

## Etude expérimentale du refroidissement de parois poreuses par la transpiration d'eau

ANDOH Y. H.

Institut National Polytechnique Félix Houphouët-Boigny, B.P. 1526, Yamoussoukro, Rép. de Côte d'Ivoire

### RESUME

Le travail porte sur l'étude expérimentale du refroidissement de parois par la transpiration d'eau. Une étude numérique préliminaire des transferts de masse et de chaleur dans la couche limite pariétale et à l'intérieur de la paroi poreuse, basée sur le modèle RNG k- $\epsilon$ , avec les lois de paroi cinématique et thermique, couplée avec un modèle d'effusion à travers une paroi poreuse, permet de prévoir et de comparer, pour un même taux d'injection, les coefficients de frottements pariétaux et les nombres de Stanton d'effusion d'air et de vapeur d'eau. Une étude comparative avec différents fluides confirme les résultats de l'étude numérique que l'effusion de liquides est plus efficace que celle de l'air, tant pour le transfert de quantité de mouvement que pour la protection thermique de la paroi. L'étude montre également que l'efficacité du refroidissement atteint 97% quel que soit le fluide utilisé, pour de très faibles taux d'effusion : 0,04% pour l'eau, 0,1% pour l'alcool et 4% pour l'air, soit un taux d'effusion d'eau de 2,5 fois moins que celui de l'alcool et de 100 fois moins que celui de l'air.

**Mots clés** : couche limite turbulente/ refroidissement/ paroi poreuse/ injection (effusion, transpiration)/ vapeur d'eau/ air.

### ABSTRACT

The study presented in this paper is about experimental water transpiration cooling of porous walls. A preliminary theoretical study of heat and mass transfer in the boundary layer and inside the porous plate, based on RNG k- $\epsilon$  model, with cinematic and thermal laws for the wall, linked with a model of blowing, permits to anticipate and to compare, for the same effusion rate, the wall friction factors and Stanton number for air and water vapour. A comparative study, with different fluids, confirms the theoretical one that blowing with liquids is more efficient than air in terms of momentum transfer and thermal protection of walls. The study shows also that whatever fluids used, cooling efficiency reaches 97% for very weak effusion rates : 0.04% for water, 0.1% for ethyl alcohol and 4% for air. For water, that is to say, 2.5 times weaker than alcohol and one hundred times weaker than air.

**Key words** : turbulent boundary layer/cooling/ porous wall/ injection (blowing, transpiration) / water vapour/ air.

$B$	facteur de soufflage ( $B = F/St$ )	$\varepsilon$	taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente ( $m^2/s^3$ )
$C$	coefficient de frottement ( $C_f = \frac{2\tau}{\rho U_\infty}$ )	$\delta_{ij}$	symbole de Kronecker
$C$	fraction massique de vapeur	$\tau$	contrainte ( $\tau = (\mu \frac{\partial U_1}{\partial x_2})_p$ (Pa))
$C'$	fluctuation de la fraction massique	$\eta$	efficacité ( $\eta = \frac{T_e - T_p}{T_e - T_{inj}}$ )
$c_p$	chaleur spécifique (J/kg.K)	$\sigma_h$	nombre de Prandtl turbulent ( $\sigma_h = \frac{c_p \nu_t}{\lambda_t}$ )
$D$	coefficient de diffusion ( $m^2/s$ )	$\theta$	épaisseur de quantité de mouvement
$F$	taux d'injection ( $F = \frac{(\rho U)_{inj}}{(\rho U)_e}$ )	$\theta$	$\theta = \int_0^\infty \frac{\rho U_1}{\rho_e U_{1e}} \left(1 - \frac{U_1}{U_{1e}}\right) dx_2$ (m)
$H$	enthalpie (J/kg)	$\Delta$	épaisseur d'enthalpie = $\int_0^\infty \frac{\rho U_1}{\rho_e U_{1e}} \frac{T - T_e}{T_p - T_e} dx_2$
$I$	intensité de la turbulence		
$J$	flux de diffusion de la vapeur dans l'air ( $kg/m^2.s$ )		
$k$	énergie cinétique turbulente ( $m^2/s^2$ )		
$\dot{m}$	densité de flux massique ( $kg/s.m^2$ )		
$p$	pression (Pa)		
$Pr$	nombre de Prandtl ( $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ )		
$q$	flux thermique ( $W/m^2$ )		
$Re$	nombre de Reynolds de l'écoulement ( $Re = \frac{U_\infty x}{\nu}$ )		
$St$	nombre de Stanton $St = \frac{q}{\rho c_p u_\infty (T_e - T_p)}$		
$T$	température (K)		
$U$	vitesse d'écoulement de fluide (m/s)		
$U'$	fluctuation de la vitesse (m/s)		
$x$	coordonnée spatiale (m)		
$\rho$	masse volumique ( $kg/m^3$ )		
$\nu$	viscosité cinématique ( $m^2/s$ )		
$\mu$	viscosité dynamique ( $kg/m.s$ )		
$\lambda$	conductibilité thermique ( $W/m.K$ )		
		<b>Indices</b>	
		1	relatif au fluide principal, axe longitudinal
		2	relatif au fluide injecté, axe vertical
		air	relatif à l'air
		e	relatif au fluide principal
		eth	relatif à l'éthanol
		inj	injecté
		f	relatif aux frottements à la paroi
		ifo	relatif aux frottements à la paroi sans injection
		i,j	direction
		o	sans injection
		p	relatif à la paroi
		t	turbulent
		vois	voisinage de la paroi
		$\infty$	à l'infini

## Introduction

Le refroidissement de paroi par la transpiration d'eau engendre l'interaction entre un écoulement pariétal chaud et l'effusion d'un fluide frais à travers la paroi poreuse. Le sujet fait l'objet de nombreux travaux expérimentaux et théoriques [1-11]. Les résultats de ceux-ci ont permis d'importantes améliorations de systèmes industriels notamment dans l'aéronautique et l'aérospatial. Le principal domaine d'application est la protection thermique de parois soumises à de fortes contraintes thermiques comme les moteurs à flux continu où l'optimisation des performances nécessite une température des gaz en écoulement de plus en plus élevée. Plusieurs techniques de refroidissement de ces parois soumises aux contraintes thermiques sont mises en œuvre tout en garantissant les performances de ces systèmes industriels. Parmi celles-ci, l'écoulement à travers les parois internes du milieu poreux d'un fluide réfrigérant pour le refroidissement interne du matériau et la création d'une couche de fluide en surface de paroi pour la protection thermique et la réduction des transferts thermiques à la paroi. Cette technique de refroidissement peut être optimisée par l'utilisation de la chaleur latente de changement d'état du réfrigérant lorsque ce dernier est liquide. Ce procédé, thermiquement très efficace et prometteur, a de nombreuses applications industrielles, dans

- le refroidissement de paroi de chambres de combustion,
- le refroidissement de tuyères,
- le refroidissement d'aubages de turbines à gaz,
- etc.

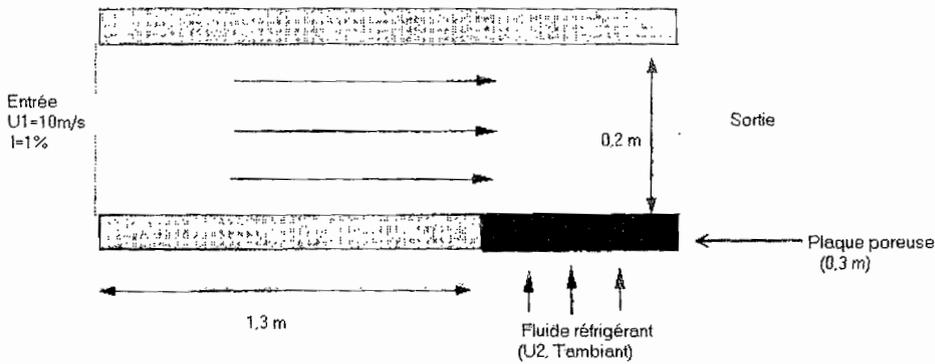
Un certain nombre de travaux récents portant sur l'utilisant de l'air, de l'alcool et de l'eau comme réfrigérants ont été conduits par Bellettre *et al* [12-17]. Si des résultats probants ont été obtenus avec l'air et l'alcool, il est cependant à noter que des difficultés de mouillabilité de la paroi et donc la répartition uniforme et homogène du film d'eau sur toute la surface de la plaque poreuse ont été rencontrées lors d'études expérimentales avec l'eau, ce qui n'a pas permis de relever des mesures de températures de paroi devant conduire à des résultats fiables.

Le présent travail comporte trois parties. La première partie analyse l'aspect dynamique et thermique de l'interaction entre un écoulement pariétal principal chaud de type couche limite turbulente se développant sur une plaque poreuse avec effusion d'un fluide secondaire frais à travers celle-ci. La seconde partie de l'étude traite d'une approche d'étude expérimentale du refroidissement de parois par la transpiration d'eau. Cette partie de l'étude met en relief les difficultés de la mise en œuvre de cette étude expérimentale et propose une solution. La dernière partie de l'étude compare à travers quelques résultats expérimentaux l'efficacité de refroidissement par différents fluides.

**2. Prédiction de la protection thermique des milieux poreux par effusion de vapeur d'eau**

Le refroidissement des milieux poreux par la transpiration d'un liquide combine l'absorption par chaleur latente et la protection thermique vis à vis de l'écoulement pariétal chaud par effusion de vapeur d'eau dans une couche limite turbulente d'air. L'objet de l'étude est de modéliser les phénomènes physiques qui régissent les interactions entre l'écoulement pariétal chaud et la paroi poreuse en présence d'effusion. Notre attention est particulièrement portée sur la prédiction de l'évolution des coefficients de frottements et nombres de Stanton en fonction du taux d'injection.

**2.1. Présentation de l'étude et équations de bilan**



**Figure 1:** Configuration de l'étude numérique

La figure 1, présente la configuration de l'étude numérique. Elle est bidimensionnelle et le régime d'écoulement est permanent en moyenne. Le plancher est imperméable sur une longueur de 1,30 m, puis est constitué d'une plaque poreuse de 0,30 m de longueur, à travers laquelle le fluide frais est injecté. La vitesse longitudinale de l'écoulement potentiel est de 10 m/s avec une intensité longitudinale de turbulence de 1%. Le nombre de Reynolds est suffisamment élevé pour considérer que la couche limite pariétale est turbulente en amont de la plaque poreuse. La température de l'écoulement principal est de 200 °C tandis que l'écoulement secondaire est à 100 °C. Cette seconde condition aux limites correspond à une interface liquide-vapeur pour l'eau sous une pression de une atmosphère. Les équations générales gouvernant les écoulements moyens, principal et secondaire, de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie s'écrivent :

$$\frac{\partial \rho U_j}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\mu + \mu_t) \frac{\partial U_1}{\partial x_1} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right] \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\lambda}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_h} \right) \frac{\partial H}{\partial x_j} \right] + U_j \frac{\partial P}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} [(H_v - H_a) J] \quad (3)$$

A celles ci s'ajoute une équation de bilan portant sur la conservation de la masse de vapeur d'eau et une contribution de la diffusion de vapeur dans le bilan d'énergie.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j C) = - \frac{\partial}{\partial x_j} (J) \quad (4)$$

avec

$$J = -\rho D \frac{\partial C}{\partial x_j} + \overline{\rho c' u_j} \quad (5)$$

Dans ces équations les propriétés thermophysiques,  $\rho$ ,  $\mu$ ,  $c_p$  et  $\lambda$ , sont celles du mélange air-vapeur d'eau. Elles dépendent de la température et de la concentration en vapeur.

## 2.2. Modèle de turbulence et d'effusion

Le modèle de turbulence choisi pour simuler l'écoulement turbulent à la paroi de la plaque est basé sur les méthodes utilisant le groupe de rénormalisation RNG k- $\epsilon$  sans effusion. Développé par Yakhot et Orsag [18], ce modèle s'étend à la prédiction classique de la viscosité turbulente. Testé et validé par des résultats expérimentaux [16], il est ensuite étendu au cas de la transpiration de la vapeur d'eau dans une couche limite turbulente d'air selon la configuration présentée sur la figure 1. Seules les équations gouvernant les écoulements dans la couche limite turbulente sont présentées. Les hypothèses et les améliorations de ce concept sont présentées dans la référence [18]. Les contraintes turbulentes de Reynolds apparaissant dans l'écoulement principal sont modélisées en utilisant une viscosité turbulente  $\nu_t$ . Les équations qui en découlent sont les suivantes :

$$\frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \rho \alpha_k \nu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho \nu_t \left[ \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho \alpha_\epsilon \nu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \rho \nu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R \quad (7)$$

avec :

$$\nu_{eff} = \nu \left[ 1 + \sqrt{\frac{C_\mu}{\nu} \frac{k}{\sqrt{\epsilon}}} \right]^2 = \nu \left[ 1 + \sqrt{\frac{\nu_t}{\nu}} \right]^2 \quad (8)$$

dans lesquelles :  $C_\mu = 0,0845$ ,  $C_{\epsilon 1} = 1,42$ , et  $C_{\epsilon 2} = 1,68$ .  $\alpha_k$  et  $\alpha_\epsilon$  sont les inverses des nombres de

Prandtl turbulent pour k et  $\epsilon$ ,  $R = \frac{\rho C_\mu \eta^3 (1 - \eta/4,38) \epsilon^2}{1 + 0,012 \eta^3} \frac{1}{k}$ ,  $\eta = S k / \epsilon$ , S est la norme du tenseur  $S_{ij}$ , tel

$$\text{que } S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right)$$

Dans ce modèle, la taille des échelles turbulentes est prise en compte pour déterminer la part de l'énergie qui sera transportée et celle qui sera dissipée. Elle aboutit à des équations de transport de k et  $\epsilon$ , (équations (6) et (7)). La viscosité effective, qui combine les viscosités moléculaires et turbulentes, est calculée à partir de l'équation (8), après résolution des équations de transport pour k et  $\epsilon$  (équations (6) et (7)).

Par ailleurs, la corrélation double fluctuation de concentration -fluctuation de vitesse est reliée au gradient de concentration moyen par l'intermédiaire d'un "nombre de Schmidt turbulent",  $\sigma_m$ , tel que

$$\overline{c' u_j} = - \frac{\nu_t}{\sigma_m} \frac{\partial C}{\partial x_j} \quad (9)$$

avec  $\sigma_m = 1$

### 2.2.1. Conditions aux limites

Dans le modèle RNG k-ε, les phénomènes au voisinage de la paroi sont pris en compte par la loi logarithmique de paroi de Launder et Spalding [19] utilisée selon des conditions d'équilibre (équation (10)):

$$\frac{U}{U^*} = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad \text{pour } 11,2 < y^+ < 100 \quad (10)$$

dans laquelle 
$$U^* = \sqrt{\frac{\tau_p}{\rho}} = C_\mu^{1/4} k_{vois}^{1/2}$$

$\tau_p$  : forces de frottement pariétales,  $\kappa$  : constant de Von-Karman,  $E=9,8$  (constante empirique), et :

$$y^+ = \frac{\rho U^* x_2}{\mu} = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_{vois}^{1/2} x_2}{\mu} \quad (11)$$

$k_{vois}$  : valeur de  $k$ , au voisinage de la paroi (au premier nœud de la maille), déterminée par la résolution, dans la cellule adjacente, de l'équation de transport pour  $k$  (équation (6)) avec pour condition aux limites un gradient normal zéro à la paroi.

La condition aux limites pour  $\epsilon$  ( $\epsilon_p$ ) est donnée par l'hypothèse d'équilibre (production et dissipation de l'énergie cinétique turbulente égales). Ce qui implique la relation (12) au premier nœud de la grille.

$$\epsilon_{vois} = \frac{C_\mu^{3/4} k_{vois}}{\kappa x_{2vois}} \quad (12)$$

( $x_{2vois}$  est, en coordonnées verticales, le point le plus proche de la paroi).

La condition aux limites thermiques à la paroi est donnée par la loi logarithmique de paroi de Launder et Spalding [19] (relation (13)).

$$\frac{\rho c_p \Delta T C_\mu^{1/4} k_{vois}^{1/2}}{q} = \frac{\sigma_h}{\kappa} \ln(Ey^+) + \sigma_h \left( \frac{\sigma_h}{Pr} \right)^{1/4} \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left( \frac{A}{\kappa} \right)^{1/2} \left( \frac{Pr}{\sigma_h} - 1 \right) \quad (13)$$

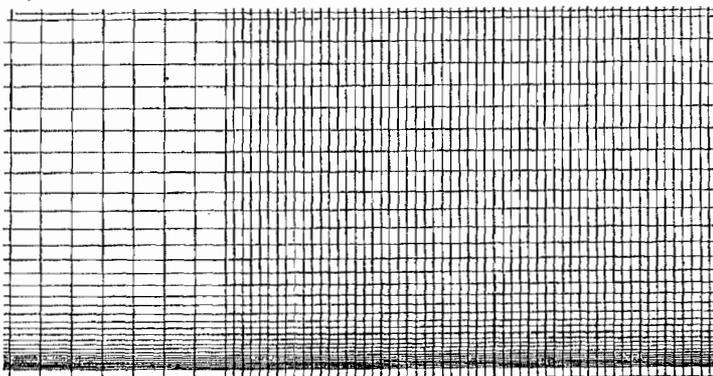
dans laquelle  $q$  représente le transfert thermique à la paroi,  $\Delta T = T_p - T_{vois}$ ,  $Pr$  : le nombre de Prandtl du fluide,  $\sigma_h$  : le nombre de Prandtl turbulent (0,85 au voisinage de la paroi) et  $A$  la constante de Van Driest ( $A=26$ ).  $T_p$  peut être fixée ou calculée selon les conditions aux limites du transfert thermique externe [16].

### 2.2.2. Modèle d'effusion

La paroi poreuse à travers laquelle se fait l'effusion est modélisée à l'aide d'une représentation simplifiée de grains solides et de pores [14]. Elle est représentée par une succession de deux différentes sortes d'éléments. Le premier est semblable à une paroi régie par les lois classiques de paroi. Le second est considéré comme une source de fluide. L'écoulement  $y$  est laminaire, à une température donnée et une vitesse prenant en compte la section transversale à l'intérieur de la plaque. La couche limite, sujette à l'effusion, résulte du mélange de deux écoulements (écoulement principal et fluide injecté). Des détails relatifs à cette modélisation sont présentés dans la référence [20].

### 2.2.3. Méthode numérique

La technique numérique utilisée dans cette étude est une approche du volume fini avec des volumes de contrôle quadrilatéraux et des mailles structurées. Les termes de diffusion sont discrétisés selon une méthode de différence centrale. Un schéma de loi de puissance est utilisé pour les termes convectifs. Le couplage pression -vitesse est calculé selon le schéma de cellule centralisée SIMPLE [21]. Les équations algébriques discrètes sont résolues en utilisant une matrice tridiagonale ligne par ligne [22]. Pour ces calculs, on utilise une grille cartésienne présentée sur la figure 2.



PLANCHER IMPERMEABLE

PAROI POREUSE

**Figure 2: Mailles**

Dans le sens longitudinal, elle est linéaire avec plus de concentration dans la partie poreuse que dans la partie imperméable de la plaque. Dans la direction verticale, la grille peut être soit linéaire soit en progression géométrique. Dans la présente étude, le nombre de nœuds de grilles est de 17000. Les lois de paroi (10) et (13) sont utilisées uniquement pour le premier point au dessus de la paroi tout en restant dans le domaine de validité des lois de parois, en dehors de la sous couche laminaire ( $11,2 < y^+$ ).

**2.3. Résultats**

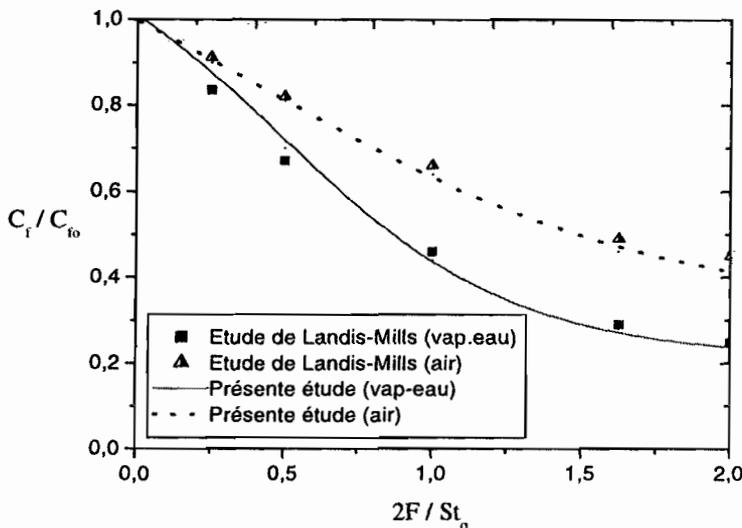
La relation de Simpson [23], (relation (14)); permet de calculer le coefficient de frottement.

$$\frac{C_f}{C_{fo}} \Big|_{Re\theta} = \left[ \frac{\ln(1 + B_f)}{B_f} \right]^{0,7} \tag{14}$$

dans laquelle  $B_f = 2F/C_f$   $0,2 \leq 1 + B_f \leq 65$ , tandis que  $\theta$  (épaisseur de quantité de mouvement) est

calculée par intégration à partir de données numériques. Le coefficient de frottement sans effusion,  $C_{fo}$ , est déterminé par la relation de Anderson [24] (relation (15)).

$$\frac{C_{fo}}{2} = aRe_{\theta}^{-0,25} \quad (a=0,012) \tag{15}$$



**Figure 3 : Coefficients de frottement comparatifs vapeur d'eau-air**

Pour le même taux d'injection et dans le cas d'effusion d'air et de vapeur d'eau, la figure 3 présente le rapport des coefficients de frottement (avec et sans effusion) de l'étude, comparé à ceux de Landis et Mills [25]. Ils sont en très bon accord. Ceux-ci montrent que les résultats de la présente étude prennent correctement en compte la décroissance plus importante du frottement dans le cas d'injection de vapeur d'eau que dans le cas d'effusion d'air.

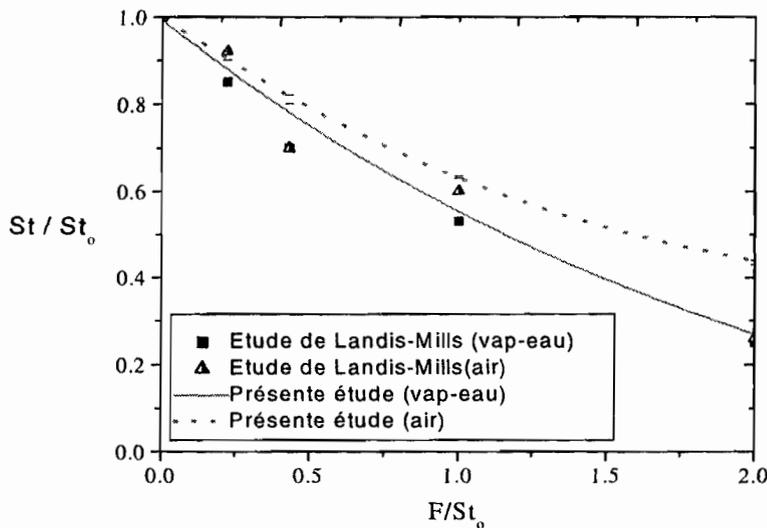
Le nombre de Stanton permet de déterminer le flux thermique échangé entre le fluide chaud et la paroi et donc le coefficient d'échange à la paroi. Cette grandeur est calculée par la corrélation de Whitten et al [26] (relation 16)).

$$\frac{St}{St_0} \Big|_{Re_{\Delta}} = \left[ \frac{\ln(1 + B)}{B} \right]^{1,25} (1 + B)^{0,25} \tag{16}$$

dans laquelle le nombre de Stanton sans effusion est  $St_0 = 0,0128Re_{\Delta}^{-0,25} Pr^{-0,5}$ .  $\Delta$  (épaisseur d'enthalpie) est calculée par intégration à partir de données numériques.

La figure 4 présente les résultats de l'étude comparés aux résultats numériques de Landis et Mills [25] sur les couches limites turbulentes avec effusion pour différents taux d'injection. On remarque que le nombre de Stanton avec effusion de vapeur est inférieur à celui obtenu dans le cas d'effusion d'air, particulièrement

quand le taux d'injection augmente. Par ailleurs, on observe que les résultats de cette étude sont proches des résultats de Landis et Mills notamment pour des taux d'injection élevés. Les écarts constatés peuvent s'expliquer par le fait qu'entre 100 °C et 200 °C, la conductivité thermique des deux espèces étudiées sont proches mais non identiques (0,025 à 0,032 pour la vapeur d'eau contre 0,033 à 0,038 pour l'air).



**Figure 4 :** Nombre de Stanton comparatifs vapeur d'eau-air

Cette première partie de l'étude a permis de mettre en œuvre une méthode pour le calcul des contraintes de frottement et des échanges convectifs sur la face aval de la plaque poreuse refroidie par la transpiration d'eau. Il convient maintenant de quantifier l'amélioration de l'efficacité du système de refroidissement du fait de l'absorption d'énergie par changement de phase liquide-vapeur. La détermination de l'efficacité est menée expérimentalement parce que le code de calcul utilisé (FLUENT) ne permet pas la simulation du changement de phase liquide-vapeur en présence de gaz incondensables.

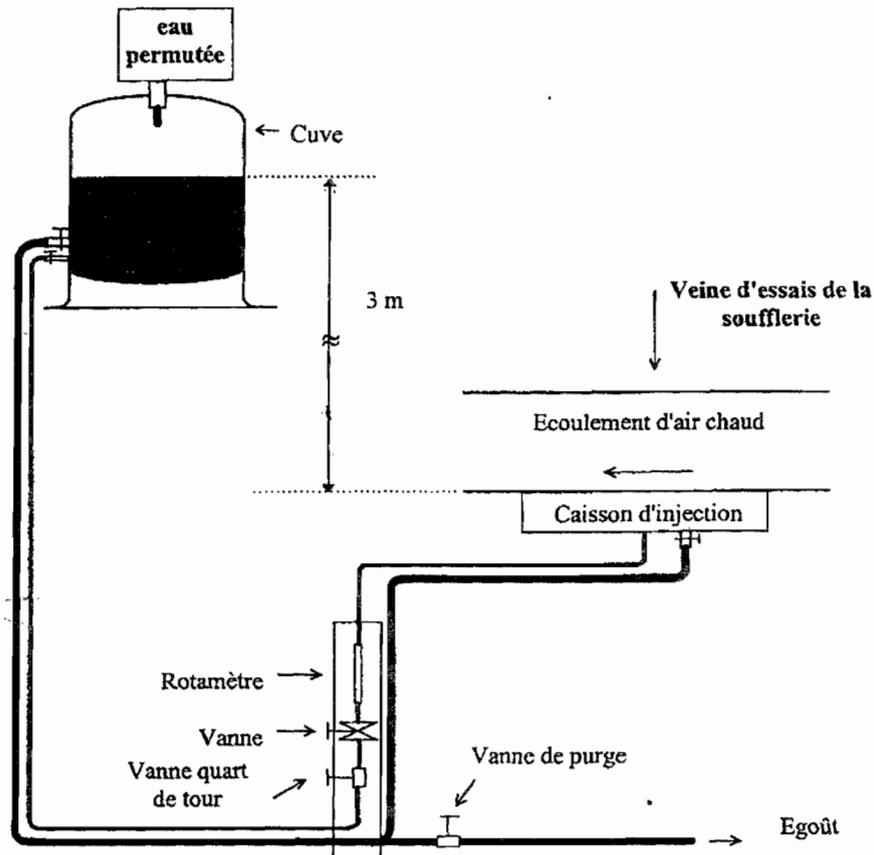
### 3. Etude expérimentale de la transpiration d'eau

L'étude numérique prédictive de la protection thermique de la paroi par la transpiration de vapeur d'eau a conduit à la conclusion que la protection thermique de la paroi par la transpiration de vapeur d'eau est plus efficace que celle de l'effusion d'air. Une étude expérimentale est par conséquent nécessaire pour confirmer ce résultat, d'une part, d'autre part, si des résultats expérimentaux de l'effusion d'air abondent dans la littérature, il n'en est pas de même pour ceux par la transpiration à l'eau, sans doute, à cause de difficultés rencontrées dans sa mise en œuvre. Le but de l'étude est d'y apporter, sur la base des travaux antérieurs, une contribution et aussi d'établir une comparaison entre l'efficacité par la transpiration de liquides (alcool, eau) à celle de l'effusion d'air. Pour cette étude, un banc d'essais composé d'une soufflerie et d'une installation hydraulique, a été conçue.

La soufflerie, essentiellement constituée d'une batterie de résistances chauffantes d'une puissance électrique totale de 120 kW, d'un ventilateur hélico-centrifuge de vitesses variables de 0 à 3000 tr/mn, d'une chambre de tranquillisation et d'une veine d'essai parallélépipédique de 2 m de long, sur 0,5 m de large et de 0,2 m de haut, permet une circulation d'air chaud jusqu'à 300 °C à des vitesses variables, allant jusqu'à 30 m/s. Un tube de Pitot associé à un thermocouple de type K, de diamètre 1 mm, placés tous les deux dans la veine d'essais, permettent de mesurer les vitesses et températures moyennes de l'écoulement principal, jusqu'à la surface de la plaque poreuse pour le thermocouple. La soufflerie est également constituée d'un plafond et d'un plancher, tous deux modulaires, en duralumin et de deux parois latérales en verre pyrex. Le descriptif détaillé, la qualification de l'écoulement et les dispositifs annexes de cette dernière sont présentés dans les références [10] et [11].

L'installation hydraulique, conçue spécifiquement pour les injections de liquides et présentée sur la figure 5, complète l'ensemble du dispositif expérimental. Un descriptif plus détaillé de l'installation hydraulique est présenté dans la référence [27]. Celle-ci permet d'obtenir très facilement le gradient de pression nécessaire au débit demandé tout en tenant compte des pertes de charge inhérentes à l'installation. Le liquide, contenu dans un ballon situé à trois mètres au dessus de l'installation, est acheminé par des flexibles de diamètres

9/11 et 25/32 mm. Le plus petit flexible sert à assurer le faible débit au cours des expériences. Le second sert à remplir rapidement le caisson et également à purger l'ensemble de l'installation.



**Figure 5 :** Installation hydraulique pour études expérimentales aux liquides

Un caisson d'alimentation et son instrumentation (figure 5), insérés dans la veine d'essais de la soufflerie, sont fixés sur un plancher standard en Dural. Afin de visualiser la progression éventuelle du front d'ébullition du réfrigérant dans celui-ci, il est muni de hublots en verre PYREX de 6 mm d'épaisseur sur deux parois latérales. L'injection du fluide dans la plaque poreuse s'effectue par l'intermédiaire de ce caisson.

Les plaques poreuses, sur lesquelles porte l'étude, sont de dimension  $200 \times 500 \times 3 \text{ mm}^3$ . Elles sont choisies pour leur qualité de résistance thermo-mécanique, leur résistance à la corrosion et d'homogénéité de porosité. Elles sont en acier inoxydable fritté, leur porosité est de 30% et leur diamètre moyen de grain de  $30 \mu\text{m}$ . Elles sont fixées sur la partie supérieure du caisson.

#### Instrumentation

- Les températures à mesurer sont celles de la paroi (cinq thermocouples chromel-alumel sont soudés par dessus et en dessous de la plaque poreuse), d'une part, celle du fluide réfrigérant disposé dans le caisson, d'autre part. Quant à celle de l'écoulement principal, elle est fixée par une consigne.
- Les débits de liquides sont mesurés à l'aide d'un débitmètre Rosemount étalonné préalablement à une solution eau-Perfluoralcool Polyéthoxylé de concentration 0,01% en volume. Le rôle de cet agent tensio-actif sera précisé par la suite. Quant aux débits de l'air, ils sont calculés à partir du débit massique de l'écoulement mesuré à l'aide d'un diaphragme.

#### Expérimentation

Des essais, à  $100 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $150 \text{ }^\circ\text{C}$  et  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ , ont été réalisés, en faisant varier le débit du fluide réfrigérant à travers la plaque poreuse. Un enregistreur de températures multivoies indique les valeurs de températures de paroi et du réfrigérant. Le courant principal, qui est l'air, est maintenu à la vitesse de  $10 \text{ m/s}$ , vitesse suffisante pour créer une couche limite turbulente à la paroi de la plaque poreuse. Si les expérimentations à l'air et à l'alcool n'ont posé aucun problème, il n'en a pas été de même pour les expérimentations à l'eau. En effet, lors des essais, il a été constaté que l'eau ne traverse la plaque poreuse qu'en certains points spécifiques et qu'un écoulement en film n'apparaît seulement qu'en ces points, tandis que certaines zones restent sèches, même avec une augmentation du débit du réfrigérant et l'utilisation de plaques de différentes porosités. De surcroît, ces "zones de mouillage" varient d'un essai à un autre, ce qui "disculpe" l'hétérogénéité de la taille des pores. Il s'agit d'un problème d'une

échelle plus macroscopique. Plusieurs hypothèses sont avancées pour expliquer cette hétérogénéité de la plaque poreuse.

- La planéité imparfaite de la plaque poreuse dans le système. Cette hypothèse a été écartée parce qu'après correction de cette anomalie, le problème est demeuré le même.
- La "pollution" de la plaque, notamment par les graisses suite aux nombreuses manipulations manuelles. Pour minimiser cette "pollution", non seulement des précautions particulières de manipulation de la plaque ont été prises, mais elle a également subi des traitements à l'acétone. Immédiatement après traitement, l'eau traverse parfaitement tout point de la plaque contenant encore l'acétone. Cependant, une fois la plaque complètement séchée, son comportement redevient hétérogène.
- Le phénomène de tension interfaciale entre l'eau, les parois internes du matériau et l'air. Ce dernier rend la plaque poreuse hétérogène et la conséquence est la répartition non uniforme de l'eau à sa surface.

La tension superficielle  $\sigma$ , d'un liquide, est une caractéristique prépondérante dans l'étude des phénomènes de surface. Elle est définie comme étant la force de traction existant à la surface d'un liquide et qui s'oppose à la dilatation de celle-ci. Zisman [28] a introduit la notion de tension superficielle critique  $\sigma_c$ , pour prédire le mouillage des surfaces par les liquides. D'après Zisman tout liquide, dont la tension superficielle est inférieure à la tension superficielle critique d'une surface, mouille celle-ci. Un liquide dont la tension superficielle est plus basse que celle de l'eau mouille l'acier inoxydable. La tension superficielle de l'eau à la température de 20 °C est de  $72,8 \cdot 10^{-3}$  N/m. Elle ne mouille pas l'acier inoxydable. Celle de l'alcool éthylique à la même température est de  $22,8 \cdot 10^{-3}$  N/m. L'alcool éthylique mouille l'acier inoxydable. Conclusion, pour assurer la mouillabilité et une répartition plus uniforme de l'eau à la surface de la plaque poreuse, il faut appliquer la théorie de Zisman. Dans le but de baisser la tension superficielle de l'eau afin qu'elle mouille uniformément la surface de la plaque, des études préliminaires avec plusieurs agents tensio-actifs ont été conduites. Celui qui a donné le meilleur résultat (très faible proportion dans l'eau pour une très bonne mouillabilité de la plaque poreuse) a été retenu. Il s'agit du Perfluoralcool Polyéthoxylé à raison de 0,01% en volume dans l'eau. Les essais ont été poursuivis avec des solutions eau-Perfluoralcool-Polyéthoxylé dans la proportion indiquée.

#### 4. Résultats

Les figures 6 et 7 présentent le profil des températures de paroi mesurées pour des écoulements potentiels de 10 m/s pour des températures comprises entre 100 et 200 °C. Le comportement du système de protection thermique présente deux régions distinctes (notées I et II). Pour les très faibles taux d'injection de liquides (inférieurs à 0,05%) (région I), la paroi est sèche et chaude, l'évaporation du réfrigérant se produit dans le caisson d'injection sous la plaque poreuse. Pour des taux d'injection un peu plus élevés (région II), la paroi est humide et refroidie par le réfrigérant. L'évaporation se produit sur la face supérieure de la paroi. Entre ces deux régions, se produit une forte chute de la température de la paroi avec le taux d'injection. Le réfrigérant pénètre dans le milieu poreux par le point bas et une augmentation du taux d'injection est nécessaire pour que toute la surface de la paroi soit protégée. Une fois la paroi uniformément protégée, une augmentation du débit de réfrigérant n'apporte aucune amélioration à la protection thermique de la paroi. Expérimentalement, on observe que la quantité supplémentaire injectée ne s'évapore pas mais s'écoule en film sur la paroi. On a pu mesurer l'épaisseur du film d'éthanol à l'aide d'un système de déplacement micrométrique. Elle n'excède pas 0,4 mm pour les plus forts taux d'injection.

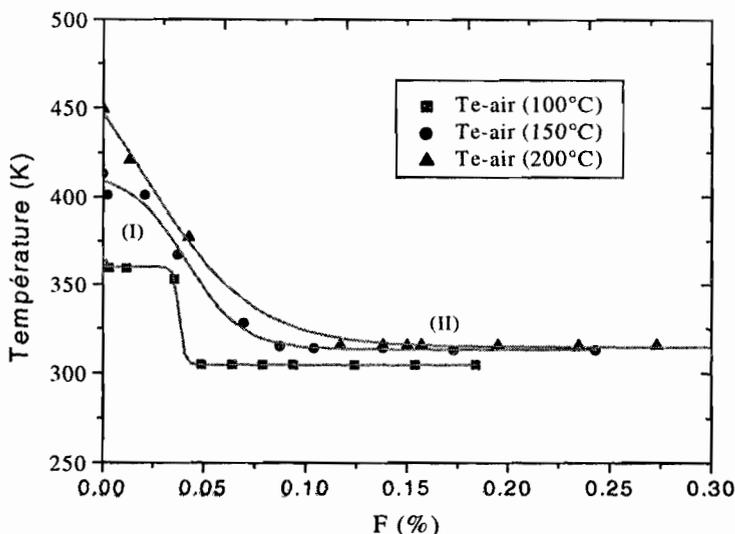
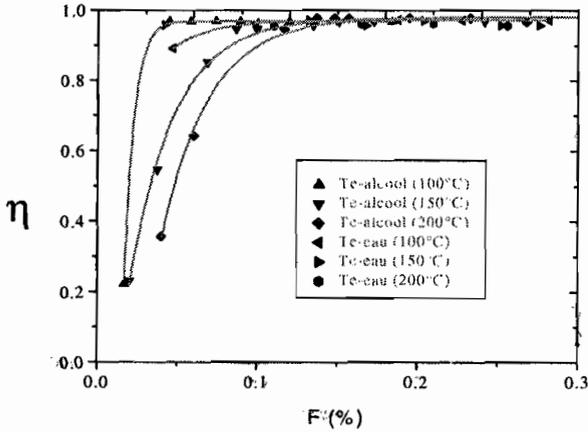


Figure 6 : Température de paroi refroidie par air



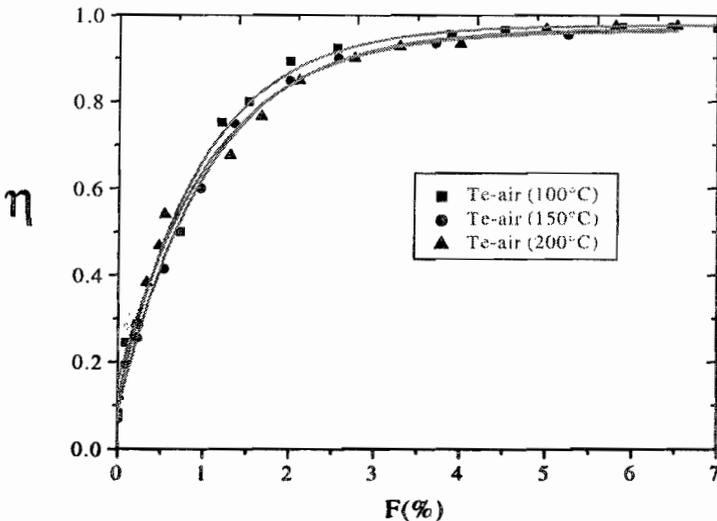
**Figure 7 :** Température de paroi refroidie par liquides (alcool et eau)

L'efficacité,  $\eta$ , du système de protection par transpiration est une grandeur adimensionnelle qui permet de comparer les différentes séries de mesures. Elle se définit par la relation

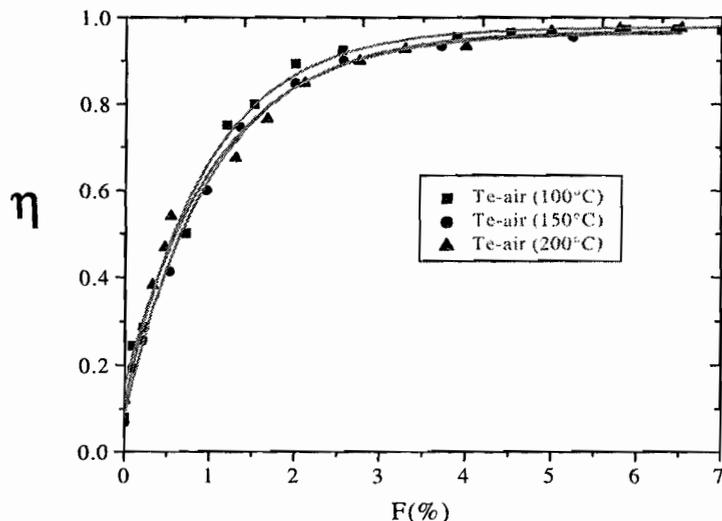
$$\eta = \frac{T_e - T_p}{T_e - T_{inj}} \tag{17}$$

dans laquelle  $T_e$ ,  $T_p$  et  $T_{inj}$  représentent respectivement les températures de l'écoulement principal chaud, de paroi et du fluide réfrigérant injecté.

Les figures 8 et 9 présentent les efficacités du refroidissement de la paroi de la plaque poreuse en fonction du taux d'effusion pour les niveaux de températures de 100 °C, 150 °C et 200 °C de l'écoulement principal chaud. Elles tendent toutes vers une valeur maximale de 0,97. On remarque cependant que, cette valeur maximale est atteinte plus rapidement lorsque la température de l'écoulement principal est plus faible. Ceci est dû au rayonnement sur la paroi. En effet, pour un écoulement plus chaud, le rayonnement des parois chaudes est plus important. Ce qui nécessite un refroidissement de la plaque par convection interne plus conséquent pour atteindre la même efficacité. Par ailleurs, pour atteindre cette valeur limite, les taux d'injection requis sont beaucoup plus faibles lorsque le réfrigérant est liquide : 0,04% pour l'eau, 0,1% pour l'alcool et 4% pour l'air, soit un taux d'injection 100 fois plus élevé pour l'air, 2,5 fois plus élevé pour l'alcool, comparé à celui de l'eau. Ceci confère aux liquides une efficacité de protection beaucoup plus importante, que celui des gaz, en rapport avec les chaleurs latentes respectives des liquides utilisés. Une augmentation du débit du réfrigérant au-delà de ces valeurs limites du taux d'effusion est inutile puisqu'elle n'influe pas plus sur les températures de paroi qui se stabilisent.



**Figure 8 :** Efficacité de l'effusion d'air



**Figure 9 :** Efficacité de la transpiration de liquides (eau et alcool)

### Conclusion

Dans le but d'étudier la protection thermique de parois poreuses soumises à un écoulement de gaz chauds, une nouvelle approche de méthode expérimentale du refroidissement de parois par la transpiration d'eau, a été mise au point. Elle a permis de quantifier l'efficacité de la transpiration de l'eau, d'une part, d'établir une comparaison avec les efficacités de refroidissement par différents fluides, d'autre part. Elle a particulièrement permis de mettre en relief l'importance relative du changement de phase de réfrigérants liquides et son efficacité par rapport à celle de l'air. Cette étude expérimentale, qui confirme l'étude numérique sur l'interaction entre un fluide pariétal chaud en écoulement et un fluide frais dans la couche limite, ouvre de nouvelles perspectives pour de nouvelles applications industrielles où la recherche de rendements thermiques de plus en plus élevés commandent des températures de cycles de plus en plus importantes et donc des méthodes de protection thermique de parois de plus en plus performantes. Afin d'optimiser la protection thermique par l'effusion, c'est à dire diminuer le taux de consommation de réfrigérant, il n'est pas à exclure que dans un futur proche, l'air, réfrigérant le plus couramment utilisé, se voit substituer par l'eau; seul liquide disponible en toute circonstance, bon marché, présentant une enthalpie de changement de phase intéressante et ne présentant aucun danger de manipulation.

### Références

- [1] MICKLEY, H.S., ROSS, R.C., SQUIERS A.L., STEWART W.E. (1954). Heat Mass and Momentum Transfer for Flow over a flat plate with blowing or suction, NACA, Technical Note 3208, Washington.
- [2] MOFFAT R.J., KAYS W.M. (1968). The turbulent boundary layer on a porous plate : experimental heat transfer with uniform blowing and suction, Int. J. Heat Mass Transf. 11 (10), 1547-1566.
- [3] WHITTEN D.C. MOFFAT R.G., KAY W.M. (1970). Heat transfer to a turbulent boundary layer with non-uniform blowing and surface temperature, in : 4<sup>th</sup> Int. Heat Transf. Conf., Versailles, France.
- [4] MIRONOV B.P., VASECHKIN V.N., MAMONOV V.M. YARYGINA N.I. (1981). Heat and Mass Transfer at high free-stream turbulence as a function of injection rate, Heat Transfer Soviet Research 13 (5) 54-64.
- [5] MOFFAT R.J., KAYS W.M. (1984). A review of turbulent boundary layer heat transfer research at Stanford, 1958-1983, Adv. Heat Transfer 16 241-345.
- [6] MIRONOV B.P., VASECHKIN V.N., YARYGINA N.I. (1985). Heat transfer behind the injection section at different levels of free-stream turbulence, Heat and Technology 3 (1) 1-11.
- [7] KUTATELADZE S.S., LEONTIEV A.I. (1990). Heat transfer, mass transfer, and friction in turbulent boundary layers, Hemisphere Publishing Corporation, New York.

- [8] LEBEDEV V.P., LEMANOV V.V., MISYURA S.Y., TEREKOV V.I. (1994). Efficiency of a protective gas film with high injection ratios in a highly turbulent main flow, *J. Appl. Mech. Tech. Phys.* 35 (1) 49-52.
- [9] TEDESCHI G., FRANÇA G.A.C., LALLEMAND A. (1995). Refroidissement d'une paroi plane par transpiration : comparaison de différents modèles pour le calcul des échanges thermiques, in : *Congrès de la Société Française des Thermiciens, Poitiers*, 206-211.
- [10] RODET J.C., CAMPOLINA FRANÇA G.C.A., PAGNIER P., MOREL R., LALLEMAND A. (1997). Etude en soufflerie thermique du refroidissement de parois poreuses par effusion de gaz, *Rév. Gén. Therm.* 37 (2) 123-136.
- [11] CAMPOLINA FRANÇA G.C.A., PAGNIER P., LALLEMAND A. (1998). Simulation des transferts de masse et de chaleur par modélisation à bas nombres de Reynolds dans un écoulement avec effusion locale en canalisation, *Rév. Gén. Therm.*, 37 205-222.
- [12] BELLETTRE J., BATAILLE F., LALLEMAND A. (1997). Blowing with gas or water, in : 11<sup>th</sup> symposium on turbulent shear flows, Grenoble, France, (3) 3.1-3.5.
- [13] BELLETTRE J., BATAILLE F., LALLEMAND A. (1998). Two-phase aspect of the blowing in a turbulent boundary layer, in : *Proceeding of 3<sup>th</sup> Intern. conf. on multiphase flow, Lyon, France, June 8-12*, 8p.
- [14] BELLETTRE J., BATAILLE F., LALLEMAND A. (1999). Prediction of thermal protection of walls by blowing with different fluids, *Int. J. Therm. Sci.* 38 492-500.
- [15] BELLETTRE J., BATAILLE F., ANDOH Y.H., LALLEMAND A. (1999). Etude du refroidissement par transpiration en géométrie plane, in : *Congrès franç. de la S.F.T., Arcachon, France; 539-544*.
- [16] BELLETTRE J., BATAILLE F., LALLEMAND A. (1999). A new approach for the study of turbulent boundary layers with blowing, *Intern. J. Heat Mass Transf.*, 42 2905-2920.
- [17] BELLETTRE J., BATAILLE F., RODET J.C., LALLEMAND A. (2000). Thermal behavior of porous plates subjected to air blowing, *Journ. Of Therm. Phys. And Heat transfer* 14 (4) 523-532.
- [18] YAKHOT V., ORSAG S.A. (1986). Renormalization Group Analysis of Turbulence, I. Basic Theory, *J. of Sci. Comput.*, 1(1) 1-51.
- [19] B.E. LAUNDER, D.B. SPALDING, (1974) The numerical computation of turbulent flow, *Computer methods Appl. Mech. Eng.* 3 269-288.
- [20] BELLETTRE J., BATAILLE F., LALLEMAND A. (1997), A study of a turbulent boundary layer with injection, in : *ASME fluids engineering division summer meeting, Symposium on separated and complex flow, Vancouver, Canada*, 8 p.
- [21] PATANKAR S.V. (1980). *Numerical Heat transfer and fluid flow*, Whashington : Hemisphere Publishing Corp. 196 p.
- [22] FLUENT. (1995). *User's guide version 4.3*. Lebanon : Fluents Inc.
- [23] SIMPSON R.L., MOFFAT R.J., KAYS W.M. (1969). The turbulent boundary layer on a porous plate: experimental skin friction with variable injection and suction, *Int. J. Heat Mass Transf.* 12 771-789.
- [24] ANDERSON P.S., KAYS W.M., MOFFAT R.J. (1975). Experimental results for the transpired turbulent boundary layer in an adverse pressure gradient, *Int. Fluid Mech.* 69 353-375.
- [25] Landis R.B., Mills F. (1972). The calculation of turbulent boundary layers with foreign gas injection, *Int. J. Heat Mass Transf.* 15 1905-1932.
- [26] WHITTEN D.G., MOFFAT R.J., KAYS W.M. (1970). Heat transfer to a turbulent boundary layer with non-uniform blowing and surface temperature, in : *Proceeding of the 4<sup>th</sup> International. Heat Transfer Conference, Versailles, France, Paper FC 8.8*, 12 p.
- [27] BELLETTRE J. (1998). Transferts de masse et de chaleur dans la couche limite pariétale et à l'intérieur d'une paroi poreuse plane soumise à de l'effusion ou de la transpiration, thèse de doctorat. INSA de Lyon, 172 p.
- [28] ZISMAN W.A. (1963). Influence of constitution on adhesion. *Ind. Eng. Chem.*, 55 (10) 18-38.

Received : 11/01/03

Accepted : 11/05/03