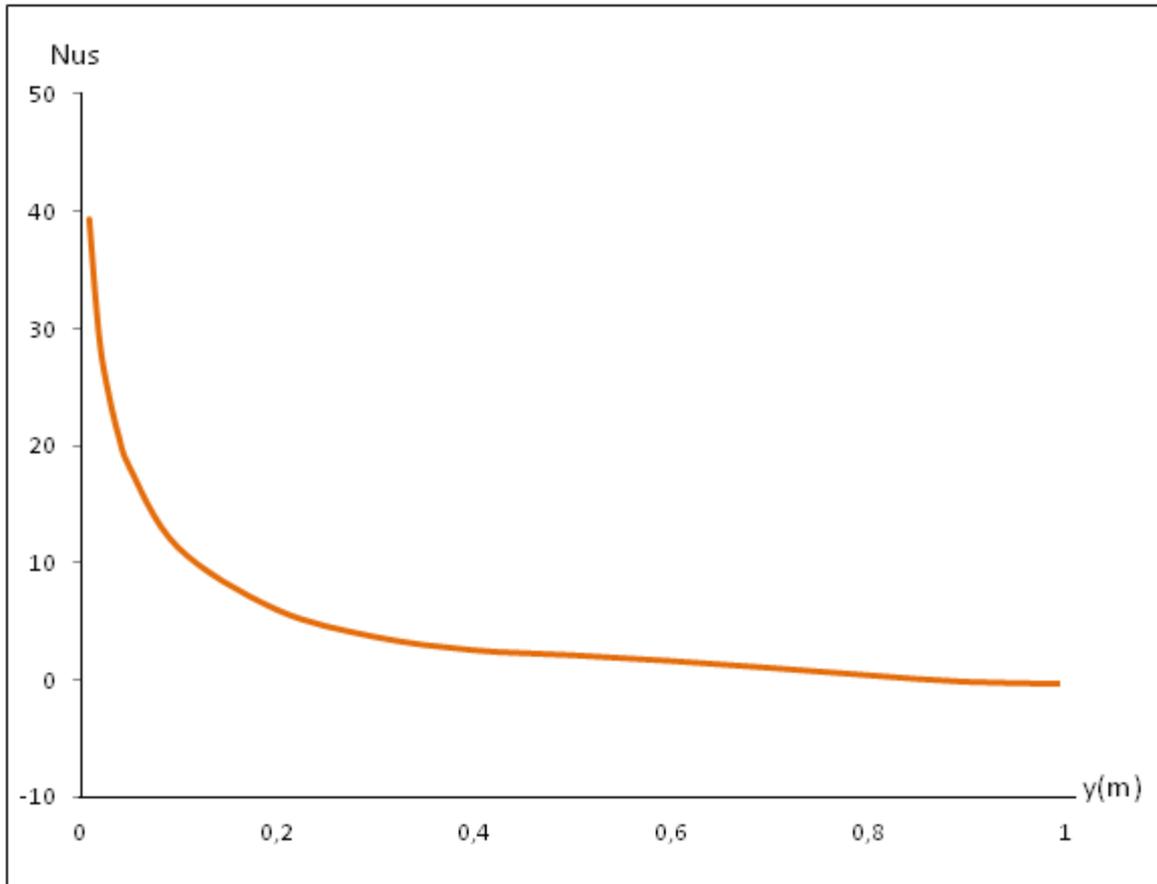
Où  $Nu_s$  et  $Nu_L$  représentent le nombre de Nusselt sensible local et le nombre de Nusselt latent local décrivant respectivement le transfert sensible et latent, dans notre étude, nous utilisons les deux formules suivantes pour calculer les deux nombres de Nusselt :

$$Nu_s = \frac{\varphi_s \cdot h}{k_l \cdot (T_w - T_{l_{in}})}$$

$$Nu_L = \frac{\varphi_L \cdot h}{k_l \cdot (T_w - T_{l_{in}})}$$

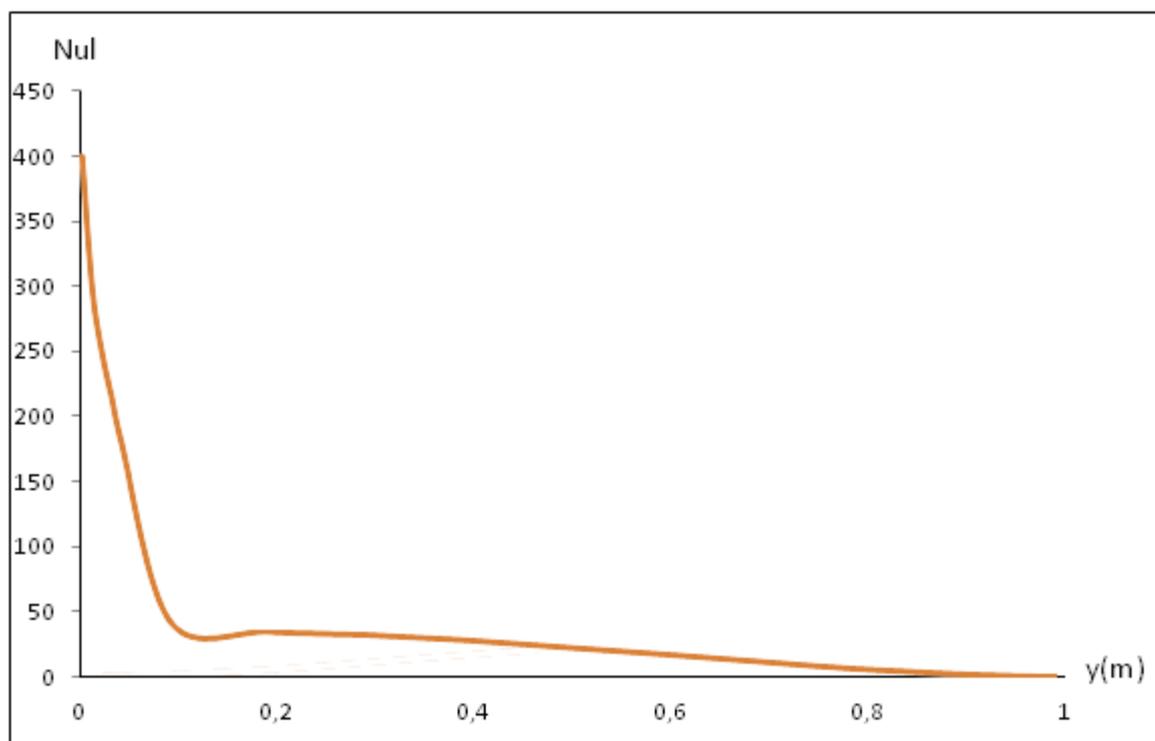
Pour démontrer l'importance des échanges sensible et latents, le long de l'interface liquide-gaz, les variations du nombre de Nusselt sensible et latent sont présentées sur les figures 4.11 et 4.12 une revue rapide des graphes des deux nombres nous permet de conclure que le transfert latent est beaucoup plus efficace que le transfert sensible (environ un facteur 10)

Les figures 4.11 représente le développement du nombre de Nusselt sensible local pour une densité de flux de chauffage  $\phi=800\text{W/m}^{-2}$ . Selon l'étude de Yan et Soong (1995), le nombre de Nusselt sensible croît le long de la plaque. Le transfert sensible dépend de la température de l'eau et la quantité du liquide ruisselant sur la plaque. A l'entrée du canal, la valeur du Nombre de Nusselt est très importante, puis diminue rapidement pour atteindre une valeur asymptotique. Nusselt sensible diminue avec la hauteur du canal.



**Figure 4.11.** Profil du nombre de Nusselt sensible en fonction de la hauteur pour  $j = 800 \text{ W.m}^{-2}$  et  $m = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$

En regardant la figure 4.12 qui représente les profils du Nombre de Nusselt latent pour une densité de flux de chauffage  $\phi = 800 \text{ W/m}^2$ , nous remarquons que la courbe a la même allure que celle des nombres de Nusselt sensible, ce qui signifie que les deux nombres de Nusselt sensible et latent ont la même direction. Le nombre de Nusselt latent est important à l'entrée du canal, cela est expliqué par les forts gradients de la fraction massique présents aux voisinages de l'entrée du canal. L'air se déplace vers l'extérieur du canal (pour être évacué par la sortie), la vapeur d'eau est donc de moins en moins présente et donc la fraction massique est de plus en plus faible en fonction de la hauteur du canal, cela explique pourquoi le nombre de Nusselt latent diminue en fonction de la hauteur du canal. Les nombres de Nusselt sensible et latent augmentent avec la densité de flux de chauffage.



**Figure 4.12.** Nombre de Nusselt latent en fonction de la hauteur pour une densité de chauffage profil du nombre de Nusselt sensible  $j = 800 \text{W.m}^{-2}$  et  $m = 8.33 \text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$

#### 4.6. Rendement

Afin de quantifier l'efficacité du système, il est intéressant de définir son rendement comme le rapport du flux utilisé pour l'évaporation sur le flux de chauffage appliquée à la plaque :

$$h = m_{ev} \frac{L_v}{j}$$

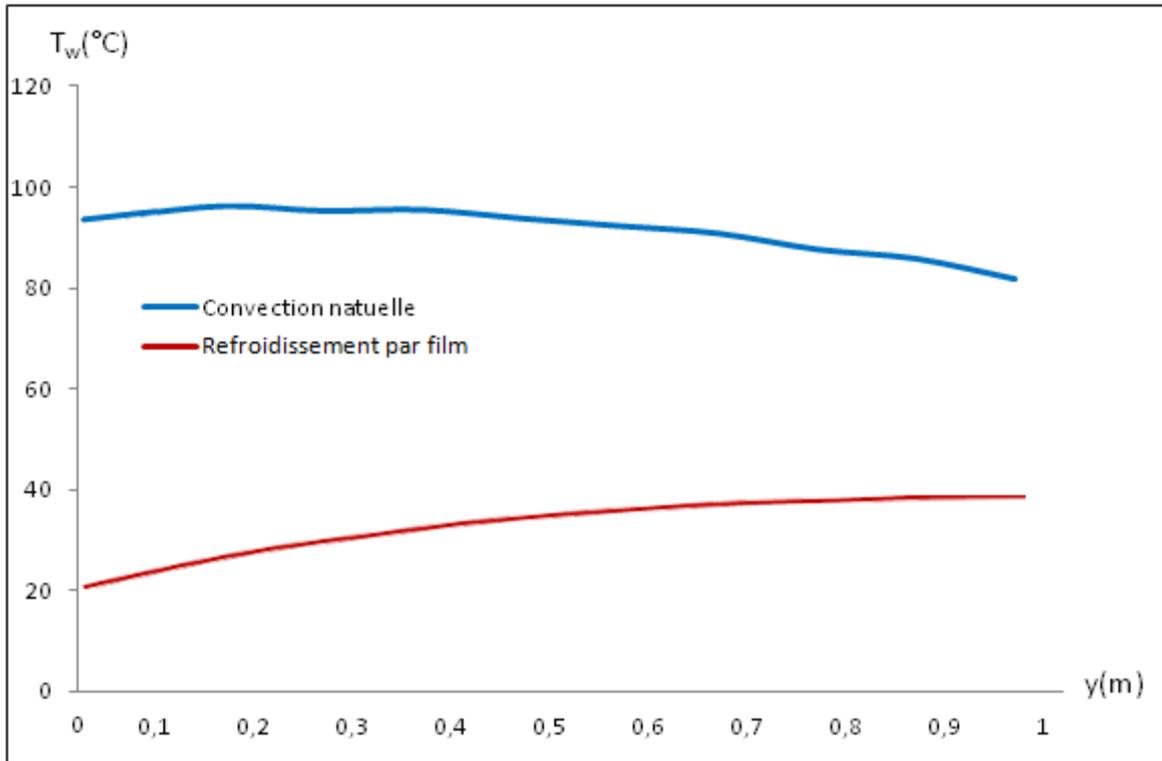
Tableau 5 : rendement du système pour une densité de chauffage  $\Phi = 3200 \text{W.m}^{-2}$  et un débit d'entrée d'eau  $m = 8.33 \text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$  pour les trois configurations. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques

Etudes pour $3200 \text{W.m}^{-2}$	Cas 1	Cas 2	Cas 3
Rendement expérimental	57,19 %	53,3 %	44,81 %
Rendement numérique	59,76%	52,14 %	42,21 %

Le tableau 3 compare les résultats obtenus numériquement et expérimentalement pour une densité de flux de chauffage  $\phi = 3200 \text{ W/m}^2$  pour les trois cas étudiés. Le tableau valide une fois de plus le code de calcul utilisé. En effet, les valeurs obtenues sont très proches et l'erreur entre les valeurs des rendements expérimentaux et numériques ne dépassent pas 5.8%. Le rendement varie d'un cas à l'autre. Le cas 1 est le plus rentable ainsi que le cas 3 est celui qui présente le plus faible rendement. Cela est expliqué par le fait que la production de vapeur est plus importante pour le cas 1 et faible pour le cas 3. le cas 2 présente des rendements plus faibles que le cas 1 mais cette configuration reste intéressante car elle permet d'utiliser une plus grande zone pour répartir le chauffage et donc les composants électroniques dans le convertisseur.

## 5. Comparaison avec les résultats du refroidissement par convection naturelle

Sur la figure 4.13, nous présentons une comparaison des profils de température le long de la plaque pour l'étude de refroidissement par film avec un débit d'entrée d'eau de  $8.33 \text{ g.m}^{-1}\text{s}^{-1}$  et l'étude de refroidissement par convection naturelle pour une densité de flux de chauffage  $j = 800 \text{ W.m}^{-2}$ . La différence de température est très importante, le sens des courbes est inversée, le haut de la plaque est plus chaud dans le cas de la convection naturelle en raison de la couche limite et de la flottabilité. Dans le cas du refroidissement par film d'eau, le bas de la plaque est plus chaud. En effet, le film rentre en contact avec la plaque avec une température initiale  $T_{in}$ , puis en traversant la plaque il reçoit de la chaleur qu'il transporte vers le bas de la plaque augmentant sa température. La différence de température maximale entre les deux types de refroidissement peut atteindre  $75^\circ\text{C}$ .



**Figure 4.13.** Comparaison des profils de température le long de la plaque pour le refroidissement par film  $m=8.33\text{g}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$  et refroidissement par convection naturelle. Densité de chauffage  $j = 800\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$

## 6. Conclusion.

En se basant sur les résultats de cette étude numérique, nous montrons que l'évacuation de la chaleur se fait en deux modes principaux : le transfert sensible et le transfert latent. Ces résultats sont en bon accord avec les résultats obtenus expérimentalement. Les résultats montrent que le refroidissement par film d'eau en utilisant l'évaporation pour évacuer la chaleur est plus performant que le refroidissement en convection naturelle avec l'utilisation de l'effet cheminée, en effet, une comparaison des résultats obtenus dans le chapitre III et le chapitre IV montre que les écarts de température sont très importants et peuvent atteindre  $75^\circ\text{C}$  pour une densité de flux de chauffage de  $800\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$  qui ne représente que le 25% de la puissance maximale pouvant être évacuée par ce système.

La comparaison des trois cas de répartition de densité de chauffage montre que le fait de placer les composants sur la partie supérieure du train permet une meilleure évacuation de chaleur et ainsi un meilleur refroidissement des composants. Ce résultat doit donc s'ajouter

aux différents paramètres permettant d'optimiser le système tout en utilisant un maximum de surface de la plaque pour placer les composants.

Les profils du nombre de Nusselt latent et sensible ainsi que le rendement du système confirment les conclusions faites ci-dessus. Les valeurs du nombre de Nusselt latent sont environ dix fois supérieures aux valeurs du nombre de Nusselt sensible, ce qui traduit la dominance de l'évaporation pour évacuer la chaleur. le cas 1 étudié permet d'obtenir le meilleur rendement et le cas 3 n'est pas le plus adapté au type de problème étudié.

**Chapitre 5 : Etude expérimentale du refroidissement par  
caloducs**

---



## 1. Introduction

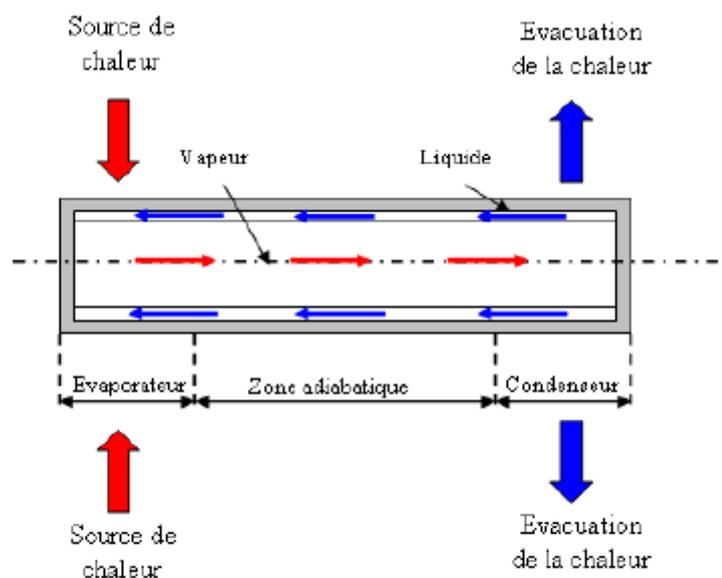
Dans ce chapitre, nous testons un autre mode de refroidissement afin de comparer et proposer le meilleur système de refroidissement capable d'évacuer la chaleur de façon efficace et ce pour les différents modes de fonctionnement (train à l'arrêt, train en marche ..).

Le caloduc est un système qui permet de transférer de la chaleur d'une source chaude vers un point froid en utilisant l'enthalpie de changement de phase d'un fluide à l'état de saturation liquide/vapeur, et ainsi permet d'évacuer la chaleur du système et assurer son refroidissement. Les caloducs sont composés de trois zones principales (figure 5.1) :

La première zone appelée évaporateur est au niveau de laquelle le flux de chaleur est introduit.

La deuxième appelée zone adiabatique est la zone où il y a transport du flux de chaleur, sans échange de chaleur avec l'extérieur.

La troisième zone appelée condenseur est la zone à partir de laquelle la chaleur est évacuée vers l'extérieur en se condensant.



**Figure 5.1.** Schéma de principe de fonctionnement d'un caloduc.

Les systèmes à caloduc sont de plus en plus utilisés dans les dispositifs industriels, en effet, ce type de système est efficace et complètement autonome, ne nécessite quasiment aucun

entretien après installation et surtout compact et facilement adaptable aux différentes géométries des systèmes industriels.

## 2. Dispositif expérimental

Dans notre étude, nous utilisons un système à caloducs pour simuler expérimentalement le refroidissement de composants électroniques du train et analyser l'efficacité de ce type de refroidissement. Le dispositif expérimental représenté sur la figure 5.2 est composé de :

- Un film chauffant représentant la source de chaleur
- une plaque isolante pour s'assurer que le flux de chauffage injecté est complètement transmis aux caloducs
- une plaque de cuivre très fine servant de fixation pour les caloducs
- deux modules de refroidissement en aluminium à base de caloducs tubes. Chaque module est composé de 7 caloducs tubes fabriqués en cuivre. La partie évaporateur des caloducs est intégrée dans le bloc d'aluminium afin d'augmenter la surface de contact thermique avec la source de chaleur. les tubes sont coudés avec un angle de  $121^\circ$ , ce qui permet de séparer la partie évaporateur de la partie condenseur. Afin de faciliter l'évacuation de la chaleur et ainsi rendre le système plus performant, plusieurs ailettes ont été montées sur la partie condenseur des caloducs.

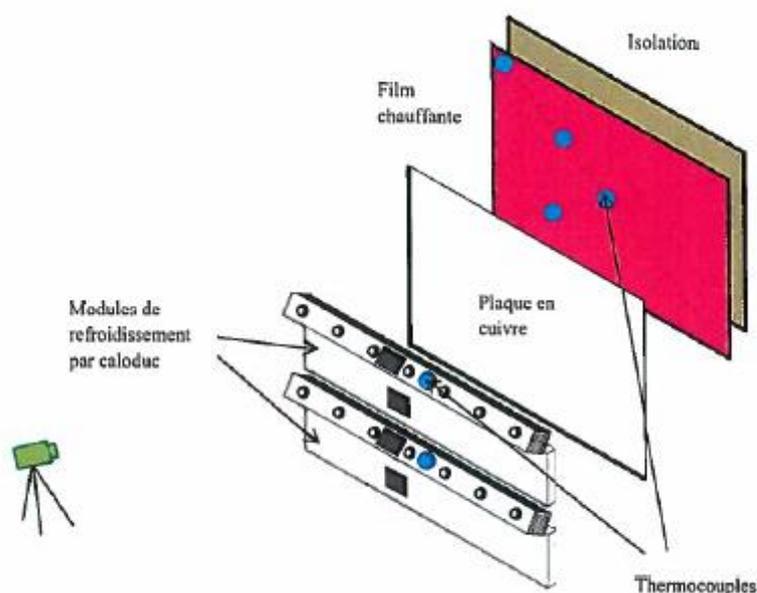


Figure 5.2. Schéma du dispositif expérimental

Nous représentons dans les figures 5.3.a et 5.3.b la structure interne des caloducs utilisés dans cette étude. Le réseau capillaire à l'intérieur du tube est composé des rainures hélicoïdales longitudinales et le fluide de travail est l'eau déminéralisé.

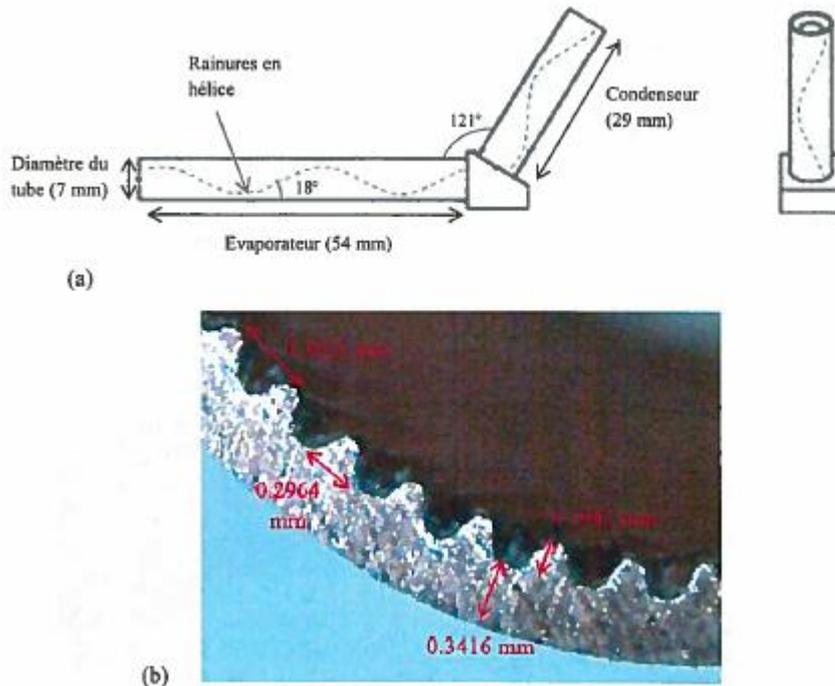


Figure 5.3. (a) Schéma du caloduc tube (b) schéma du réseau capillaire du caloduc tube

### 3. Mise en place du banc d'essais

#### 3.1. La puissance injectée

Le dispositif expérimental utilisé a été adapté au système des composants électroniques du train, du fait de la taille réel du convertisseur auxiliaire de puissance. La perte générée par les vrais composants du train a été évaluée et reproduise par le film chauffant. En s'assurant que toute la chaleur est évacuée par les caloducs, nous avons testé trois puissances 38,57 W, 58,19 W et 76,7 W correspondant à trois densités de flux de chauffage  $800 \text{ W.m}^{-2}$ ,  $1200 \text{ W.m}^{-2}$  et  $1600 \text{ W.m}^{-2}$ . Les deux modules de caloducs utilisés sont directement fixés sur la plaque en cuivre à l'aide de pâte thermique afin d'optimiser les contacts.

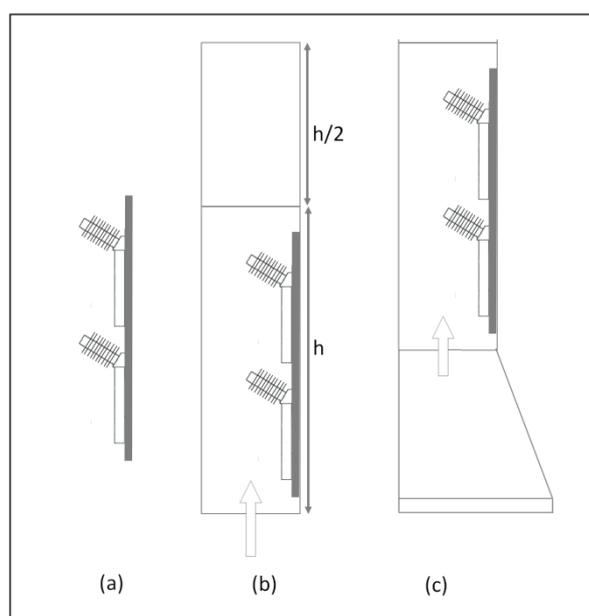
#### 3.2. Mesure de la température

La température à l'interface entre la plaque en cuivre et le film chauffant ainsi que la température des deux blocs de condenseurs sont mesurées en utilisant 6 thermocouples de type K (incertitude  $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ ) (figure 5.1). On appellera par la suite  $T_{\text{cond}}$  la moyenne des températures mesurées par les deux thermocouples sur les deux blocs condenseurs.

Les températures mesurées par les 4 thermocouples installés sur l'interface entre la plaque en cuivre et le film chauffant sont très proches les unes des autres, avec un écart inférieur à  $1^{\circ}\text{C}$ . On appelle la température de la plaque ou de l'évaporateur ( $T_{\text{caloduc}}$ ) la moyenne de ces 4 mesures de température. On remarque que la température de l'évaporateur est légèrement supérieure à celle mesurée sur l'extérieur des blocs d'aluminium, ceci peut être expliqué par l'effet de la convection naturelle sur les surfaces des blocs d'aluminium.

### 3.3. Les différents essais et positions

Dans le train, les convertisseurs de puissance sont utilisés en position horizontale, verticale, sur le toit, sous le châssis ou dans les parois du train. Les travaux de cette thèse se concentrent sur la position vertical des convertisseurs afin d'utiliser la convection naturelle, l'effet cheminée ou encore le changement de phase en utilisant le refroidissement par film d'eau. Dans ce chapitre, nous avons réalisé des essais de refroidissement avec des caloducs en positions verticale avec ou sans effet cheminée pour quantifier l'effet des parois du train. Nous avons également étudié l'effet d'une ventilation additionnelle à plusieurs débits d'entrée d'air pour analyser la performance du système quand le train est en marche (figure 5.4).



**Figure 5.4.** Différentes positions et conditions de refroidissement testées (a) position caloducs seuls (b) caloducs avec cheminée (c) caloduc avec cheminée et ventilation

La cheminée utilisée dans la configuration 5.4.b et les parois des configurations 5.4.c ont été réalisées avec des plaques de plexiglas. Comme nous avons discuté aux chapitres précédents, l'effet cheminée est fonction de la hauteur de cette dernière. Vu la taille du banc d'essai, nous avons décidé de rajouter une petite cheminée de hauteur  $a/2$  afin d'accentuer l'effet cheminée et analyser son influence sur le refroidissement.

En plus des configurations en convection naturelle avec et sans cheminée, nous avons également testé l'effet de la convection forcée sur le système de refroidissement par caloducs. Nous avons utilisé une rangée de trois ventilateurs permettant de souffler de l'air par le dessous le faisant traverser en série les deux blocs condenseurs. Cette configuration représente l'effet de la vitesse d'entrée d'air dans le convertisseur quand le train est en marche.

Au cours d'un essai, le temps nécessaire pour atteindre le régime permanent est d'environ 6000 s. Nous présentons dans la suite les résultats obtenus pour des essais :

- En convection naturelle sans cheminée pour des puissances égales à  $P = 38,57$  W,  $P = 58,19$  W et  $P = 76,7$  W
- En convection naturelle avec cheminée pour des puissances égales
- $P = 38,57$  W,  $P = 58,19$  W et  $P = 76,7$  W
- En convection forcée en utilisant des ventilateurs pour des puissances égales à
- $P = 38,57$  W,  $P = 58,19$  W et  $P = 76,7$  W et des vitesses d'entrée d'air égales à  $v = 1,04$  m/s,  $v = 1,74$  m/s,  $v = 3,49$  m/s et  $v = 6,68$  m/s

Les résultats obtenus sont comparés à ceux correspondant aux autres systèmes de refroidissement : convection naturelle sans caloducs et film liquide.

## 4. Résultats et discussion

### 4.1. Essai caloducs en convection naturelle

Nous avons tout d'abord évalué la performance du système de refroidissement en convection naturelle et sous puissance 38 W. En position sans cheminée et après équilibre (au bout de

6000 s environ), la température à l'interface entre la plaque en cuivre et le film chauffant ( $T_{\text{caloduc}}$ ) s'élève à 49,5 °C et la température des blocs condenseur ( $T_{\text{cond}}$ ) 44,3 °C (figure 5.5)

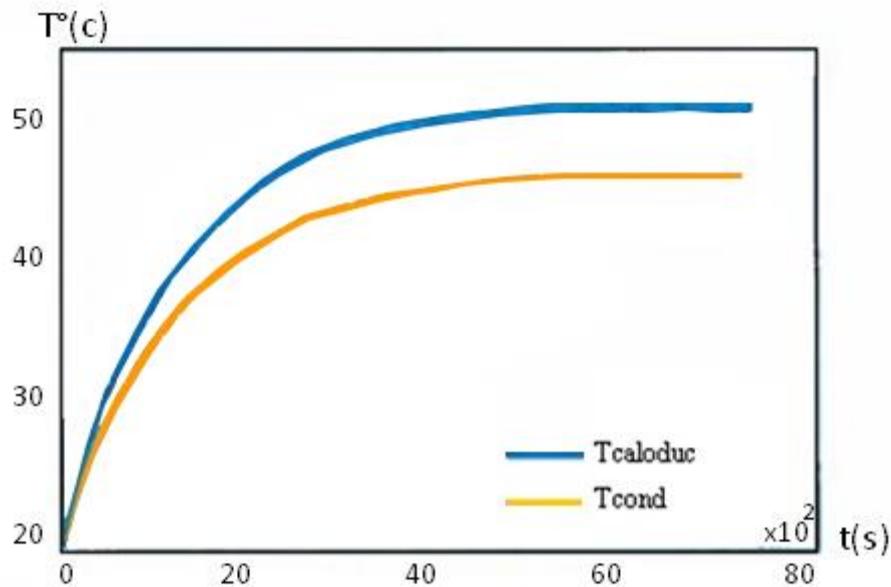
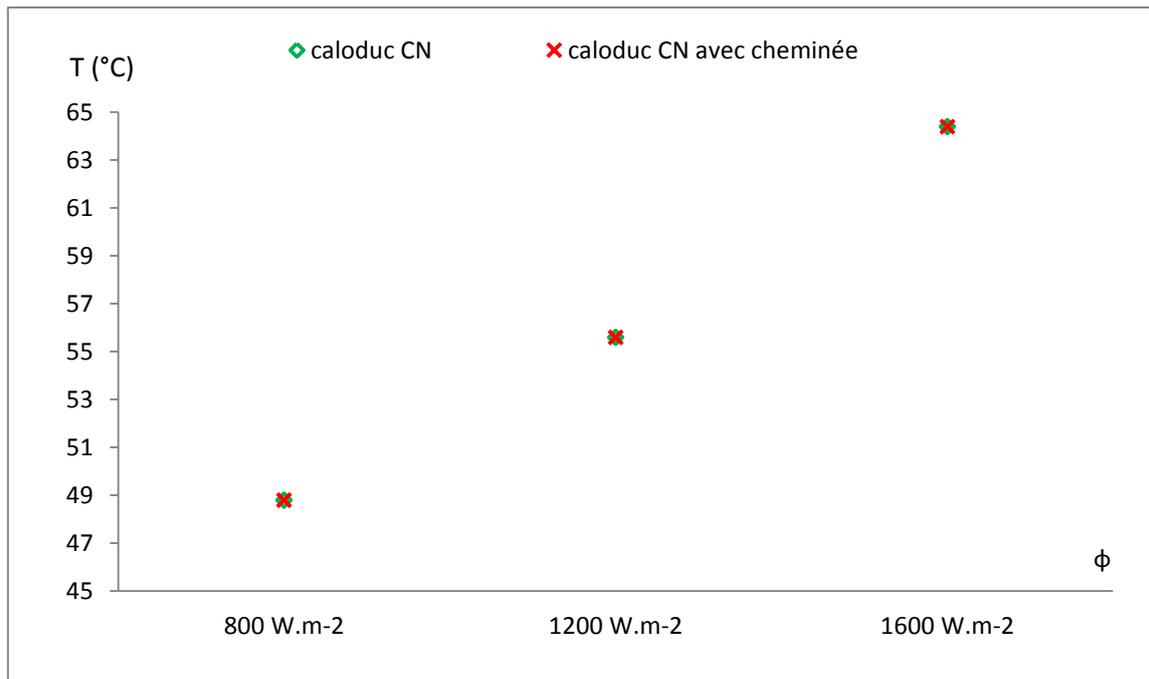


Figure 5.5. Profils de températures en position verticale et en convection naturelle  
 $P = 38 \text{ W}$

#### 4.2. Analyse de l'effet cheminée sur les performances du caloduc

Nous avons pu voir qu'en convection naturelle, la température de la plaque est d'environ 50°C, et qu'elle est plus importante que la température des condenseurs. Afin d'améliorer l'évacuation de chaleur au niveau du condenseur, et dans l'optique de limiter la consommation énergétique du système de refroidissement, nous avons envisagé de combiner au caloduc un effet cheminée. Nous avons ainsi comparé les résultats obtenus pour trois puissances différentes. La figure 5.6 regroupe ces résultats.

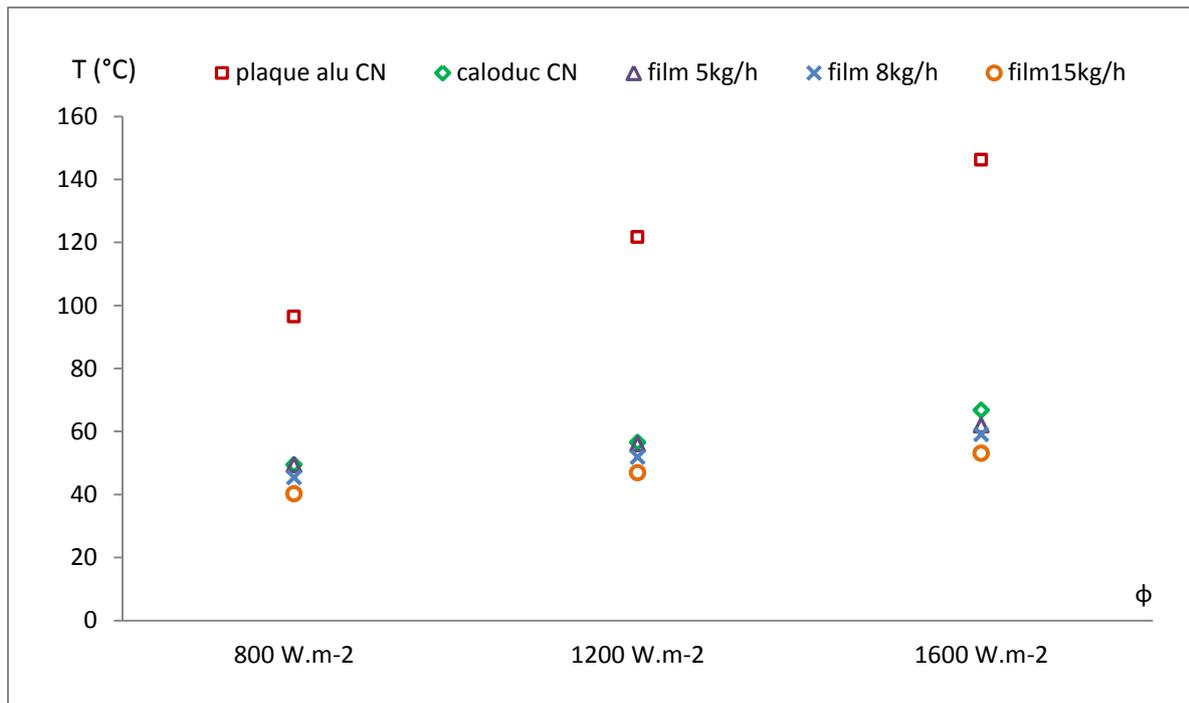


**Figure 5.6.** Essai caloduc convection naturelle avec et sans cheminée

Pour les trois puissances testées, l'effet cheminée reste très négligeable, en effet l'écart de température ne dépasse pas  $1^{\circ}C$  pour les deux essais à  $800 W.m^{-2}$  et  $1200 W.m^{-2}$  et atteint à peine  $1,4^{\circ}C$  pour  $1600 W.m^{-2}$ . Ces écarts peuvent être expliqués par les incertitudes de mesures. En effet, la cheminée utilisée n'est pas assez haute pour pouvoir influencer l'évacuation de la chaleur.

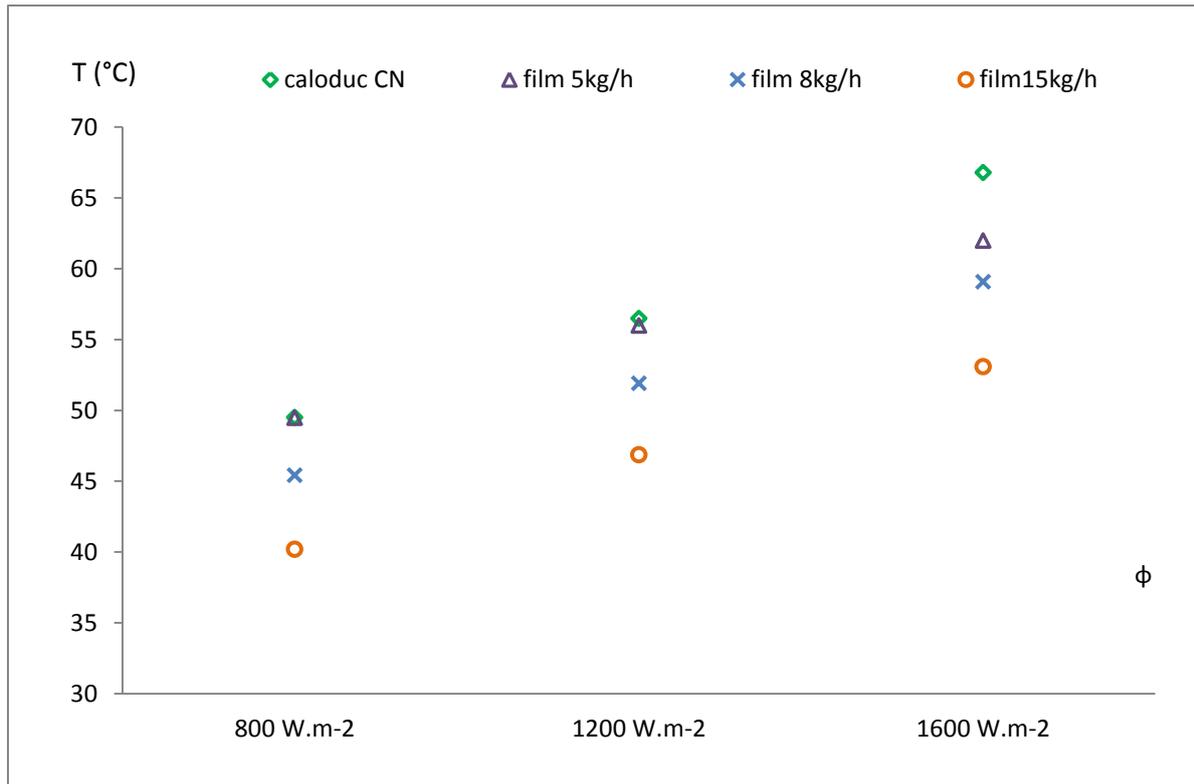
#### 4.3. Comparaison avec les essais avec film liquide et avec convection naturelle sans caloduc

Sur la figure 5.7, nous comparons les résultats obtenus en convection naturelle avec caloduc et ceux obtenus lors des essais en convection naturelle sans caloducs et avec film à plusieurs débit d'entrée d'eau et plusieurs densités de flux de chauffage.



**Figure 5.7.** Comparaison essais caloduc, film et convection naturelle

Les écarts de températures maximales de la plaque en convection naturelle avec et sans caloduc sont remarquables. En effet, pour une densité de chauffage de  $1600 \text{ W.m}^{-2}$ , les écarts de températures peuvent atteindre jusqu'à  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ . De plus, les valeurs obtenues pour le système de refroidissement avec caloduc sont très proches des valeurs obtenues lors des essais de refroidissement avec film. Nous pouvons mieux voir ces écarts sur la figure 5.8.

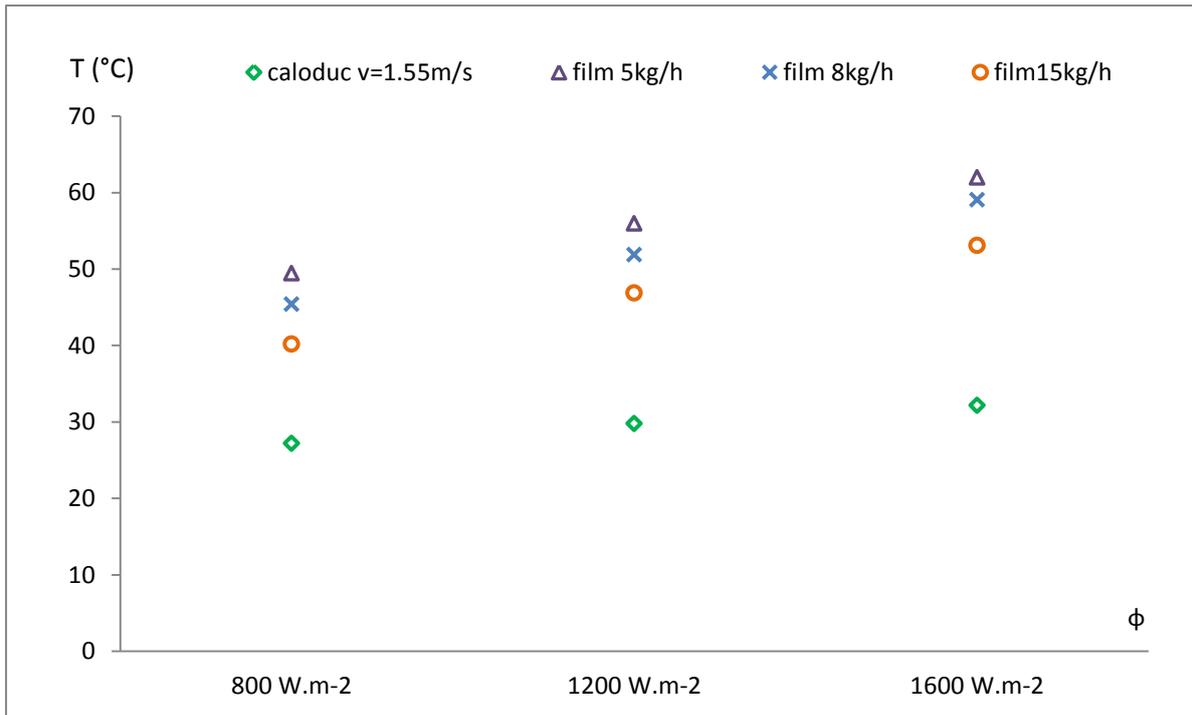


**Figure 5.8.** Comparaison Essai caloduc et film

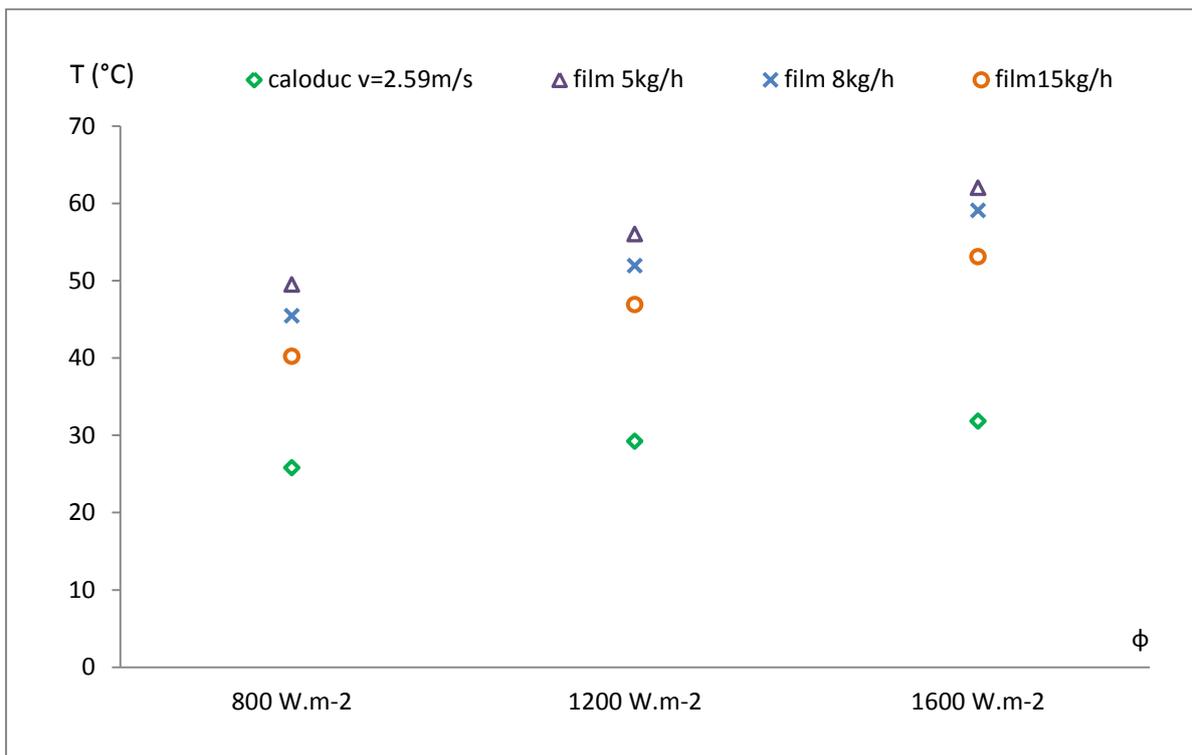
Le système de refroidissement par caloduc peut assurer un refroidissement efficace. De plus il s'agit d'un système autonome et facile à intégrer dans le train. Les valeurs maximales des températures ne diffèrent pas beaucoup de celles obtenues avec le film liquide.

#### 4.4. Effet de la ventilation

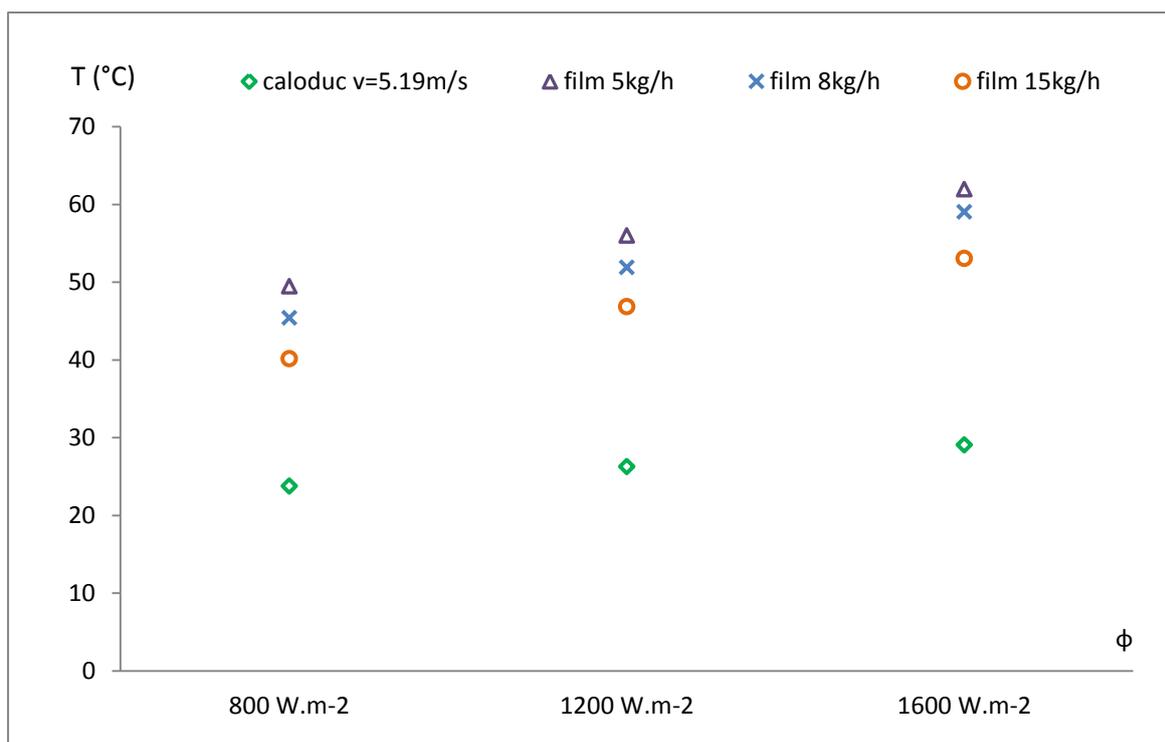
Afin de quantifier l'effet de la ventilation sur l'évacuation de chaleur, nous avons réalisé des essais de refroidissement par caloduc pour trois puissances et quatre vitesses d'entrée d'air. Les résultats obtenus sont comparés avec ceux obtenus pour les essais de refroidissement par film liquide.



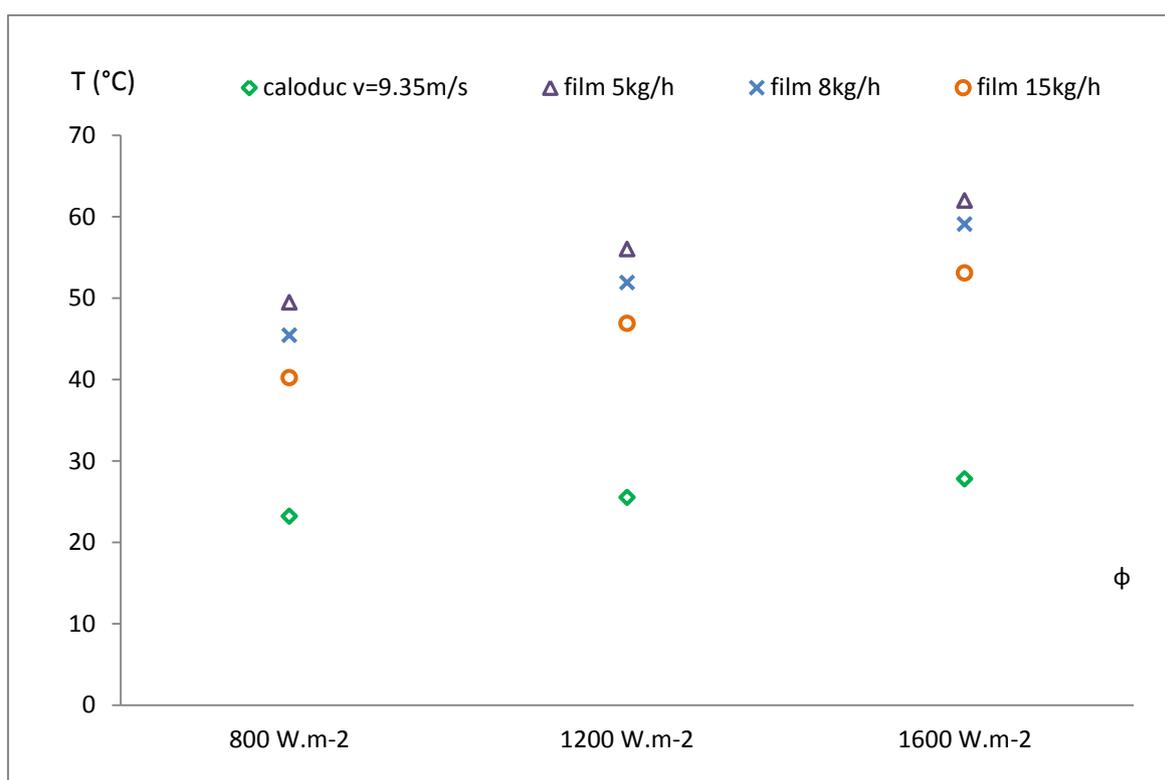
(a)



(b)



(c)



(d)

**Figure 5.9.** Température maximale : comparaison résultats film et essais caloducs avec ventilation (a)  $v = 1,04$  m/s (b)  $v = 1,74$  m/s (c)  $v = 3,49$  m/s (d)  $v = 6,68$  m/s

Les températures maximales obtenues avec caloducs et ventilation sont nettement plus basses que celles obtenus par films et encore mieux que celles obtenus pour la convection naturelle. Dans la littérature, il est confirmé que la convection forcée permet une meilleure évacuation de la chaleur.

Les résultats obtenus sont listés dans les tableaux 5.1 et 5.2

**Tableau 6** : Comparaison des performances des refroidissements par film liquide, par convection naturelle et avec caloduc sans ventilation

Température maximale			
	800 W.m <sup>-2</sup>	1200 W.m <sup>-2</sup>	1600 W.m <sup>-2</sup>
Convection naturelle avec Caloduc	49,50	56,50	66,80
convection naturelle sans caloduc	96,43	121,70	146,22
écarts	46,93	65,20	79,42
film 5kg/h	49,49	56,01	61,99
écarts	-0,02	-0,49	-4,81
film 8kg/h	45,44	51,91	59,08
écarts	-4,07	-4,59	-7,72
film 15kg/h	40,20	46,87	53,09
écarts	-9,30	-9,63	-13,71

**Tableau 7** : Comparaison des résultats du refroidissement par film liquide et convection naturelle avec le refroidissement par caloduc sans ventilation

Température maximale (°C)										
Ventilation	densité de flux	Caloduc	CN et Film							
		Evaporateur	CN	écart % à CN	5kg/h	écart % à 5kg/h	8kg/h	écart % à 8kg/h	15kg/h	écart % à 15kg/h
(v <sub>air</sub> = 1,55m/s)	800 W.m <sup>-2</sup>	27,20	96,43	69,23	49,49	22,29	45,44	18,24	40,20	13,00
	1200 W.m <sup>-2</sup>	29,80	121,70	91,90	56,01	26,21	51,91	22,11	46,87	17,07
	1600 W.m <sup>-2</sup>	32,20	146,22	114,02	61,99	29,79	59,08	26,88	53,09	20,89
(v <sub>air</sub> = 2,59m/s)	800 W.m <sup>-2</sup>	25,80	96,43	70,63	49,49	23,69	45,44	19,64	40,20	14,40
	1200 W.m <sup>-2</sup>	29,20	121,70	92,50	56,01	26,81	51,91	22,71	46,87	17,67
	1600 W.m <sup>-2</sup>	31,80	146,22	114,42	61,99	30,19	59,08	27,28	53,09	21,29
(v <sub>air</sub> = 5,19m/s)	800 W.m <sup>-2</sup>	23,80	96,43	72,63	49,49	25,69	45,44	21,64	40,20	16,40
	1200 W.m <sup>-2</sup>	26,30	121,70	95,40	56,01	29,71	51,91	25,61	46,87	20,57
	1600 W.m <sup>-2</sup>	29,10	146,22	117,12	61,99	32,89	59,08	29,98	53,09	23,99
(v <sub>air</sub> = 9.35m/s)	800 W.m <sup>-2</sup>	23,20	96,43	73,23	49,49	26,29	45,44	22,24	40,20	17,00
	1200 W.m <sup>-2</sup>	25,50	121,70	96,20	56,01	30,51	51,91	26,41	46,87	21,37
	1600 W.m <sup>-2</sup>	27,80	146,22	118,42	61,99	34,19	59,08	31,28	53,09	25,29

## 5. Conclusion des essais expérimentaux du refroidissement par caloducs

Le refroidissement par caloduc permet d'avoir un système d'évacuation de chaleur adapté pour le convertisseur dans le train. D'un côté, le refroidissement est plus efficace que celui par convection naturelle seule et donc convenable au cas critique (train à l'arrêt), et d'un autre côté, il permet d'avoir une très bonne évacuation de la chaleur quand le train est en marche. Son côté efficace et autonome permet au système de refroidissement par caloduc d'être une solution performante pour le refroidissement des convertisseurs. Le seul point faible réside dans la taille réelle du composant du train. Il serait donc intéressant par la suite de pouvoir étudier la faisabilité et l'intégration de ce système dans le train.

## Conclusion générale et perspectives

---

### *Conclusions*

Les travaux présentés de ce mémoire de thèse ont pour but l'analyse et l'optimisation du système de refroidissement des composants électroniques du convertisseur auxiliaire dans le train. Des études expérimentales et numériques ont été menées afin d'obtenir des résultats permettant de choisir le modèle le plus adapté à la problématique industrielle.

Dans un premier temps, une étude bibliographique a été réalisée afin de comprendre les phénomènes intervenant et mieux cerner les difficultés et les solutions existantes de nos jours pour ce genre de problème. La convection naturelle est la solution la plus utilisée pour refroidir les systèmes électronique et la plus économique. Cependant, l'évacuation par convection naturelle n'est plus suffisante quand il s'agit des problèmes aux grandes échelles ou utilisant une puissance très élevée. Le refroidissement par film liquide, en utilisant le changement de phase s'avère une solution très performante au niveau de l'évacuation de chaleur. Malgré les nombreuses études qui traitent le transfert de chaleur et de masse, l'exploitation des résultats reste très limitée et applicable seulement dans des cas simples. En effet, à cause de la complexité et l'interaction entre plusieurs phénomènes, beaucoup d'hypothèses simplificatrices sont considérées. Depuis les années 90, les systèmes de refroidissement par caloducs sont de plus en plus utilisés en industrie en raison de leur autonomie, efficacité ainsi que l'adaptation aux différentes géométries, le point faible reste cependant son coût élevé.

Dans le deuxième chapitre, une étude expérimentale détaillée est présentée, en passant par la description du projet, le dispositif expérimental puis les résultats obtenus pour les différentes configurations testées au cours de cette thèse. Le refroidissement par convection naturelle a été étudié pour différentes densités de flux de chauffage puis les résultats ont été comparés avec ceux obtenus pour le refroidissement par film d'eau. L'effet du débit d'entrée d'eau, de la répartition du chauffage, des parois du train ainsi que de la densité du flux de chauffage ont été analysés. La convection naturelle n'est pas adaptée au refroidissement des convertisseurs auxiliaire quand le train est à l'arrêt, la température maximale peut dépasser les seuils de fonctionnement. Une combinaison des deux types de refroidissement peut être efficace en renforçant l'effet cheminée par le débit d'air récupérable quand le train est en mouvement.

Les résultats obtenus expérimentalement ont été confirmés et approfondis dans les chapitres 3 et 4, où les refroidissements par convection naturelle et par film liquide ont été étudiés numériquement. L'étude numérique a été réalisée sous le code commercial Comsol Multiphysics utilisant la méthode des éléments finis pour la résolution des problèmes aux dérivées partielles. La méthode des éléments finis, la géométrie, les équations et les conditions aux limites ont été décrites avant de présenter les résultats obtenus pour la température, la vitesse, les nombres de Nusselt, et le rendement des systèmes. Les résultats numériques sont en bon accord avec les résultats obtenus expérimentalement et la validation du code a été faite par comparaison avec des études de la littérature et l'étude expérimentale du chapitre 2.

Dans le chapitre 5, une étude expérimentale du refroidissement par caloduc a été menée. Plusieurs configurations ont été testées en changeant les différents paramètres. Ainsi l'effet de la puissance injectée, de l'effet cheminé et de la ventilation ont été présentés.

Une synthèse globale de tous les résultats obtenus permet d'affirmer que la convection naturelle est le système le plus simple à mettre en place, cependant il n'est pas assez performant pour refroidir les convertisseurs électriques dans le train. Le refroidissement par film reste une solution très efficace et intéressante surtout avec l'existence d'environ 15kg/h d'eau dans le train issue du système de climatisation. Le seul point négatif est que l'utilisation de l'eau dans un système électrique nécessite des contraintes de sécurité supplémentaire, à cela s'ajoute le problème de zone sèche et couches de calcaire qui peuvent se poser sur le matériel empêchant la bonne évacuation de chaleur. Le refroidissement par caloduc est efficace, autonome, ne nécessite aucun entretien et permet d'évacuer autant de chaleur que le système de refroidissement par film liquide. Il s'agit d'un système très adapté au problème étudié. La taille des convertisseurs ainsi que le coût des systèmes à caloducs sont les points négatifs de ce dernier.

### *Perspectives*

La prochaine étape du projet consiste à choisir le système le plus adapté (ou la combinaison de systèmes) en fonction des paramètres géométrique et de dissipation de chaleur des composants électroniques. La comparaison de plusieurs configurations selon la répartition de chaleur peut aider à optimiser l'emplacement des composants. Optimiser le code de calcul afin de maîtriser le débit évaporé en fonction de débit et de la température d'eau d'entrée

pourrait être un excellent ajout à ce travail et permettrait une automatisation du système dans le cas d'utilisation de film liquide pour refroidir les convertisseurs.

## Table des Figures

*Aucune entrée de table d'illustration n'a été trouvée.*

<b>Figure 1.1.</b>	<i>échauffement d'un microprocesseur dans son milieu de fonctionnement</i> .....	15
<b>Figure 1.2.</b>	<i>Évolution de la puissance thermique dissipée pour un transistor (FETS et IGBTs) et un conducteur smart</i> .....	16
<b>Figure 1.3.</b>	<i>Schéma de la géométrie d'un canal vertical en 3D à gauche et en 2D dans le plan xOy à droite.</i> .....	22
<b>Figure 1.4.</b>	<i>Dispositif d'Elenbaas avec les paramètres et les coordonnées</i> .....	23
<b>Figure 1.5.</b>	<i>2Dispositif expérimental de Sparrow et Bahrami</i> .....	25
<b>Figure 1.6.</b>	<i>Influence des conditions aux limites (<math>Ah=1</math>, <math>RaH=4.5 \times 10^9</math>)(a) sur le transfert de chaleur (b) sur la stratification au centre [lankhorst 1991]</i> .....	27
<b>Figure 1.7.</b>	<i>schéma des modules chauffés utilisés dans l'étude de M.M Rahman</i> .....	29
<b>Figure 1.8.</b>	<i>Schéma du système physique utilisé par Huang</i> .....	30
<b>Figure 1.9.</b>	<i>Figure 3 Schéma descriptif du problème physique (1) film liquide (2) paroi adiabatique, isotherme ou à densité de flux de chaleur imposée (3) couche limite dynamique (4) couche limite thermique</i> .....	32
<b>Figure 1.10.</b>	<i>Schéma de principe d'un caloduc</i> .....	34
<b>Figure 1.11.</b>	<i>Comparaison des différentes structures poreuses</i> .....	38
<b>Figure 2.1.</b>	<i>l'évolution du convertisseur au niveau du poids et des dimensions</i> .....	44
<b>Figure 2.2.</b>	<i>position du convertisseur dans la paroi latérale du train</i> .....	45
<b>Figure 2.3.</b>	<i>Figure descriptive de l'effet cheminée</i> .....	46
<b>Figure 2.4.</b>	<i>Le coefficient d'échange (<math>W/m^2K</math>)</i> .....	46
<b>Figure 2.5.</b>	<i>description de la maquette expérimentale</i> .....	47
<b>Figure 2.6.</b>	<i>Effet du sablage de la plaque d'aluminium sur sa mouillabilité (a) plaque sablée (b) plaque non sablée</i> .....	48
<b>Figure 2.7.</b>	<i>Tube d'alimentation en eau utilisé</i> .....	49
<b>Figure 2.8.</b>	<i>Disposition des résistances sur la partie extérieure de la plaque</i> .....	50
<b>Figure 2.9.</b>	<i>positions des thermocouples sur la plaque</i> .....	51
<b>Figure 2.10.</b>	<i>Implantation des thermocouples</i> .....	52
<b>Figure 2.11.</b>	<i>(a) Machine Keithley 3700 pour acquisition des données (b) connexion de la machine avec ordinateur</i> .....	52
<b>Figure 2.12.</b>	<i>schéma de la maquette expérimentale en 3D</i> .....	53
<b>Figure 2.13.</b>	<i>L'intervalle d'incertitude pour le débit d'eau évaporé. Débit d'eau de sortie en fonction de la densité de flux de chauffage</i> .....	65
<b>Figure 2.14.</b>	<i>Schéma du dispositif expérimental, les trois configurations étudiées</i> .....	66
<b>Figure 2.15.</b>	<i>Profils de température de la plaque (a) <math>\dot{m}_{in} = 2.77 \text{ g.m}^{-1}.s^{-1}</math> sans plaque de plexiglas (b) <math>\dot{m}_{in} = 4.44 \text{ g.m}^{-1}.s^{-1}</math> sans plaque de plexiglas (c) <math>\dot{m}_{in} = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.s^{-1}</math> sans plaque de plexiglas</i> .....	68
<b>Figure 2.16.</b>	<i>Profils de température de la plaque (a) <math>800 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas (b) <math>1200 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas (c) <math>1600 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas (d) <math>2000 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas (e) <math>2400 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas (f) <math>2800 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas (g) <math>3200 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas</i> .....	72
<b>Figure 2.17.</b>	<i>Profils de température de la plaque en convection naturelle</i> .....	73
<b>Figure 2.18.</b>	<i>Comparaison profils de température de la plaque dans pour film et convection naturelle (a) <math>800 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas (b) <math>1200 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas (c) <math>1600 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas (d) <math>2000 \text{ W.m}^{-2}</math> sans plaque de plexiglas</i> .....	75
<b>Figure 2.19.</b>	<i>Profils de température de la plaque (a) <math>q=800 \text{ W.m}^{-2}</math> et <math>\dot{m}_{in} = 4.44 \text{ g.m}^{-1}.s^{-1}</math> (b) <math>q=800 \text{ W.m}^{-2}</math> et <math>\dot{m}_{in} = 8.33 \text{ g.m}^{-1}.s^{-1}</math></i> .....	77

<b>Figure 2.20.</b>	Profils de température de la plaque (a) $q=3200W.m^{-2}$ et $\dot{m}_{in} = 4.44 g.m^{-1}.s^{-1}$ (b) $q=3200W.m^{-2}$ et $\dot{m}_{in} = 8.33 g.m^{-1}.s^{-1}$ ..... 78
<b>Figure 2.21.</b>	Profils de la fraction massique d'évaporation le long de la plaque (a) $\dot{m}_{in} = 2.77 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas (b) $\dot{m}_{in} = 4.44 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas (c) $\dot{m}_{in} = 8.33 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas ..... 80
<b>Figure 2.22.</b>	nombre de Rayleigh local (a) $\dot{m}_{in} = 2.77 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas (b) $\dot{m}_{in} = 4.44 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas ..... 82
<b>Figure 2.23.</b>	La fraction massique d'évaporation de l'eau en fonction de la densité de flux de chauffage pour plusieurs débits d'entrée d'eau..... 83
<b>Figure 2.24.</b>	Rendement du système en fonction de la densité de flux de chauffage. .... 84
<b>Figure 2.25.</b>	Profils du nombre de Nusselt sensible le long de la plaque (a) $\dot{m}_{in} = 2.77 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque = $4.44 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas (c) $\dot{m}_{in} = 8.33 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas..... 86
<b>Figure 2.26.</b>	Profils du nombre de Nusselt latent le long de la plaque (a) $\dot{m}_{in} = 2,77 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas (b) $\dot{m}_{in} = 4,44 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas (c) $\dot{m}_{in} = 8,33 g.m^{-1}.s^{-1}$ sans plaque de plexiglas ..... 88
<b>Figure 2.27.</b>	Les trois configurations étudiées. .... 89
<b>Figure 2.28.</b>	Profils de température de la plaque pour deux densités de flux de chaleur $1600W.m^{-2}$ et $3200W.m^{-2}$ et un débit d'entrée d'eau $\dot{m}_{in} = 8,33 g.m^{-1}.s^{-1}$ pour les trois configurations étudiées (a) configuration A (b) configuration C..... 91
<b>Figure 2.29.</b>	température de la plaque pour les trois configurations pour une densité de flux de chauffage $\Phi=3200W.m^{-2}$ et un débit d'entrée d'eau $\dot{m}_{in} = 8.33 g.m^{-1}.s^{-1}$ ..... 92
<b>Figure 2.30.</b>	profils de température de la plaque pour la configuration A pour une densité de chauffage $\Phi=3200W.m^{-2}$ et un débit d'entrée d'eau $\dot{m}_{in} = 8.33 g.m^{-1}.s^{-1}$ . Comparaison entre plaque seule et canal de largeur 10 cm ..... 94
<b>Figure 2.31.</b>	Profils de température de la plaque pour la configuration C pour une densité de chauffage $\Phi=3200W.m^{-2}$ et un débit d'entrée d'eau $\dot{m}_{in} = 8.33 g.m^{-1}.s^{-1}$ . Comparaison entre plaque seule et canal de largeur 10 cm ..... 95
<b>Figure 3.1.</b>	comparaison des profils de vitesse pour quatre hauteurs dans le canal ( $y=0.18m$ ; $y=0.3m$ ; $y=0.6m$ ; $y=1.35m$ )..... 111
<b>Figure 3.2.</b>	comparaison des profils de température pour quatre hauteurs dans le canal ( $y=0.18m$ ; $y=0.3m$ ; $y=0.6m$ ; $y=1.35m$ )..... 112
<b>Figure 3.3.</b>	la composante verticale de la vitesse à l'entrée du canal pour différents nombre de Rayleigh modifié. (Comparaison de nos résultats avec les résultats de S.Taieb)..... 112
<b>Figure 3.4.</b>	Le nombre de Nusselt local le long de la plaque pour différents nombre de Rayleigh modifié. (comparaison de nos résultats avec les résultats de S.Taieb)..... 113
<b>Figure 3.5.</b>	validation expérimentale, comparaison résultats numériques et résultats expérimentaux pour à $400W/m^2$ ..... 114
<b>Figure 3.6.</b>	géométrie et domaines de calcul..... 115
<b>Figure 3.7.</b>	les neuf cas étudiés ..... 116
<b>Figure 3.8.</b>	trois cas plaque seule..... 118
<b>Figure 3.9.</b>	comparaison des profils de température pour les trois cas étudiés ..... 119
<b>Figure 3.10.</b>	comparaison nombre de Nusselt local numérique et corrélations (a) cas 1, (b) cas 2, (c) cas 3 122
<b>Figure 3.11.</b>	Comparaison du nombre de Nusselt local numérique pour les trois cas 1, 2 et 3 ..... 122
<b>Figure 3.12.</b>	Profils de température de la plaque, effet de la plaque de plexiglas à $d=10cm$ . (a) configuration A (b) configuration B (c) configuration C..... 124
<b>Figure 3.13.</b>	Comparaison des profils de température le long de la plaque pour les trois configurations . 125
<b>Figure 3.14.</b>	Comparaison entre nombre de Nusselt local numérique et les corrélations issues de la littérature. (a) cas 7 (b) cas 8 (c) cas 9..... 128

<b>Figure 3.15.</b>	Comparaison du nombre de Nusselt local numérique pour les trois configurations avec plaque de plexiglas à 10cm (cas7, cas 8 et cas 9).....	128
<b>Figure 3.16.</b>	Comparaison des profils de températures le long de la plaque avec et sans plaque de plexiglas à 10 et 5 cm (a) configuration A (b) configuration B (c) configuration C.....	130
<b>Figure 3.17.</b>	Comparaison des profils de température pour les trois configurations avec plaque de plexiglas à 5cm de la plaque chauffée (cas 4, cas 5 et cas 6).....	131
<b>Figure 3.18.</b>	Comparaison entre nombre de Nusselt local numérique et les corrélations issues de la littérature. (a) cas 4 (b) cas 5 (c) cas 6.....	133
<b>Figure 3.19.</b>	Comparaison entre nombre de Nusselt local pour les trois configurations étudiées avec plaque plexiglas à $d = 5$ cm.....	134
<b>Figure 4.1.</b>	Schéma du canal vertical	139
<b>Figure 4.2.</b>	géométrie et domaine de calcul	147
<b>Figure 4.3.</b>	Profil de température le long de la plaque pour plusieurs densités de flux de chauffage et un débit d'eau d'entrée égale à $8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ : comparaison des résultats numérique et expérimentaux	149
<b>Figure 4.4.</b>	les cas étudiés	150
<b>Figure 4.5.</b>	Profils de la vitesse axiale dans la phase gazeuse pour plusieurs hauteur du canal. $j = 3200\text{W.m}^{-2}$ et $\dot{m} = 8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	152
<b>Figure 4.6.</b>	profils de température dans la phase gazeuse pour plusieurs hauteur du canal. $j = 3200\text{W.m}^{-2}$ et $\dot{m} = 8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	153
<b>Figure 4.7.</b>	Lignes de courant, iso-température et iso-concentration dans le canal $j = 3200\text{W.m}^{-2}$ et $\dot{m} = 8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	154
<b>Figure 4.8.</b>	Fraction massique	155
<b>Figure 4.9.</b>	Profils de température le long de la plaque pour plusieurs densité de chauffage et un débit d'entrée d'eau $\dot{m} = 8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	156
<b>Figure 4.10.</b>	Température de la plaque pour les trois configurations pour une densité de flux de chauffage $j = 3200\text{W.m}^{-2}$ et $\dot{m} = 8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	157
<b>Figure 4.11.</b>	Profil du nombre de Nusselt sensible en fonction de la hauteur pour $j = 800\text{W.m}^{-2}$ et $\dot{m} = 8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	159
<b>Figure 4.12.</b>	Nombre de Nusselt latent en fonction de la hauteur pour une densité de chauffage profil du nombre de Nusselt sensible $j = 800\text{W.m}^{-2}$ et $\dot{m} = 8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$	160
<b>Figure 4.13.</b>	Comparaison des profils de température le long de la plaque pour le refroidissement par film $\dot{m} = 8.33\text{g.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$ et refroidissement par convection naturelle. Densité de chauffage $j = 800\text{W.m}^{-2}$	162
<b>Figure 1.9.</b>	Figure 3 Schéma descriptif du problème physique (1) film liquide (2) paroi adiabatique, isotherme ou à densité de flux de chaleur imposée (3) couche limite dynamique (4) couche limite thermique.....	32
<b>Figure 5.1.</b>	Schéma de principe de fonctionnement d'un caloduc.....	166
<b>Figure 5.2.</b>	Schéma du dispositif expérimental.....	167
<b>Figure 5.3.</b>	(a) Schéma du caloduc tube (b) schéma du réseau capillaire du caloduc tube.....	168
<b>Figure 5.4.</b>	Différentes positions et conditions de refroidissement testées (a) position caloducs seuls (b) caloducs avec cheminée (c) caloduc avec cheminée et ventilation.....	170
<b>Figure 5.5.</b>	Profils de températures en position verticale et en convection naturelle $P = 38$ W.....	171
<b>Figure 5.6.</b>	Essai caloduc convection naturelle avec et sans cheminée.....	172
<b>Figure 5.7.</b>	Comparaison essais caloduc, film et convection naturelle.....	173
<b>Figure 5.8.</b>	Comparaison Essai caloduc et film.....	174

**Figure 5.9.** *Température maximale : comparaison résultats film et essais caloducs avec ventilation (a)  $v = 1,04$  m/s (b)  $v = 1,74$  m/s (c)  $v = 3,49$  m/s (d)  $v = 6,68$  m/s..... 176*

## **Annexes**

---

## 6. Annexe 1 : Corrélations littérature

## Température imposée

Symétrique	Température imposée		
Auteurs	Prandtl	Gammes de validité	Corrélations
Elenbaas 1942	0,7	$1 < Ra_T^* < 10^5$	$Nu_T = \frac{1}{24} Ra_T^* \left( 1 - e^{-\frac{35}{Ra_T^*}} \right)^{3/4}$
Ramakrishna et al. 1982	0,72	$20 < Ra_T^* < 2 \cdot 10^3$	$Nu_T = 0,512 (Ra_T^*)^{0,285}$
Bar-Cohen et Rohsenow 1984	0,7	$10^{-1} < Ra_T^* < 10^5$	$Nu_T = \left[ \frac{576}{Ra_T^{*2}} + \frac{2,873}{\sqrt{Ra_T^*}} \right]^{-1/2}$
Rohsenow et al. 1998		$1 < Ra_T^* < 10^5$	$Nu_T = \left[ \left( \frac{Ra_T^*}{24} \right)^{-1,9} + \left( c \frac{0,671}{[1+(0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} (Ra_T^*)^{1/4} \right)^{-1,9} \right]^{-1/1,9}$
Olsson 2004		$1 < Ra_T^* < 10^5$	$Nu_T = \left[ \left( \frac{Ra_T^*}{24} \right)^{-1,3} + \left( c \frac{0,671}{[1+(0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} (Ra_T^*)^{1/4(1+(Ra_T^*)^{-0,4})} \right)^{-1,3} \right]^{-1/1,3}$
Badr et al. 2006	0,7	$10^4 < Ra_T^* < 10^7$	$Nu_T = 0,64 (Ra_T^*)^{0,27}$
Zamora et Kaiser 2009	0,7	$10^{10} < Ra_H < 10^{12}$	$Nu_T = 0,0232 (Ra_H)^{0,383}$
<b>Asymétrique</b>			
Miyatake et Fujii 1973	0,7	$2 \cdot 10^3 < Ra_T^* < 4 \cdot 10^6$	$Nu_T = 0,613 (Ra_T^*)^{1/4}$
Bar-Cohen et Rohsenow 1984	0,7	$10^{-1} < Ra_T^* < 10^4$	$Nu_T = \left[ \frac{144}{Ra_T^{*2}} + \frac{2,873}{\sqrt{Ra_T^*}} \right]^{-1/2}$
Sparrow et Azevedo 1985	5	$2 < Ra_T^* < 10^8$	$Nu_T = \left[ \left( \frac{Ra_T^*}{12} \right)^{-2} + \left( 0,619 (Ra_T^*)^{1/4} \right)^{-2} \right]^{-1/2}$
Al Azzawi 1987	0,7	$6 \cdot 10^3 < Ra_T^* < 9 \cdot 10^5$	$Nu_T = 0,63 (Ra_T^*)^{0,26}$
Fedorov et Viskanta 1997	0,9	$2 \cdot 10^3 < Ra_T^* < 4 \cdot 10^6$	$Nu_T = 2,10 (Ra_T^*)^{1/5}$
Versteegh et Nieuwstadt 1999	0,7	$5 \cdot 10^5 < Ra_{HT} < 5 \cdot 10^6$	$Nu_{TH} = 0,071 (Ra_{HT}^*)^{1/3}$
Yilmaz et Fraser 2007 modèle TH et DA	0,7	$6 \cdot 10^3 < Ra_T^* < 9 \cdot 10^5$	$Nu_T = 1,01 (Ra_T^*)^{0,24}$ et $Nu_T = 0,56 (Ra_T^*)^{0,28}$

## Références Bibliographiques

---

Ait Aldjet K. (1988) Évaporation d'eau entre plaques parallèle humides sous l'effet d'un écoulement d'air en convection forcée. Application à l'évaluation des transferts couplés de chaleur et de masse. Thèse de Doctorat-ès-Sciences Physique, Université de Poitiers, Poitiers Cedex, France.

Ait Hammou Z, Benhamou B, Galanis N et Orfi J. (2004) Laminar Mixed Convection of humid Air in a vertical channel with evaporation or condensation at the wall. *Int. J. Thermal Sciences*, volume 43, p. 531-539.)

Ali Cherif A. et Daif A. (1999) Étude numérique du transfert de chaleur et de masse entre deux plaques planes verticales en présence d'un film de liquide binaire ruisselant sur l'une des plaques chauffée. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, volume 42, p. 2399-2418

Ali Cherif A. et Daif A. (1999) Étude numérique du transfert de chaleur et de masse entre deux plaques planes verticales en présence d'un film de liquide binaire ruisselant sur l'une des plaques chauffée. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, volume 42, p. 2399-2418

Bar-Cohen .A and W. M. Rohsenow. Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates. *Journal of Heat Transfer*, 106:116–123, 1984.

Ben Jabrallah .S, A.Belgith, J.P. Corriou, convective heat and mass transfer with evaporation of a falling film in a cavity, *int j. Thermal Sci.* 45 (2006) 16-28.

Bodoia .J. R and J. F. Osterle . The delopment of free convection between heated vertical plates. *Journal of Heat Transfer*, 84:40–44, 1962

Boukadida N. (2000) Contribution à l'étude des transferts couplés de chaleur et de masse : application aux phénomènes de l'évaporation et au séchage convectif. Thèse de Doctorat d'Etat es-Sciences Physiques, Faculté des Sciences de Tunis, Tunis, Tunisie.

Brinkworth .B.J . Optimum depth for pv cooling ducts. *Solar Energy*, 80:1131–1134, 2006

Chow L. C. et Chung J. N. (1983) Evaporation of water into laminar stream of air and superheated steam. *Int. J. Heat Mass Transfer*, volume 26, p. 373-380

Churchill .S. W and R. Usagi. A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena. *AIChE Journal*, 18(6):1121–1128, 1972.

Combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion on laminar forced convection in the thermal entrance region of horizontal square channels. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, volume 70, p. 681-689.

Debbissi C., Orfi J. et Ben Nasrallah S. (2001) Evaporation of water by free convection in vertical channel including effects of wall radiative properties. *Int. J. Heat Mass Transfer*, volume 44, p. 811-826.

Debbissi C., Orfi J. et Ben Nasrallah S. (2001) Evaporation of water by free convection in vertical channel including effects of wall radiative properties. *Int. J. Heat Mass Transfer*, volume 44, p. 811-826.

Debbissi C., Orfi J. et Ben Nasrallah S. (2003) Evaporation of water by free or mixed convection into humid air and superheated stream. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, volume 46, p. 4703-4715.

Desrayaud .G, A. Fichera and G. Lauriat, Natural convection air-cooling of a substrate-mounted protruding heat source in a stack of parallel boards, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol.28., pages: 469-482, 2007

Dogan .A, M. Sivrioglu and S. Baskaya, Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32, pages: 1244-1252, 2005.

Donald D. Gray and Aldo Giorgini. The validity of the boussinesq approximation for liquids and gases. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 19:545–551, 1976

Donald J et M. Martonosi. Temperature-aware design issues for SMT and CPM Architectures

Elenbaas .W. Heat dissipation of parallel plates by free convection. *Physica IX*, 39(1):1–28, 1942.

Faghri. *Heat Pipe Science and Technology*. Taylor and Francis, 1995

Fedorov A.G, R. Viskanta, A.A. Mohamad, Turbulent heat and mass transfer in asymmetrically heated, vertical parallel plate channel, *Internat. J. Heat Fluid Flow* W.M. Yan, C.Y. Soong, Convective heat and mass transfer along an inclined heated plate with evaporation, *Internat. J. Heat Mass Transfer* 38 (1995)

Gebhart B. et Pera L. (1971) The nature of vertical natural convection flows resulting from the combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion, *Int. J. Heat Mass Transfer*, volume 14, p. 2025-2050.

Groll M., Scheinder M., Sartre V., Zaghdoudi M.C., Lallemand M. « Thermal control of electronic equipment by heat pipes » *Revue générale de thermique*, Vol 37, p 323- 352, 1998

Heindel .T.J, S. Ramadhyani, F. P. Incropera, Conjugate natural convection from an array of discrete heat sources: part 1 — two- and three-dimensional model validation , *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol.16, pages: 501-510, 1995

Huang C. C., Yan W. M. et Jang J. H. (2005) Laminar mixed convection heat and mass transfer in vertical rectangular ducts with film evaporation and condensation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, volume 48, p. 1772–1784

Icoz .T and Y. Jaluria, Numerical simulation of boundary conditions and the onset of instability in natural convection due to protruding thermal sources in an open rectangular channel, *Numerical Heat Transfer, Part A* 48, pages: 831-847, 2005.

*Jacques Padet BE8206 convection thermique et massique -Nombre de Nusselt*

Kakaç .S, H. Yurucu, and K.A. Hijikata, Cooling of Electronic Systems, Kluwer Academic Publishers, Massachusetts, 1994

Kelkar .K. M, D. Choudhury, Numerical prediction of periodically fully developed natural convection in a vertical channel with surface mounted heat generating blocks, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, No.5, pages: 1133-1145, 1993

Kim .S. Y, H. J. Sung and J. M. Hun, Mixed convection from multiple layered boards with cross streamwise periodic boundary conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer 35, pages: 2941-2952, 1992

Lankhorst .A, Laminar and turbulent natural convection in cavities numerical modeling and experimental validation, PHD Thesis, University of Delft, 1991.

Lin J. N., Chou F.C., Yan W.M. et Tzeng P.Y. (1992) Combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion on laminar forced convection in the thermal entrance region of horizontal square channels. The Canadian Journal of Chemical Engineering, volume 70, p. 681-689.

Lin T. F., Chang C. G. et Yan W. M. (1988) Analysis of combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion on laminar forced convection heat transfer in a vertical tube. J. Heat Transfer, volume 110, p. 337-344

Lin T. F., Chang C. G. et Yan W. M. (1988) Analysis of combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion on laminar forced convection heat transfer in a vertical tube. J. Heat Transfer, volume 110, p. 337-344

Lin T. F., Chang C. G. et Yan W. M. (1988) Analysis of combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion on laminar forced convection heat transfer in a vertical tube. J. Heat Transfer, volume 110, p. 337-344

Mala G. M and D. Li, Flow characteristics of water in microtubes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 20, pages: 142-148, 1999

Mezaache E. et Daguinet M. (2000) Étude numérique de l'évaporation dans un courant d'air humide laminaire d'un film d'eau ruisselant sur une plaque inclinée. *Int. J. Thermal Sciences*, volume 39, p. 117-129

Moshfegh .B and M. Sandberg. Flow and heat transfer in the air gap behind photovoltaic panels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2:287–301, 1998

Peng X.F, B. X. Wang, Forced convection and flow boiling heat transfer for liquid flowing through microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pages: 3421-3427, 1993.

Peterson G.P. « Heat pipes in the thermal control of electronics components » 3rd Int. Heat pipe symposium, Tsukuba, japan, 1988.

Rahman .M, Jagannath Raghavan, Transient response of protruding electronic modules exposed to horizontal cross flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pages: 48-59, 1999.

Rebay.M, Kakaç .S , Ben Maad .R, Padet .J, Experimental Evaluation of the Heat Transfer Coefficient in Electronic Air-Cooling, *Int. Journal of Transport Phenomena*, Vol. 11, pages :185-196, 2009.

Rossomme .S Modélisation de l'évaporation des films liquides minces, y compris au voisinage des lignes de contact : Application aux caloducs à rainures. PhD thesis, Université libre de Bruxelles, Bruxelles, Belgique, 2008.

Sandberg .M and B. Moshfegh. Buoyancy-induced air flow in photovoltaic facades: Effect of geometry of the air gap and location of solar cell modules. *Building and Environment*, 37:211–218, 2002.

Shang D. Y. et Wang B. X. (1993) The deviation of heat transfer calculation for laminar free convection of gas due to ignoring the variable thermophysical properties. *Wärme- und Stoffübertragung*, volume 28, p. 33-36

Siow E. C., Ormiston S. J et Soliman H.M. (2004) A two-phase model for laminar film condensation from steam-air mixtures in vertical parallel-plate channels. *Int J Heat Mass Transfer*, volume 40, p. 365–375

Siow E. C., Ormiston S. J et Soliman H.M. (2004) A two-phase model for laminar film condensation from steam-air mixtures in vertical parallel-plate channels. *Int J Heat Mass Transfer*, volume 40, p. 365–375

Sparrow .E. M and P. A. Bahrami. Experiments on natural convection from vertical parallel plates with either open or closed edges. *Journal of Heat Transfer*, 102:221–227, 1980.

Subha .M. K, R. M. John, Optimization of Elliptical Fin Heat sink Design in Forced Convection: Single and Multiple Heat Sink, *Interpack*, pages : 350-369, 2003.

Tsay Y. L. et Yan W. M. (1990) Binary diffusion and heat transfer in laminar mixed convection channel flows with uniform wall heat flux: extremely thin film thickness. *Wärme-und Stoffübertragung*, volume 26, p. 23-31

Tsay Y. L. et Yan W. M. (1990) Binary diffusion and heat transfer in laminar mixed convection channel flows with uniform wall heat flux: extremely thin film thickness. *Wärme-und Stoffübertragung*, volume 26, p. 23-31.

Tsay Y. L. et Yan W. M. (1990) Binary diffusion and heat transfer in laminar mixed convection channel flows with uniform wall heat flux: extremely thin film thickness. *Wärme-und Stoffübertragung*, volume 26, p. 23-31.)

Wei-Mon Yan, Chyi-Yeou Soong, Convective heat and mass transfer along an inclined heated plate with film evaporation. *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 38, N° 7, pp.1261-1269, 1995),

Yan W. M. (1993) Mixed convection heat transfer in a vertical channel with film evaporation. *Canadian J. Chemical Engineering*, volume 71, p. 54-62

Yan W. M. et Soong C. Y. (1995) Convective heat and mass transfer along an inclined heated plate with film evaporation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Volume 38, p. 1261-1269.