

Etude d'un écoulement turbulent de convection naturelle en enceinte cubique comprenant un obstacle partiellement chauffé induisant des conditions aux limites instationnaires.

Alexandre WEPPE, Florian MOREAU*, Didier SAURY

Institut Pprime UPR CNRS 3346, CNRS - ENSMA - Université de Poitiers
Téléport 2, 1 avenue Clément Ader, BP40109, F-86961 Futuroscope Cedex, France

*(auteur correspondant : florian.moreau@ensma.fr)

Résumé - Ce papier présente l'étude expérimentale d'un écoulement turbulent de convection naturelle se développant dans une enceinte cubique comprenant un obstacle cubique partiellement chauffé. Des conditions aux limites instationnaires, pour la température, sont appliquées sur une des faces de l'obstacle. Cela permet d'obtenir des régimes d'écoulements proches de ceux rencontrés dans le capot moteur d'une voiture. Ainsi pour des nombres de Rayleigh variant entre $0,25 \times 10^9$ et $1,98 \times 10^9$, une analyse de la dynamique de l'écoulement est menée et des propriétés de similarité de la couche limite se développant le long de la paroi chauffée de l'obstacle sont mises en évidence.

Nomenclature

A_h	rapport de forme de la cavité, basé sur une hauteur h . $A_h = h/L$	α	diffusivité thermique à T_0 , $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
H_{obs}	hauteur de l'obstacle chauffant, m	β	coefficient de dilatation thermique volumétrique à T_0 , K^{-1}
L	longueur de la cavité, m	ϵ	émissivité
Pr	nombre de Prandtl	λ	conductivité, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Ra	nombre de Rayleigh basé sur L_{ref} , $Ra = \frac{g\beta(T_c - T_f)L_{ref}^3}{\nu\alpha}$	μ	viscosité dynamique à T_0 , $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
T	température, K	ν	viscosité cinématique à T_0 , $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
T_0	température de référence, $T_0 = \frac{(T_c + T_f)}{2}$, K	ρ	masse volumique à T_0 , $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
V_{ref}	vitesse de référence de l'écoulement, $V_{ref} = \frac{\alpha}{H_{obs}} \sqrt{Ra_{H_{obs}}}$, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	τ	temps caractéristique de chauffage, min
U, V, W	vitesse adimensionnées, $\frac{u, v, w}{V_0}$	<i>Indices</i>	
X, Y, Z	coordonnées adimensionnées, $\frac{x, y, z}{L}$	c	relatif à la paroi chaude
t^*	temps adimensionné, $\frac{t}{\tau}$	f	relatif à la paroi froide
<i>Symboles grecs</i>		amb	relatif à l'environnement ambiant
		obs	relatif à l'obstacle
		ref	relatif à une référence

1. Introduction

Les écoulements soumis à des effets de flottabilité prépondérants sont observés dans de nombreux secteurs industriels, tels que le nucléaire ou l'automobile. On peut par exemple citer la problématique du refroidissement d'un compartiment moteur qui est un point essentiel dans le dimensionnement d'un véhicule. Suite à un arrêt brutal du moteur après une forte sollicitation, l'intégrité du moteur doit être préservée alors qu'il n'est plus refroidi par un écoulement externe forcé. Pour de telles situations, la convection naturelle, souvent en régime turbulent, doit permettre d'assurer le refroidissement.

Le projet ANR MONACO.2025, au sein duquel s'inscrit cette étude expérimentale, a pour

ambition de résoudre les problèmes rencontrés par les partenaires industriels lors de simulations d'écoulements turbulents avec effets de flottabilité dominants en espace confiné ainsi que d'améliorer la compréhension des phénomènes physiques observés pour ce type d'écoulement. En effet, à ce jour, les modèles RANS développés et compatibles avec des temps de calculs adaptés à un contexte industriel ne rendent pas compte avec une précision suffisante des interactions entre la turbulence et les effets de flottabilité et par conséquent les transferts sont souvent mal quantifiés.

Une configuration de référence est définie, permettant d'étudier un écoulement d'air, en espace confiné, représentatif des régimes rencontrés dans le domaine automobile. Le nombre de Rayleigh utilisé ici est proche de ceux rencontrés en configuration sous-capot ($Ra \simeq 10^8 - 10^9$). Le compartiment moteur a été simplifié en une enceinte cubique comportant en son sein un obstacle cubique partiellement chauffé sur l'une de ses faces verticales. Cet obstacle occupe plus de 50% du volume interne disponible.

Plusieurs études, en majorité numériques, traitent de l'influence d'un obstacle dans une cavité. House et al. [1] ont étudié l'impact de la taille et de la conductivité d'un bloc non-chauffé au centre d'une cavité différentiellement chauffée tandis que Ha et Jung [2] se sont intéressés plus spécifiquement à l'influence d'un bloc chauffant sur les transferts de chaleur conjugués conduction/convection dans une cavité de ce type. Yang et Tao [3] ont étudié des écoulements de convection naturelle générés par une plaque verticale chauffée dans une cavité cette fois-ci aux parois froides. Cependant, les écoulements considérés dans ces études se situent en régime laminaire, ce qui n'est pas représentatif des écoulements sous-capot qui peuvent être instationnaires ou turbulents. D'autres études numériques considèrent des écoulements à nombre de Rayleigh pouvant atteindre $Ra = 1 \times 10^{11}$ dans le cas d'une cavité carré différentiellement chauffée avec variation linéaire de la température imposée aux parois horizontales (Sebilleau et al. [4]) et $Ra = 1 \times 10^{10}$ dans le cas d'une cavité fermée de rapport de forme vertical $A_h = 4$ (Trias et al. [5]). Pour ce même rapport de forme, Saury et al. [6] ou Belleoud [7] ont étudié expérimentalement les écoulements au sein d'une cavité différentiellement chauffée pour un nombre de Rayleigh atteignant $Ra = 1,2 \times 10^{11}$ en respectant l'approximation de Boussinesq. Si certaines similarités entre les écoulements en cavité différentiellement chauffée et les configurations d'écoulement avec obstacle sont observables, la perturbation de l'écoulement induite par l'obstacle ainsi que les conditions aux limites modifient la topologie de l'écoulement. Expérimentalement le chauffage et le refroidissement instationnaire dans une cavité ou un canal différentiellement chauffé n'ont pas encore été étudiés. L'obstacle dans la configuration proposée dans ce travail est chauffé partiellement et de façon instationnaire.

Le dispositif expérimental et la métrologie associée sont tout d'abord présentés. Les résultats obtenus sont ensuite détaillés en se focalisant sur ce qui se passe dans le canal différentiellement chauffé vertical. Dans un premier temps, la dynamique globale de l'écoulement est décrite en s'appuyant sur des champs et des profils de vitesse. Dans un second temps, une loi d'échelle est appliquée à la couche limite se développant le long de l'obstacle chauffée.

2. Dispositif expérimental et métrologie

2.1. Dispositif expérimental

Dans cette étude, une enceinte cubique de côté $L = 1$ m (dimension intérieure) est utilisée. Un obstacle cubique de côté $H_{obs} = 0,8$ m et chauffé sur l'une de ses faces verticales est placé au sein de cette enceinte (Fig. 1 et 2). Les coordonnées physiques sont adimensionnées par la longueur de l'enceinte, L .

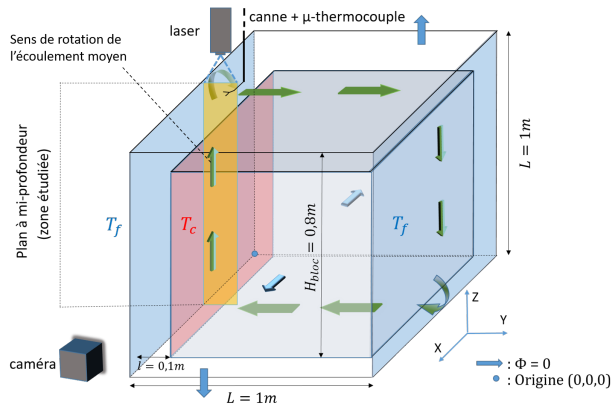


Figure 1 : Schéma du dispositif expérimental

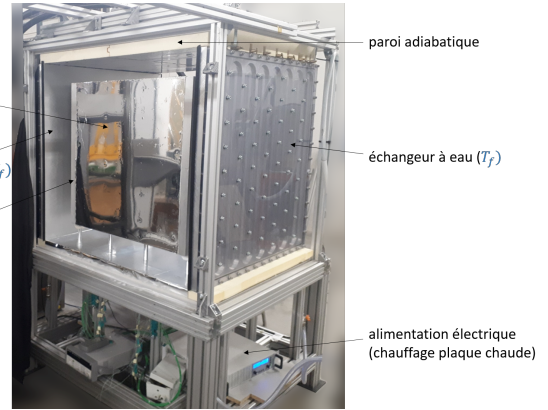


Figure 2 : Photo du dispositif expérimental

Les parois de l'enceinte comportant l'obstacle partiellement chauffé sont de deux types : (i) isotherme ou (ii) isolée. Deux échangeurs à eau en aluminium (conductivité $\lambda = 174 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) imposent une température $T_f = T_{amb}$ aux parois latérales de l'enceinte au moyen de deux bains thermostatés. Les parois horizontales haute et basse de l'enceinte sont en polystyrène extrudé (conductivité $\lambda = 0,035 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) et sont donc considérées comme adiabatiques. Elles sont de plus recouvertes d'une feuille de Mylar afin de limiter les effets du rayonnement ($\epsilon = 0,08$). Les parois avant et arrière sont quant à elles en verre d'épaisseur 6 mm ce qui permet de visualiser l'écoulement. Des blocs de polystyrène extrudé sont maintenus devant ces parois afin de conserver leur caractère adiabatique tout en laissant la possibilité de libérer des espaces pour la visualisation. L'obstacle interne partiellement chauffé est maintenu par quatre supports en polymère qui limitent les échanges conductifs (conductivité $\lambda = 0,25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) et sont positionnés aux quatre extrémités de la face basse du cube afin de limiter les perturbations dans le plan médian où nous effectuons nos mesures. Cet obstacle est notamment composé de deux plaques d'aluminium (conductivité $\lambda = 174 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) d'épaisseur $e = 4 \text{ cm}$. Une des faces est chauffée de manière homogène par l'intermédiaire d'un câble chauffant à une température $T_c(t)$. C'est cette plaque dont la température va varier au cours du temps afin d'obtenir des conditions aux limites instationnaires. Ces deux plaques forment les faces latérales de l'obstacle placées en regard des parois à température imposée (T_f). Entre ces deux plaques est disposée une succession de panneaux en laine de roche, d'une plaque en POM-C et d'une plaque en Ertalon. De cette manière, la température diminue de la paroi chaude de l'obstacle jusqu'à la paroi inerte en préservant la tenue mécanique de l'ensemble. Les faces avant, arrière, haute et basse de l'obstacle sont recouvertes de plaques de POM-C d'épaisseur 4 mm pour préserver un bon état de surface. Ces plaques sont recouvertes d'une feuille de Mylar. Plus de détails sur le dispositif sont disponibles dans la thèse d'A. Weppe [8].

2.2. Chauffage instationnaire de la plaque chauffée de l'obstacle

L'objectif est d'obtenir des conditions aux limites instationnaires pour la température ($T_c(t)$) de la plaque chauffée de l'obstacle. Cela va induire une augmentation au cours du temps de la différence de température entre la plaque chaude et de la plaque froide, $\Delta T(t) = T_c(t) - T_f$.

Le protocole expérimental consiste dans un premier temps à chauffer la plaque en y injectant et en y maintenant une puissance initiale faible de 12 W de façon à obtenir un régime initial stabilisé. Cette injection de puissance faible a pour objectif d'obtenir un écoulement reproductible dans l'enceinte avec des conditions aux limites stables. Dans un second temps, à partir de $t \geq 0$, la puissance est fixée à $P = 493 \text{ W}$. Cela produit une augmentation de l'écart de température ΔT en fonction du temps (voir Fig.3) dans le canal verticalement différentiellement chauffé. Le temps

caractéristique de montée en température de l'expérience est $\tau = 242$ min [8]. Ce temps est utilisé par la suite pour adimensionner les données présentées : $t^* = \frac{t}{\tau}$

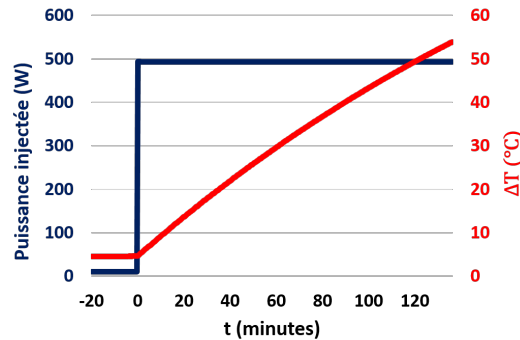


Figure 3 : Evolution de la puissance injectée et de l'écart de température en fonction du temps

La différence de température entre la paroi chaude de l'obstacle et la paroi froide de l'enceinte, $\Delta T = T_c - T_f$, varie donc au cours du temps. La gamme de variation s'étend de $\Delta T = 4,6^\circ\text{C}$ à $\Delta T = 53,4^\circ\text{C}$. Cela va induire une variation du nombre de Rayleigh basé sur la hauteur de l'obstacle de $Ra_{H_{obs}} = 0,25 \times 10^9$ à $Ra_{H_{obs}} = 1,98 \times 10^9$.

2.3. Les mesures de vitesse par PIV

Les mesures de vitesse sont obtenues par vélocimétrie par image de particules (PIV). Le laser est un laser pulsé double têtes Nd-YAG Litron®. Les deux têtes laser émettent chacune une impulsion d'énergie 50 mJ à une longueur d'onde 532 nm et à une fréquence de 25 Hz. La caméra utilisée pour enregistrer les impulsions laser est une caméra MX ayant un capteur de dimension 5120×5120 pixels². Un champ de taille 490×100 mm² est obtenu lorsque l'image couvre toute la largeur du canal vertical. Des particules d'huile de paraffine ont été choisies pour visualiser l'écoulement. Le rapport de la vitesse de sédimentation (V_{sed}) sur la vitesse maximale de l'écoulement (V_{max}) est de l'ordre de $\frac{V_{sed}}{V_{max}} \simeq 1,5 \times 10^{-3}$. Ce ratio étant faible, on peut considérer ces particules comme de bons traceurs de l'écoulement. Lors d'une acquisition 5000 images sont enregistrées pendant 200 s ce qui permet la convergence statistique des vitesses moyennes. Pendant ce temps, la température de la plaque chaude, T_c , monte d'environ $1,5^\circ\text{C}$. Augmenter ce temps de mesure pour obtenir une convergence statistique des fluctuations de vitesse induirait une augmentation T_c et donc une augmentation des vitesses moyennes rendant la convergence impossible. En conséquence, ce travail se limite à l'étude des valeurs moyennes de vitesse. Les vitesses obtenues sont adimensionnées par la vitesse de référence de l'écoulement $V_{ref} = \frac{\alpha}{H_{obs}} \sqrt{Ra_{H_{obs}}}$ déterminée à $\Delta T = 4,6^\circ\text{C}$ (i.e. à $t = 0$).

3. Résultats

L'étude présentée ici se focalise sur la partie gauche du dispositif expérimental (Fig.1) que nous appellerons le canal vertical chauffé.

Dans un premier temps, des champs et de profils de vitesse sont présentés et analysés. Puis une loi d'échelle est appliquée à la vitesse verticale moyenne de la couche limite se développant le long de la paroi de l'obstacle chauffé.

3.1. Dynamique de l'écoulement dans le canal vertical chauffé

L'évolution en fonction du temps (et en fonction de l'écart de température ΔT) des champs de vitesse moyenne sont tracés en figure 4.

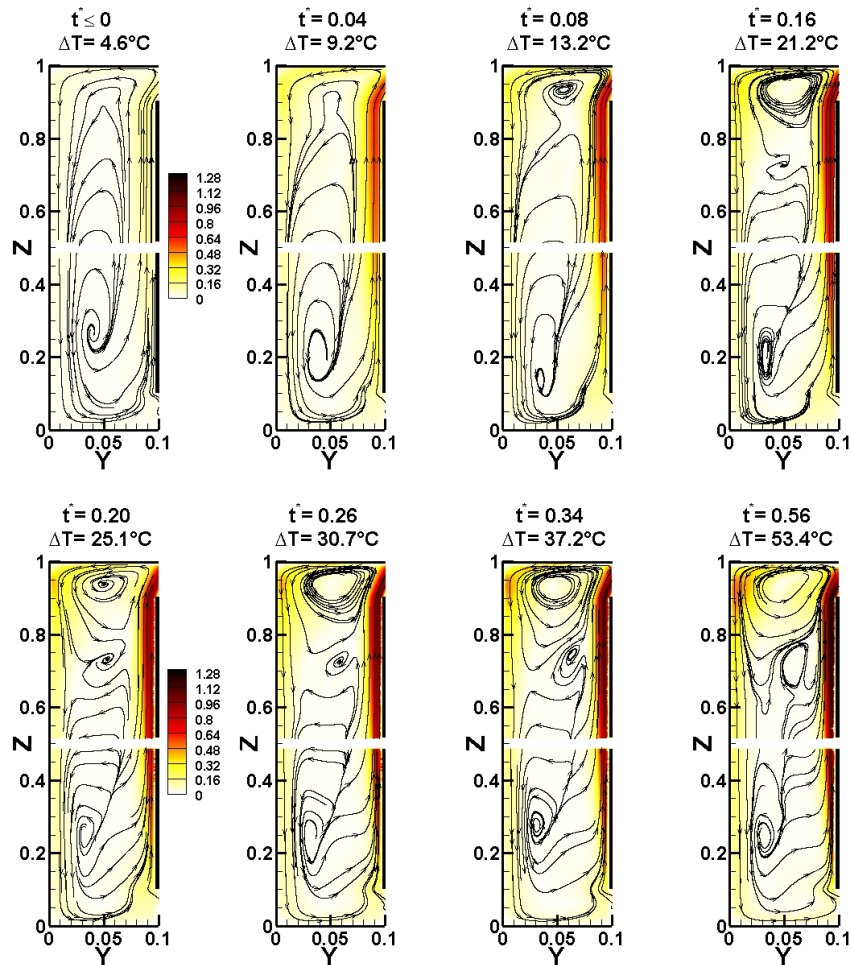


Figure 4 : Champs de la norme de la vitesse moyenne et trajectoires pour des écarts de température allant de $\Delta T = 4,6^{\circ}\text{C}$ à $\Delta T = 53,4^{\circ}\text{C}$ (dans le plan vertical médian du canal vertical chauffé)

Pour $\Delta T(t^* \leq 0) = 4,6^{\circ}\text{C}$, une couche limite se développe le long de la paroi chauffée de l'obstacle à $Y = 0,1$ (voir aussi la figure 5). En arrivant au bord supérieur de l'obstacle ($Z = 0,9$) l'écoulement se divise en deux parties. La première partie se dirige à droite vers le canal horizontal et la seconde partie se dirige à gauche le long de la paroi froide ($Y = 0,1$). Une couche limite se développe alors le long de la paroi froide de l'enceinte. En arrivant en bas de cette paroi, l'écoulement finit par rejoindre la paroi verticale chauffée de l'obstacle. Par ailleurs, une cellule de recirculation est présente dans la partie inférieure du canal. Cependant les vitesses associées à cette recirculation sont très faibles.

A mesure que l'écart de température ΔT augmente, l'écoulement s'intensifie. Les profils de vitesse moyenne verticale de la figure 5 montrent une augmentation du maximum de vitesse d'un facteur 2,14 entre $\Delta T = 9,2^{\circ}\text{C}$ et $\Delta T = 53,4^{\circ}\text{C}$. Cette augmentation s'accompagne d'une diminution de l'épaisseur de la couche limite. Ce phénomène a déjà été observé par Le Quéré [9] et est dû à l'équilibre entre les forces de viscosité et la poussée d'Archimède dans la sous-couche visqueuse. Le long de la paroi froide ; c'est une augmentation par un facteur 2,7 qui est observée pour les mêmes paramètres. Par ailleurs, à partir de $\Delta T = 13,2^{\circ}\text{C}$, on peut remarquer la naissance d'une zone de recirculation dans la partie supérieure du canal.

A la suite de cette analyse, nous avons essayé de voir s'il était possible de trouver des pro-

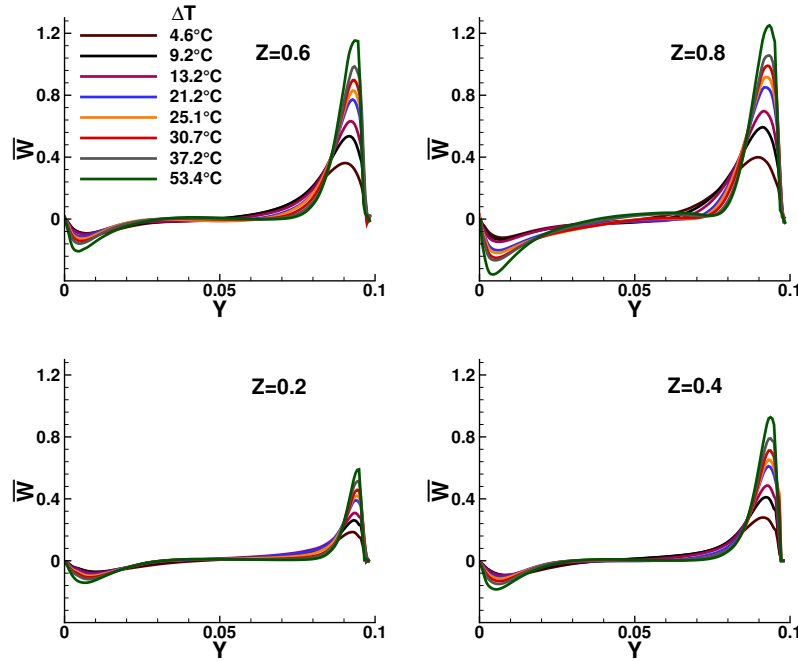


Figure 5 : Profils de la vitesse verticale moyenne pour des hauteurs allant de $Z = 0,2$ à $Z = 0,8$ et pour des écarts de température allant de $\Delta T = 4,6^\circ\text{C}$ à $\Delta T = 53,4^\circ\text{C}$ (dans le plan vertical médian du canal vertical chauffé)

propriétés de similarité pour la couche limite se développant le long de la paroi chauffée. C'est l'objet de la section suivante.

3.2. Propriétés de similarité de la couche limite ascendante

La loi d'échelle utilisée ici est similaire à celle utilisée pour étudier les propriétés de similarités du développement spatiale d'une couche limite laminaire le long d'une plaque plane verticale [10, 11]. La vitesse verticale moyenne et la distance à la plaque sont adimensionnées de la façon suivante :

$$U_c(z^*) = \sqrt{g\beta\Delta T^+ z^*} \quad ; \quad \delta(z^*) = \frac{z^*}{Gr(z^*)^{\frac{1}{4}}} \quad (1)$$

avec $\Delta T^+ = T_c - T_0$, $T_0 = \frac{T_c + T_f}{2}$, et $z^* = z - 0,1$ (la valeur 0,1 correspond à la hauteur du début de la plaque chauffée de l'obstacle). Gr est le nombre de Grashof local.

Cet adimensionnement peut aussi être utilisé pour des écoulements turbulents [12]. La figure 6 montre l'évolution des profils de vitesse verticale moyenne et adimensionnée pour différents écarts de température et différentes hauteurs le long de la plaque chauffée. L'adimensionnement permet d'avoir une bonne superposition des courbes. En particulier, l'adimensionnement de la vitesse permet de passer, à la hauteur $Z = 0,8$, d'un écart sur le maximum de vitesse de 114% sans adimensionnement à 10% avec adimensionnement. L'adimensionnement sur l'épaisseur de la couche limite permet d'obtenir une évolution proche d'une courbe unique quelle que soit la hauteur. Cette loi semble moins bien fonctionner pour la hauteur $Z = 0,2$. La raison principale est probablement l'influence de l'écoulement provenant de la couche limite froide qui n'est pas pris en compte par la loi d'échelle basée sur un développement de couche limite dans une configuration plus conventionnelle.

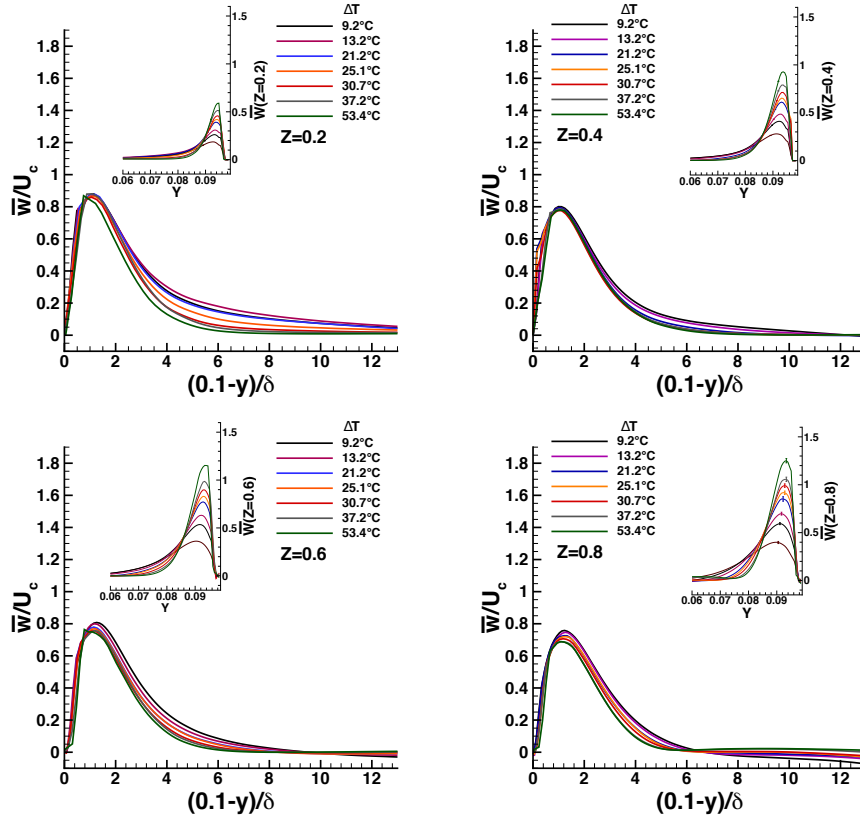


Figure 6 : Évolution temporelle de la composante verticale (\bar{w}) adimensionnée par U_c au sein de la couche limite ascendante pour $Z = 0,20; 0,40; 0,60; 0,80$ et pour plusieurs différences de températures ΔT (dans le plan vertical médian du canal vertical chauffé). Cette évolution est tracée en fonction de $0,1 - Y$ afin de faciliter la lecture de l'épaisseur de couche limite. En insert est représentée la variation de la composante verticale adimensionnée par V_{ref} en fonction de Y pour ces mêmes ΔT

4. Conclusion

Dans ce travail, un écoulement turbulent de convection naturelle se développant dans une enceinte cubique comprenant un obstacle partiellement chauffé est présenté et analysé. L'influence des conditions aux limites instationnaires est mise en avant. Ce travail est la suite de plusieurs travaux présentés au congrès de la SFT, avec des conditions aux limites stationnaires (analyse de la dynamique [13], de la thermique [14] et enfin analyse d'un jet battant [15]).

Pendant le chauffage instationnaire d'une des parois de l'obstacle, la différence de température entre la paroi chauffée de l'obstacle et la paroi froide de l'enceinte varie au cours du temps de $\Delta T = 4,6$ à $\Delta T = 53,4^\circ\text{C}$. Cela induit une variation au cours du temps du nombre de Rayleigh basé sur la hauteur de l'obstacle de $Ra = 0,25 \times 10^9$ à $Ra = 1,98 \times 10^9$. Ces régimes correspondent à ceux rencontrés sous capot dans le domaine de l'automobile. Des mesures de PIV sont menées afin d'obtenir des champs et des profils de vitesse.

Les conclusions suivantes peuvent être proposées :

- Pendant le chauffage instationnaire, alors que ΔT augmente, des couches limites se développent le long des parois chaudes et froides. Une cellule de recirculation apparaît dans la partie supérieure du canal vertical chauffé.
- La dynamique de l'écoulement ascendant dans le canal vertical chauffé présente des propriétés de similarité qui peuvent être décrites par une loi d'échelle. Cette loi a été utilisée précédemment dans la littérature pour décrire le développement de couches limites lami-

naires et turbulentes apparaissant le long d'une paroi plane verticale. Le travail présenté ici constitue donc une extension de cette loi à un cas instationnaire et dans une géométrie plus complexe.

La perspective principale de ce travail est l'utilisation, en particulier par nos partenaires académiques et industriels, des champs et des profils de vitesse proposés afin de valider des modèles de turbulence et des codes calculs prenant en compte les effets de flottabilités dans une configuration avec des conditions aux limites instationnaires.

Références

- [1] J.M. House, C. Beckermann, T.F. Smith, Effect of a Centered Conducting Body on Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure, *Numer. Heat Transfer*, 18 (1990) 213-225.
- [2] M.Y. Ha, M.J. Jung, A numerical study on three-dimensional conjugate heat transfer of natural convection and conduction in a differentially heated cubic enclosure with a heat-generating cubic conducting body, *Int. J. Heat and Mass transfer*, 43 (2000) 4229-4248.
- [3] M. Yang, W.Q. Tao, Three-Dimensional Natural Convection in an Enclosure With an Internal Isolated Vertical Plate, *J. Heat Transfer*, 117 (1995) 619-625.
- [4] F. Sebilliau, R. Issa, S. Lardeau, S.P. Walker, Direct Numerical Simulation of an air-filled differentially heated square cavity with Rayleigh numbers up to 10^{11} , *Int. J. Heat and Mass transfer*, 123 (2018) 297-319.
- [5] F.X. Trias, M. Soria, A. Oliva, C.D. Pérez-Segarra, Direct numerical simulations of two- and three-dimensional turbulent natural convection flows in a differentially heated cavity of aspect ratio 4, *J. Fluid Mech.*, 586 (2007) 259-293.
- [6] D. Saury, N. Rouger, F. Djanna, F. Penot, Natural convection in an air-filled cavity : Experimental results at large Rayleigh numbers, *Int. J. Heat and Mass transfer*, 38 (2011) 679-687
- [7] P. Belleoud, Etude de la convection naturelle turbulente en cavité verticale différentiellement chauffée : Analyse des structures et des transferts turbulents, ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2016.
- [8] A. Weppe, Étude expérimentale d'écoulements turbulents à effets de flottabilité dominants en milieu confiné comportant un obstacle partiellement chauffé (<https://www.theses.fr/2022ESMA0009>), ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2022.
- [9] P. Le Quéré, Etude de la transition à l'instationnarité des écoulements de convection naturelle en cavité verticale différentiellement chauffée par méthodes spectrales chebyshev, *Thèse*, Poitiers (1987)
- [10] J.D. Hellums, S.W. Churchill, Transient and steady state, free and natural convection, numerical solutions : Part i. the isothermal, vertical plate, *AIChE J.*, 38 (5) (1962) 690-692
- [11] M.Z. Abedin, T. Tsuji, Y. Hattori, Direct numerical simulation for a time-developing natural-convection boundary layer along a vertical flat plate, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 52 (19) (2009) 4525-4534
- [12] T. Tsuji, Y. Nagano, Velocity and temperature measurements in a natural convection boundary layer along a vertical flat plate, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, 2 (1989) 208-215
- [13] A. Weppe, F. Moreau, D. Saury, Etude expérimentale de la dynamique d'un écoulement dans une cavité cubique comprenant un bloc partiellement chauffé, *Congrès français de thermique*. (Belfort, 9-12 juin, 2020).
- [14] A. Weppe, F. Moreau, D. Saury, Analyse des transferts thermiques au sein d'un écoulement de convection naturelle dans un espace confiné comportant un obstacle partiellement chauffé, *Congrès français de thermique*. (Belfort, 1-3 juin, 2021).
- [15] A. Weppe, F. Moreau, D. Saury, Etude expérimentale des instationnarités au sein d'un écoulement de convection naturelle dans une cavité cubique comprenant un obstacle partiellement chauffé, *Congrès français de thermique*. (Valenciennes, 31 mai - 3 juin, 2022).

Remerciements

Les auteurs remercient l'ANR pour le financement du projet MONACO 2025 ; les programmes CPER (2015-2020) et FEDER (2014-2020) ; ainsi que le personnel d'appui qui a participé à la mise en place de ce dispositif expérimental, en particulier H. Arlaud, C. Fuentes, J.-C. Fraudeau, M. Caron et N. Papin.