

Modélisation simplifiée des façades double peau avec store vénitien basée sur une méthode nodale

Lucie Gaüzère*, Frédéric Kuznik*, Jean-Jacques Roux*

**CETHIL. – Centre de Thermique de Lyon-INSA Lyon : 20, Av des Arts, 69621 Villeurbanne*

RESUME : Le but de cet article est de présenter un modèle numérique de façade double peau équipée d'un store vénitien. Cet élément architectural est étudié en configuration été et avec différents débits de ventilation de la lame d'air et différents angle d'inclinaison des lamelles du store. Ce modèle nodal inclut une modélisation des transferts de masse basée sur les bilans massiques des débits définis par les différences de pression dans la façade double peau. Les transferts de chaleur par rayonnement et convection dans les canaux sont également pris en compte. La validation de ce modèle est effectuée grâce aux résultats expérimentaux obtenus sur la façade double peau de la cellule test Minibat du Cethil. Le principal objectif de ce modèle est d'améliorer la compréhension du comportement de cet élément en été, notamment par rapport aux deux paramètres étudiés qui sont le débit d'air à l'entrée de la façade et l'angle d'inclinaison des lamelles du store.

MOTS CLES: façade double peau, modèle nodal, store vénitien, transferts de chaleur

ABSTRACT: The aim of this article is to present a numerical model of a double-skin façade with venetian blind. This architectural concept is studied in summer configuration and with different airflow rates through the double-skin façade and different angle of the solar shading device. This network model includes a modelisation of mass exchange based on mass balance of airflow rates expressed in function of pressure differences in the double-skin façade. Radiative and convective heat transfers in the channels are also considered. The model is validated with the experimental results of the tested double skin façade in the test cell called Minibat (Cethil). The main objective of the study is to improve the understanding of the behaviour of this element, mainly the influence of the two studied parameters which are the airflow rate at the façade entrance and the blind blade angles

KEYWORDS: double skin façade, network model, venetian blind, heat transfers

1 INTRODUCTION

Les façades double peau sont des éléments de plus en plus prisés dans les bâtiments modernes et les rénovations. Composées de deux parois vitrées séparées par une lame d'air ventilée d'au moins 20 cm, elles présentent des caractéristiques intéressantes notamment en termes d'isolement acoustique, de confort thermique ou de gain énergétique (Loncour *et al.*, 2004). Dans l'optique d'atteindre des objectifs de diminution des consommations énergétiques de plus en plus exigeants, il est indispensable d'optimiser le fonctionnement de ces façades. Les enjeux des façades double peau se situent d'une part sur le plan de la thermique d'hiver afin d'utiliser au maximum l'énergie solaire et d'autre part sur le plan de la thermique d'été en limitant les surchauffes (Gratia *et al.*, 2007). Dans cet article nous présentons un modèle numérique simplifié en deux dimensions de façades double peau, intégrant les phénomènes de transferts de masse, de rayonnement et de convection. Cette modélisation est ensuite appliquée au cas de la façade double peau instrumentée de la cellule Minibat du laboratoire Cethil en configuration été dans l'optique de la gestion du débit de ventilation et de l'angle d'inclinaison des lamelles.

2 MODELISATION NUMERIQUE

2.1 PRINCIPES GENERAUX

2.1.1 Discrétisation

Dans ce modèle zonal, l'espace intérieur de la double peau est partitionné en zones dans lesquelles les grandeurs d'états sont supposées constantes. L'espace de la façade double peau est discrétisé en n bandes horizontales et en 2 canaux d'air séparés par le store. Le maillage de la façade double peau se fait donc en $2n$ cellules. Les surfaces du vitrage intérieur, des lamelles et du vitrage extérieur sont elles aussi partitionnés en n éléments chacune. Dans ce modèle, le store vénitien est considéré comme une paroi poreuse dont les caractéristiques varient avec l'angle d'inclinaison des lamelles. (voir Safer, 2006)

Pour chaque bande i , les températures suivantes sont déterminées : une température de vitrage extérieur $T1(i)$, une température du canal de gauche $Tair(i,1)$, une température de lamelle $Tl(i)$, une température du canal de droite $Tair(i,2)$ et une température du vitrage intérieur $T2(i)$. Pour les surfaces une seule température par bande est considérée. Le phénomène de conduction dans les parois est négligé, ce qui conduit à considérer une température homogène dans chaque paroi. Chaque cellule d'air présente une pression $p(i,j)$ avec $j=1$ pour le canal gauche situé du côté des entrées d'air et $j=2$ pour le canal droit. Ces variables de températures et de pressions sont les inconnues de ce modèle.

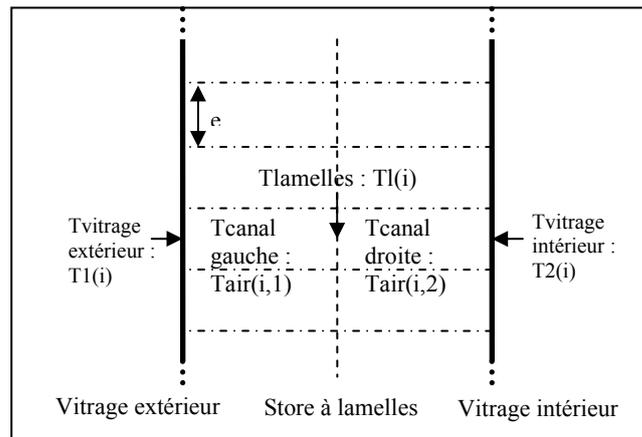


Figure 1 : Températures dans la façade double peau

2.1.2 Bilans

Les transferts de masse et de chaleur entre les éléments sont déterminés à partir des bilans massiques, enthalpiques et thermiques.

L'équation de conservation de la masse d'air pour une cellule s'écrit à partir des 3 débits massiques entrant dans une cellule ij :
$$\sum_v Q_v = Q_a(i, j) + Q_b(i, j) + Q_c(i, j) = 0$$

Chaque débit est reliée à l'écart de pression entre cellules adjacentes (Saelens, 2002) selon la formule suivante : $Q_{massique} = \rho_{départ} \times K \times |\Delta p|^n$ avec $\rho_{départ}$ la masse volumique de la cellule de départ de l'écoulement. La formule $\rho = 1,293 \times \frac{273}{273 + t}$ est utilisée pour déterminer les masses

volumiques de l'air de chaque cellule à partir de la température de l'air t en °C. Le signe des débits d'air sortants est déterminé grâce au signe de la différence de pression entre les cellules adjacentes. K et n sont des paramètres dont les valeurs seront déterminées dans le § 2.2.

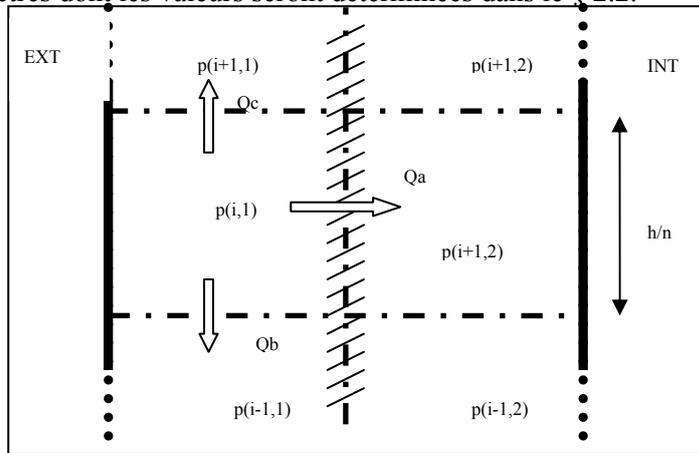


Figure 2 : Débits massiques et pressions dans la façade double peau

Le bilan enthalpique en régime permanent pour une cellule prend en compte les transferts de chaleurs dus aux mouvements d'air ainsi que les transferts de chaleur dus à la convection : $ent(i, j) = \sum_v \rho C_{air} Q_v T_{v,départ} + \sum_s hc_s S(T_s(i) - T_{air}(i, j)) = 0$ avec v interface entre (i,j) et une cellule adjacente et s élément de paroi adjacente à (i,j)

Pour chaque élément de surface (i,s) , un bilan thermique est effectué, prenant en compte les transferts radiatifs grande et courte longueur d'onde ainsi que les transferts convectifs : $\alpha_s E_{CLO,s} - \varphi_{net,GLO,s} + \sum_a hc_s S(T_a(i) - T_s(i)) = 0$ avec a air adjacent à la paroi s .

2.2 MODELE EN PRESSION

Ce modèle permet de déterminer le champ de pression solution du système d'équations résultant des bilans massiques sur chaque cellule d'air. La répartition des débits dans la façade peut ensuite être obtenue. La façade double peau est ventilée mécaniquement avec un débit d'entrée Q_e qui arrive dans la première case $(1,1)$. La référence des pressions est prise en haut de la façade double peau et le débit de sortie de la case $(n,1)$ est libre est égal à $Q_c = \rho_{départ} \times K_c \times |p(n,1) - p_{exhaust}|^n$

Les coefficients n prennent la valeur 0,5 correspondant à un écoulement turbulent, type d'écoulement qui se développe dans les façades double peau (Safer *et al.*, 2006). Les valeurs des coefficients K sont optimisées afin de se rapprocher des résultats expérimentaux en températures de V. GAVAN (Gavan *et al.*, 2008)

	0°	30°	45°	60°	90°
Kl	18	12	9	6	1
Ka	20	20	20	20	40
Ke	20	20	20	20	40

Tableau 1 : Coefficients utilisés pour le modèle en pression

2.3 MODELISATION DES TRANSFERTS RADIATIFS

2.3.1 Echanges courte longueur d'onde

Les éléments de surfaces (vitrage intérieur, lamelles et vitrage extérieur) sont exposés au rayonnement solaire qui est pour une part absorbé (flux solaire direct) et pour une autre part réfléchi (flux solaire diffus). L'éclairement reçu par chaque surface s'écrit de la manière suivante :

$$E_{i,CLO} = E_{i,CLO}^0 + \sum_{j=1}^n F_{ij} \rho_j E_{j,CLO}$$

Avec $E_{i,CLO}^0$ les flux solaires reçus de manière directe sans les multiréflexions, F_{ij} les facteurs de formes et ρ_j sont les facteurs de réflexion.

Dans un premier temps le ratio solaire F_{sol} (quantité de rayonnement solaire direct qui passe à travers les lamelles et qui arrive de manière directe sur le vitrage intérieur) est déterminé en fonction des caractéristiques géométriques des lamelles et de la position du soleil. Ensuite le modèle calcule les facteurs de forme à partir de la méthode de Hottel (Seigel *et al.*, 2002). La résolution du système donne les éclairagements CLO globaux (directement reçus et dus aux multiréflexions) reçus par chacune des 4 surfaces.

2.3.2 Echanges grande longueur d'onde

Les parois échangent également en rayonnement grande longueur d'onde, directement lié aux températures des parois et à leur émissivité. Le modèle utilise la méthode des radiosités et les facteurs de forme déterminés par l'approche de Hottel pour déterminer les flux nets grande longueur. Chaque radiosité est définie en fonction des émittances de toutes les surfaces. On exprime ensuite le flux net rayonné par chaque surface en considérant que chaque surface est grise et diffusante en émission et en réflexion. Le flux net en grande longueur d'onde de chaque surface est déterminé grâce à l'écriture des échanges radiatifs GLO entre les surfaces: $\{\phi_{GLO}^{net}\} = [MAT][hr]\{T - \bar{T}_s\}$

$$\text{Avec : } [MAT] = [S][\varepsilon] \left[[I] - \left[[I] - [F][I - \varepsilon] \right]^{-1} [F][\varepsilon] \right]$$

$$\{T\} = \{T_s\}_{s=1,2}$$

$$hr_i = \sigma_0 \left\{ T_i^2 + \bar{T}_s^2 \right\} \left\{ T_i + \bar{T}_s \right\}, \bar{T}_s \text{ est prise égale à } 273 \text{ K.}$$

Le modèle prend également en compte les échanges en grande longueur d'onde avec l'extérieur (sol et voûte céleste) et avec les murs intérieurs de la pièce adjacente.

$$\varphi_{GLO,ext} = \alpha_{GLO} \times h_{rc} \times (T_{ciel} - T_{s,ext})$$

$$\{\phi_{GLO,int}^{net}\} = [MAT][hr]\{T_{int} - \bar{T}_s\} \text{ avec } \{T_{int}\} = \left\{ \begin{array}{c} T_2 \\ T_{mur\ int} \end{array} \right\}$$

2.4 MODELISATION DU TRANSFERT CONVECTIF

Dans la façade double peau un transfert de convectif a lieu à chaque interface air-paroi. 6 flux convectifs peuvent être distingués dans la façade double peau ce qui nécessite de déterminer 6 coefficients de convection. Pour les coefficients à l'intérieur de la façade double peau la méthode du calcul du nombre de Nusselt est utilisée. Les coefficients obtenus varient peu en fonction des valeurs du débit de ventilation et de l'angle d'inclinaison des lamelles. Donc les mêmes valeurs sont utilisées quelque soit la configuration. Concernant le coefficient d'échange convectif avec l'air extérieur et avec l'air intérieur de la pièce, le modèle utilise des valeurs réglementaires présentes dans la RT2005.

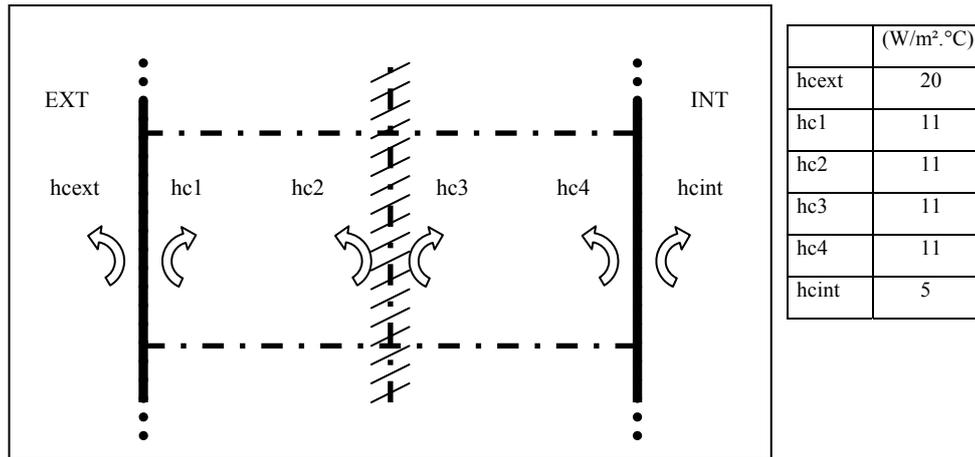


Figure 3 : Coefficients de convection dans la façade double peau

2.5 ALGORITHME DE RESOLUTION

Ce modèle est résolu de manière itérative selon de la Figure 4. A partir des températures d'air et de surface (variables d'itération) le modèle en pression permet de calculer un champ de pression solution du problème de masse. A partir du bilan énergétique, un nouveau champ de température solution est calculé. Si les critères de convergence ne sont pas atteints, ces valeurs sont utilisées comme condition de départ pour une nouvelle itération. Les critères de convergence sont les suivants : chaque différence entre 2 températures solutions à l'itération k et k+1 doit être inférieure à une valeur fixée par l'utilisateur.

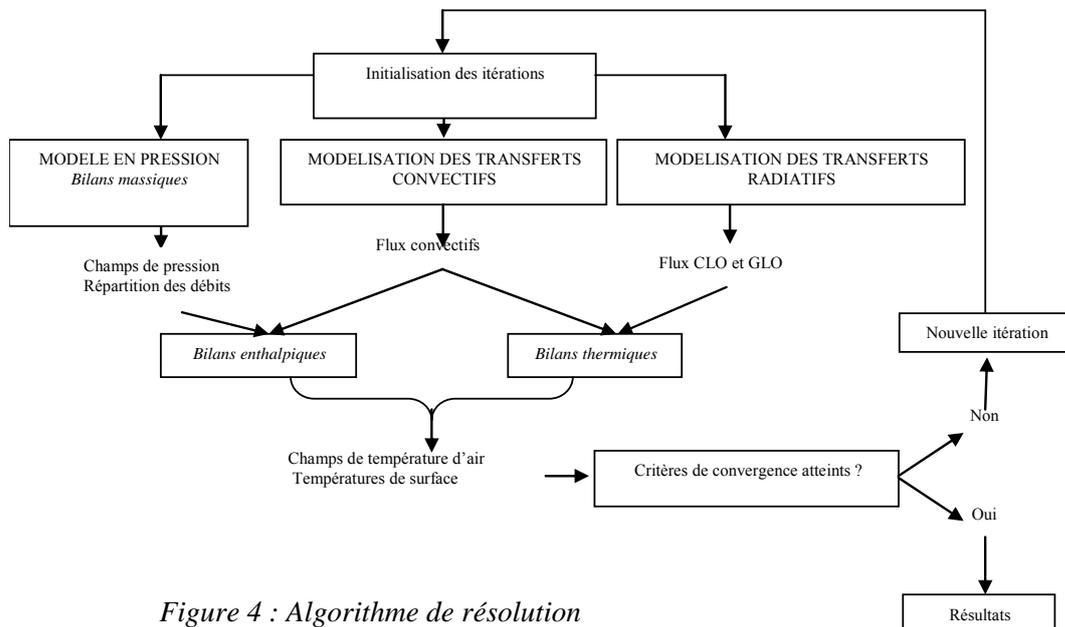


Figure 4 : Algorithme de résolution

3 VALIDATIONS

3.1 VALIDATIONS DES MODELES COUPLES A PARTIR DES RESULTATS EXPERIMENTAUX

Dans cette partie, le comportement de la façade double peau de la cellule test Minibat du Cethyl a été simulé avec le modèle numérique présenté précédemment. Les résultats ont été comparés avec les valeurs expérimentales obtenues par V. GAVAN (Gavan *et al.*, 2008). La façade double peau instrumentée est placée dans des conditions climatiques estivales et ventilée en configuration extérieur-extérieur, configuration recommandée en été (Shang-Shiou, 2001)



Figure 5 : Coupe de la façade double peau instrumentée (Gavan *et al.*, 2008) : 1, paroi vitrée de 6 mm; 2, protection solaire motorisée; 3, support métallique; 4, boîtier; 5, cadre en béton; 6, cadre aluminium; 8, ouvertures pour la ventilation. (Unités métriques)

La variation des températures obtenues avec le modèle sur la hauteur de la façade double peau présentent bien la même allure que les résultats expérimentaux. Les températures basses sont plus faibles que les températures hautes. Pour les débits de 200m³/h et 400m³/h les écarts observés entre la valeur théorique et la borne d'incertitude de la valeur expérimentale (incertitude fixée à ± 1°C) ne dépasse jamais 0,5°C. A l'intérieur de la façade double peau les résultats théoriques présentent les mêmes allures que les résultats expérimentaux pour les 5 éléments considérés.

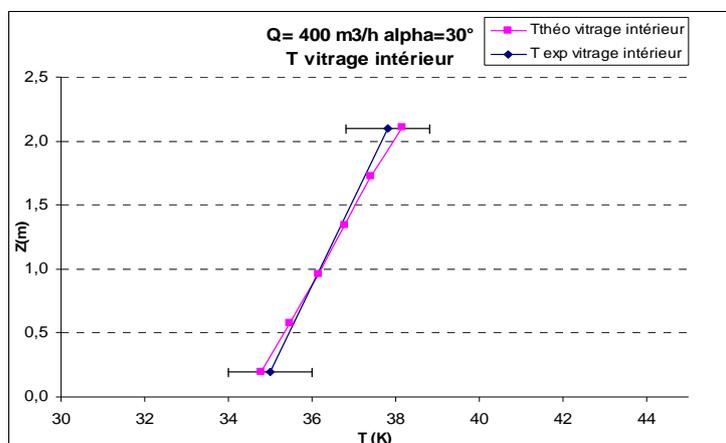


Figure 7: Variation des températures théoriques et expérimentales du vitrage intérieur pour $Q=400\text{m}^3/\text{h}$ et $\alpha=30$

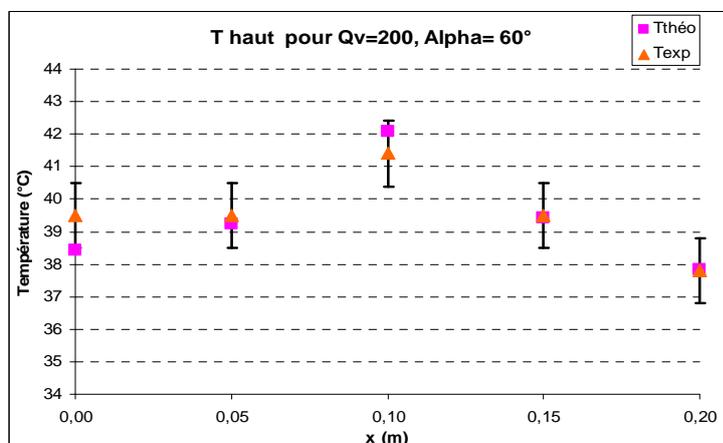


Figure 6: Températures dans la façade double peau pour 200m³/h et 60°

3.2 LIMITES DU MODELE

Les modèles couplés donnent dans l'ensemble des résultats cohérents avec l'expérimentation. Les configurations avec des lamelles fermées donnent cependant des écarts plus importants notamment au niveau du vitrage intérieur. Cela est certainement dû à l'hypothèse de ratio solaire nul pour $\alpha=90^\circ$. Les résultats théoriques sont également moins proches des résultats expérimentaux dans le cas d'un débit de ventilation plus élevé (600 m³/h).

Il est difficile de représenter des mouvements de mécanique des fluides avec un modèle numérique comme celui présenté. Les phénomènes de recirculation, la géométrie particulière de la façade double peau, des entrées d'air ne sont en effet pas pris en compte. Cependant lorsque les mouvements sont ascendants, dans le cas d'un modèle thermique, le modèle numérique présenté présente des résultats satisfaisants alliés à un temps de calcul faible par rapport à d'autres approches.

4 RESULTATS DE SIMULATION

Avec ce modèle on peut tester différentes configurations de débits et d'angles d'inclinaison des lamelles. L'influence de ces deux paramètres sur les températures des surfaces vitrées, des lamelles et des canaux d'air peut être mise en évidence. Ainsi on observe que la ventilation mécanique est intéressante pour faire baisser les températures notamment celle du vitrage intérieur. On remarque également que l'angle d'inclinaison des lamelles joue un rôle très important sur la température intérieure de la façade double peau.

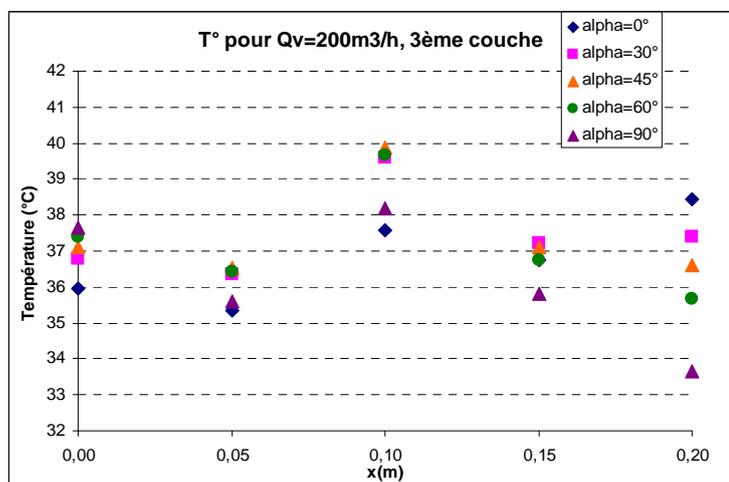


Figure 8 : Températures de la façade double peau pour 200m³/h et différents angles d'inclinaison des lamelles

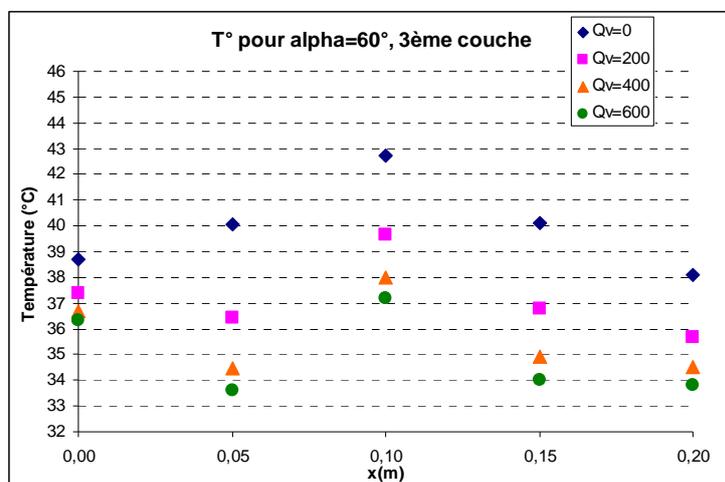


Figure 9 : Températures dans la façade double peau pour un angle d'inclinaison des lamelles de 60° et différents débits.

5 CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Cette modélisation d'une façade double peau montre que la gestion des deux paramètres étudiés, le débit de ventilation et l'angle d'inclinaison des lamelles du store, peut permettre de diminuer les températures de surfaces et de l'air dans la façade double peau.

La façade double peau a un comportement complexe et il serait intéressant de déterminer des conditions optimales de débit de ventilation et d'angle d'inclinaison des lamelles dus tore intérieur afin d'améliorer le confort thermique de la pièce adjacente en été. L'étude de cet élément non pas séparément mais lié à un bâtiment doit être envisagée par la suite. Dans une démarche globale il faudrait également considérer le coût énergétique de la ventilation, le gain de climatisation engendré et le coût de l'éclairage s'il est nécessaire.

6 BIBLIOGRAPHIE

Gavan V., Woloszyn M., Roux J. J., Kuznik F., (2008), Experimental study of a mechanically ventilated double-skin façade with venetian blinds: A full-scale investigation in controlled environment.

Gratia E., De Herde A., (2007), Are energy consumptions decreased with the addition of a double skin? *Energy and Buildings* 39 605-619.

Loncour M., Deneyer M., Flamant M., Wouters M., (2004), Les doubles façades ventilées classification et illustration des concepts de façades, centre scientifique et technique de la construction, département physique du bâtiment, climat intérieur et équipements. Belgique.

Saelens D., (2002), *Energy Performance Assessments of Single Storey Multiple-Skin Facades*. PhD thèse, Laboratory for Building Physics, Department of Civil Engineering, Catholic University of Leuven, Belgium.

Safer N., (2006), *Modélisation des façades de type double-peau équipées de protections solaires: approches multi -échelles*, Thèse, Centre de Thermique de Lyon, département de génie civil et urbanisme de l'INSA de Lyon. France.

Seigel R., Howell J. R., (2002), *Thermal Radiation Heat transfer, 4th edition*. New York (United States): Taylor & Francis.

Shang-Shiou L., (2001), *A Protocol to Determine the Performance of South Facing Double Glass Façade System MSc*. Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, USA.