

Présentation d'un modèle détaillé d'isolation commutable

Thibault Pflug^{1*}, Monica Siroux², Nikolas Nestle³, Christoph Maurer¹

¹Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, Heidenhofstrasse 2, 79110 Freiburg, Germany

²Laboratoire ICube UMR 7357, INSA de Strasbourg, 24 Boulevard de la Victoire, 67 000 Strasbourg, France

³BASF SE, GKC/R - G201, 67056 Ludwigshafen, Germany

* (auteur correspondant : thibault.pflug@ise.fhg.de)

Résumé - Dans le cas de bâtiments bien isolés, des besoins de refroidissement peuvent apparaître en période estivale. Pour traiter ce problème, des isolations commutables ont été développées dans le cadre d'un projet en collaboration avec l'industriel BASF. Une isolation commutable est une isolation qui peut être activée ou désactivée suivant les conditions intérieures et extérieures. Le but est de réduire les surchauffes estivales dans les bâtiments bien et très bien isolés, en particulier pour des bâtiments orientés sud. Pour ce faire, l'isolation est désactivée pendant la période estivale quand la température extérieure est inférieure à la température ambiante. Ainsi, les éléments de façades à isolations commutable commutent entre une faible valeur et une valeur élevée du coefficient de transfert thermique U. Différents concepts permettant de commuter le coefficient de transfert thermique des parois ont été étudiés en collaboration avec des partenaires industriels. Cette communication présente un concept breveté avec l'industriel BASF: il s'agit d'un élément de façade translucide, composé d'un double vitrage dans lequel se déplacent un ou plusieurs éléments d'isolations translucides (voir figure ci-dessous). En position haute, la convection à grande échelle n'est pas permise et l'élément isole. En position médiane, de la convection est possible entre les deux lames d'air et la valeur de U de l'élément augmente. Un modèle détaillé de cet élément translucide est présenté : ce modèle utilise des bilans énergétiques aux nœuds pour estimer les transferts thermiques. Les pertes de charges sont calculées, en faisant l'hypothèse qu'elles sont égales à la différence de pression liée à la différence de densité entre les lames d'air avant et arrière. Ceci permet de calculer la vitesse de l'écoulement et donc l'échange convectif entre l'avant et l'arrière de l'élément. Les échanges radiatifs et conductifs sont également modélisés. Dans cet article, nous présentons les principes fondamentaux du modèle, ainsi que la validation du modèle à l'aide de nombreuses mesures en laboratoire du coefficient de transfert thermique U, dans différentes configurations.

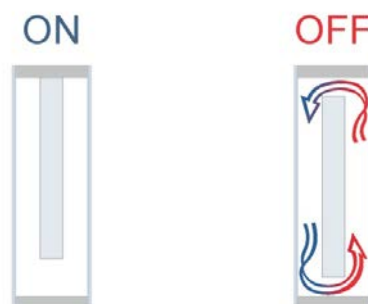


Figure 1 : Élément d'isolation commutable translucide

Nomenclature

ΔP	perte de charge, Pa	h_{conv}	coefficient de transfert thermique convectif, $W*m^{-2}*K^{-1}$
h	hauteur, m	h_{rad}	coefficient de transfert thermique radiatif, $W*m^{-2}*K^{-1}$
H	hauteur des colonnes d'air, m	<i>Symboles grecs</i>	
D_h	diamètre hydraulique, m	ρ	masse volumique, $kg*m^{-3}$
Re	nombre de Reynolds	λ	conductivité thermique, $W*m^{-1}*K^{-1}$
Nu	nombre de Nusselt	σ	constante de Stefan-Boltzmann, $W*m^{-2}*K^{-4}$
Pr	nombre de Prandtl	ε	émissivité
R_{si}, R_{se}	résistance thermique superficielle intérieure et extérieure, m^2*K*W^{-1}		

1. Introduction

La nécessité de réduire les besoins en énergie primaire des bâtiments croit continuellement. Après 2020, les nouveaux bâtiments dans l'Union Européenne devront être « zéro énergie » [1].

Bien que l'isolation thermique a prouvé être une solution efficace pendant les périodes de chauffage, elle peut aussi limiter des flux de chaleurs positifs à travers les parois pendant le reste de l'année [2]. En particulier, pendant la période de refroidissement, quand la température intérieure du bâtiment est plus haute que la température ambiante du fait des charges solaires et internes, l'isolation diminue les pertes de chaleur vers l'extérieur. Si l'isolation thermique d'un bâtiment pouvait être désactivée pendant la nuit en été, du refroidissement actif pourrait être évité, et le bilan énergétique ainsi que le confort dans le bâtiment pourrait être amélioré. Différents moyens de commuter les propriétés d'isolation thermique d'un élément de façade ont déjà été proposés [3]. Dans cette optique, un nouveau moyen de commuter la valeur du coefficient de transmission thermique U d'un élément de façade est présenté et modélisé.

2. Élément de façade a coefficient de transmission thermique commutable

Le principe de fonctionnement de cet élément de façade est basé sur le contrôle de la convection dans un module de façade fermé, en déplaçant verticalement un ou plusieurs panneaux d'isolation pour permettre ou non de la convection à grande échelle entre l'avant et l'arrière du module [4]:



Figure 1 : Élément de façade commutable dans l'état isolant (à gauche) et conducteur (à droite), avec un panneau d'isolation translucide.

Dans l'état isolant (à gauche), le panneau d'isolation est au sommet de l'élément. Dans cet état isolant, trois couches isolantes sont créées : deux lames d'air verticales en addition au panneau isolant au milieu.

Dans l'état conducteur (à droite), le panneau d'isolation positionné au milieu vertical de l'élément : dans ce cas, les lames d'air horizontales à la base et au sommet de l'élément permettent un mouvement convectif autour du panneau d'isolation. Ce mouvement convectif provient de la différence de masse volumique entre la colonne d'air du côté extérieur et la colonne d'air du côté intérieur qui donne lieu à une différence de pression motrice entre l'avant et l'arrière de l'élément. Le matériau d'isolation translucide utilisé pour les prototypes de laboratoire est le Basotect[®], a une mousse de mélamine à pore ouverts et faible masse volumique qui a une conductivité thermique à 20°C de $0.035 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Plusieurs variantes avec deux panneaux d'isolations et une lame d'air non ventilée entre les deux ont été construites. Le but était d'améliorer la transmission lumineuse de l'élément, afin de baisser les besoins en éclairage artificiel du bâtiment. Pour la même épaisseur d'isolant, la lame d'air cloisonnée entre les deux panneaux d'isolants permet une meilleure isolation. Le principe de fonctionnement est le même : dans l'état conducteur, les deux panneaux d'isolations ont déplacés verticalement au milieu, permettant la convection à grande échelle. Dans l'état isolant, l'isolation du côté extérieur est déplacé au sommet de l'élément et l'isolation du côté intérieur au pied de l'élément (ou vice-versa) pour empêcher la convection entre la lame d'air extérieure et la lame d'air intérieure.

Dans Pflug et al [5], le concept ainsi que de nombreuses mesures en laboratoires avec différentes géométries sont présentés : variation de l'épaisseur d'isolant, de l'épaisseur des différentes lames d'air, etc. Un prototype avec un panneau d'isolation de 30 mm d'épaisseur entre deux lames d'air verticales de 30 mm d'épaisseur a par exemple un coefficient de transmission thermique U de $0.89 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ dans l'état isolant, et de $1.71 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ dans l'état conducteur, avec une différence de température aux limites (vitre extérieure et vitre intérieure) d'environ 15 K.

Cette dernière configuration a été simulée sur un bâtiment bien isolé. Ces simulations ont montré qu'une réduction du besoin de refroidissement de l'ordre de 10% et des améliorations significatives au niveau du confort pouvaient être atteintes avec cet élément. Un élément optimisé avec la même valeur de U dans l'état isolant, mais une valeur théorique de U de $3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ dans l'état conducteur amènerait une réduction de près d'un tiers des besoins de refroidissement dans le cas simulé. Il a été reconnu qu'une meilleure modélisation du comportement thermique de l'élément en fonction des différences de températures aux limites de l'élément est nécessaire pour pouvoir prédire plus précisément les économies d'énergies. Pour cela, un modèle physique détaillé a été développé et est présenté ici.

3. Modèle physique détaillé

Le modèle physique détaillé a été codé dans le langage de programmation natif d'Excel, vba. Le modèle peut être divisé en une méthode de calcul du débit massique dans l'élément, et une méthode de calcul des échanges thermiques. Ces deux parties donnent lieu à un système d'équation qui est résolu de manière stationnaire par le solveur intégré au langage vba. Les inconnues sont les températures de chaque nœud ainsi que le débit massique. Pour chaque nœud, une équation est déduite du bilan thermique au nœud. Pour résoudre le débit massique, la méthode ci-dessous est utilisée.

3.1. Calcul des pertes de charges et du débit massique

Le calcul de pertes de charges est utilisé pour calculer le débit massique dans l'état conducteur.

L'hypothèse principale est que la différence de pression motrice est égale à la somme des pertes de charges dans le système:

$$\Delta P_{motrice} = \sum \Delta P_{système} \quad (1)$$

La différence de pression est due à la différence de masse volumique entre les colonnes d'air du côté intérieur $\rho_1(h)$ et extérieur $\rho_2(h)$:

$$\Delta P_{motrice} = g * \left| \int_0^H \rho_1(h) dh - \int_0^H \rho_2(h) dh \right| \quad (2)$$

La masse volumique est une fonction de la température de l'air, qui varie avec la distance verticale h entre le pied de la colonne d'air et une certaine hauteur. Les pertes de charges dans le système prennent en compte les pertes de charges par frottement dans les sections droites, les pertes de charges dues aux coudes à 90° entre les lames d'air verticales et horizontales et les pertes de charges dues aux rétrécissement ou agrandissement de section si les lames d'air verticales n'ont pas la même section que les lames d'air horizontales [6]. Ces pertes de charges dépendent du débit massique dans le système. Pour déterminer le débit massique, le débit massique est varié en utilisant le solveur intégré au langage vba jusqu'à ce que l'équation 1 soit vérifiée.

3.2. Calcul des transferts thermiques

Le modèle thermique est basé sur des bilans énergétiques aux nœuds. Les températures de surfaces sont supposées verticalement constantes. Les vitrages extérieur et intérieur sont les conditions aux limites du modèle. À partir de ces conditions aux limites, les transferts de chaleurs dans l'élément sont calculés en considérant la convection, la conduction et le rayonnement infrarouge entre les surfaces.

Dans l'état commuté, les colonnes d'air verticales délimitées par le (ou les) panneau(x) d'isolation et les vitrages sont considérées comme des conduits ventilés. Les coefficients de transfert thermiques convectifs sont supposés constants le long de ces conduits.

$$h_{conv,1} = h_{conv,2} = \frac{h_{conv}}{2} = \frac{Nu * \lambda}{2 * D_h} \quad (3)$$

Avec:

- λ [$W * m^{-1} * K^{-1}$] la conductivité thermique de l'air à la température moyenne de la lame d'air
- D_h [m] le diamètre hydraulique de la lame d'air
- Nu [-] le nombre de Nusselt dans la lame d'air, caractérisant l'échange convectif entre la lame d'air et les surfaces environnantes. La corrélation suivante, qui donne une valeur moyenne de Nu pour une longueur H , et valide pour un écoulement laminaire en régime établi, a été choisie [7]:

$$Nu = 7.55 + \frac{0.024 * (Re * Pr * \frac{D_h}{H})^{1.14}}{1 + 0.0358 * (Re * Pr * \frac{D_h}{H})^{0.64} * Pr^{0.17}} \quad (4)$$

Avec:

- Pr [-] le nombre de Prandtl du fluide
- H [m] la hauteur de la colonne d'air

La corrélation choisie donne un coefficient de transfert thermique convectif h_{conv} entre un fluide et un tube de diamètre hydraulique D_h et de température de paroi uniforme T_0 . Ici, le fluide échange avec deux parois de températures de surfaces T_1 et T_2 . On fait l'hypothèse que les coefficients d'échanges convectifs $h_{conv,1}$ et $h_{conv,2}$ entre le fluide et chacune des deux parois sont égaux, ce qui conduit à la formulation (3) ci-dessus.

Les hypothèses des températures de surfaces et coefficients de transferts convectifs constants verticalement ont pour conséquence un profil de température exponentiel dans les colonnes d'air, comme exposé par exemple dans la norme ISO 15099 [8]. L'air sortant d'une colonne d'air entre dans l'autre et vice-versa. Le débit massique est calculé selon 3.1.

Dans l'état isolant, le transfert massique entre la colonne d'air du côté extérieur et la colonne du côté intérieur n'est pas considéré, mais la convection interne dans chaque colonne est prise en compte, en utilisant les corrélations de la norme ISO [8].

Les échanges radiatifs sont supposés être entre deux surfaces parallèles et infinies, la hauteur des surfaces (entre 590 et 760 mm) étant très supérieure à l'écart entre ces surfaces (entre 10 et 30 mm) [9]:

$$h_{rad} = \sigma * \left(\frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \right) * \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2} \quad (5)$$

Avec:

- $\sigma = 5.67*10^{-8}$ [W*m⁻²*K⁻⁴] la constante de Stefan-Boltzmann
- $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ [-] l'émissivité des deux surfaces
- T_1, T_2 [K] les températures des deux surfaces

Concernant les éléments ayant deux panneaux d'isolants, la lame d'air du milieu, cloisonnée entre les deux panneaux d'isolation, est considérée comme non-ventilée dans les états isolants et conducteurs. Pour cette lame d'air, les échanges conductifs, convectifs et radiatifs entre les deux panneaux d'isolants sont alors modélisés de manière analogue aux lames d'air verticales extérieure et intérieure dans l'état isolant.

La valeur du coefficient de transmission thermique U est alors calculée en prenant en compte le flux de chaleur quittant le vitrage extérieur vers l'intérieur de l'élément par conduction, convection et rayonnement, ainsi que la différence de température aux limites de l'élément. Les résistances superficielles utilisées pour le calcul de U , R_{si} et R_{se} , ont pour valeur respectivement 0.04 et 0.13 m²*K/W comme défini dans la norme [10].

4. Validation du modèle détaillé

Les mesures du coefficient de transmission thermique U ont été faites sur un appareil Taurus (TAURUS instruments - TLP 800 S) au Fraunhofer ISE. Les valeurs mesurées sont des valeurs au centre du vitrage, le flux de chaleur ainsi que les températures étant mesuré sur une surface centrale de 500*500 mm², au centre du prototype de dimension 800*800 mm². Tous les prototypes ont une surface vitrée de 760*760 mm² dans un cadre de polymère de 20 mm d'épaisseur. Une plaque électrique chauffante, maintenue à température constante,

mesure l'énergie qu'elle délivre à travers le prototype, dont l'autre borne est également maintenue à température constante par un circuit d'eau.

Un premier groupe de mesures est présenté en détail dans Pflug et al [5]: différents prototypes ont été mesurés avec des configurations géométriques variées. Chaque configuration géométrique (7 en tout) a été mesurée avec des différences de températures aux limites de l'élément de 15 K et 30 K. Ces mesures sont comparées avec les résultats du modèle, avec la numérotation utilisée dans Pflug et al [5] (C=état conducteur, I=état isolant):

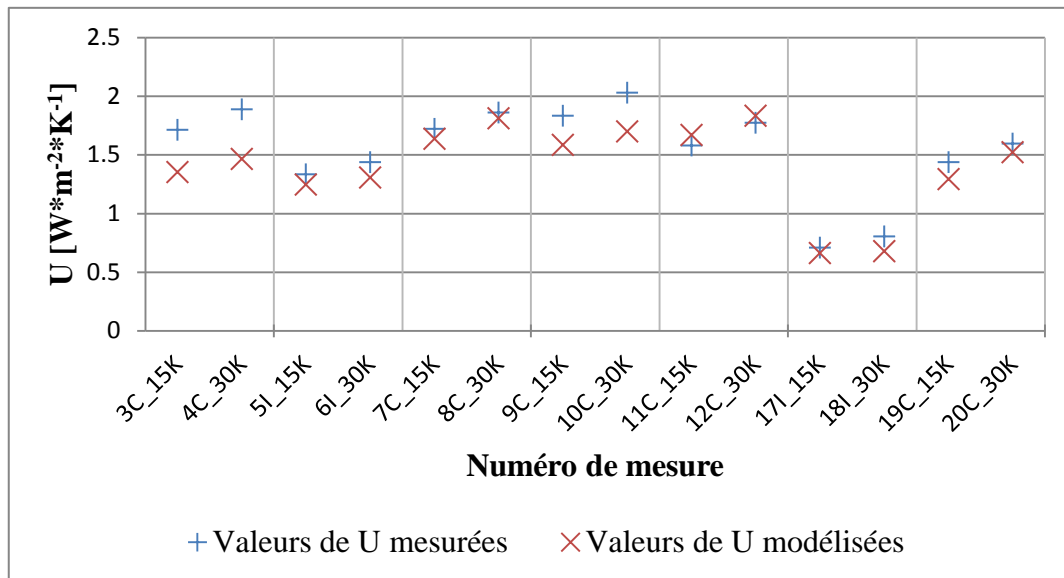


Figure 2 : Comparaison entre les valeurs de U mesurées et modélisées

L'incertitude de mesure maximale est de 4.2%. L'incertitude de mesure moyenne pour ces 14 mesures est de 3.5%. Pour ces 7 différentes géométries et états conductifs, la différence moyenne entre mesures et modèle est de 10.2%. Cette différence est principalement due aux cas 3C, 4C, 9C et 10C.

Ces cas avec des différences entre modèle et mesures plus importantes sont dans l'état conducteur, avec le panneau d'isolation positionné au milieu verticalement, ce qui permet la convection entre l'avant et l'arrière de l'élément de façade. Les cas 3C et 4C consistent en deux lames d'air verticales de 30 mm entourant un panneau d'isolation de 30 mm. Les lames d'air horizontales reliant les colonnes verticales ont aussi 30 mm d'épaisseur. La seule différence des cas 9C et 10C est l'épaisseur du panneau d'isolation, qui est de 10 mm pour ces derniers cas. Pour ces quatre cas, le modèle sous-estime la valeur de U, avec des différences relatives allant de 13.6% à 22.3%. Ce sont les seuls cas dans lesquels les lames d'air verticales sont épaisses de 30 mm, pour les autres cas cette dimension est plus petite. Les conditions d'écoulement laminaire sont toujours largement vérifiées, avec des nombres de Reynolds dans les colonnes verticales allant de 206 à 277 et un débit volumique allant de 4.3 à 6.4 m³/h pour ces quatre cas (2 géométries avec à chaque fois 2 différences de température aux limites de l'élément). Pour ces lames d'air verticales à épaisseur importante, l'écoulement nécessite une distance verticale plus importante avant d'atteindre le régime thermique et hydraulique établi. Une des conséquences est que les hypothèses de coefficient de transfert thermique constant le long des parois n'est plus valide.

Les résultats du modèle numéros 7C, 8C, 11C et 12C montrent une bonne concordance avec les mesures: la différence relative maximale est de 5.8% pour la mesure 11C. Pour ces éléments, les lames d'air verticales ont une épaisseur plus faible, de 17.5 mm, et le panneau

d'isolation est épais de 10 mm. Les lames d'air verticales ont une hauteur de 17.5 mm pour les cas 7C et 8C, et 35 mm pour les cas 11C et 12C.

Les cas pour lesquels les éléments sont dans l'état isolant (5I, 6I et 17I, 18I) sont modélisés avec une bonne précision, l'écart maximum étant de 15.5% pour le cas 18I. La légère surestimation peut être expliquée par le fait que le modèle considère les colonnes d'air comme complètement fermées et non-communicante dans l'état isolé. En réalité, il est probable qu'un léger transfert de masse ait lieu au pied des colonnes d'air (voir Figure 1).

Pour les cas 17I, 18I, 19C, 20C, l'élément dispose de deux panneaux d'isolations. Ce prototype est composé de lames d'air extérieures et intérieures de 15 mm, de deux panneaux d'isolations de 15 mm et d'une lame d'air verticale cloisonnée entre les deux panneaux d'isolation, de 10 mm.

Un deuxième groupe de mesures a été effectué : un seul élément à un panneau d'isolation a été mesuré, mais avec de multiples différences de températures aux bornes de l'élément, allant de 1 K à 30 K. Pour ce second groupe de mesures, l'élément était uniquement dans l'état conducteur. De l'extérieur vers l'intérieur, l'élément était composé d'une lame d'air verticale de 15 mm, d'un panneau d'isolation de 15 mm et d'une autre lame d'air verticale de 15 mm. Les lames d'air horizontales avaient également une épaisseur de 15 mm. La hauteur du panneau d'isolant était de 730 mm. La comparaison entre ces mesures et le modèle détaillé est présentée Figure 3 :

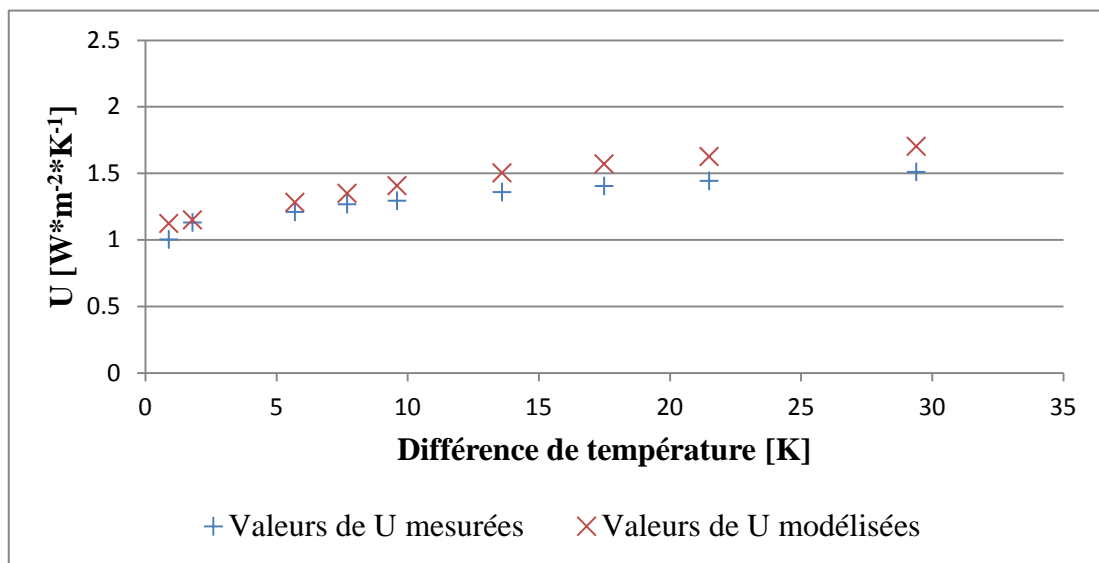


Figure 3 : Comparaison entre les Valeurs de U mesurées et modélisées pour 9 différences de température.

Pour ces 9 différences de températures aux limites de l'élément, l'écart relatif moyen entre mesures et modèle est de 9.2 %. Pour cette configuration géométrique, le modèle surestime légèrement le transfert de chaleur, et la différence augmente avec la différence de température aux limites de l'élément. 4 sondes de températures de type PT100 au centre sur l'axe vertical, ont été utilisées pour mesurer les températures de l'air dans les colonnes d'air extérieure et intérieure ainsi que les températures des surfaces extérieures et intérieures du panneau d'isolation : les écarts moyens pour ces neuf mesures étaient respectivement de 1.0K, 0.3K, 1.1K et 0.1K. Pour les différences de températures élevées, la température de l'air de la lame d'air verticale extérieure est surestimée par le modèle, avec une différence maximale de 3.1 K entre le modèle et les mesures. Cet écart explique aussi la surestimation de la valeur de U pour des différences de températures aux limites élevées, et peut être dû à une surestimation des coefficients de transfert convectif ou du débit massique.

Pour l'état conductif, de manière générale, et en considérant aussi les cas du premier groupe de mesure avec un seul panneau d'isolation, il apparaît que le modèle tend à sous-estimer le transfert thermique et donc la convection pour des éléments avec des lames d'air verticales de grande épaisseur (30 mm, mesures 3C, 4C, 9C et 10C). Le modèle est précis pour des lames d'air verticales d'épaisseur moyennes (17.5 mm, mesures 7C, 8C, 11C et 12C), et surestime légèrement la convection pour des lames d'air verticales de faible épaisseur (15 mm, Figure 3). Ceci peut être dû à l'incertitude liée au calcul des pertes de charges et du débit massique, ainsi qu'aux phénomènes physiques qui ne sont pas pris en compte dans l'état actuel du modèle. Dans les cas commutés simulés ci-dessus, les pertes de charges totales dans le prototype sont très faibles et inférieures à 0.5 Pa. Les coefficients convectifs varient entre 1.7 et 3.5 W/(m²*K). La prochaine étape serait de vérifier le calcul du débit massique et des pertes de charges avec un outil de CFD, sur le second groupe de mesures.

5. Conclusion

Un modèle détaillé d'élément de façade commutable a été présenté et validé pour différentes géométries et différentes différences de températures aux limites de l'élément. Bien que les écarts entre modèle et mesures atteignent un maximum de 22.3% pour des épaisseurs de lame d'air verticale de 30 mm, la concordance entre modèle et mesures est bonne pour les autres variantes. La précision du modèle semble être sensible à l'épaisseur des lames d'air verticales.

Une simulation de CFD permettra de valider le calcul du débit massique. Idéalement, une mesure expérimentale permettra de valider le calcul du débit massique. Ensuite, une étude paramétrique pourra être menée pour optimiser les propriétés thermiques de l'élément de façade.

Références

- [1] European Parliament, Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings (recast), *Official Journal of the European Union*, (2010).
- [2] R.S. McLeod, C.J. Hopfe, A. Kwan, An investigation into future performance and overheating risks in Passivhaus dwellings, *Building and Environment*, 70 (2013) 189-209.
- [3] R.N. Ronny Horn, Michael Meister, Jörg Hetfleisch, Roland Gaps, Jochen Fricke, Switchable thermal insulation: results of computer simulations for optimisation in building applications, *High Temperatures-High Pressures*, 32 (2000) 669-675.
- [4] N. Nestle, et al, Konstruktionselement mit regelbarem Wärmedurchgangskoeffizienten, in: U Patentanmeldung PF 0000074461 SE/St, 2013.
- [5] T. Pflug, T.E. Kuhn, R. Nörenberg, A. Glück, N. Nestle, C. Maurer, Closed translucent façade elements with switchable U-value—A novel option for energy management via the facade, *Energy and Buildings*, 86 (2015) 66-73.
- [6] Verein Deutscher Ingenieure, *VDI Heat Atlas Second Edition*, 2010.
- [7] A. Bejan, *Convection Heat Transfer, Fourth Edition*, John Wiley & Sons, Inc, 2013.
- [8] Technical Committee ISO/TC 163, ISO 15099:2003, Thermal performance of windows, doors and shading devices - Detailed calculations, 2003.
- [9] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes, Third Edition*, John Wiley & Sons, Inc, 2006.
- [10] Technischen Komitee CEN/TC 129 „Glas im Bauwesen“, Glass in building – Determination of thermal transmittance (U value) – Calculation method; German version EN 673:2011, 2011.