



HAL
open science

Étude expérimentale des performances énergétiques d'une fenêtre pariétodynamique équipée d'un vitrage chauffant

Alain Makhour

► **To cite this version:**

Alain Makhour. Étude expérimentale des performances énergétiques d'une fenêtre pariétodynamique équipée d'un vitrage chauffant. Thermique [physics.class-ph]. Université de La Rochelle, 2021. Français. NNT: 2021LAROS015 . tel-03635119

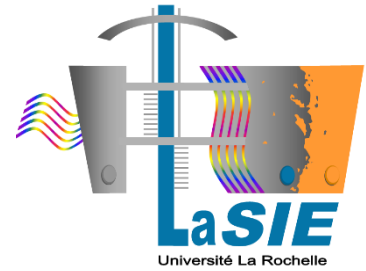
HAL Id: tel-03635119

<https://theses.hal.science/tel-03635119v1>

Submitted on 8 Apr 2022

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

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



THÈSE

Pour l'obtention du grade de
DOCTEUR DE LA ROCHELLE UNIVERSITÉ

ÉCOLE DOCTORALE : EUCLIDE

Discipline : Énergétique et Thermique

Présentée par :

Alain MAKHOUR

Étude expérimentale des performances énergétiques d'une fenêtre pariétodynamique équipée d'un vitrage chauffant

Soutenue le 13 juillet 2021

JURY

Stéphane LASSUE
Monica SIROUX
Didier SAURY
Ghislain MICHAUX
Patrick SALAGNAC

Professeur, Université d'Artois - LGCgE, Rapporteur
Professeur, INSA de Strasbourg - ICUBE, Rapporteur
Professeur, Université de Poitiers - ENSMA, Examineur
Maître de conférences, La Rochelle Université, Co-directeur
Professeur, La Rochelle Université, Directeur de thèse

Remerciements

À l'issue de la rédaction de cette recherche, je suis convaincu que la thèse est loin d'être un travail solitaire. En effet, je n'aurais jamais pu réaliser ce travail doctoral sans le soutien d'un grand nombre de personnes dont la générosité, la bonne humeur et l'intérêt manifestés à l'égard de ma recherche m'ont permis de progresser dans cette phase délicate de « *l'apprenti-chercheur* ». Je souhaite ici rendre hommage et exprimer ma profonde gratitude à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à sa réalisation et à son aboutissement.

En premier lieu, je tiens à remercier Messieurs Patrick SALAGANC et Ghislain MICHAUX, pour la confiance qu'ils m'ont accordée en acceptant d'encadrer ce travail doctoral, pour leurs multiples conseils et pour toutes les heures qu'ils ont consacrées à diriger cette recherche. J'aimerais également leur dire à quel point j'ai apprécié leur grande disponibilité et leur respect sans faille des délais serrés de relecture des documents que je leur ai adressés. Enfin, j'ai été extrêmement sensible à leurs qualités humaines d'écoute et de compréhension tout au long de ce travail doctoral.

Je tiens à remercier au même titre que mes encadrants, Monsieur Pierre BRAGANÇA, post-doctorant au LaSIE, pour avoir été présent au jour le jour, pour ses qualités scientifiques et sa grande expérience en expérimentation.

Je tiens à adresser mes remerciements à tous les membres de jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce travail et pour leurs remarques pertinentes et constructives. Je suis très sensible à l'honneur que m'ont fait Madame Monica SIROUX, professeur à l'INSA de Strasbourg, et Monsieur Stéphane LASSUE, professeur à l'Université d'Artois, en rapportant ce travail. Je tiens aussi à exprimer ma gratitude à Monsieur Didier SAURY, professeur à l'Université de Poitiers, pour avoir accepté de présider ce jury.

Je remercie le groupe RIDORET, le fabricant de la fenêtre étudiée dans ce travail. J'ai été ravi que Monsieur Jean-Baptiste RIDORET, Directeur Général Délégué du groupe RIDORET, et Monsieur Rémy GREFFET, chargé Recherche et Développement au groupe RIDORET ont accepté notre invitation pour faire partie du jury.

Je tiens également à remercier le fonds européen de développement régional (FEDER) pour le financement de ces travaux de thèse, dans le cadre du projet FEDER/FSE 2014 – 2020. Je remercie mon laboratoire d'accueil, le Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement (LaSIE).

Un grand merci à tous les collègues du laboratoire, à la fois pour l'excellente ambiance, leur ouverture d'esprit, et pour leurs judicieux conseils au quotidien. Merci à ma famille libanaise à La Rochelle et partout en France, pour le support et pour les beaux moments partagés pendant ces 3 ans.

Enfin, il est de coutume de remercier ses proches en dernier, alors que finalement, ce sont ces personnes qui contribuent le plus à l'accomplissement de la thèse. Ils sont notre motivation la plus grande, ceux qui absorbent nos larmes et ceux qui nous aident à faire nos choix de vie. Je dédie donc ce manuscrit à mes amis, à mes frères et à l'amour éternel, ma mère **Mala** et mon père **Issam**.

Résumé

Dans le secteur du bâtiment, les parois vitrées et le renouvellement d'air représentent aujourd'hui deux points faibles majeurs de l'enveloppe du bâtiment en termes de performance énergétique. Ils représentent environ 30 à 40 % des déperditions thermiques globales pour un bâtiment existant et peuvent atteindre 80 % pour un bâtiment neuf performant (60 % par les parois vitrées et 20 % par la ventilation).

Dans ce contexte, la fenêtre pariétodynamique peut être une solution puisqu'elle agit simultanément sur ces deux postes de déperditions thermiques. Nous étudions ici la pertinence de l'intégration d'un vitrage chauffant au sein de ce type de fenêtre dans le but de répondre à plusieurs besoins, à savoir la ventilation, l'accès à la lumière naturelle et le chauffage. L'avantage de ce composant d'enveloppe multifonctionnel serait de récupérer les pertes en face arrière du vitrage chauffant grâce à l'effet pariétodynamique (circulation d'air neuf extérieur à travers les vitrages avant son introduction dans le bâtiment). Ce type de fenêtre présenterait également l'intérêt de créer un environnement intérieur plus confortable (suppression de l'effet de paroi froide, réduction du risque de courant d'air froid) et d'apporter un gain de surface habitable puisque l'émetteur de chaleur est intégré à l'enveloppe.

L'objectif de la thèse a été d'évaluer expérimentalement, en conditions hivernales et sans apports solaires, les gains apportés par la fenêtre pariétodynamique en termes d'efficacité énergétique et de confort thermique, mais également de qualité d'air intérieur. À cette fin, une fenêtre pariétodynamique chauffante a été intégrée et instrumentée au sein d'une enceinte climatique dont les conditions sont contrôlées. Plusieurs techniques de mesures thermiques et aérauliques ont été utilisées afin de réaliser les mesures nécessaires à la réalisation de cette étude.

Les résultats obtenus ont mis en évidence que, pour des conditions climatiques équivalentes, la capacité de la fenêtre pariétodynamique chauffante à réduire les besoins de chauffage et à préchauffer l'air entrant est supérieure à celle d'une fenêtre conventionnelle à double vitrage associée à un convecteur électrique et à celle de fenêtres à triple vitrage chauffant. En absence de film chauffant, l'écart d'efficacité entre la fenêtre pariétodynamique non-chauffante et la fenêtre à triple vitrage non-chauffante est maximal. À puissance maximale, cet écart diminue, mais la fenêtre pariétodynamique chauffante reste 22 % plus performante que celle à triple vitrage chauffante.

Il a été mis en évidence que la fenêtre pariétodynamique chauffante améliore le confort thermique par rapport au cas de référence (fenêtre à double vitrage associée à un convecteur électrique). Elle réduit également le risque de gradient de température vertical et ne présente aucun risque d'asymétrie de rayonnement. Enfin, la fenêtre pariétodynamique chauffante permet une meilleure distribution de l'air neuf dans une pièce par rapport au cas de référence.

Mots-clés : bâtiments, fenêtre ventilée, pariétodynamique, ventilation, étude expérimentale, thermographie infrarouge, PIV, confort thermique, QAI, énergétique.

Abstract

In building's envelope, glazed walls and air renewal represent two major weak points in terms of energy performance. They represent about 30 to 40 % of the global thermal losses for an existing building and can reach up to 80 % for a new high-performance building (60 % by glazed walls and 20 % by ventilation).

In this context, the airflow window could be a solution since it acts simultaneously on these two thermal loss posts. In this study, we investigated the relevance of integrating heated glazing within this type of window in order to meet several needs: namely, the ventilation, access to natural light, and heating. The advantage of this multifunctional envelope component would be to recover the loss on the backside of the heated glazing, thanks to the parietodynamic effect (circulation of fresh renewal air through the glazing before it enters the building). Moreover, this type of windows has the advantage of creating a more thermally comfortable interior environment (elimination of the cold wall effect, reduction of the draft risk) and of providing a gain in the living space since the heat emitter is built in the building envelope.

The objective of this thesis was to evaluate experimentally the gain brought by the airflow window in terms of energy efficiency, thermal comfort, and indoor air quality in winter conditions and without solar gain. A heated airflow window has been integrated and instrumented within a climatic chamber whose conditions are controlled. Several thermal and aerodynamic measurement techniques were used to perform the measurements necessary for the realization of this study.

The obtained results showed that, in equivalent climatic conditions, the heated airflow window has a greater ability in reducing the heating needs and in preheating the incoming air compared to the conventional double-glazed, and triple-glazed windows. In the absence of the power of the heating film, the difference in efficiency between the non-heating airflow window and the non-heating triple-glazed window is maximal. At maximum power, this difference decreases, but the heated airflow window remains 22 % more efficient than the heated triple glazed window.

It has been shown that the heated airflow window improves thermal comfort compared to the reference case (double-glazed window associated with an electric heater). It also reduces the risk of the vertical temperature gradient and does not present any risk of radiation asymmetry. Finally, the heated airflow window allows a better distribution of fresh air in a room compared to the reference case.

Keywords: buildings, ventilated window, parietodynamic, ventilation, experimental study, infrared thermography, PIV, thermal comfort, IAQ, energetics.

Tables des matières

Remerciements	iii
Résumé	v
Abstract	vii
Nomenclature	xv
Introduction générale	1
Chapitre I Contexte de l'étude et état de l'art	3
Introduction	4
1. Contexte énergétique et environnemental	4
1.1. Répartition de la consommation d'énergie par secteur	4
1.1.1. En Europe	4
1.1.2. En France	5
1.2. Deux postes de déperditions majeurs : la ventilation et les fenêtres	6
2. Les fenêtres	7
2.1. Structure et types d'ouverture des fenêtres.....	8
2.2. Transferts thermiques dans une fenêtre	9
2.3. Composition et performance thermique d'une fenêtre	10
2.3.1. Composition et performance thermique du cadre d'une menuiserie	10
2.3.2. Composition et performance thermique des vitrages	11
2.4. Indicateurs de performance énergétique d'une fenêtre.....	13
2.4.1. Le coefficient de transmission thermique d'une fenêtre	13
2.4.2. Le facteur solaire	14
3. La ventilation dans les bâtiments	14
3.1. Les différents types de ventilations	15
3.1.1. La ventilation naturelle.....	15
3.1.2. La ventilation mécanique contrôlée.....	16
3.2. Stratégies de ventilation	18
3.2.1. La ventilation par piston	18
3.2.2. La ventilation par déplacement.....	18
3.2.3. La ventilation par mélange	19
3.3. Valeurs de débit d'air (réglementaire) de ventilation dans les logements.....	19
3.4. La ventilation et la qualité de l'air intérieur	20
3.4.1. Évaluation de l'efficacité de ventilation	21

3.4.2. Efficacité de température.....	22
3.4.3. Utilisation de gaz traceurs pour évaluer la performance de ventilation	22
4. Les fenêtres pariétodynamiques.....	22
4.1. Premières approches	22
4.2. Modes de fonctionnement	24
4.3. Indicateurs de performance d'une fenêtre ventilée.....	25
4.3.1. Coefficient de transmission thermique surfacique	25
4.3.2. Facteur solaire.....	27
4.3.3. Principaux paramètres conditionnant les performances d'une fenêtre pariétodynamique	28
4.4. La fenêtre Paziaud	29
4.5. Couplage d'une fenêtre pariétodynamique et d'un vitrage chauffant	30
4.5.1. Vitrage chauffant	30
4.5.2. Fenêtre pariétodynamique chauffante	32
5. Confort thermique.....	33
5.1. Évaluation du confort thermique	34
5.2. Facteurs influant le confort thermique.....	34
5.2.1. Les caractéristiques des occupants	35
5.2.2. Les conditions de l'environnement thermique.....	35
5.3. Indices environnementaux traduisant le confort thermique	37
5.3.1. La température opérative	37
5.3.2. La température équivalente	37
5.4. Le modèle de Fanger	38
5.4.1. Indices de confort thermique selon Fanger.....	38
5.4.2. Utilisation du modèle de Fanger.....	40
5.4.3. La norme EN 15251	40
5.5. Modèle de confort adaptatif.....	41
5.6. Inconforts locaux	41
5.6.1. Asymétrie de rayonnement.....	42
5.6.2. Différence de température entre la tête et les chevilles	43
5.6.1. Effet de courant d'air	44
5.6.2. Sols froids ou chauds.....	45
6. Positionnement du travail de thèse	46
Conclusions	47

Chapitre II Moyens expérimentaux, méthodes et instrumentation.....	49
Introduction	50
1. Enceinte climatique « AIRDIFF ».....	50
1.1. Caractéristiques de l'enceinte climatique	50
1.2. Modification de la structure et adaptation de l'enceinte.....	52
1.2.1. Faux plafond et cloison intégrant la fenêtre	52
1.2.2. Dispositif de conditionnement d'air	53
2. Fenêtre pariétodynamique chauffante.....	54
2.1. Composition de la fenêtre.....	55
2.1.1. Les verres.....	55
2.1.2. Les entrée et sortie d'air	55
2.1.3. Les lames d'air.....	56
2.1.4. Le film chauffant	56
2.1.5. Le traitement « faible émissivité »	56
2.2. Principe de fonctionnement de la fenêtre	57
3. Instrumentation de la fenêtre, de l'enceinte et du dispositif de conditionnement d'air	57
3.1. Instrumentation de la fenêtre	57
3.1.1. Mesure du débit	57
3.1.2. Mesure de la puissance électrique de l'élément chauffant	58
3.1.3. Mesure des températures	58
3.2. Instrumentation de l'enceinte	61
3.2.1. Mesure de la température des parois	62
3.2.2. Mesure de la température ambiante.....	62
3.3. Instrumentation du circuit de ventilation.....	63
3.3.1. Alimentation électrique du ventilo convecteur.....	63
3.3.2. Mesure de température sur le trajet de l'air froid entrant	63
4. Méthodes de mesures expérimentales.....	63
4.1. Mesures thermiques.....	63
4.1.1. Mesure de l'émissivité.....	63
4.1.2. Mesures par thermographie infrarouge.....	64
4.1.3. Mesures par micro-thermocouple	66
4.1.4. Mesures fluxmétriques	68
4.2. Incertitudes des flux.....	68

4.3. Mesures de vitesse	69
4.3.1. Dispositif PIV	69
4.3.2. Acquisition des champs de vitesse par PIV	70
4.4. Mesure de confort thermique et de qualité d'air intérieur	71
4.4.1. Évaluation du confort thermique	72
4.4.2. Capteurs de mesures des paramètres environnementaux	73
4.4.3. Évaluation des indices de la qualité d'air intérieur.....	74
4.4.4. Procédure expérimentale	75
Conclusions	76
Chapitre III Efficacité énergétique de la fenêtre pariétodynamique chauffante.....	79
Introduction	80
1. Conditions des essais expérimentaux.....	80
1.1. Débit d'air neuf.....	80
1.2. Puissance du film chauffant.....	81
1.3. Écart de température de part et d'autre de la fenêtre	81
1.4. Définition des configurations expérimentales testées	81
1.5. Stabilité des paramètres d'étude	82
2. Caractérisation préliminaire du vitrage chauffant	82
2.1. Fenêtre à triple vitrage chauffant, TVC.....	83
2.2. Fenêtre pariétodynamique chauffante, PDC.....	86
2.2.1. Température moyenne de la face 6.....	90
2.2.2. Topologie « qualitative » de l'écoulement dans la deuxième lame d'air	90
2.3. Synthèse sur la distribution de température en face intérieure de vitrage	91
3. Caractérisation des échanges thermiques entre les fenêtres étudiées et l'ambiance intérieure	92
3.1. Flux de chaleur échangé par convection.....	93
3.1.1. Évolution de la température de surface pour les fenêtres TVC et PDC	93
3.1.2. Évaluation des flux convectifs à partir de mesures fluxmétriques	94
3.2. Flux de chaleur échangé par rayonnement	99
3.2.1. Champs de densité de flux radiatif	99
3.2.2. Fenêtre TVC	100
3.2.3. Fenêtre PDC	102
3.2.4. Flux de chaleur radiatif global.....	104
3.3. Flux de chaleur dû au renouvellement d'air	105

3.3.1. Gains de chaleur dans les lames d'air L_1 et L_2	105
3.3.2. Déperditions et apports de chaleur dus au renouvellement d'air.....	108
3.4. Flux échangés entre la fenêtre et l'ambiance intérieure.....	109
4. Efficacité énergétique des fenêtres pariétodynamiques et/ou chauffantes.....	111
4.1. Établissement de la définition de l'efficacité	111
4.1.1. Bilans thermiques	111
4.1.2. Intégration des définitions d'efficacités dans les bilans	116
4.1.3. Définition d'une nouvelle efficacité	116
4.2. Résultats et discussion.....	117
Conclusions	120
Chapitre IV Étude du confort thermique et de la qualité de l'air intérieur	123
Introduction	124
1. Présentation des configurations testées	124
1.1. Fenêtre pariétodynamique chauffante	125
1.2. Fenêtre pariétodynamique non chauffante	125
1.3. Fenêtre double vitrage classique.....	126
1.4. Paramètres de l'étude.....	126
2. Étude du confort thermique	128
2.1. Résultats bruts de mesures.....	130
2.1.1. Mesures de vitesse d'air	130
2.1.2. Mesures de température d'air	132
2.1.3. Mesures de température radiante moyenne	135
2.2. Indice de confort thermique suivant Fanger	137
2.2.1. Indice de confort PMV	138
2.2.2. Indice de confort PPD	140
2.3. Indices d'inconfort thermique local.....	143
2.3.1. Asymétrie de rayonnement.....	143
2.3.2. Gradient vertical de température	146
3. Diffusion de l'air neuf de ventilation dans la zone d'occupation	148
Conclusions	150
Chapitre V Étude prospective de caractérisation de la couche limite à la surface de la fenêtre pariétodynamique chauffante	151
Introduction	152
1. Caractérisation thermique des écoulements	154

1.1. Profils de température et épaisseur de couche limite thermique	154
1.2. Comparaison des profils de température avec la littérature	157
1.2.1. Cas d'une paroi à température uniforme	157
1.2.2. Cas d'une paroi à flux uniforme	158
1.2.3. Cas d'une paroi à température variable	159
2. Caractérisation dynamique de l'écoulement à la surface intérieure de la fenêtre	160
2.1. Profils de vitesse et épaisseurs de couche limite dynamique	160
2.2. Comparaison des profils de vitesse avec des modèles de la littérature	162
2.2.1. Cas d'une paroi à température uniforme	163
2.2.2. Cas d'une paroi à flux uniforme	163
2.2.3. Cas d'une paroi à température variable	164
3. Détermination du coefficient d'échange convectif local.....	165
3.1. Méthodes expérimentales	165
3.1.1. Méthode du gradient.....	165
3.1.2. Méthode fluxmétrique	166
3.2. Modèle de Sparrow.....	166
3.3. Résultats et discussions	168
Conclusions	169
Conclusion générale et perspectives.....	171
Bibliographie.....	175

Nomenclature

A	Surface	m^2
c_p	Chaleur massique	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
CL	Couche limite	-
DV	Double vitrage	-
F	Facteur de forme	-
FE	Faible émissivité	-
Gr	Nombre de Grashof	-
Gr^*	Nombre de Grashof modifié	-
h	Coefficient d'échange convectif	$W.m^{-2}.K^{-1}$
IR	Infrarouge	-
L	Lame d'air	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
P	Puissance	W
Pr	Nombre de Prandtl	-
PAC	Pompe à chaleur	-
PMV	Vote moyen prévisible	-
PPD	Pourcentage prévisible d'insatisfaits	%
PD	Pourcentage d'insatisfaits	%
$PDNC$	Pariétodynamique non chauffante	-
PDC	Pariétodynamique chauffante	-
Q	Débit volumique d'air	$m^3.h^{-1}$
QAI	Qualité d'air intérieur	-
R	Résistance thermique	$m^2.K.W^{-1}$
T	Température	$^{\circ}C$
$\overline{T_r}$	Température radiante moyenne	$^{\circ}C$
TC	Thermocouple	-
TV	Triple vitrage	-
TVC	Triple vitrage chauffante	-
V	Vitre ou vitesse	- ou $m.s^{-1}$
U	Coefficient de transmission thermique surfacique	$W.m^{-2}.K^{-1}$

Lettres grecques

α	Diffusivité thermique	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
β	Coefficient de dilatation thermique	K^{-1}
Δ	Différence	-
δ	Épaisseur de la couche limite	m
ε	Émissivité	-
η	Efficacité	-
λ	Conductivité thermique	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
ν	Viscosité cinématique	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
ρ	Masse volumique	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
σ	Constante de Stefan Boltzmann	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$
φ	Densité de flux thermique	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$
Φ	Flux thermique	W

Indices et exposants

<i>air</i>	Air	<i>rec</i>	Rectangle
<i>amb</i>	Ambiant	<i>réf</i>	Référence
<i>alu</i>	Aluminium	<i>rad</i>	Radiatif
<i>conv</i>	Convectif ou convecteur	<i>sur</i>	Surface du vitrage
<i>cap</i>	Capteur (fluxmètre)	<i>souf</i>	Soufflé
<i>cloison</i>	Cloison	<i>s</i>	Station
<i>chi</i>	Chicane	<i>sup</i>	Superficielle
<i>d</i>	Dynamique	<i>T</i>	Thermique
<i>ext</i>	Extérieur	<i>vent</i>	Ventilation
<i>éch</i>	Échangeur	<i>w</i>	Fenêtre (window)
<i>eq</i>	Équivalent		
<i>film</i>	Film chauffant		
<i>g</i>	Globe		
<i>int</i>	Intérieur		
<i>moy</i>	Moyen		
<i>p</i>	Paroi		
<i>plaf</i>	Plafond		
<i>pix</i>	Pixel		

Introduction générale

L'augmentation drastique des émissions de gaz à effet de serre (GES) due à l'utilisation massive des énergies fossiles inquiète la communauté scientifique depuis de nombreuses années. Son impact sur le réchauffement climatique est avéré. La réponse à cette problématique passe par la réduction des consommations énergétiques et le recours aux énergies renouvelables. Au niveau mondial, la prise de conscience de ces enjeux environnementaux s'est traduite par plusieurs conventions et accords (protocole de Kyoto en 1997, conférence de Paris « COP21 » sur le climat en 2015...) qui visent à réduire les consommations d'énergie et les émissions de GES. L'Union européenne, quant-à-elle, s'est engagée à travers son accord « Paquet Énergie-Climat pour 2030 » à porter la part des énergies renouvelables à 27 % de la consommation européenne, à réduire de 40 % les émissions de GES et à réaliser 27 % d'économie d'énergie par rapport à 1990. En France, le Grenelle de l'environnement a adopté à l'automne 2007 le Plan Climat et l'objectif du Facteur 4, visant une réduction par 4 les émissions des GES d'ici 2050.

Au niveau français, le secteur du bâtiment est le premier consommateur d'énergie et représente 44,9 % de la consommation d'énergie finale en 2015. Les deux tiers de la consommation énergétique de ce secteur proviennent des bâtiments résidentiels et le tiers restant des bâtiments tertiaires [1]. Le secteur du bâtiment représente donc un important potentiel de réduction des émissions de GES.

Dans cet objectif de réduction des émissions, il est nécessaire d'identifier les postes principaux de déperditions thermiques et de trouver des solutions efficaces qui traitent simultanément la réduction de la consommation énergétique des bâtiments et l'amélioration du confort de l'occupant. Des études ont montré que la part des déperditions thermiques imputable aux fenêtres et à la ventilation est d'environ 30 à 40 % pour un bâtiment existant [2] et 80 % pour un bâtiment neuf de type passif [3]. L'utilisation de fenêtres pariétodynamiques apparaît comme une solution prometteuse. Le principe de cette fenêtre consiste à faire circuler de l'air entre ses verres avant de l'introduire au sein du bâtiment. Une partie de l'énergie solaire absorbée par les vitrages et des déperditions thermiques à travers la fenêtre est ainsi récupérée pour préchauffer l'air entrant. Des études portant sur les performances énergétiques de ces fenêtres ont établi une réduction de 40 % des pertes thermiques liées aux surfaces vitrées et à la ventilation. Il a également été démontré que les besoins de chauffage d'une maison équipée de fenêtres pariétodynamiques sont réduits de 20 à 30 % par rapport au cas de fenêtres à double vitrage [4].

Afin d'optimiser la surface habitable notamment, des fenêtres équipées de vitrages chauffants sont apparues. Ces vitrages permettent, outre les fonctions habituelles d'un vitrage classique, d'intégrer le système de chauffage au sein de la menuiserie et d'ainsi supprimer des surfaces de chauffe classiques (convecteurs, convecteurs). Par ailleurs, les vitrages chauffants suppriment l'effet de paroi froide ainsi que le risque de condensation sur le vitrage. Par contre, le vitrage chauffant présente l'inconvénient d'être en contact direct avec l'extérieur et donc une partie de la chaleur émise au sein de celui-ci est directement cédée à l'environnement extérieur. Afin de limiter ces déperditions, tout en conservant l'avantage des vitrages chauffants, une

solution consiste à coupler une fenêtre pariétodynamique, de type Paziaud, avec un vitrage chauffant.

Les travaux présentés dans ce manuscrit ont été réalisés au sein du Laboratoire des sciences de l'ingénieur pour l'environnement (LaSIE). Ils ont été financés dans le cadre du projet FEDER/FSE 2014 – 2020, et se sont focalisés sur la fenêtre pariétodynamique de type Paziaud fonctionnant en conditions hivernales et sans prise en compte des apports solaires.

Le document est composé de 5 chapitres.

Le **premier chapitre** introduit le contexte et les éléments indispensables à la compréhension du document (structure et performance énergétique des fenêtres, types et stratégies de ventilation...). Un état de l'art sur la fenêtre pariétodynamique, les vitrages chauffants et le couplage de l'effet pariétodynamique au vitrage chauffant est présenté et les notions de confort thermique sont rappelées.

Le **deuxième chapitre** décrit l'installation expérimentale comprenant une enceinte climatique, un système de conditionnement d'air et la fenêtre pariétodynamique chauffante étudiée. Les différents dispositifs et méthodes expérimentales utilisées pour caractériser les échanges thermiques et les champs de température et de vitesse sont présentés.

Dans le **troisième chapitre**, nous nous intéressons au comportement thermique et aux performances énergétiques d'une fenêtre pariétodynamique chauffante. Dans un premier temps, sont étudiées les influences de la puissance électrique du film chauffant, du débit d'air et de l'écart de température de part et d'autre de la fenêtre (intérieur / extérieur) sur les valeurs de température superficielle et sa distribution sur la face intérieure du vitrage. Dans un deuxième temps, les flux de chaleur échangés entre la fenêtre et l'environnement intérieur de la pièce sont caractérisés et quantifiés. Enfin, une définition d'efficacité énergétique commune aux fenêtres chauffantes et/ou pariétodynamiques est proposée puis évaluée pour la comparaison des performances de ces différents types de fenêtres.

Dans le **quatrième chapitre**, l'impact d'une fenêtre pariétodynamique chauffante ou non sur la diffusion d'air neuf et le confort thermique au sein d'une pièce est étudié. L'analyse est réalisée à partir des indices PMV et PPD proposés par Fanger [5]. Nous nous intéressons également à l'incidence de la fenêtre sur la stratification thermique dans l'ambiance intérieure et l'asymétrie de rayonnement au sein de celle-ci. Les résultats expérimentaux obtenus sont alors comparés à un cas de référence correspondant à une fenêtre à double vitrage classique associée à un convecteur électrique. Enfin, une étude sur la diffusion de l'air neuf dans la zone d'occupation est présentée.

Le **dernier chapitre** présente une pré-étude menée dans le but de caractériser la couche limite se développant à la surface intérieure de la fenêtre pariétodynamique chauffante. Dans un premier temps, les couches limites dynamiques et thermiques sont respectivement caractérisées à partir d'acquisitions de champs de vitesse d'air et de gradients de température d'air dans le plan vertical, perpendiculairement à la surface de la fenêtre. Dans un deuxième temps, les coefficients d'échange convectif locaux sont évalués pour différentes hauteurs de la fenêtre et comparés à des corrélations issues de la littérature scientifique. Enfin, des pistes sont proposées dans le but de développer ultérieurement des corrélations spécifiques à la configuration considérée (température de surface et flux variables suivant la hauteur).

Chapitre I

Contexte de l'étude et état de l'art

Introduction

Dans ce chapitre, nous présenterons le contexte de la présente étude et les éléments bibliographiques nécessaires à la compréhension des travaux de recherche réalisés. Nous rappellerons le contexte énergétique et environnemental actuel, en expliquant la nécessité et les voies de réduction de la consommation énergétique dans le secteur du bâtiment. Nous nous intéresserons plus particulièrement aux fenêtres et à la ventilation des bâtiments, aux différents types existants et aux indicateurs de performance énergétiques associés. La fenêtre pariétodynamique sera introduite comme une solution permettant de réduire simultanément les déperditions thermiques dues aux fenêtres et à la ventilation. Une variante de cette fenêtre intégrant un vitrage chauffant, objet de ces travaux de thèse, sera ensuite présentée. Nous terminerons le chapitre en abordant la notion de confort thermique, puis en présentant les objectifs de la thèse.

1. Contexte énergétique et environnemental

Les gaz à effet serre (GES) émis par la combustion du pétrole, du charbon et du gaz ne sont pas intégralement absorbés par les végétaux et les océans. Présents dans l'atmosphère, ils agissent telle une barrière infrarouge en piégeant le rayonnement solaire, et sont ainsi responsables de l'augmentation de la température moyenne terrestre. Le Groupe Intergouvernemental d'Experts sur le Climat (GIEC) a estimé qu'une élévation de la température moyenne entre 1,8 et 4,0°C aurait lieu d'ici la fin de ce siècle [6]. Les conséquences de cette élévation de température sont multiples : augmentation du niveau des océans, réduction de la biodiversité, multiplication des phénomènes météorologiques extrêmes (fortes précipitations, sécheresses, cyclones...).

La réponse à cette problématique passe par deux voies principales : la réduction de la consommation d'énergie, et le recours aux énergies renouvelables. Ceci s'est traduit par plusieurs accords et conventions au niveau européen et mondial. En mars 2007, l'Union européenne s'est engagée à réduire ses émissions de GES de 15 à 30 % en 2020 et de 60 à 80 % en 2050 par rapport à leur niveau de 1990. En 2014, 28 pays de l'Union européenne ont conclu un accord « Paquet Énergie-Climat pour 2030 » [7] dont les objectifs sont de porter la part des énergies renouvelables à 27 % de la consommation européenne, de réduire de 40 % les émissions de GES et de réaliser 27 % d'économie d'énergie par rapport à 1990. Au niveau mondial, en décembre 2015, un premier accord mondial juridiquement contraignant sur le changement climatique a été adopté lors de la conférence de Paris sur le climat (COP21) par 195 parties signataires. L'objet de cet accord est de limiter le réchauffement climatique global à moins de 2°C, avec un objectif de 1,5°C. Cet accord vise également à renforcer la capacité des pays à faire face aux conséquences du changement climatique et à s'entre-aider dans leurs efforts.

1.1. Répartition de la consommation d'énergie par secteur

1.1.1. En Europe

La Figure 1 présente la répartition des consommations d'énergie finale par secteurs en Europe pour l'année 2014 [8]. On entend par énergie finale, l'énergie disponible en fin de

chaîne de transformation de l'énergie, utilisable par le consommateur final. On peut remarquer qu'à l'échelle européenne, les secteurs les plus énergivores sont l'industrie (25,9 %), le transport (33,3 %) et le bâtiment (38,1 %). Par conséquent, les mesures de réduction de la consommation d'énergie, et de celle des émissions de GES associées, doivent en priorité concerner ces 3 secteurs.

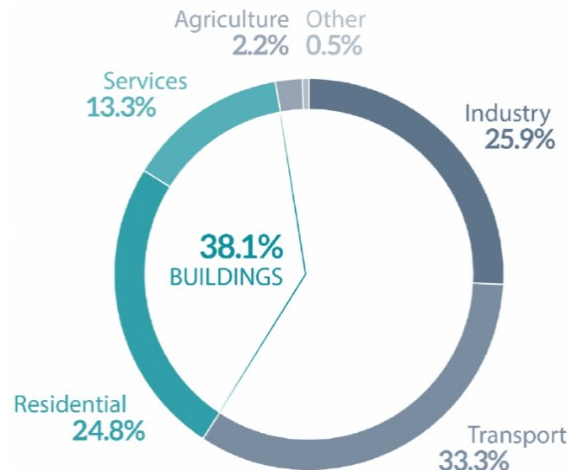


Figure 1 : Répartition de la consommation d'énergie en Europe par secteur [8].

1.1.2. En France

La répartition de la consommation d'énergie en 2015 en France par secteur est présentée sur la Figure 2 (a). Comme à l'échelle européenne, les secteurs les plus consommateurs sont le résidentiel, les transports et l'industrie. Le secteur du bâtiment est le plus gros consommateur d'énergie finale (44,9 %). Les deux tiers de la consommation énergétique de ce secteur proviennent des bâtiments résidentiels, et le tiers restant des bâtiments tertiaires [1]. La Figure 2 (b) présente la répartition par secteur des émissions de gaz à effet de serre en 2016 [9]. Le secteur résidentiel est classé troisième, derrière les transports et l'agriculture, et représente 19 % de la totalité de GES émis.

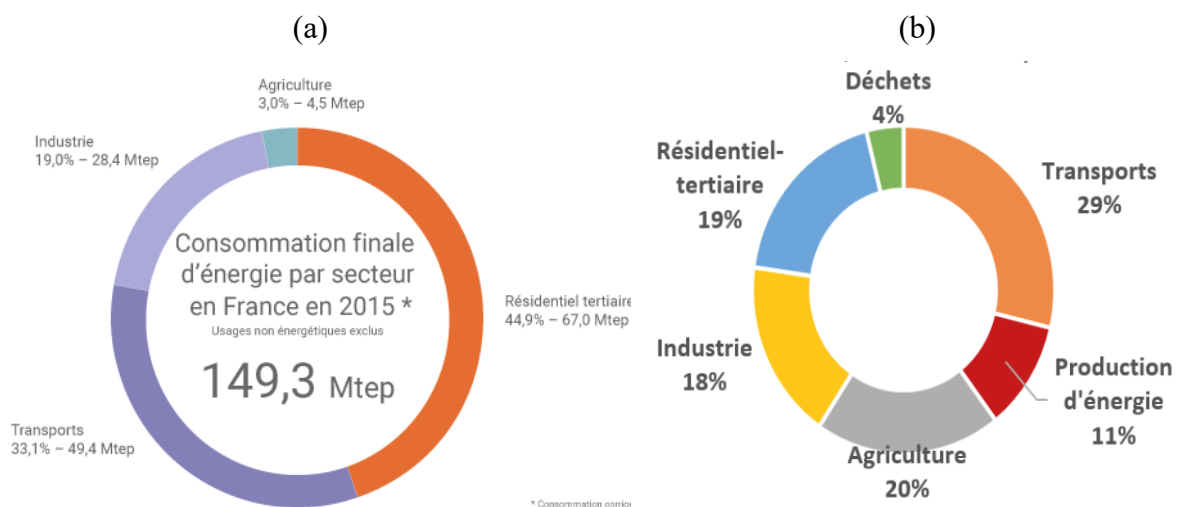


Figure 2 : (a) Répartition de la consommation d'énergie finale en France par secteur [1], (b) Répartition des émissions de gaz à effet de serre par secteur [9]

On peut constater que le secteur du bâtiment est le premier consommateur d'énergie, que ce soit en Europe et en France, et le troisième émetteur de GES en France. La réduction de ces consommations d'énergie, et par conséquent celle des émissions de GES associées, nécessite notamment la sensibilisation des occupants en faveur de la sobriété énergétique et le renforcement de l'isolation thermique des bâtiments. Ainsi, plusieurs lois et réglementations ont vu le jour en France dans le but de rendre les bâtiments neufs (et réhabilités) de plus en plus économes en énergie. La réglementation thermique actuelle, RT2012, impose une consommation maximale de $50 \text{ kWhep.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ dans les bâtiments neufs (en moyenne), soit trois fois moins que celle fixée par la réglementation précédente de 2005. Les bâtiments neufs qui seront construits à partir de 2021 devront avoir une consommation d'énergie 30 % inférieure au maximum imposé par la réglementation thermique actuelle. Selon la réglementation environnementale RE2020 à venir, ils devront produire une partie de leur énergie consommée, en recourant davantage qu'aujourd'hui aux énergies renouvelables.

1.2. Deux postes de déperditions majeurs : la ventilation et les fenêtres

Pour réduire la consommation d'énergie d'un bâtiment, et préalablement à l'amélioration de ses systèmes de production de chaleur et de froid, la priorité est de minimiser les déperditions thermiques à travers l'enveloppe. La Figure 3 illustre, pour une maison peu isolée (construite avant 1974), la répartition des déperditions thermiques. Les déperditions thermiques à travers les fenêtres représentent ici en moyenne 10 à 15 % des déperditions globales. Pour cette même maison, les déperditions dues au renouvellement d'air et aux défauts d'étanchéité (fuites) sont de 20 à 25 % [2]. Les fenêtres et la ventilation représentent donc un poste important de déperditions thermiques à travers l'enveloppe d'une maison peu isolée (30 à 40%).

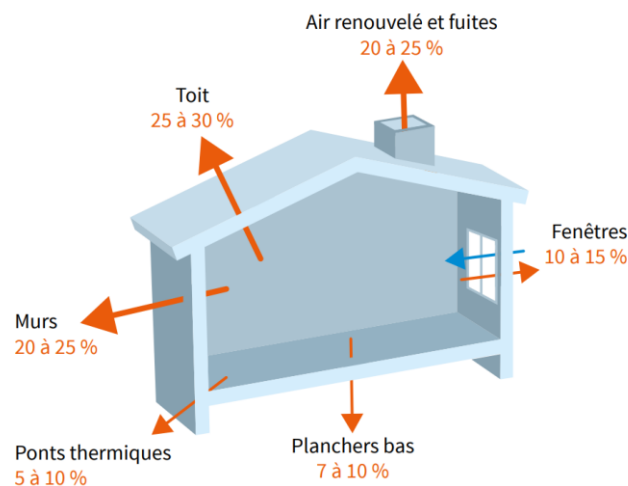


Figure 3 : Répartition des déperditions thermiques à travers l'enveloppe d'une maison peu isolée [2]

Les besoins énergétiques d'une maison récente et performante sont beaucoup plus faibles que ceux d'une maison ancienne non rénovée grâce au renforcement de l'isolation thermique de l'enveloppe. Le bilan thermique d'une maison passive présenté par la Figure 4 conduit à une répartition différente des déperditions énergétiques [3]. Les pertes thermiques par les fenêtres deviennent ainsi le premier poste de déperditions avec 61 % des pertes (mais, dans le même

temps, 37 % des gains thermiques dus aux apports solaires). La ventilation représente quant à elle 19 % des pertes.

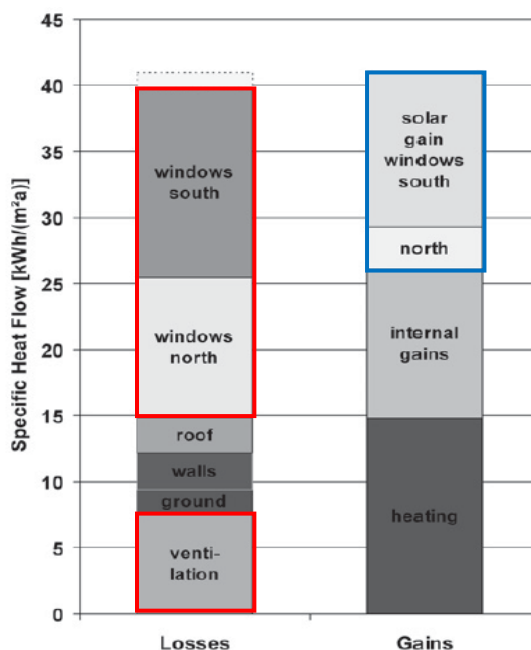


Figure 4 : Répartition des pertes et gains thermiques d'une maison passive en hiver [3]

L'isolation des parois opaques (murs, plafonds, planchers...) s'est rapidement développée au moyen de matériaux performants et économiques comme les laines minérales (laine de verre, laine de roche...) ou les isolants synthétiques dérivés de la pétrochimie (polystyrène, polyuréthane...). Les ponts thermiques ont été réduits suite à la généralisation de techniques constructives telles que l'isolation sous chape flottante, les rupteurs de ponts thermiques et l'isolation par l'extérieur. La ventilation VMC double flux permet de réduire significativement les déperditions liées au renouvellement d'air sanitaire. Il persiste donc aujourd'hui encore un point faible de l'enveloppe des bâtiments : les fenêtres. Néanmoins, plusieurs technologies visant à améliorer la performance des fenêtres ont été développées.

2. Les fenêtres

Les fenêtres représentent une partie essentielle de l'enveloppe d'un bâtiment et ses objectifs sont multiples :

- permettre l'accès à la lumière naturelle pour assurer le bien-être de l'occupant et limiter les consommations d'électricité dues à l'éclairage artificiel ;
- valoriser les apports solaires en hiver ;
- protéger l'ambiance intérieure de l'environnement extérieur (protection thermique, acoustique...) ;
- permettre l'aération du bâtiment par son ouverture ou par la présence d'entrées d'air.

Dans cette partie, nous rappellerons les éléments constitutifs d'une fenêtre et les types d'ouverture existants, et nous aborderons leurs performances thermiques et les technologies mises en œuvre pour accroître ces dernières.

2.1. Structure et types d'ouverture des fenêtres

Toutes les fenêtres sont constituées d'un cadre fixe, dit dormant, d'un cadre mobile, dit ouvrant, et d'un vitrage qui peut être simple, double ou triple. La menuiserie (cadres) peut représenter 20 % de la surface totale d'une fenêtre. Comme illustré par la Figure 5, le châssis (dormant et ouvrant) de la fenêtre peut être en bois. Elle peut être également en aluminium ou en PVC.

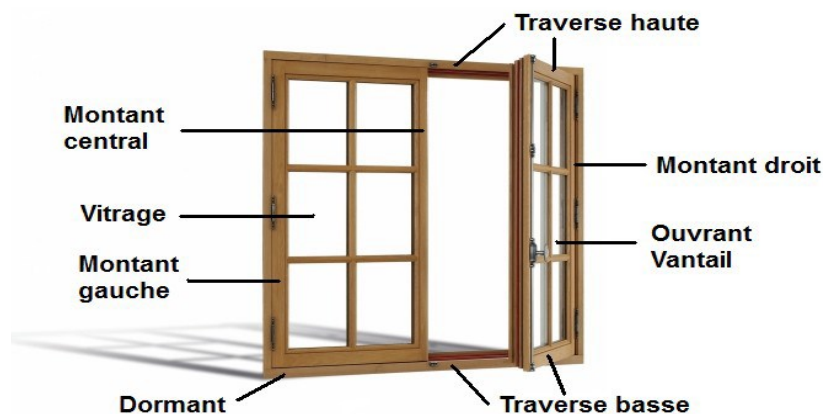


Figure 5 : Structure d'une fenêtre [4]

Comme le montre la Figure 6, il existe différents types d'ouverture de fenêtre :

a. Fenêtres à pivot à axe vertical

Les fenêtres à pivot à axe vertical correspondent aux fenêtres à ouverture à la française, à l'anglaise ou pivotante. Celle à la française, à un ou deux battants, est le modèle le plus courant en France. Son ouverture se fait vers l'intérieur grâce à une crémone verticale. La fenêtre à ouverture à l'anglaise est à ouverture vers l'extérieur. Son atout principal est de ne pas prendre de place à l'intérieur de la pièce.

b. Fenêtres à pivot à axe horizontal

La fenêtre basculante s'ouvre en basculant en haut vers l'intérieur et en bas vers l'extérieur. Elle gagne sur la surface habitable et est principalement utilisée en toiture. La particularité de cette fenêtre est qu'elle ne s'ouvre jamais complètement.

c. Les coulissants

Ce type de fenêtre correspond aux fenêtres coulissantes et à guillotine. La fenêtre à guillotine permet une ouverture par glissement vertical de haut en bas d'une partie seulement de la fenêtre.

d. Fenêtres en accordéon

Les ouvrants sont rendus solidaires par des articulations verticales. Ils sont guidés horizontalement par le dormant et se replient en accordéon.

e. Fenêtres à jalousie

La fenêtre à jalousie est caractérisée par un système de volet (en verre ou bois...) à lamelles orientables. Elle permet de voir depuis l'intérieur de la maison sans être vu de l'extérieur. Elle

permet également de ventiler la pièce et d'ouvrir son habitat vers l'extérieur tout en évitant l'intrusion de pluie, d'animaux...

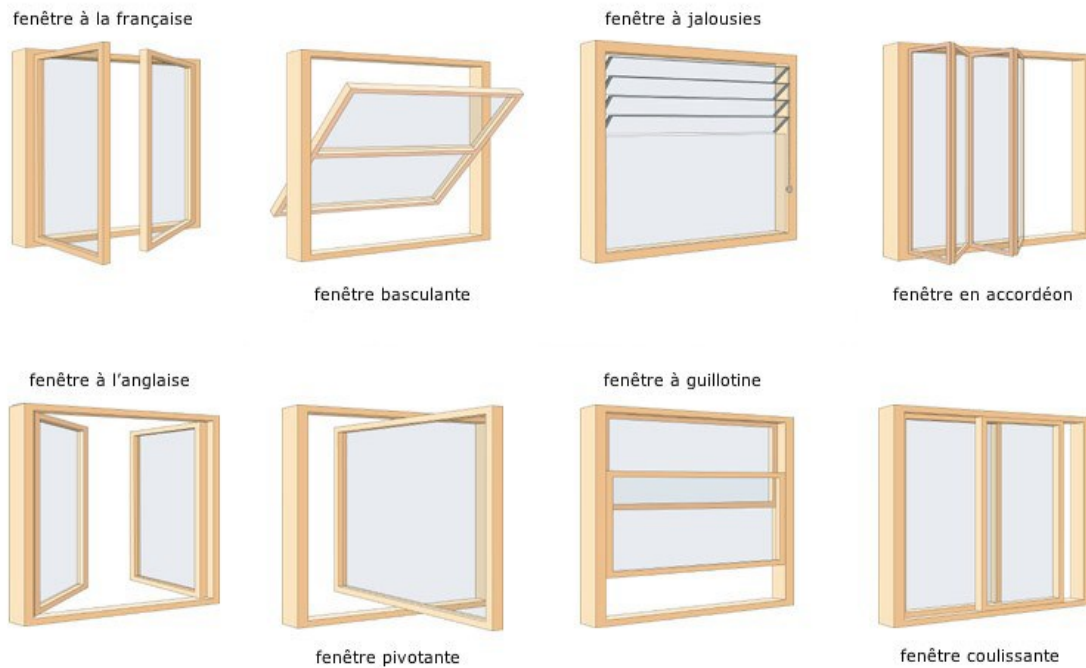


Figure 6 : Principaux types d'ouverture de fenêtres [5]

2.2. Transferts thermiques dans une fenêtre

Les échanges thermiques entre une fenêtre et son environnement se font suivant les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement). La Figure 7 présente les différents transferts à travers et au sein d'une fenêtre en condition hivernale (température d'air extérieur inférieure à celle de l'intérieur).

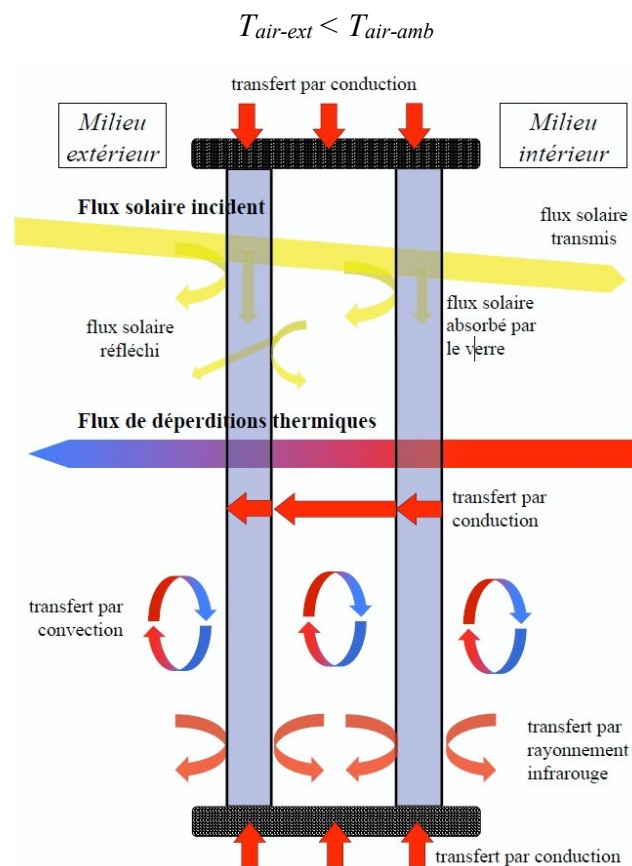


Figure 7 : Échanges thermiques à travers et au sein d'une fenêtre à double vitrage en condition hivernale [10]

La conduction thermique intervient dans les vitres en verre et le châssis ainsi que dans l'intervalle entre les deux vitres si le fluide emprisonné est au repos. La convection thermique intervient à la surface des vitres, côtés intérieur et extérieur de la fenêtre, et également entre les faces internes du vitrage si le fluide emprisonné est en mouvement. Le rayonnement thermique quant à lui intervient à la surface de toutes les faces des vitres constituant le vitrage, ainsi qu'à la surface du cadre de la fenêtre.

L'amélioration de la performance énergétique d'une fenêtre consiste à limiter les flux de chaleur la traversant et à valoriser les apports solaires. Il est également nécessaire d'assurer l'étanchéité à l'air au sein de la fenêtre, en particulier entre l'ouvrant et le dormant et entre ce dernier et la paroi opaque dans laquelle la fenêtre est intégrée.

2.3. Composition et performance thermique d'une fenêtre

2.3.1. Composition et performance thermique du cadre d'une menuiserie

2.3.1.1 Les menuiseries en bois

Le bois est un mauvais conducteur de chaleur, sa conductivité thermique variant de $0,13 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ pour les bois légers à $0,29 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ pour les bois denses. Suite à l'évolution de la technique de fabrication des fenêtres, les épaisseurs des cadres ont été augmentées

conduisant à un poids élevé. Le bois présente l'inconvénient de devoir être entretenu régulièrement à l'aide de revêtements de protection contre les agressions extérieures.

2.3.1.2 Les menuiseries en aluminium

Les cadres de menuiseries en aluminium, creux et de faible épaisseur, offrent une résistance mécanique élevée pour un poids réduit, et permettent de créer des menuiseries de grandes dimensions. Cependant, l'aluminium est un très bon conducteur de chaleur, sa conductivité thermique étant de $240 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. L'isolation thermique dans les cadres fabriqués en aluminium est assurée par l'air emprisonné dans ses profilés, limitant la conduction thermique. Les ponts thermiques des dormant et ouvrant sont réduits à l'aide de barrettes en plastique, appelées rupteurs de pont thermique.

2.3.1.3 Les menuiseries en PVC

Le PVC est aussi utilisé comme matériau principal pour les menuiseries. Il présente des caractéristiques thermiques meilleures que celles de l'aluminium, sa conductivité thermique étant faible ($0,17 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$). Les fenêtres en PVC sont les plus courantes puisqu'elles sont plus économiques et qu'elles nécessitent peu d'entretien.

2.3.1.4 Les menuiseries mixtes

La menuiserie mixte est une menuiserie fabriquée avec deux matériaux différents, généralement Aluminium-Bois ou Aluminium-PVC (Figure 8). L'aluminium est utilisé pour la fabrication du châssis de fenêtre et la base de cette dernière est conçue avec du PVC ou du bois. Ce procédé permet de combiner les caractéristiques de deux matériaux et ainsi d'améliorer à la fois, la résistance thermique, la résistance mécanique et la résistance aux agressions extérieures.

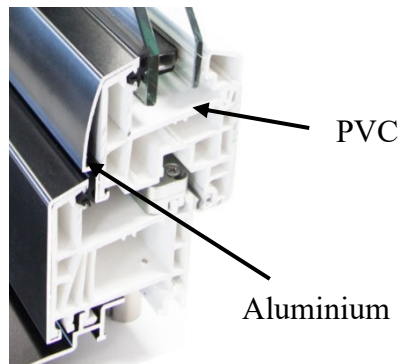


Figure 8 : Cadre mixte PVC-Aluminium

2.3.2. Composition et performance thermique des vitrages

2.3.2.1 Vitrages multiples

Le vitrage représente environ 75 % de la surface d'une fenêtre. Afin de réduire les déperditions thermiques et d'éviter les problèmes d'inconfort et de condensation superficielle, ce composant doit être performant thermiquement. Au début du XXe siècle, la technique des vitrages multiples est apparue aux États-Unis. Elle consiste à juxtaposer plusieurs vitres, séparées un gaz jouant le rôle d'isolant. Ce gaz, ainsi emprisonné entre les vitres, est immobile

pour de faibles épaisseurs (maximum 2 cm) de lame de gaz. Le gaz au repos assure une meilleure isolation que celui en mouvement, car le transfert thermique s'effectue uniquement par conduction. Comme le montre la Figure 9, les faces des verres du vitrage sont, par convention, numérotées de l'extérieur vers l'intérieur. Pour un double vitrage, elles sont ainsi numérotées de 1 à 4, et pour un triple vitrage de 1 à 6.

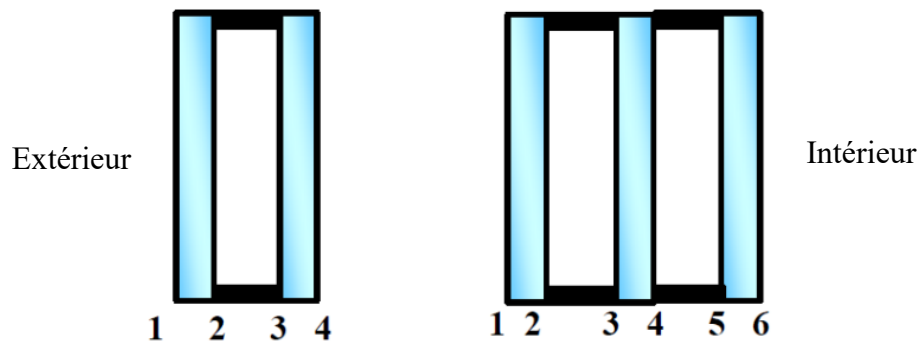


Figure 9 : Numérotation des faces de verre pour les fenêtres à double et triple vitrages [4]

2.3.2.2 Vitrage avec traitement à faible émissivité (FE)

Cette technique consiste à déposer une couche fine, transparente et de faible émissivité, composée d'oxyde métallique (or, argent ou bismuth) par projection à chaud (pyrolyse) ou par pulvérisation cathodique sur une ou plusieurs faces de verre. L'émissivité d'une vitre en verre ordinaire (sans traitement) est de l'ordre de 0,9. Avec un traitement à faible émissivité, elle peut être fortement réduite, jusqu'à 0,1. L'utilisation du traitement FE permet donc de réduire significativement les pertes thermiques par rayonnement vers l'extérieur et la fenêtre devient deux à trois fois plus isolante qu'une fenêtre à double vitrage classique [11]. Pour une fenêtre à double vitrage, les couches FE peuvent être déposées sur les faces 2 et 3 tandis que pour un triple vitrage elles peuvent être déposées sur les faces 2, 3, 4 et 5. Pour une isolation thermique renforcée d'un triple vitrage, il est possible d'avoir deux faces FE [4]. Généralement, pour la fenêtre à double vitrage, la couche FE est déposée sur la face 3, et pour le triple vitrage elle est déposée sur les face 3 et 5.

Les couches FE permettent de réduire les pertes thermiques par rayonnement, mais en contrepartie elles réduisent le flux solaire directement transmis à l'intérieur du bâtiment. Ceci conduit à diminuer les apports de chaleur gratuits souhaitables en saison de chauffe, ainsi que les apports de lumière naturelle au sein du bâtiment.

2.3.2.3 Utilisation de gaz rares

Le pouvoir isolant des fenêtres peut être encore amélioré en substituant l'air présent dans les lames entre les vitres par des gaz rares tels que l'argon et le krypton. Ces derniers ont en effet une conductivité thermique (2 à 3 fois) plus faible que celle de l'air. Par ailleurs, ils sont plus lourds que l'air et possèdent une viscosité plus importante ce qui contribue à diminuer les échanges thermiques par convection au sein des lames. L'utilisation de ces gaz permet également de réduire les épaisseurs de lames et, par conséquent, les épaisseurs des fenêtres à double et triple vitrage. À noter que le vide est le meilleur isolant, mais que son utilisation dans les vitrages est limitée pour des raisons de mise en œuvre et d'étanchéité.

2.3.2.1 Les fenêtres à vitrages intelligentes « smart windows »

Les vitrages dits « intelligents » se caractérisent par leur capacité à adapter leurs propriétés radiatives en fonction des besoins et des conditions environnementales extérieures. Ils permettent ainsi de réguler les apports lumineux et les apports, ou pertes, thermiques [13, 14]. Les technologies existantes et en développement sont les vitrages gazochromique, électrochromique, photochromique et thermochromique. Les deux premiers types de vitrage sont contrôlables par l'occupant tandis que les deux derniers réagissent en fonction des conditions environnementales extérieures [14] [15].

2.4. Indicateurs de performance énergétique d'une fenêtre

Les performances énergétiques d'une fenêtre « classique » sont caractérisées par le coefficient de transmission thermique surfacique et le facteur solaire. Ces indicateurs tiennent compte de tous les éléments constituant la fenêtre.

2.4.1. Le coefficient de transmission thermique d'une fenêtre

Le coefficient de transmission thermique surfacique, U , correspond à la densité de flux de chaleur traversant un élément de paroi de 1 m^2 de surface pour un écart de température de 1°C . Il s'exprime en $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Dans le cas d'une fenêtre il est noté U_w , l'indice « w » correspondant à « window », et il est défini par la norme NF EN 10077 [16] :

$$U_w = \frac{A_g U_g + A_p U_p + A_f U_f + l_g \psi_g + l_p \psi_p}{A_g + A_p + A_f} \quad \text{Équation 1}$$

Comme illustré par la Figure 10, les termes A correspondent aux surfaces des différents éléments constituant la fenêtre. L'indice « g » correspond au vitrage (« glass »), « p » à la partie opaque de la fenêtre (« panneau ») et « f » à la menuiserie (« frame »). l_g et l_p sont les périmètres visibles du vitrage et du panneau opaque, respectivement, et ψ_g et ψ_p sont les coefficients de transmission thermique linéique de l'intercalaire autour du vitrage et autour du panneau opaque, respectivement. Enfin, le calcul de U_g , U_p , U_f sont définis par la norme NF EN 673 [17] et la norme EN ISO 12567 [18].

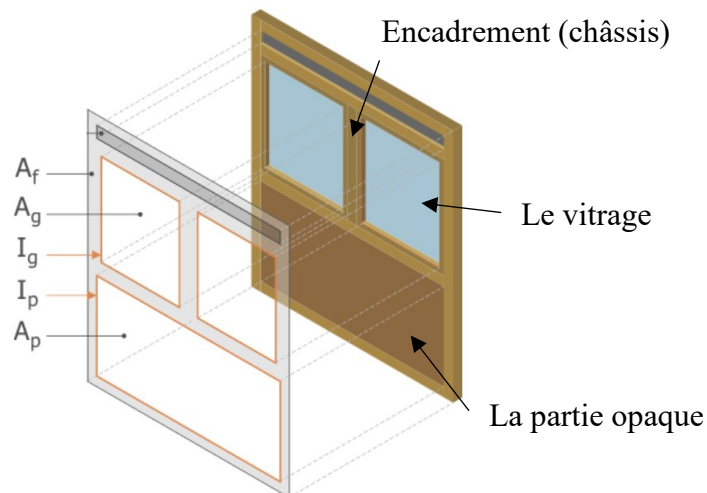


Figure 10 : Les éléments constituant la fenêtre [19]

2.4.2. Le facteur solaire

Le facteur solaire S d'un élément de la fenêtre est le rapport entre la somme des densités de flux de chaleur directement transmise $\varphi_{transmis}$ et réémise par cet élément $\varphi_{abs-int}$ à l'intérieur du bâtiment et la densité de flux solaire incident φ_{sol} à cet élément (Figure 11). Il est donc sans unité et sa valeur est comprise entre 0 et 1 et exprimée par :

$$S = \frac{\varphi_{transmis} + \varphi_{abs-int}}{\varphi_{sol}} \quad \text{Équation 2}$$

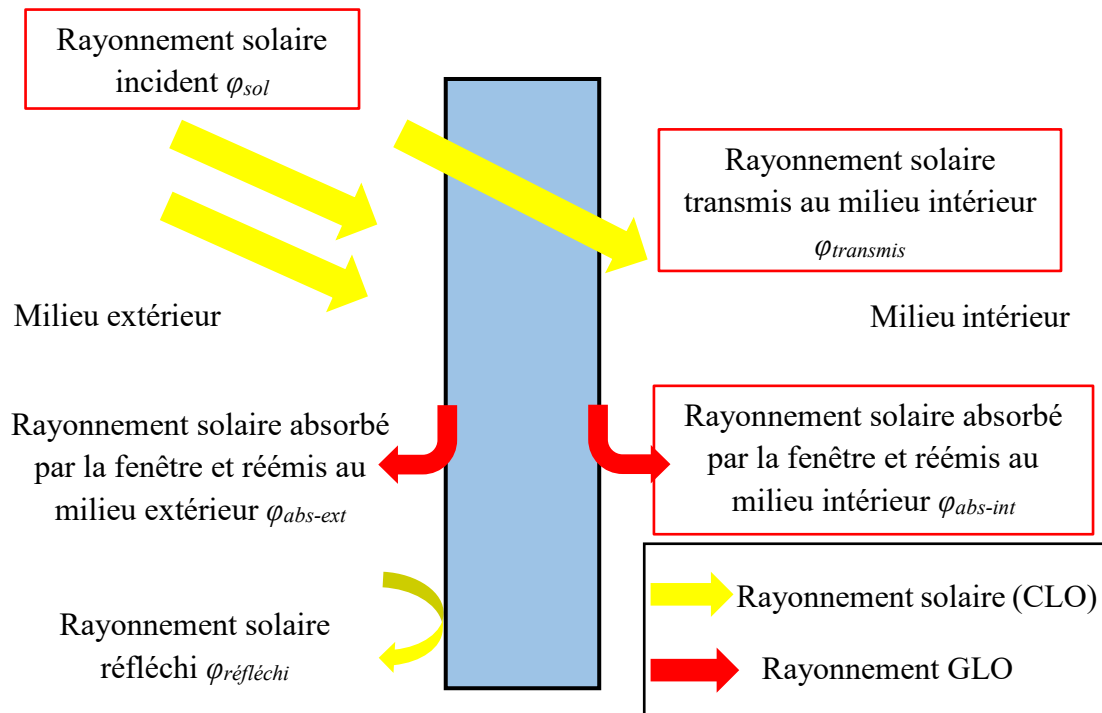


Figure 11 : Densités de flux radiatifs pris en compte dans le calcul du facteur solaire d'une fenêtre

Pour une fenêtre, et comme pour le calcul de U_w , chaque élément de la fenêtre (Figure 10) possède un facteur solaire. Le facteur solaire de la fenêtre complète, S_w , correspond à la moyenne des facteurs solaires de ces éléments :

$$S_w = \frac{A_g S_g + A_p S_p + A_f S_f}{A_g + A_p + A_f} \quad \text{Équation 3}$$

Des valeurs réglementaires du facteur solaire du vitrage, S_g , sont fournies par la norme EN 14501 [20].

3. La ventilation dans les bâtiments

La ventilation d'un bâtiment est l'introduction intentionnelle d'air neuf extérieur dans ses pièces. Son objectif est de renouveler l'air intérieur et de contrôler sa qualité par la dilution et l'évacuation des polluants intérieurs. La ventilation peut également contribuer au confort thermique par ajustement du débit d'air et de la température de l'air introduit. Nous avons mentionné dans la section 1.2 que les déperditions dues à l'introduction d'air neuf et aux défauts d'étanchéité représentent de 20 à 25 % des pertes thermiques d'une maison peu isolée et 19 %

pour une maison passive. Il est donc nécessaire de limiter ces déperditions thermiques tout en assurant une bonne qualité d'air intérieur. Dans cette section, nous présentons des types et des techniques de ventilation, et nous proposons une discussion quant au rôle de la ventilation en termes d'amélioration de la qualité d'air intérieur (QAI).

3.1. Les différents types de ventilations

3.1.1. La ventilation naturelle

La ventilation naturelle est l'introduction de l'air dans le bâtiment par des ouvertures dans l'enveloppe telles que les fenêtres et les portes. Elle ne nécessite pas de système mécanique pour générer le déplacement de l'air. Elle est due à la pression du vent et à la différence de température (effet cheminée). L'air extérieur pénètre par des entrées d'air situées dans les pièces de vie puis circule dans tout le logement à travers des grilles de transfert ou sous les portes. L'air vicié est extrait du logement par des conduits de tirage naturel installés dans les pièces de service (cuisine, WC, salle de bain) coiffés d'extracteurs statiques (sans ventilateur mécanique).

3.1.1.1 Les différents types de ventilation naturelle

La ventilation par tirage thermique s'opère par des grilles d'aération situées en hauteur dans les salles humides. L'air chaud évacué par convection naturelle crée une dépression en partie basse du bâtiment induisant l'entrée de l'air neuf de l'extérieur.

La ventilation traversante intervient lorsque les entrées d'air sont placées face au vent dominant. Celui-ci induit un courant d'air à l'intérieur du bâtiment permettant de renouveler l'air.

La ventilation naturelle hybride est caractérisée par la présence d'une assistance mécanique à basse pression. Cette assistance intervient lorsque les conditions de tirage naturel ne sont plus réunies. Ce type de ventilation est notamment utile durant les canicules lorsque la température d'air extérieur est supérieure à celle de l'air vicié. Pendant ces périodes, le tirage naturel est généralement faible et il est nécessaire de le renforcer par une ventilation mécanique [21].

3.1.1.2 Avantages et inconvénients de la ventilation naturelle

La ventilation naturelle est avantageée par l'absence de moteur, la pression du vent et les différences de température constituent le seul moteur. Elle n'engendre donc pas de consommation électrique et nécessite peu d'entretien, et par conséquent un faible coût.

La ventilation naturelle présente néanmoins des inconvénients puisque le débit d'air neuf varie en fonction des conditions météorologiques (température extérieure et vitesse du vent). En été, la température de l'air extérieur est généralement supérieure à celle de l'ambiance intérieure du bâtiment. Ceci peut conduire à l'inversion du flux d'air, allant des pièces humides vers les pièces de vie et dégradant donc la qualité d'air intérieur. Au contraire, en hiver, la faible température de l'air extérieur conduit à augmenter le risque de sur-ventilation et donc des déperditions thermiques.

3.1.2. La ventilation mécanique contrôlée

La ventilation mécanique contrôlée (VMC) est un dispositif mécanique destiné à assurer le renouvellement permanent de l'air à l'intérieur des pièces. On peut distinguer deux types de VMC : la VMC simple flux et la VMC double flux. Elle nécessite l'utilisation de ventilateurs pour extraire l'air du bâtiment et/ou l'introduire en créant une différence de pression entre l'espace à ventiler et l'extérieur.

3.1.2.1 Ventilation mécanique contrôlée simple flux

Le fonctionnement d'une VMC simple flux repose sur l'utilisation d'un extracteur mécanique généralement situé dans les combles et qui permet de créer une dépression dans la maison. L'air neuf entre dans le bâtiment via des bouches d'entrées d'air situées dans les pièces principales (pièces de vie). L'air vicié (humide et pollué) est extrait par les bouches d'extraction situées dans les pièces de service (cuisine, salle de bain, WC...) et est ensuite évacué vers l'extérieur par des gaines et une sortie généralement située en toiture (Figure 12).

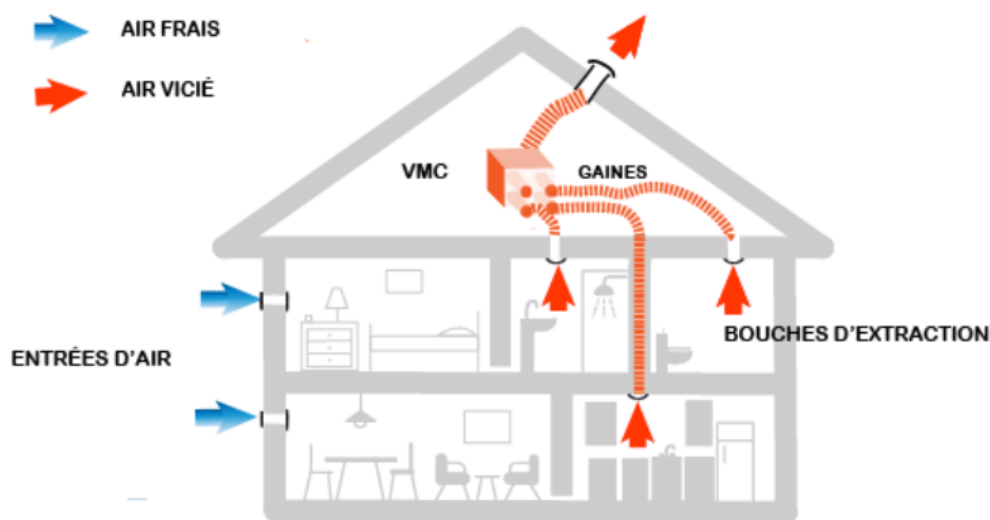


Figure 12 : Principe d'une VMC simple flux [22]

Il existe deux moyens pour ajuster le débit d'air d'une VMC simple flux :

- la VMC simple flux autoréglable consiste à générer une dépression constante dans les bâtiments par l'ajustement de l'ouverture d'entrée d'air à l'aide d'une languette. Ce type de contrôle se fait sans considération de l'occupation réelle des locaux ce qui engendre des consommations d'énergie inutiles [23] ;
- la VMC simple flux hygroréglable permet d'ajuster le débit en fonction du taux d'humidité relative à l'intérieur de bâtiment. Cet ajustement se fait soit au niveau des bouches d'extraction seules (VMC hygro A), soit à la fois au niveau des bouches d'extraction et des grilles d'entrée d'air (VMC hygro B). Cette régulation du débit en fonction de l'humidité contribue à limiter les déperditions de chaleur par renouvellement d'air, mais peut conduire à une dégradation de la qualité d'air intérieur [24].

Il existe un autre type de VMC simple flux appelé ventilation par insufflation. Ce type est peu connu et peu mis en œuvre en France. À l'opposé d'une VMC classique, le ventilateur

aspire l'air extérieur et l'injecte à l'intérieur du logement. Le bâtiment se retrouve alors en surpression. L'air vicié est donc « poussé » à l'extérieur par les grilles d'aération existantes (sorties d'air ou fenêtres dans les pièces techniques et/ou entrées d'air dans les pièces principales) [25].

3.1.2.2 Ventilation mécanique contrôlée double flux

Un système de ventilation double flux est composé d'un échangeur thermique et de deux réseaux de gaines distincts, chacun doté de son propre ventilateur. Le premier réseau de gaines insuffle l'air neuf dans les pièces de vie (salon, chambres...), tandis que le second extrait l'air vicié des pièces de services (cuisine, salle de bain, WC...) vers l'extérieur du bâtiment. Le rôle de l'échangeur thermique est de récupérer la chaleur de l'air extrait pour la transférer à l'air entrant (Figure 13). Pour ce type de ventilation, le débit d'air peut être contrôlé en fonction de l'hygrométrie, pareil au VMC simple flux hygroréglable.

Le système de ventilation double flux peut également être couplé à une pompe à chaleur. Cette « ventilation double flux thermodynamique » permet, en plus d'assurer le renouvellement d'air intérieur, de chauffer l'air entrant, ou de le refroidir, voire même de produire de l'eau chaude par la récupération de l'énergie contenue dans l'air extrait [23].

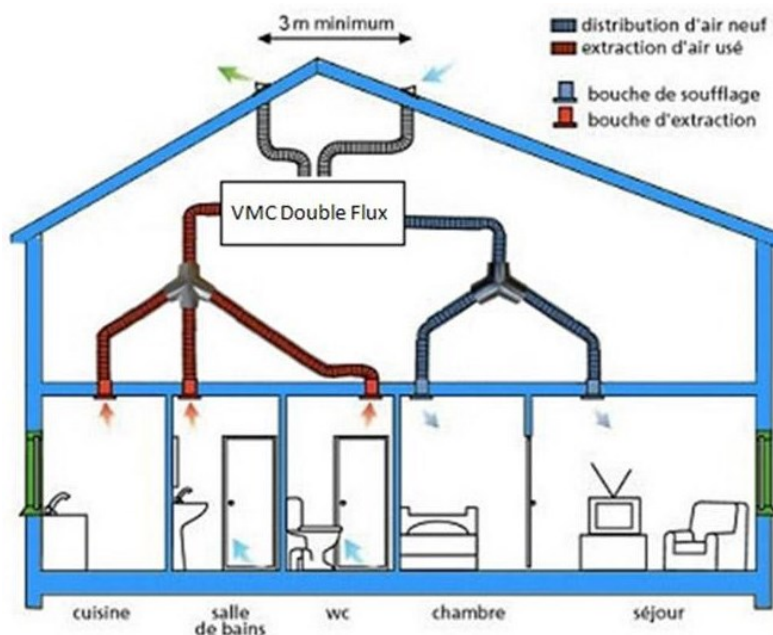


Figure 13 : Principe de fonctionnement de la VMC double flux [26]

À noter que, lorsque les températures sont très basses (négatives), l'échangeur thermique peut givrer ce qui peut colmater les canaux et donc réduire le débit d'entrée d'air. Une solution est de réaliser un préchauffage de l'air entrant à l'aide d'un puits canadien ou d'un panneau solaire aéraulique.

La VMC double flux est donc une solution pour réduire les déperditions thermiques dues au renouvellement d'air sanitaire. Cependant, elle est adaptée aux bâtiments neufs (prévue à la construction), mais est plus compliquée à mettre en œuvre dans un bâtiment existant dans le cadre d'une réhabilitation énergétique (passage des réseaux de gaines).

3.2. Stratégies de ventilation

3.2.1. La ventilation par piston

La ventilation par piston consiste à générer un écoulement unidirectionnel dans un local. L'air neuf est introduit à travers l'ensemble d'une paroi, par exemple un plafond perforé, et repris par la paroi opposée (Figure 14).

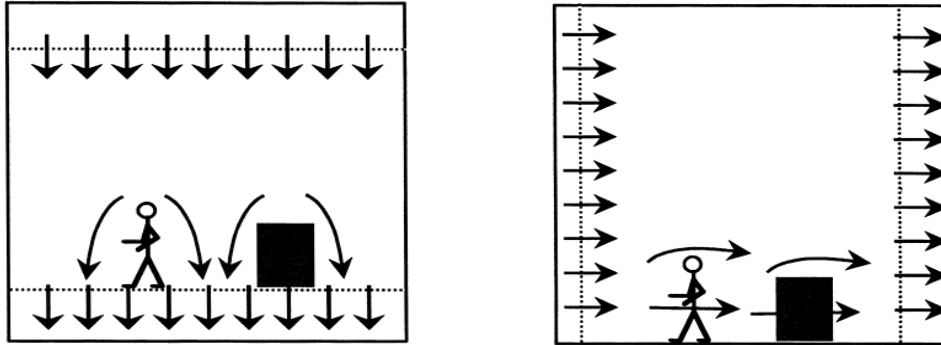


Figure 14 : Principe fonctionnement de la ventilation par piston [27]

Pour que cette stratégie soit efficace, il est nécessaire d'assurer un taux de renouvellement d'air important.

La ventilation par piston est caractérisée par [28] :

- une bonne efficacité d'extraction des polluants, car ceux-ci sont directement évacués ;
- une faible vitesse d'air, ce qui réduit les risques de courant d'air ;
- un coût élevé, car elle nécessite un taux de renouvellement d'air important. Elle est donc peu adaptée à l'habitat ;
- une grande surface de soufflage requise.

3.2.2. La ventilation par déplacement

La ventilation par déplacement consiste à remplacer l'air vicié par l'air neuf et non à les mélanger. Elle utilise la différence de densité entre l'air soufflé et celui à proximité des sources de chaleur pour générer le mouvement d'air dans le local. En général, l'air neuf est soufflé près du sol et repris en hauteur (au niveau du plafond) (Figure 15).

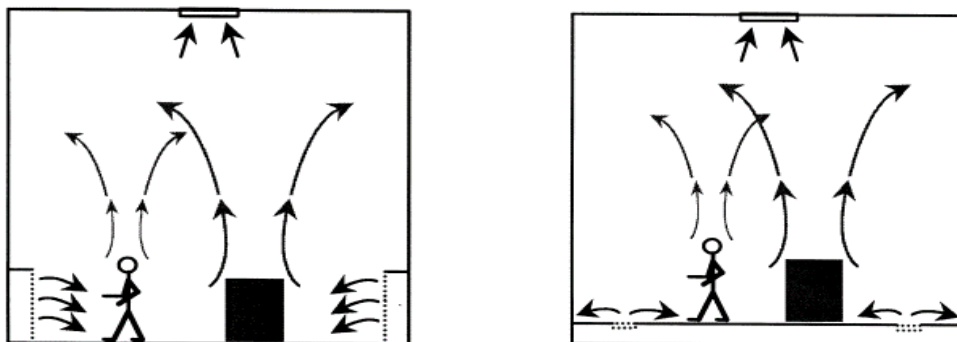


Figure 15 : Principe de fonctionnement de la ventilation par déplacement [27]

La ventilation par déplacement est caractérisée par [29, 30] :

- la possibilité d'obtenir une concentration en polluants très faible dans la zone d'occupation ;
- une grande section de soufflage permettant de limiter les risques de bruit à fort débit de soufflage ;
- le soufflage d'air au niveau du sol pouvant entraîner un court-circuit de l'air neuf si la reprise se fait en position basse ;
- la possibilité d'avoir des zones stagnantes avec des concentrations élevées en polluants.

3.2.3. La ventilation par mélange

La stratégie de ventilation par mélange consiste à mélanger l'air présent dans un local avec l'air neuf soufflé et ainsi diluer les polluants. L'air est introduit à une vitesse élevée afin d'induire une forte intensité de turbulence et d'assurer un mélange efficace et une distribution uniforme de polluants et de température dans la zone d'occupation. Les vitesses élevées requises nécessitent que les diffuseurs d'air soient placés au-dessus de la zone d'occupation pour éviter le risque de courant d'air (Figure 16).

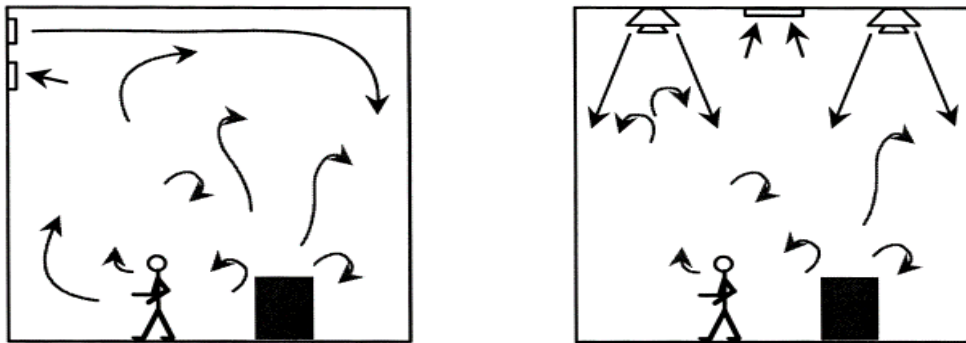


Figure 16 : Principe de fonctionnement de la ventilation par mélange [27]

La ventilation par mélange est caractérisée par [29, 31] :

- un risque limité de courant d'air, car l'introduction de l'air neuf se fait en dehors de la zone d'occupation ;
- un risque de bruit dû à des vitesses de soufflage élevées et à des sections de soufflage réduites ;
- un risque de chute du jet d'air froid dans la zone d'occupation ;

3.3. Valeurs de débit d'air (réglementaire) de ventilation dans les logements

Le débit de renouvellement d'air doit être suffisant pour assurer une bonne qualité d'air intérieur (QAI). Il doit permettre d'éliminer les polluants de l'air intérieur ou du moins, de les maintenir à des concentrations acceptables. Par contre, comme vu précédemment, ce renouvellement d'air est responsable de déperditions thermiques supplémentaires plus ou moins élevées en fonction du système de ventilation. Ainsi, il est nécessaire de trouver un compromis en termes de débit afin d'assurer une bonne QAI tout en limitant les pertes de chaleur.

L'arrêté du 24 mars 1982 relatif à l'aération des logements [32] définit les principes de l'aération ainsi que les valeurs de débit réglementaires qui dépendent du nombre de pièces du logement. La circulation de l'air doit pouvoir être générale et permanente. Les systèmes d'aération doivent comporter des entrées d'air dans toutes les pièces principales, réalisées par des orifices en façades, des conduits à fonctionnement naturel ou des dispositifs mécaniques. Ils doivent comporter également des sorties d'air dans les pièces de service, réalisées par les conduits verticaux à tirage naturel ou des dispositifs mécaniques. La circulation d'air des pièces principales vers les pièces de service doit être libre. Les exigences en termes de débits d'extraction à atteindre dans les pièces de service sont précisées par l'arrêté et sont présentées dans le Tableau 1.

Type de logement	Débit total minimal		Cuisine		Salle de bains		WC	
	Système à débit continu	Système à modulation de débit et sous avis technique	Débit minimal	Débit de pointe	Principale	Autre salle d'eau	Si unique	Si multiple
T1	35	10	20	75	15	15	15	15
T2	60	10	30	90	15	15	15	15
T3	75	15	45	105	30	15	15	15
T4	90	20	45	120	30	15	30	15
T5	105	25	45	135	30	15	30	15
T6	120	30	45	135	30	15	30	15
T7	135	35	45	135	30	15	30	15

Tableau 1 : Débits d'extraction à atteindre dans les logements, en m³/h, et valeurs minimales associées selon l'arrêté de 24 mars 1982 [32], modifié le 28 octobre 1983 [33]

Lorsque la ventilation est assurée par un dispositif permettant de moduler et donc de réduire le débit (VMC hygroréglable), des valeurs minimales de débits sont également précisées, comme indiqué dans le Tableau 1 [33].

3.4. La ventilation et la qualité de l'air intérieur

La moitié de la population mondiale passe près de 90 % de son temps en environnement intérieur (transport, logement, lieu de travail...), d'où l'importance de maintenir une bonne QAI. L'exposition à un air de mauvaise qualité a été classée parmi les cinq principaux risques environnementaux sur la santé publique [34]. Elle provoque un inconfort (odeurs désagréables) et à long terme des problèmes de santé de type respiratoires et allergiques et peut contribuer au développement de cancers [35, 36].

Les polluants de l'air intérieur viennent principalement de sources de pollution intérieures (matériaux de construction, mobilier, produits ménagers, occupants eux-mêmes, etc.). Les polluants présents dans l'air intérieur peuvent être divisés en quatre groupes principaux : les polluants chimiques (monoxyde de carbone, dioxyde de soufre, ozone, fumée de tabac, composés organiques volatils « COV »), les polluants biologiques (pollens, virus, bactéries...), les polluants radioactifs (radon...) et les aérosols [37, 38].

3.4.1. Évaluation de l'efficacité de ventilation

L'efficacité de la ventilation peut être évaluée par des indices caractérisant le mélange de l'air neuf avec l'air présent dans l'ambiance intérieure et la distribution de polluants dans celle-ci. On peut notamment citer l'efficacité du renouvellement d'air, l'efficacité d'élimination des polluants et l'efficacité de température [39].

3.4.1.1 L'efficacité du renouvellement d'air

Les indices d'efficacité du renouvellement d'air peuvent être évalués pour la totalité d'un volume ventilé ou en un point particulier dans la zone d'occupation. Ces indicateurs sont des temps caractéristiques tels que l'âge de l'air, le temps résiduel et le temps de renouvellement d'air.

- l'âge de l'air a été introduit par Sandberg en [40]. Il caractérise la « fraîcheur de l'air » et est défini comme le temps passé par une particule dans un local depuis son entrée jusqu'à sa sortie. Plus la durée est courte moins l'air est chargé en polluants et donc une bonne qualité d'air correspond à un faible âge d'air ;
- le temps résiduel est le temps qui reste avant que la molécule d'air déjà présente quitte le local ;
- le temps de renouvellement représente la durée nécessaire pour renouveler tout le volume d'air d'un local ;

Une description plus détaillée des termes et des mesures associées à l'efficacité du renouvellement d'air est proposée par Sutcliffe [41].

3.4.1.2 L'efficacité d'élimination des polluants

L'efficacité d'élimination des polluants caractérise la dilution et la capacité d'extraction de polluants présents dans un volume ventilé. Il est défini, en régime établi, comme le rapport entre la différence de concentration en polluant entre la bouche d'extraction C_e et la bouche de soufflage C_s et la différence de concentrations entre la zone d'occupation (valeur moyenne) C_{ZO} et la bouche de soufflage [42] :

$$\eta_c = \frac{C_e - C_s}{C_{ZO} - C_s} \quad \text{Équation 4}$$

Lorsque la source de polluants est uniquement externe (pas d'émission interne de polluants), plus la valeur de η_c est élevée, plus le système de ventilation est efficace. On distingue 3 cas :

- Lorsque $0 < \eta_c < 1$: le polluant s'accumule dans le volume étudié et la qualité de l'air y est moins bonne qu'en sortie. Le système est considéré comme peu efficace.
- Lorsque $\eta_c = 1$, la concentration en polluant dans le volume ventilé est équivalente à celle mesurée à l'extraction. C'est souvent le cas pour les systèmes de ventilation par mélange [24]. Le mélange d'air neuf avec l'air présent dans ce cas est considéré parfait.
- Lorsque $\eta_c > 1$, la concentration du polluant dans l'air est plus faible que celle dans l'air extrait et dans ce cas le système de ventilation est considéré comme efficace.

Une description détaillée des indices et des méthodes d'évaluation de l'efficacité d'élimination des polluants est fournie par Brouns [43].

3.4.2. Efficacité de température

L'efficacité de température η_T est un indice qui permet d'évaluer l'efficacité d'un système de ventilation à refroidir l'ambiance (configuration de rafraîchissement) et/ou à réchauffer l'ambiance (configuration de chauffage). Dans la zone d'occupation de la pièce, elle est définie comme suit [44] :

$$\eta_T = \frac{T_r - T_{\text{air-souf}}}{T_{z0} - T_{\text{air-souf}}} \quad \text{Équation 5}$$

où T_r est la température de l'air à la reprise, $T_{\text{air-souf}}$ celle de l'air au soufflage et T_{z0} la température moyenne de l'air dans la zone d'occupation.

Une efficacité de température égale à 1 indique que le mélange d'air est parfait. Tandis qu'une valeur inférieure à 1 indique qu'une partie de l'air apporté par le soufflage est court-circuité et quitte le local sans refroidir ou réchauffer la zone d'occupation. L'efficacité de température est donc un indice adapté pour évaluer les performances des systèmes de ventilation, rafraîchissement et chauffage.

3.4.3. Utilisation de gaz traceurs pour évaluer la performance de ventilation

L'efficacité de systèmes de ventilation se détermine le plus souvent à l'aide de méthodes expérimentales, vues précédemment, notamment en utilisant des gaz traceurs. Elles consistent à injecter des gaz inertes (très faible réactivité chimique) et à mesurer leurs concentrations dans toute la zone d'occupation notamment au niveau du soufflage et de la reprise d'air. Plusieurs gaz peuvent être utilisés comme gaz traceurs : le protoxyde d'azote, l'hexafluorure de soufre, le méthane et le dioxyde de carbone (CO_2) qui a servi dans la présente étude. L'avantage de l'utilisation du CO_2 comme gaz traceur est qu'il possède une densité relativement proche de celle de l'air. À une température de 20°C , sa masse volumique est de $1,81 \text{ kg/m}^3$ tandis que celle de l'air est de $1,20 \text{ kg/m}^3$. De plus, il n'est pas dangereux aux concentrations employées. Rahme [45] a utilisé le CO_2 comme gaz traceur pour évaluer les performances de la ventilation mécanique par insufflation. De même, Cablé [28] a utilisé le CO_2 comme gaz traceur pour obtenir une représentation de la diffusion des écoulements dans un local.

4. Les fenêtres pariétodynamiques

Depuis des dizaines d'années, la fenêtre pariétodynamique fait l'objet d'études, proposée comme une solution permettant de répondre à une problématique majeure qu'est la réduction des pertes thermiques à travers les fenêtres et par la ventilation. Rappelons-le, les fenêtres et la ventilation représentent un poste important de déperditions thermiques à travers l'enveloppe d'une maison peu isolée et constitue le premier poste de déperdition d'une maison passive.

4.1. Premières approches

La première proposition d'un « élément pariétodynamique » date de 1881. Elle a fait l'objet d'un brevet déposé par Morse [46] aux États-Unis décrivant un dispositif qui peut être intégré

à la façade d'un bâtiment afin d'assurer la ventilation (Figure 17 (a)). L'air peut circuler de l'intérieur vers l'extérieur ou dans le sens inverse et le système peut uniquement réchauffer l'air intérieur. En 1938, Fisk [47] combine le principe d'un élément pariétodynamique à une fenêtre. Il a inventé donc le principe de la fenêtre pariétodynamique. Cette dernière est constituée de trois verres et de deux lames d'air connectées (Figure 17 (b)). La fenêtre est présentée comme une « fenêtre antibruit avec ventilation ».

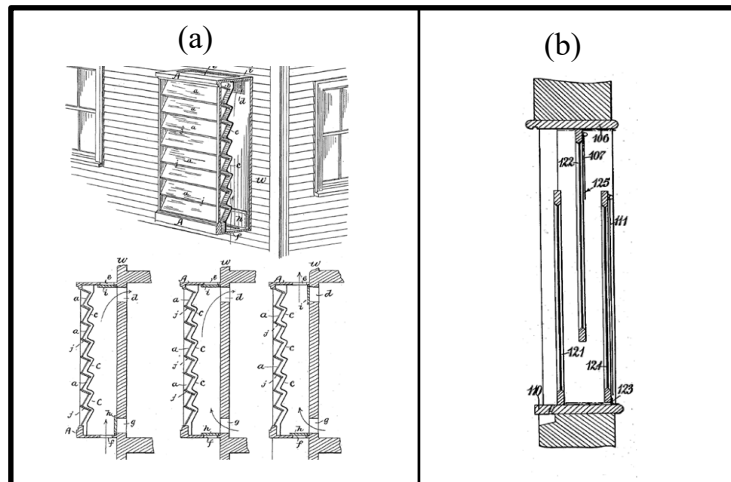


Figure 17 : Schémas de systèmes pariétodynamiques ayant fait l'objet de dépôts de brevets.
(a) Brevet de E.S. Morse en 1881 [46], (b) Brevet de E.T. Fisk en 1938 [47]

Le principe proposé par Fisk a été repris par Powel [48] en 1962 et présenté comme un système permettant d'assurer la ventilation d'un bâtiment, tout en évitant la condensation ou la formation de givre (Figure 18 (a)). Un brevet a été déposé par White [49] pour un panneau de façade composée de deux vitres en verre séparées par une lame d'air ventilée. Le panneau peut pivoter en position été (Figure 18 (b) droite) ou en position hiver (Figure 18 (b) gauche) suivant la saison. En été, la circulation d'air permet de rejeter la chaleur du panneau vers l'extérieur tandis qu'en hiver l'air circulant se réchauffe sous l'effet du rayonnement solaire avant d'être réintroduit dans le bâtiment.

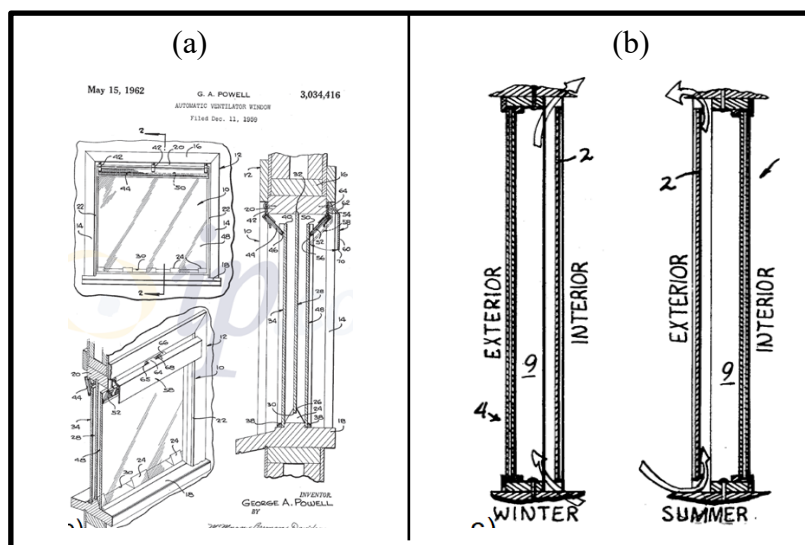


Figure 18 : Schémas de systèmes pariétodynamiques ayant fait l'objet de dépôts de brevets.
(a) Brevet de G.A. Powell en 1962 [48], (b) Brevet de W.S. White en 1975 [49]

4.2. Modes de fonctionnement

Le principe des fenêtres pariétodynamiques consiste donc à faire circuler de l'air entre ses verres. Suivant le mode de fonctionnement désiré (rafraîchissement en été ou chauffage en hiver), la circulation de l'air se fait du côté extérieur ou du côté intérieur. De même, l'air peut être soufflé vers l'extérieur ou vers l'intérieur. Lors de sa circulation entre les verres de la fenêtre, l'air récupère à la fois une partie des déperditions thermiques à travers celle-ci et une partie de l'énergie solaire absorbée par les verres. On peut citer plusieurs configurations de fenêtres pariétodynamiques [50] [51] [52], et distinguer 5 modes de fonctionnement des fenêtres pariétodynamiques comme illustrés par la Figure 19.

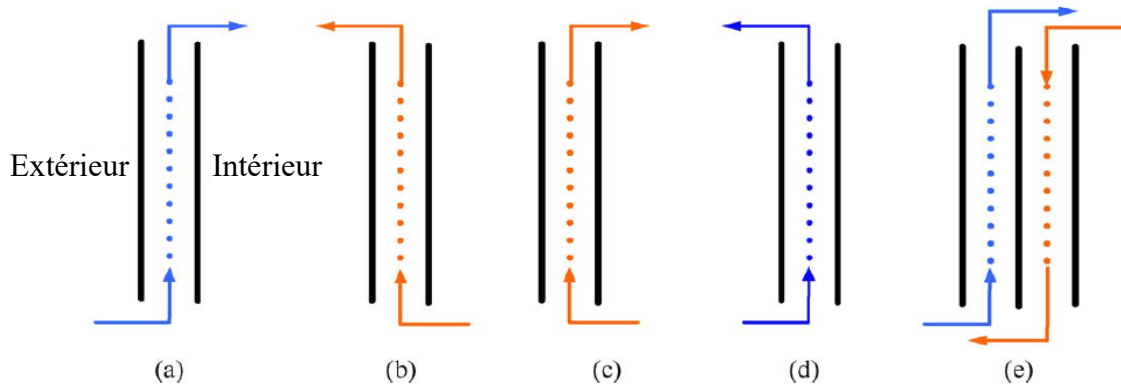


Figure 19 : Principaux modes de fonctionnement des fenêtres pariétodynamiques : (a) insufflation (b) extraction (c) rideau d'air intérieur (d) rideau d'air extérieur (e) double flux [53]

Le mode (a), par insufflation, est utilisé lorsque l'on cherche à réduire les déperditions thermiques du bâtiment pendant la saison de chauffe. Il consiste à récupérer une partie des déperditions thermiques venant de l'intérieur par l'air de renouvellement circulant au sein d'un double vitrage. Il sert donc à préchauffer l'air neuf de ventilation avant de l'introduire dans le bâtiment.

Le mode (b), par extraction, correspond à l'inverse du mode (a) : il consiste à extraire l'air vicié du logement en permettant de refroidir le vitrage pendant la saison chaude et ainsi réduire les apports de chaleur provenant de l'extérieur.

Les modes (c) et (d) correspondants aux rideaux d'air intérieur et extérieur respectivement, n'assurent pas la fonction de renouvellement d'air étant donné qu'il n'y a pas de flux d'air entre l'intérieur et l'extérieur. Le mode (c) est utilisé pour réduire les déperditions thermiques et le mode (d) pour réduire les apports provenant de l'extérieur.

Le mode (e) est assimilable au fonctionnement d'une VMC double flux, la fenêtre jouant le rôle d'échangeur thermique. Il est possible d'inverser la circulation de l'air dans le vitrage pour un fonctionnement plus adapté en été. Dans ce cas, l'air extrait de la pièce sert à rafraîchir l'air neuf entrant [54] [55] [56] [57].

La fenêtre pariétodynamique possède donc différents modes de fonctionnement et se présente par conséquent sous différentes formes. Le type de fenêtre le plus étudié [54] [58] [59] est constitué d'un double vitrage du côté intérieur et d'un simple vitrage du côté extérieur entre

lesquels circule l'air neuf (Figure 20). Une dernière configuration faisant l'objet de ce mémoire sera présentée par la suite.

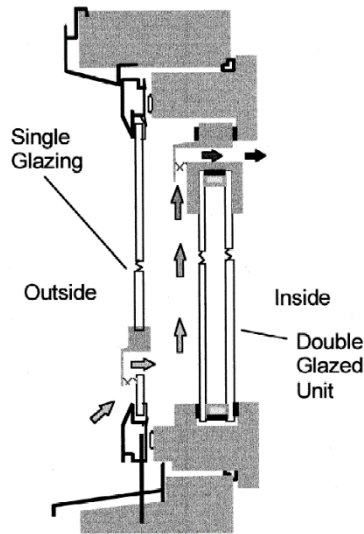


Figure 20 : Fenêtre pariétodynamique constituée d'un double vitrage du côté intérieur et d'un simple vitrage du côté extérieur [54]

4.3. Indicateurs de performance d'une fenêtre ventilée

Afin de comparer les performances thermiques de différentes fenêtres ventilées, des indicateurs de performances ont été définis. Rappelons que la performance thermique d'une fenêtre classique, dont le vitrage est constitué de lames d'air non-ventilées, est caractérisée par deux indicateurs de performance qui sont le coefficient de transmission thermique surfacique U_w et le facteur solaire S_w (voir section 2.4). Ceux-ci ne tiennent donc pas compte de la ventilation alors que, pour une fenêtre pariétodynamique, les flux de chaleurs traversant les verres sont influencés par l'air circulant à l'intérieur du vitrage et deviennent fortement dépendants du débit d'air [60] [61] [62] [63].

Si l'on souhaite comparer les fenêtres pariétodynamiques à des fenêtres classiques, il est donc nécessaire d'adapter les indicateurs de performance conventionnels (U_w et S_w).

4.3.1. Coefficient de transmission thermique surfacique

Le coefficient de transmission thermique pour une fenêtre classique est calculé comme suit :

$$U_w = \frac{\Phi_{int}}{A_w(T_{air-amb} - T_{air-ext})} = \frac{\Phi_{ext}}{A_w(T_{air-amb} - T_{air-ext})} \quad \text{Équation 6}$$

où Φ_{int} et Φ_{ext} sont respectivement les flux de chaleur au niveau des faces intérieure et extérieure de la fenêtre, A_w la surface de la fenêtre, $T_{air-ext}$ et $T_{air-amb}$ les températures d'air de part et d'autre de la fenêtre (Figure 21).

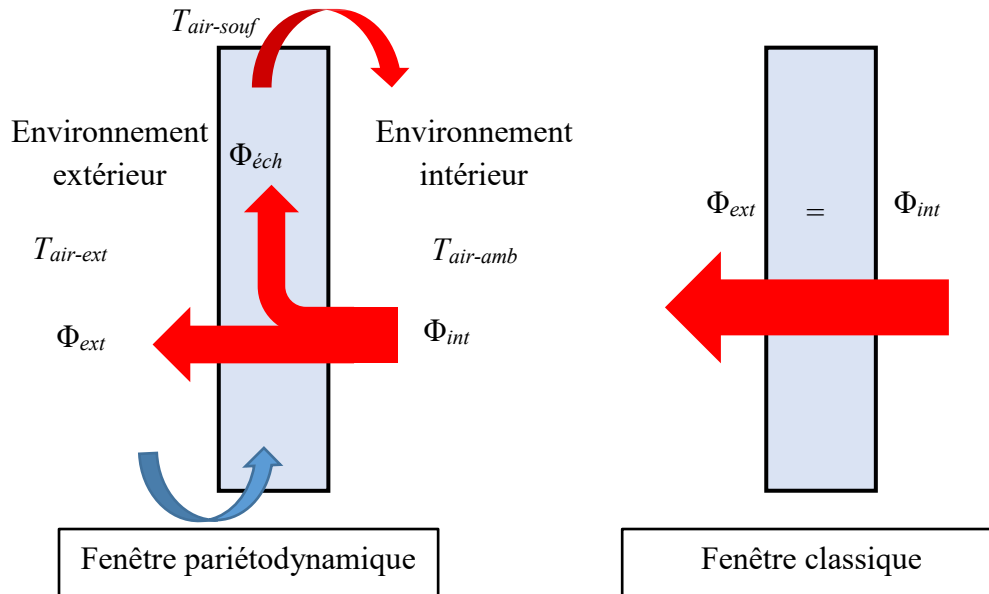


Figure 21 : Comparaison des bilans thermiques entre une fenêtre classique et une fenêtre parietodynamique

Pour une fenêtre parietodynamique, et afin de tenir compte de la circulation de l'air entre les vitres, Wright [64] a défini un coefficient de transmission thermique « équivalent » noté $U_{w,eq}$:

$$U_{w,eq} = \frac{\Phi_{ext}}{A_w(T_{air-amb} - T_{air-ext})} \quad \text{Équation 7}$$

Qui devient, au niveau de la face intérieure du vitrage :

$$U_{w,eq} = \frac{\Phi_{int} - \Phi_{éch}}{A_w(T_{air-amb} - T_{air-ext})} \quad \text{Équation 8}$$

où $\Phi_{éch}$ est le flux de chaleur récupéré par l'air passant entre les vitres de la fenêtre.

À partir de l'Équation 8, il a été montré dans les travaux de Gloriant [10] qu'il est possible de définir deux autres indicateurs permettant de caractériser les déperditions à travers une fenêtre parietodynamique : le coefficient de transmission thermique « apparent », noté $U_{w,app}$, et l'efficacité de ventilation (ou « efficacité sur l'air »), η_{vent} :

$$U_{w,app} = \frac{\Phi_{int}}{A_w(T_{air-amb} - T_{air-ext})} \quad \text{Équation 9}$$

$$\eta_{vent} = \frac{T_{air-souf} - T_{air-ext}}{T_{air-amb} - T_{air-ext}} \quad \text{Équation 10}$$

L'efficacité de ventilation η_{vent} est utilisée par Gloriant [10], Greffet [4] et Gosselin [56]. Elle est analogue à celle d'un échangeur de chaleur d'une VMC double flux. L'efficacité est égale à 1 lorsque la température soufflée est la même que la température intérieure, c'est-à-dire que l'air neuf provenant de l'extérieur est intégralement chauffé grâce à la fenêtre. Au contraire, une efficacité de 0 se traduit par une température soufflée égale à la température extérieure (cas d'une fenêtre classique). Les déperditions thermiques à travers une fenêtre parietodynamique peuvent être caractérisées soit par le coefficient de transmission thermique « équivalent » $U_{w,eq}$,

soit par le coefficient de transmission thermique « apparent » $U_{w,app}$ associé à l'efficacité η_{vent} . Ces trois paramètres sont liés entre eux par la relation [4] :

$$U_{w,eq} = U_{w,app} - \frac{\eta_{vent} \dot{m} c_{p-air}}{A_w} \quad \text{Équation 11}$$

où \dot{m} est le débit massique de l'air et c_{p-air} la chaleur massique de l'air circulant dans la fenêtre.

4.3.2. Facteur solaire

Suivant Wright [64], une fenêtre pariétodynamique valorise les apports solaires par rapport à une fenêtre classique. Nous avons vu que pour une fenêtre classique, les gains solaires sont constitués du rayonnement solaire transmis directement au milieu intérieur et du rayonnement absorbé par les vitrages et réémis vers l'ambiance intérieure. Dans le cas de la fenêtre pariétodynamique, l'énergie absorbée par les verres et récupérée par l'air circulant entre ses verres représente une contribution supplémentaire, et donc les apports solaires de cette fenêtre sont égaux à la somme des apports d'une fenêtre classique et les apports supplémentaires dus à l'écoulement d'air [65]. Le calcul du facteur solaire repose sur la mesure des flux de chaleur entrants à l'intérieur d'un local lorsque la différence de température entre les milieux intérieur et extérieur est nulle [10]. Le facteur $S_{w,pari\grave{e}to}$ est constitué donc de trois termes (Figure 22) :

$$S_{w,pari\grave{e}to} = \frac{\varphi_{transmis} + \varphi_{abs-int} + \varphi_{abs-éch}}{\varphi_{sol}} \quad \text{Équation 12}$$

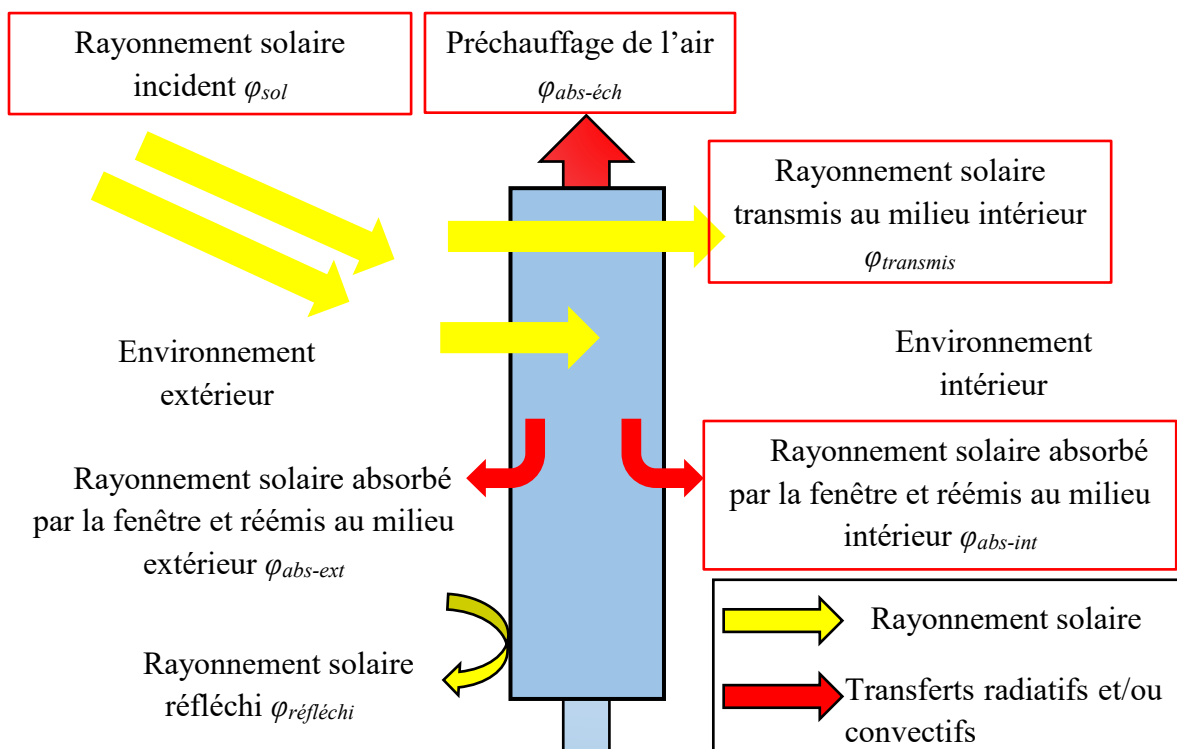


Figure 22 : Densités de flux radiatifs pris en compte dans le calcul du facteur solaire d'une fenêtre ventilée [10]

4.3.3. Principaux paramètres conditionnant les performances d'une fenêtre pariétodynamique

Les plus anciennes études sur des fenêtres pariétodynamiques ont été menées par Korkala [66] et Boehm [67]. Elles montrent qu'en général, ce dispositif est suffisamment efficace pour être utilisé dans les logements individuels. Il permet de diminuer les besoins d'énergie pour le chauffage d'une maison familiale grâce au préchauffage de l'air sans dégrader le confort thermique. Plusieurs études ont identifié les paramètres conditionnant les performances d'une fenêtre pariétodynamique utilisée pour assurer l'air de renouvellement du logement en conditions hivernales. Ces paramètres sont : le débit d'air passant par la fenêtre, la surface du vitrage, la différence de température entre les ambiances intérieures et extérieures, le rayonnement solaire et le type de vitrage.

4.3.3.1 Le débit d'air

Le débit d'air est l'un des principaux paramètres influençant la performance d'une fenêtre ventilée. L'augmentation de la vitesse d'air dans la lame d'air conduit à augmenter le flux de chaleur récupéré par l'air et par conséquent à diminuer les déperditions thermiques entre la fenêtre et l'environnement extérieur [58] [59] [63].

4.3.3.2 La surface du vitrage

Pour un débit d'air donné, l'accroissement de la surface vitrée de la fenêtre (augmentation de la hauteur ou de la largeur de la fenêtre) conduit à augmenter la durée pendant laquelle l'air se trouve dans la cavité et par conséquent la durée de chauffage d'air est augmentée [59].

4.3.3.3 La différence de température intérieure / extérieure

La différence de température entre les ambiances intérieures et extérieures joue un rôle non négligeable sur les performances de la fenêtre pariétodynamique. Suivant Carlos *et al.* [63], plus cette différence est importante, plus les performances de la fenêtre augmentent.

4.3.3.4 Le rayonnement solaire

Concernant l'impact du rayonnement solaire, les résultats obtenus par John *et al.* [64], Southall and McEvoy [59], Ismail and Henríquez [68] et Carlos *et al.* [51] montrent que :

- les apports solaires ne se dégradent pas en augmentant le débit d'air ;
- la valorisation des apports solaires augmente significativement avec le débit d'air ;
- plus le rayonnement solaire est intense, plus la température d'air soufflé par la fenêtre est élevée.

À noter que Wright [64] et Haddad et Elmadhy [69] ont montré que, comme pour une fenêtre conventionnelle, l'orientation optimale d'une fenêtre ventilée est le sud.

4.3.3.5 Le vitrage

Suivant l'étude numérique effectuée par Wright [64] sur une fenêtre à une lame d'air ventilé, l'ajout de vitres ou de revêtements à faible émissivité sur les parois vitrées a les mêmes conséquences que pour une fenêtre classique.

Dans le cas où l'un des vitrages est double, deux cas sont à distinguer :

- si l'écoulement d'air se fait entre le vitrage simple côté extérieur et le double vitrage côté intérieur, les déperditions thermiques vers l'extérieur et le flux récupéré par l'air diminuent ;
- si le double vitrage est positionné du côté extérieur, les déperditions thermiques vers l'extérieur diminuent aussi, mais le flux récupéré par l'air augmente.

Concernant l'ajout d'un traitement à faible FE, on distingue deux cas également :

- pour une fenêtre composée de trois vitres, si le traitement FE est ajouté sur une face située entre la lame d'air et l'environnement intérieur, les déperditions thermiques vers l'extérieur et le flux récupéré par l'air diminuent.
- si le traitement FE est ajouté sur une face située entre la lame d'air et l'environnement extérieur, les déperditions thermiques vers l'extérieur diminuent et le flux récupéré par l'air augmente.

4.4. La fenêtre Paziaud

En 1983, un brevet de fenêtre pariétodynamique à deux lames d'air, mais un seul flux d'air a été déposé par Paziaud [70]. Elle est composée d'un triple vitrage formant un conduit en forme de U dans lequel circule l'air provenant de l'extérieur, comme illustré par la Figure 23. C'est cette fenêtre pariétodynamique qui a été le support d'étude du présent travail de thèse (voir section 6).

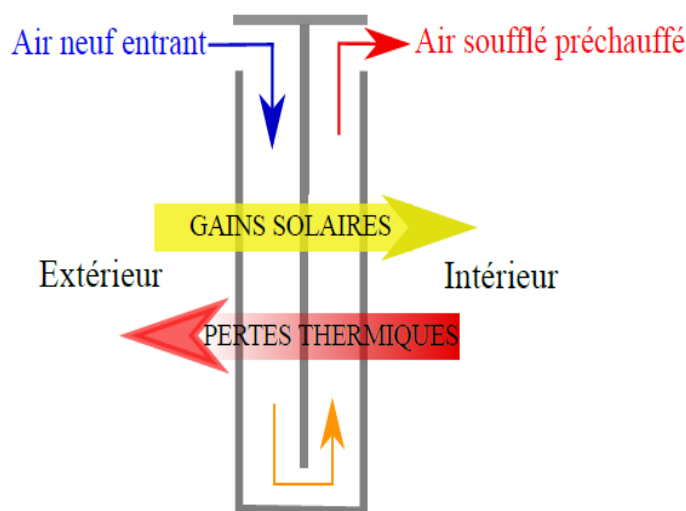


Figure 23 : Principe de fonctionnement de la fenêtre pariétodynamique fonctionnant selon le concept de Paziaud [71]

L'air provenant de l'extérieur entre naturellement ou sous l'action d'une VMC dans la fenêtre à travers une ouverture située dans la partie supérieure. Il circule vers le bas entre les deux premières vitres puis vers le haut entre la deuxième et la troisième vitre avant de pénétrer dans la pièce à travers une ouverture située en partie supérieure de la fenêtre.

L'influence de différents paramètres sur la performance d'une fenêtre de type Paziaud ainsi que son impact sur les besoins énergétiques des bâtiments ont fait l'objet de plusieurs études. En 1989, le Comité Scientifique et Technique des Industries Climatiques et le Centre

Expérimental de Recherche et d'Études du Bâtiment et des Travaux Publics ont établi un rapport suite à un projet de réhabilitation des immeubles Laplace situés dans la ZUP des Sablons au Mans [72]. Ce projet de réhabilitation a notamment consisté à remplacer les fenêtres par des fenêtres pariétodynamiques de type Paziaud. Les conclusions principales de ce rapport sont que :

- les déperditions thermiques liées à la ventilation ont été réduites de 55 % ;
- les déperditions thermiques liées aux surfaces vitrées ont été réduites de 40 % ;
- les besoins de chauffage ont été réduits en moyenne de 28 % sur l'ensemble des 80 logements du projet.

Gloriant [10] et Greffet [4] ont effectué des études sur une fenêtre de type Paziaud. Ils ont démontré que son coefficient de transmission thermique équivalent ainsi que son efficacité de ventilation diminuent avec l'augmentation du débit passant par la fenêtre. Greffet [4] a également obtenu que son coefficient de transmission thermique est plus faible que celui d'une fenêtre à triple vitrage classique à partir d'un débit d'air de $4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, et que son facteur solaire se situe entre celui d'un simple et d'un double vitrage classique. L'efficacité de ventilation de la fenêtre Paziaud augmente avec la diminution de la différence de température de part et d'autre de la fenêtre [4]. Le préchauffage de l'air se fait essentiellement dans la deuxième lame d'air au contact du verre intérieur [10, 11]. Ceci entraîne une diminution de la température du vitrage intérieur par rapport à une fenêtre à double vitrage classique.

Enfin, une simulation sur les besoins de chauffage d'une maison équipée de fenêtre pariétodynamique réalisée par Greffet [4] a montré que suivant l'orientation, ces besoins sont réduits de 20 à 30 % par rapport à des fenêtres à double vitrage et que ce gain dépend peu du climat.

4.5. Couplage d'une fenêtre pariétodynamique et d'un vitrage chauffant

Dans cette section, nous présentons les principales technologies de vitrages chauffants puis sera abordée l'opportunité du couplage d'une fenêtre pariétodynamique à un vitrage chauffant.

4.5.1. Vitrage chauffant

La technologie des vitrages chauffants est basée sur les propriétés conductrices d'un revêtement métallique transparent TCO « Transparent Conductive Oxyde », composé de microparticules métalliques déposées à la surface du verre [73]. Les premiers vitrages chauffants ont été développés dans les années 30 par « Protes Glass Company » et s'adressaient au marché automobile pour traiter les problèmes de condensation et de givrage. La technologie s'est rapidement développée pendant la deuxième guerre mondiale pour des applications aéronautiques. Les applications du vitrage chauffant au secteur du bâtiment sont plus récentes, apparues dans les années 90 en Amérique du Nord dans les zones de grands froids pour protéger thermiquement les grandes façades vitrées des centres commerciaux et autres bâtiments industriels. Ils ont par la suite été utilisés dans le but de réduire l'inconfort local (effet de « paroi froide ») et la condensation. Avec le développement de vitrages plus performants, le champ d'application des vitrages chauffants s'est étendu au confort thermique global (chauffage) [74, 75].

4.5.1.1 Technologies existantes

Différentes technologies sont utilisées pour fabriquer les vitrages chauffants en fonction du domaine d'application. Les éléments chauffants sont reliés à une alimentation électrique. Lorsqu'ils sont traversés par un courant électrique, ils opèrent alors comme une résistance électrique chauffante à basse température. Il en existe de différentes sortes :

- élément chauffant constitué d'une couche à base d'oxydes métalliques, similaires à ceux utilisés pour les traitements FE des vitrages.
- résistance électrique en face arrière d'un panneau de verre. Cette technique est notamment utilisée pour des radiateurs électriques avec façade en verre non transparent.
- filaments semi-conducteurs parallèles entre eux. Leur espacement est de l'ordre de quelques centimètres et recouvre une surface plus ou moins grande suivant les applications. Cette technique est notamment utilisée pour le dégivrage et le désembuage des parebrises de véhicules.

4.5.1.2 Applications aux bâtiments

Les verres chauffants fonctionnent comme un panneau rayonnant. Ils peuvent assurer à eux seuls le chauffage d'un bâtiment, mais vu que la densité de puissance est limitée pour des raisons de sécurité par une température maximale du verre de 80°C [76] [77], les besoins de chauffage du bâtiment doivent être modérés (bâtiment performant). Pour être viable, le recours au vitrage chauffant nécessite donc une bonne qualité de l'enveloppe du bâtiment (isolation thermique).

Outre les fonctions habituelles d'un vitrage classique, le vitrage chauffant permet :

- a. la suppression des surfaces de chauffe classiques (radiateurs, convecteurs) et donc un gain de surface habitable ;
- b. l'élimination de l'effet de paroi froide du vitrage ;
- c. la suppression du risque de condensation sur le vitrage.

En revanche, toujours en comparaison aux radiateurs et convecteurs traditionnels, le vitrage chauffant présente l'inconvénient d'être en contact direct avec l'extérieur. Une partie de la chaleur émise par le verre est alors directement perdue à l'extérieur. Afin de limiter ces pertes thermiques, le film est placé sur la vitre intérieure et la ou les vitres extérieures sont revêtues de couches faiblement émissives sur leurs faces extérieures afin de réduire les émissions de chaleur par rayonnement vers l'extérieur (au dos de la fenêtre).

4.5.1.3 Efficacité d'une fenêtre chauffante

L'efficacité d'un vitrage chauffant η_{film} a été définie par Kurnitski *et al.* [74] comme le rapport de la différence entre les besoins de chaleur à couvrir pour maintenir une même

température ambiante dans le cas d'un local équipé d'une fenêtre conventionnelle et celui d'un local équipé d'une fenêtre chauffante, sur la puissance du film chauffant :

$$\eta_{film} = \frac{Q^{off} - Q^{on}}{P} \quad \text{Équation 13}$$

Q^{off} est le flux de chaleur apporté à l'air ambiant par l'émetteur de chaleur dans le cas d'une fenêtre non chauffante, tandis que Q^{on} est le flux de chaleur apporté par l'émetteur dans le cas d'une fenêtre chauffante pour maintenir la même température ambiante intérieure. P est la puissance du film chauffant. Cette efficacité traduit donc la part de la puissance du film chauffant contribuant à la réduction des besoins de chaleur pour maintenir une même température ambiante, en comparaison au cas de référence sans vitrage chauffant. Si l'efficacité η_{film} est nulle, alors il n'y a pas de réduction des besoins, et elle est maximale, égale à 1, si l'intégralité de la puissance du film chauffant contribue à la réduction des besoins.

Les bilans thermiques considérés par Kurnitski *et al.* [74] sont présentés par la Figure 24 pour une fenêtre non chauffante (1) et une chauffante (2). Ces bilans sont établis en régime permanent et en considérant que les parois du local sont adiabatiques.

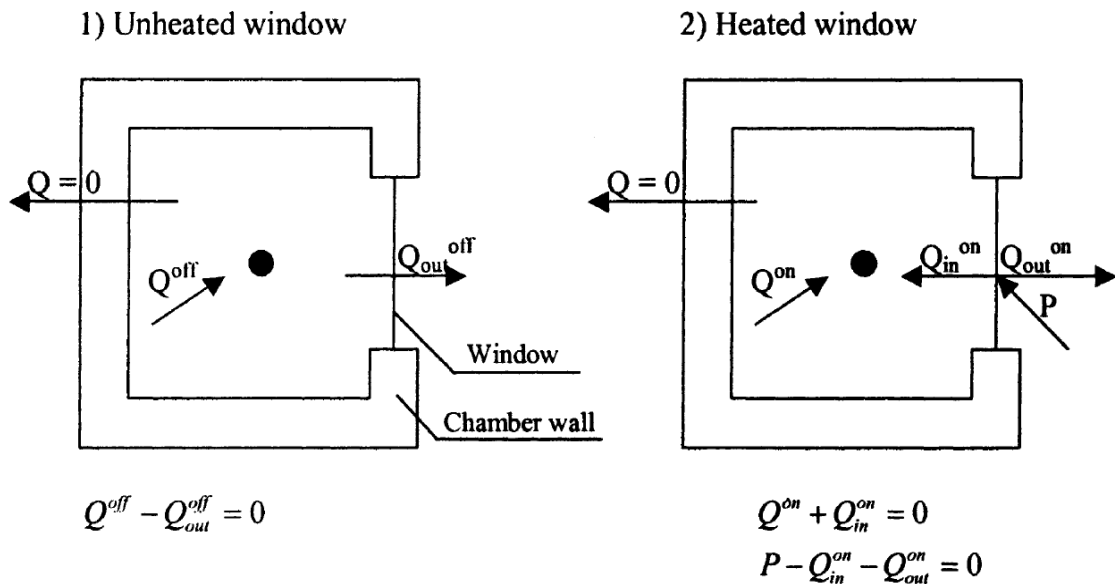


Figure 24 : Bilans thermiques établis par Kurnitski *et al.* [74] pour la détermination de l'efficacité d'une fenêtre chauffante (2) par rapport à un cas de référence sans vitrage chauffant (1)

4.5.2. Fenêtre pariétodynamique chauffante

Des brevets ont été déposés pour des vitrages chauffants pour divers principes de fonctionnement et compositions, mais seulement quelques-uns concernent l'association d'un vitrage chauffant à une fenêtre pariétodynamique. Un brevet a été publié en 1990 par Saint-Gobain Vitrage international [78] et concerne la rénovation de fenêtres existantes en y ajoutant un survitrage intérieur chauffant. Le chauffage est assuré par un film chauffant constitué d'une couche à base d'oxydes métalliques transparente (voir section 4.5.1.1). Concernant l'effet pariétodynamique, il peut être obtenu selon le brevet en ajoutant aux traverses basses et hautes des ouvrants par lesquels l'air neuf entre et sort respectivement (Figure 25 (a)).

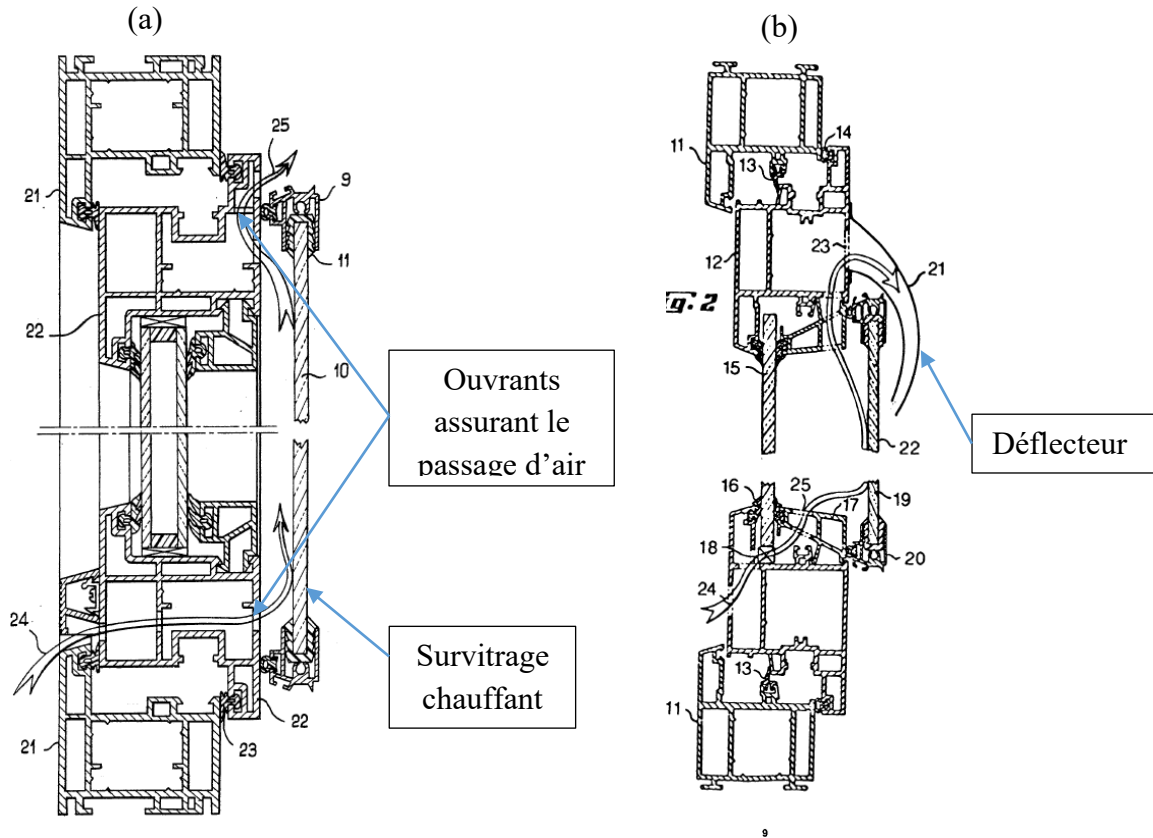


Figure 25 : (a) Adaptation d'une fenêtre traditionnelle suivant l'invention de Fremeau et Brechot [78], (b) Déflecteur proposé dans le brevet Fremeaux et al. [79]

Un autre brevet a été publié en 1994 par la même entreprise dans le but d'améliorer le rendement d'une fenêtre pariétodynamique chauffante en y ajoutant un déflecteur [79]. Le but est de récupérer plus de chaleur dissipée par le vitrage chauffant en soufflant l'air directement sur la face intérieure de ce dernier (Figure 25 (b)). Un autre brevet de Saint-Gobain est relatif à la conception d'un verre feuilleté chauffant ayant de bonnes propriétés de transmission lumineuses relativement à d'autres verres feuilletés [80]. Il s'agit d'un verre constitué de plusieurs couches de verre entre lesquels une résistance électrique est emprisonnée. La littérature relative aux vitrages chauffants et pariétodynamiques se limite à ces brevets. Pourtant, l'association de ces deux principes que sont le vitrage pariétodynamique et le verre chauffant semble pertinente des points de vue de l'amélioration de la performance énergétique et du confort thermique. C'est cette opportunité qui fait l'objet principal de cette thèse comme détaillé dans la section 6.

5. Confort thermique

Le confort thermique peut être défini comme un état de satisfaction quant à l'ambiance thermique (« *Thermal Comfort is that condition of mind that expresses satisfaction with the thermal environment* ») [81]. Oseland [82] a montré qu'un même sujet soumis à des conditions climatiques identiques, mais dans des lieux différents (chez lui, à son bureau ou dans une chambre climatique) ne ressentait pas la même sensation thermique. Dans cette section, on

présente les indices et des modèles d'évaluation du confort thermique, les facteurs influençant le confort et les inconforts locaux.

5.1. Évaluation du confort thermique

Il est difficile de trouver des conditions optimales de confort thermique, puisque ce dernier correspond à un état d'équilibre thermique entre le corps humain et les conditions d'ambiance, et que la satisfaction physiologique et psychologique varie d'une personne à une autre. La Figure 26 représente le bilan des échanges d'un individu avec son environnement, explicité par l'Équation 14.

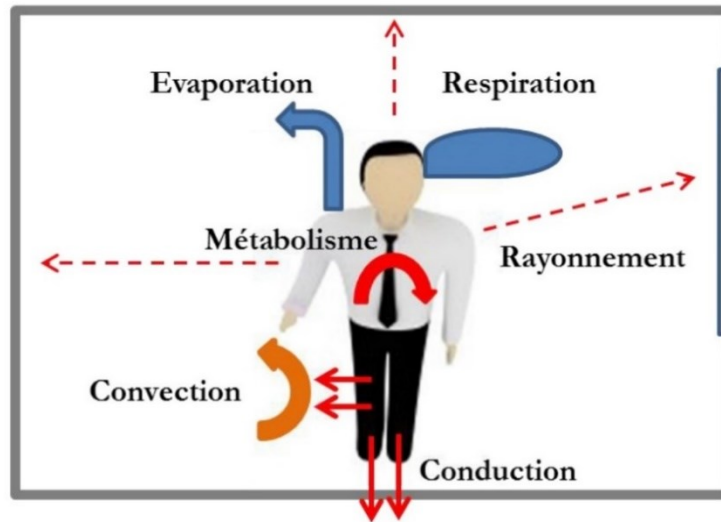


Figure 26 : Bilan thermique d'un individu avec son environnement [28]

L'équation de bilan du corps humain peut s'écrire [5] [38] :

$$CT = M + W + R + C + K - E_{vap} - R_{esp} \quad \text{Équation 14}$$

La charge thermique CT est un indice qui exprime l'état thermique du corps. Lorsque CT est nulle, le corps est en équilibre thermique. Une valeur négative de CT indique une chute de la température corporelle tandis qu'une valeur positive traduit une hausse de température corporelle. M est le métabolisme, W est le travail physique (activité) de la personne, R est le flux échangé par rayonnement, C est le flux échangé par convection et K est le flux échangé par conduction. E_{vap} est le flux perdu par évaporation dû à la fois à la diffusion de la vapeur au travers de la peau et à l'évaporation due à la transpiration à la surface de la peau. Enfin, R_{esp} est le flux perdu par la respiration. L'évaluation du confort thermique nécessite celle de différents facteurs que sont le métabolisme, l'habillement, les température et vitesse d'air, la température radiante moyenne d'environnement et l'humidité relative.

5.2. Facteurs influant le confort thermique

Ces six facteurs principaux affectant directement le confort thermique peuvent être regroupés en deux catégories : les caractéristiques des occupants et les conditions thermiques d'environnement.

5.2.1. Les caractéristiques des occupants

5.2.1.1 Le métabolisme

L'ASHRAE 55 [83] définit le taux métabolique comme le niveau de transformation de l'énergie chimique en chaleur et travail mécanique par les activités métaboliques au sein d'un organisme. Il est exprimé en met et 1 met vaut $58,2 \text{ W.m}^{-2}$ ce qui correspond à l'énergie produite par unité de surface pour une personne de taille moyenne assise et au repos. Les normes ISO 7730 [84] et ISO 8996 [85] définissent les taux métaboliques suivant le type et le niveau d'activité humaine (Tableau 2). À noter que la dissipation de chaleur à la surface du corps humain dépend de cette surface [86]. La surface corporelle et les habitudes alimentaires ont une influence sur le taux métabolique.

Activité	Métabolisme énergétique		
	W.m^{-2}	met	
Repos, couché	46	0,8	
Repos, assis	58	1,0	
Activité sédentaire (bureau, domicile, école, laboratoire)	70	1,2	
Activité légère, debout (achats, laboratoire, industrie légère)	93	1,6	
Activité moyenne, debout (vendeur, travail ménager, travail sur machine)	116	2,0	
Marche sur du plat :	2 km/h	110	1,9
	3 km/h	140	2,4
	4 km/h	165	2,8
	5 km/h	200	3,4

Tableau 2 : Taux métaboliques suivant le type et le niveau d'activité humaine [84] [85]

5.2.1.2 L'habillement

L'habillement influence les échanges thermiques entre une personne et son environnement. Des couches de vêtements isolants limitent la perte de chaleur et peuvent aider à garder une personne au chaud ou, au contraire, entraîner une surchauffe. En règle générale, plus le vêtement est épais, plus sa capacité isolante est grande. L'isolement dû à l'habillement I_{cl} est exprimé en clo et 1 clo correspond à $0,155 \text{ m}^2.\text{K.W}^{-1}$. En saison estivale, l'habillement typique est de 0,5 clo tandis qu'en hiver cette valeur s'élève à 1 clo [38] [84].

5.2.2. Les conditions de l'environnement thermique

5.2.2.1 La température de l'air sec

Il s'agit de la température moyenne de l'air sec T_{air} entourant l'occupant. Selon l'ASHRAE 55 [87], elle doit résulter de la moyenne spatiale de mesures réalisées au niveau des chevilles, de la taille et de la tête pour un occupant assis ou debout. La moyenne temporelle est quant à elle obtenue à partir d'au moins 18 points de mesure espacés de trois minutes.

5.2.2.2 La vitesse d'air

Selon l'ASHRAE 55 [87], la vitesse de l'air V_{air} est la moyenne de la vitesse omnidirectionnelle de l'air à laquelle le corps est exposé. La moyenne temporelle est calculée de la même façon que pour la température de l'air.

5.2.2.3 L'humidité relative

Une humidité relative HR comprise entre 30 et 65 % n'a pas beaucoup d'effet sur le confort thermique [88] tandis que des valeurs extrêmes (très basses ou très élevées) peuvent être à l'origine d'inconfort [86]. Une faible valeur d'humidité relative conduit à augmenter la sudation à la surface de la peau et donc, à une sensation de refroidissement physiologique et un dessèchement des muqueuses (bouche, gorge) et de la peau. Par contre, une valeur élevée limite la sudation à la surface de la peau et par conséquent, réduit la dissipation de la chaleur à la surface de la peau.

5.2.2.4 La température radiante moyenne

La température radiante est liée à la quantité de chaleur échangée par rayonnement entre le corps et l'environnement. Elle dépend des températures et des émissivités des surfaces environnantes ainsi que du facteur de forme entre le corps et les surfaces environnantes. Plusieurs méthodes pour déterminer cette température sont proposées par la norme ISO 7726 [89]. Une des méthodes consiste à la déduire de mesures réalisées à l'aide d'un thermomètre à globe noir. Ce dernier est constitué d'une sphère noire, de diamètre typique 150 mm, au centre de laquelle est placé un capteur de température. Les échanges thermiques par rayonnement et convection à la surface de ce globe sont assimilés à ceux échangés par le corps humain. Néanmoins, lorsque la vitesse d'air est faible (moins de 0,15 m/s), les échanges convectifs avec le globe sont minimes et la diminution du diamètre du globe (et donc de sa surface) affecte peu les mesures [90]. Un globe plus petit, par exemple de 40 mm de diamètre, peut alors être utilisé dans ces conditions [91].

En régime permanent, le globe est à l'équilibre thermique, échangeant de la chaleur par rayonnement avec les surfaces qui l'environnent et par convection avec l'air ambiant [89]. Ce bilan thermique s'écrit :

$$\varphi_r + \varphi_c = \varepsilon_g \sigma ((\overline{T_r} + 273)^4 - (T_g + 273)^4) + h_{cg} (T_{air} - T_g) = 0 \quad \text{Équation 15}$$

où φ_r représente la densité de flux nette échangée par rayonnement entre les parois de l'enceinte et le globe et φ_c le flux échangé par convection entre l'air et le globe. T_g (°C) et ε_g sont respectivement la température de surface et l'émissivité du globe noir et h_{cg} est le coefficient d'échange convectif à la surface du globe.

Lorsque la vitesse d'air est inférieure à 0,15 m/s, la convection naturelle est dominante [91] et le coefficient d'échange convectif s'exprime alors comme suit :

$$h_{cg} = 1,4 \left(\frac{T_g - T_{air}}{D} \right)^{0,25} \quad \text{Équation 16}$$

où D est le diamètre du globe noir utilisé.

En remplaçant h_{cg} dans l'Équation 15, la température radiante moyenne peut alors être exprimée comme suit :

$$\overline{T}_r = \left[(T_g + 273)^4 + \frac{0,25 \cdot 10^8}{\varepsilon_g} \left(\frac{|T_g - T_{air}|}{D} \right)^{0,25} (T_g - T_{air}) \right]^{0,25} - 273 \quad \text{Équation 17}$$

Lorsque la vitesse d'air est supérieure à 0,15 m/s, la convection forcée est dominante et le coefficient d'échange convectif s'exprime alors :

$$h_{cg} = 6,3 \frac{V_{air}^{0,6}}{D^{0,4}} \quad \text{Équation 18}$$

et la température radiante moyenne s'exprime alors :

$$\overline{T}_r = \left[(T_g + 273)^4 + \frac{1,1 \cdot 10^8 V_{air}^{0,6}}{\varepsilon_g D^{0,4}} (T_g - T_{air}) \right]^{0,25} - 273 \quad \text{Équation 19}$$

5.3. Indices environnementaux traduisant le confort thermique

5.3.1. La température opérative

La température opérative T_{op} est définie comme la température d'une enceinte virtuelle thermiquement uniforme dans laquelle un occupant échange le même flux de chaleur par rayonnement et par convection que dans l'enceinte non uniforme où il se trouve en réalité. Elle prend en compte les effets de convection et de rayonnement pondérés par leurs coefficients d'échanges respectifs et s'écrit sous la forme :

$$T_{op} = \frac{h_c T_{air} + h_r \overline{T}_r}{h_c + h_r} \quad \text{Équation 20}$$

où h_c et h_r sont respectivement les coefficients d'échanges convectif et radiatif.

5.3.2. La température équivalente

D'après Nilson 2004 [92], la température équivalente est définie comme étant la température d'une enceinte à température uniforme ayant une vitesse d'air nulle dans laquelle un occupant échangerait la même quantité de chaleur par convection et rayonnement, que dans l'ambiance où il se trouve réellement [92]. Pour déterminer la température équivalente, différentes relations empiriques dépendant des paramètres de bases (T_{air} , \overline{T}_r , V_{air} , et parfois I_{cl}) ont été établies. Selon Madsen *et al.* [93], lorsque la vitesse de l'air est inférieure à 0,1 m/s, la température équivalente est donnée par :

$$T_{eq} = 0,5 T_{air} + 0,5 \overline{T}_r \quad \text{Équation 21}$$

et lorsque la vitesse est supérieure à 0,1 m/s par :

$$T_{eq} = 0,55 T_{air} + 0,45 \overline{T}_r + \frac{0,24 - \sqrt{V_{air}}}{1 + I_{cl}} (36,5 - T_{air}) \quad \text{Équation 22}$$

Nilsson [92] propose de mesurer la température équivalente à l'aide d'un mannequin thermique ayant 16 zones thermiquement régulées et chauffées différenciellement.

5.4. Le modèle de Fanger

Pour évaluer la sensation thermique ainsi que les échanges thermiques entre l'homme et son environnement, plusieurs modèles ont été développés. Les travaux de Fanger [5] sont précurseurs dans le domaine. Il a développé un modèle empirique permettant de prédire le confort thermique du corps dans son ensemble. Ce modèle a été développé il y a plus de 40 ans, et il est à ce jour le plus utilisé pour prédire le confort dans les bâtiments. Le modèle de Fanger suppose que les occupants ressentent leur propre température et non celle de l'environnement, et que pour atteindre le confort, il existe 3 exigences :

- Le corps humain est en équilibre thermique avec l'ambiance où il se trouve et donc produit une quantité de chaleur égale à ses pertes vers l'environnement.
- La sensation thermique est liée à la température moyenne de la peau. Elle doit être à un niveau approprié. L'accroissement de l'activité métabolique dégrade la sensation thermique.
- Le débit sudoral doit être approprié au niveau d'activité de la personne. Par exemple, les occupants ayant une activité sédentaire n'apprécient pas de transpirer. Le débit sudoral augmente avec l'augmentation de l'activité métabolique.

5.4.1. Indices de confort thermique selon Fanger

5.4.1.1 Le vote moyen prévisible (PMV)

Le confort thermique selon Fanger est déterminé grâce à un indice appelé PMV, pour « Predicted Mean Vote » (ou « Vote Moyen Prévisible »). Il représente le vote moyen de la sensation thermique d'un groupe de personnes sur une échelle physiologique à sept niveaux selon la norme ISO 7730 [84] (Tableau 3).

Froid	Frais	Légèrement frais	Neutre	Légèrement chaud	Chaud	Très chaud
-3	-2	-1	0	1	2	3

Tableau 3 : Échelle physiologique et valeur de PMV correspondante [84]

Le PMV est basé sur le bilan thermique de l'être humain. Il est calculé grâce aux paramètres de l'ambiance thermique (T_{air} , $\overline{T_r}$, HR , V_{air}) en plus du niveau d'activité métabolique et de la vêtue des individus. La valeur nulle de PMV correspond à un bilan thermique nul et donc à une sensation de confort thermique neutre « ni chaud ni froid ».

Le PMV est donné par la relation empirique :

$$PMV = A [(M - W) - (E_{vap} + R + C + R_{esp})] \quad \text{Équation 23}$$

où A est un coefficient empirique, calculé comme suit :

$$A = 0,303 e^{(-0,036 M)} + 0,028$$

Le flux perdu par évaporation s'exprime :

$$E_{vap} = 3,05 \cdot 10^{-3} [5733 - 6,99 (M - W) - p_a] - 0,42 [(M - W) - 58,15]$$

Le flux perdu par la respiration :

$$R_{esp} = 1,7 \cdot 10^{-3} M (5867 - p_a) + 0,0014 M (34 - T_a)$$

Le flux perdu par rayonnement :

$$R = 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} [(T_{cl} + 273)^4 - (\bar{T}_r + 273)^4]$$

Et le flux perdu par convection :

$$C = f_{cl} h_c (T_{cl} - T_{air})$$

où T_{cl} et T_{sk} , sont respectivement la température moyenne des vêtements et celle de la peau :

$$T_{cl} = T_{sk} - 0,155 I_{cl} (R + C)$$

$$T_{sk} = 35,7 - 0,028 (M - W)$$

En convection naturelle, le coefficient d'échanges convectifs superficiels entre le corps et l'ambiance est donné par :

$$h_c = 2,38 (T_{cl} - T_{air})^{0,25}$$

et en convection forcée :

$$h_c = 12,1 \sqrt{V_{air}}$$

Enfin, f_{cl} est le facteur de surface de vêtement. Pour I_{cl} inférieur ou égal à 0,5 clo, il est calculé par :

$$f_{cl} = 1,00 + 0,2 I_{cl}$$

et pour I_{cl} supérieur à 0,5 clo :

$$f_{cl} = 1,05 + 0,1 I_{cl}$$

5.4.1.2 Le pourcentage prévisible d'insatisfaits (PPD)

Le pourcentage prévisible d'insatisfaits PPD, de l'anglais « Predicted Percentage of Dissatisfied », est une estimation du pourcentage de personnes qui trouveraient l'espace inconfortable en se basant sur les résultats du PMV. Il est défini par [84] :

$$PPD = 100 - 95 \exp -\{0,03353 PMV^4 + 0,2179 PMV^2\} \quad \text{Équation 24}$$

La Figure 27, représente la correspondance entre les indices PMV et PPD établie de l'Équation 24.

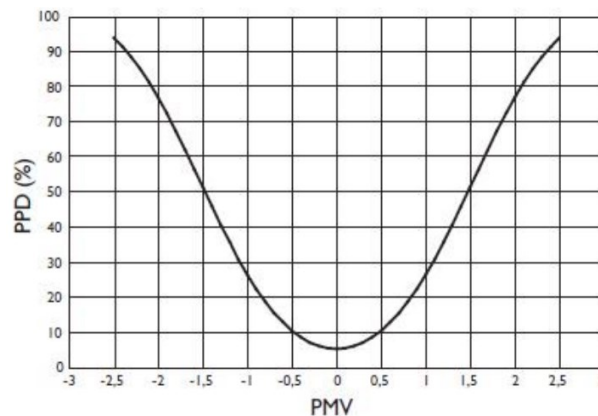


Figure 27 : Évolution du PPD en fonction du PMV [94]

On remarque que dans la situation optimale ($PMV = 0$, ni chaud ni froid), le taux d'insatisfaction est de 5 % pour des personnes dans les mêmes conditions thermiques, métaboliques et vestimentaires. Cette valeur traduit le fait que la sensation thermique est relative à chaque personne et qu'il n'existe pas des conditions thermiques satisfaisant tout le monde. Si le PMV s'écarte de 0, par valeur négative (vers le froid), ou par valeur positive (vers le chaud), le PPD augmente de manière symétrique, traduisant l'insatisfaction due aux conditions thermiques, qu'elles soient chaudes ou froides.

5.4.2. Utilisation du modèle de Fanger

Selon Fanger, une seule valeur de PMV (et donc de PPD) permet de caractériser le confort dans une pièce. Il suffit de mesurer les paramètres de l'ambiance thermique (T_{air} , $\overline{T_r}$, HR , V_{air}) en un point unique, tout en considérant que l'environnement est thermiquement uniforme. Par contre, lorsque l'environnement thermique n'est pas uniforme, l'auteur propose de mailler la zone d'occupation, d'effectuer les mesures des paramètres de l'ambiance thermique en chaque point de ce maillage, puis de déterminer les valeurs de PMV et PPD en ces points en respectant la procédure suivante :

- a. Choisir un nombre de points de mesures suffisant et uniformément répartis dans la zone d'occupation. L'ASHRAE [81] définit la zone d'occupation comme étant le volume intérieur situé à une distance de 0,3 m des parois verticales et dont la hauteur est située entre 0,1 et 1,8 m du plancher.
- b. Faire les mesures à des hauteurs correspondant à différentes parties du corps d'une personne, assise ou debout dans la zone d'occupation. Fanger [5] propose ainsi trois hauteurs : 0,2, 0,6 et 1,0 m par rapport au plancher pour une personne assise, et 0,3, 1,0 et 1,7 m pour une personne debout. Le standard 55 de l'ASHRAE [95] reprend les hauteurs 0,1, 1,1 et 1,7 m pour une personne debout. Les 3 hauteurs correspondent respectivement aux pieds, au centre de gravité du corps et à la tête de la personne.
- c. Mesurer les grandeurs T_{air} , $\overline{T_r}$ et V_{air} en chaque point du maillage. L'humidité relative HR peut, elle, être considérée constante dans la zone d'occupation.

Cette méthode a été utilisée par Cablé [28] et Bragança [96] pour évaluer l'incidence sur le confort de différents types de diffuseurs d'air de ventilation.

5.4.3. La norme EN 15251

La norme EN 15251 [97] classe les ambiances intérieures en quatre catégories en fonction du niveau de confort thermique attendu. Comme indiqué dans le Tableau 4, ces catégories sont associées à des plages de valeurs de PMV et de PPD.

Catégorie	État thermique global du corps	
	PPD (%)	PMV
I	< 6	-0,2 < PMV < +0,2
II	< 10	-0,5 < PMV < +0,5
III	< 15	-0,7 < PMV < +0,7
IV	> 15	PMV < -0,7 ou PMV > +0,7

Tableau 4 : Catégories des ambiances intérieures en fonction du PMV et du PPD [97]

La première catégorie (catégorie I), correspond aux ambiances dont le confort thermique est élevé. Les valeurs de PMV sont voisines de 0 et le PPD est inférieur à 6 %. Elle est appropriée aux personnes très sensibles avec des exigences spécifiques (handicapées, malades...). La deuxième catégorie correspond aux ambiances intérieures des bâtiments neufs et rénovés. Elle représente un niveau normal de confort thermique. La troisième catégorie correspond aux ambiances intérieures de confort thermique acceptable que l'on peut attendre de bâtiments existants, non rénovés. Enfin, la quatrième catégorie correspond aux ambiances non confortables thermiquement. Les valeurs de PMV sont soit inférieures à -0,7 (sensation froide), soit supérieures à 0,7 (sensation chaude) et les valeurs de PPD sont supérieures à 15 %.

5.5. Modèle de confort adaptatif

Le confort adaptatif peut être défini comme la réaction des occupants pour restaurer leur confort thermique, si un changement générant un inconfort se produit (« *If a change occurs such as to produce discomfort, people react in ways which tend to restore their comfort* ») [98]. Le principe du confort adaptatif est que les occupants s'adaptent naturellement aux changements des conditions climatiques pour réduire leur inconfort [38]. Suivant De Dear *et al.* [99], trois catégories d'adaptation peuvent être définies :

- a. Adaptation comportementale : l'individu peut agir de manière consciente pour restaurer son confort sur des facteurs personnels (modifier son activité, changer sa vêtue...), des facteurs culturels (par exemple adapter le code vestimentaire), ou des facteurs environnementaux (climatisation, chauffage...).
- b. Adaptation physiologique : réactions inconscientes du corps humain face aux changements de l'environnement thermique. Elle peut être de l'ordre de l'acclimatation, par exemple des modifications des mécanismes physiologiques suite à une longue exposition à un ou plusieurs facteurs de stress thermique, ou d'origine génétique (mutations).
- c. Adaptation psychologique : prise en considération du passé culturel et thermique de l'individu. Suivant Liu *et al.* [100], l'adaptation physiologique est le facteur le plus important des trois catégories, les adaptations psychologiques et comportementales ayant des niveaux d'influence plus faibles, et équivalents entre eux.

Ces modèles n'évaluent pas la sensation thermique ressentie par l'occupant, mais ils prédisent une plage de conditions thermiques dans lesquels les occupants peuvent s'adapter pour maintenir leur confort thermique. Une description plus détaillée des modèles adaptatifs est fournie par De Dear *et al.* [99], et McCartney et Fergan Nicol [101].

5.6. Inconforts locaux

Les indices PMV et PPD expriment les inconforts pour un usager considéré dans son ensemble. Par contre, un refroidissement ou un réchauffement local non désiré du corps peut également générer une insatisfaction thermique appelée inconfort local. Quatre phénomènes peuvent être à l'origine de cet inconfort local : l'asymétrie de température de rayonnement, la différence verticale de température entre la tête et les chevilles, le courant d'air et un sol trop chaud ou trop froid.

5.6.1. Asymétrie de rayonnement

Le chauffage non uniforme entre les parois de la pièce provoque l'asymétrie de température de rayonnement. Celle-ci peut être causée par le rayonnement solaire, par les ouvrants ou par des panneaux rayonnants. Dans les bâtiments de bureaux et résidentiels, les fenêtres froides (effet de paroi froide) et le plafond chaud sont les principales sources d'asymétries de température de rayonnement [38]. L'inconfort lié à l'asymétrie de rayonnement est évalué par le pourcentage prévisible d'insatisfaits PD. Il est donné par des corrélations établies à partir d'analyses statistiques, appelées « régressions logistiques », menées sur des groupes de personnes soumises aux mêmes conditions provoquant l'insatisfaction thermique.

Selon la norme ISO 7730 [84], le pourcentage prévisible d'insatisfaits dû à une asymétrie provoquée par un mur chaud est donné par :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(3,72 - 0,052 \Delta T_{pr})} - 3,5 \quad \text{Équation 25}$$

Par un mur froid :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(6,61 - 0,345 \Delta T_{pr})} \quad \text{Équation 26}$$

Par un plafond chaud :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(2,84 - 0,174 \Delta T_{pr})} - 5,5 \quad \text{Équation 27}$$

Et par un plafond froid :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(9,93 - 0,5 \Delta T_{pr})} \quad \text{Équation 28}$$

Dans ces expressions, ΔT_{pr} correspond à la différence de la température de rayonnement entre les 2 faces (avant et arrière) de la silhouette, $\Delta T_{pr} = T_{pr1} - T_{pr2}$. La température de rayonnement T_{pr} résulte des flux de chaleurs radiatifs échangés entre une face de la silhouette et les parois de la pièce qui lui font face [102] :

$$T_{pr} = \sqrt[4]{\sum F_{p-Aj} (T_{Aj} + 273,2)^4} \quad \text{Équation 29}$$

où F_{p-Aj} est le facteur de forme entre la face de la silhouette et une des surfaces opposées et T_{Aj} est la température de cette surface opposée.

La Figure 28 présente l'inconfort thermique local causé par l'asymétrie de température de rayonnement en fonction de ΔT_{pr} . Les 4 courbes présentes sur cette figure sont issues des équations des pourcentages prévisibles d'insatisfaits de chaque paroi.

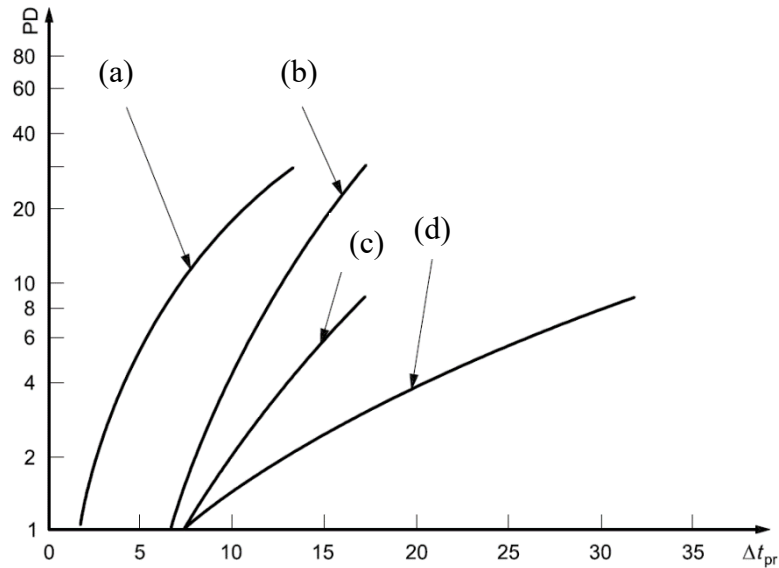


Figure 28 : Pourcentage d'insatisfaits causé par l'asymétrie de température de rayonnement en fonction de ΔT_{pr} , (a) plafond chaud, (b) mur froid, (c) plafond froid, (d) mur chaud [84]

On peut remarquer sur la Figure 28 que le pourcentage prévisible d'insatisfaits PD lié à l'asymétrie de rayonnement dépend de la source d'inconfort. Un plafond chaud est le plus influençant sur le confort thermique. L'impact d'un mur froid sur le confort est moins important que celui du plafond chaud, mais il est plus important par rapport à un plafond froid et un mur chaud. Enfin, le mur chaud est le moins impactant sur le confort à l'opposé du plafond chaud. Les pourcentages d'insatisfaits dus à la présence d'un mur chaud sont les plus faibles par rapport aux autres parois pour les mêmes valeurs de ΔT_{pr} .

5.6.2. Différence de température entre la tête et les chevilles

Une forte stratification thermique provoque un écart de température important entre les chevilles et la tête. Même si l'occupant est en situation de neutralité thermique, cet écart peut être une source d'inconfort thermique.

Le pourcentage prévisible d'insatisfaits par différence verticale de température se traduit par la corrélation empirique [84] :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5,76 - 0,856 \Delta T_{air,v})} \quad \text{Équation 30}$$

où $\Delta T_{air,v}$ est la différence de température entre la tête et les chevilles. Pour une personne assise, elle est prise à respectivement 1 m et 0,2 m du plancher, et à respectivement 1,70 m et 0,10 m pour une personne debout.

La Figure 29 présente le pourcentage prévisible d'insatisfaits dus à une différence verticale de température en fonction de cette différence.

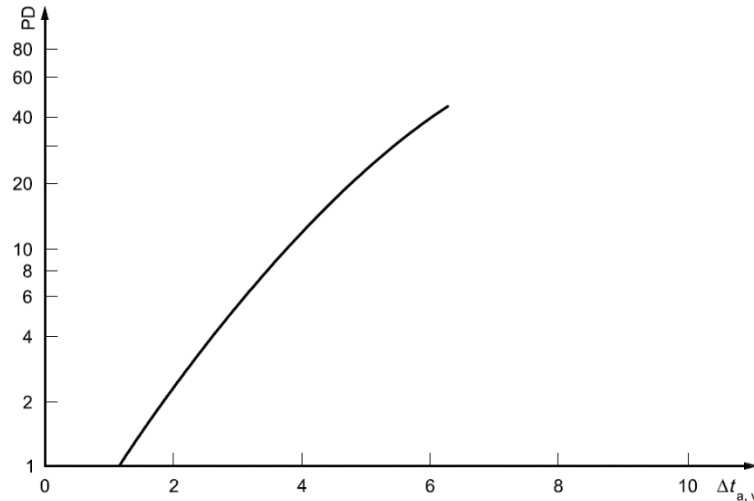


Figure 29 : Pourcentage d'insatisfaits causé par le gradient vertical de température, $\Delta T_{air,v}$ [84]

Cette courbe indique que l'inconfort lié au gradient vertical de température commence lorsque la différence de température entre la tête et les chevilles est de 1,5°C. Le pourcentage d'insatisfait augmente rapidement pour atteindre une valeur de 50 % pour $\Delta T_{air,v} = 6,5^\circ\text{C}$.

5.6.1. Effet de courant d'air

L'effet de courant d'air est un inconfort dû au refroidissement local de la peau sous l'effet de la convection forcée. Il dépend de la vitesse moyenne de l'air, de la différence de température entre le corps et l'air et de l'intensité de turbulence. Cet inconfort local est le plus fréquemment rencontré dans les ambiances habitables (bâtiments, véhicules...).

Un modèle a été établi par Fanger *et al.* [103] pour déterminer le pourcentage d'insatisfaits par courant d'air DR , de l'anglais « Draught Rate ou Draft Risk ». Il s'exprime :

$$DR = (34 - T_{air})(V_{air} - 0,05)^{0,62}(0,37 V_{air} T_u + 3,14) \quad \text{Équation 31}$$

Lorsque la vitesse d'air est inférieure à 0,05 m/s, elle est considérée égale à 0,05 m/s dans le modèle, et lorsque la valeur de DR obtenue est supérieure à 100 %, elle est considérée égale à 100 %. T_u est l'intensité de turbulence dont la valeur varie de 10 % à 60 %. Si cette valeur est inconnue, elle est prise égale à 40 % par défaut [103]. Ce modèle est valable pour une prédiction du risque de courant d'air au niveau de la nuque à condition d'avoir une sensation thermique proche de la neutralité et une activité sédentaire ou modérée.

5.6.2. Sols froids ou chauds

Les personnes peuvent ressentir de l'inconfort local, au niveau des pieds et des jambes, du fait de la présence d'un sol froid ou chaud. Une température de plancher de 19 à 26°C est recommandée par la norme EN 7730 [84] pour une activité sédentaire pendant l'hiver. La Figure 30 présente la variation du pourcentage d'insatisfait, PD, en fonction de la température du sol.

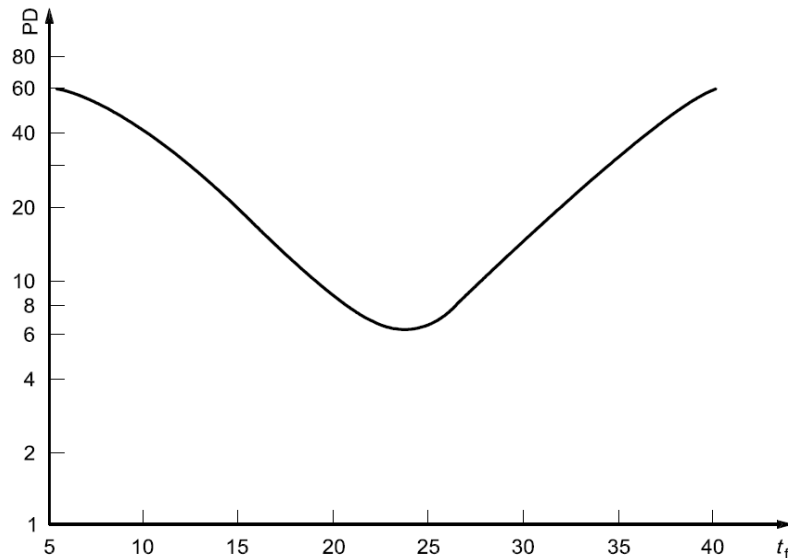


Figure 30 : Évolution du pourcentage d'insatisfait (PD) en fonction de la température du sol [84]

On peut observer sur la Figure 30 qu'une température du sol de 24 à 25°C correspond au pourcentage d'insatisfait minimal. L'inconfort augmente à peu près de la même manière si la température du sol s'écarte de 24°C, par valeurs positives ou négatives.

6. Positionnement du travail de thèse

Dans la section 4 de ce chapitre, nous avons cité des avantages de la fenêtre pariétodynamique en termes de réduction de la consommation énergétique des bâtiments. Elle récupère une partie des pertes de chaleur pour préchauffer l'air neuf de ventilation avant de l'introduire dans le bâtiment. Dans le but d'améliorer encore davantage la performance thermique de cette fenêtre, et le confort thermique induit, ce travail vise à étudier le potentiel d'une fenêtre pariétodynamique équipée d'un vitrage chauffant. La fenêtre faisant l'objet de la présente étude est la fenêtre pariétodynamique de type Paziaud décrite à la section 4.4, dans laquelle est intégré un film chauffant (Figure 31). Son fonctionnement sera étudié en conditions hivernales sans rayonnement solaire. Le film chauffant consiste en un dépôt obtenu par pyrolyse d'oxyde métallique encapsulé entre 2 vitres en verre, constituant le verre feuilleté du côté intérieur du vitrage (verre 3).

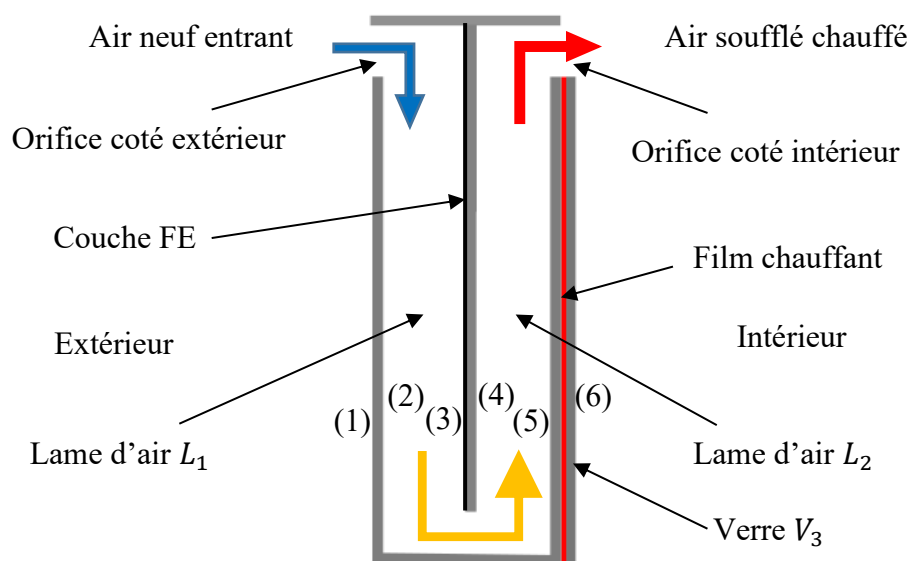


Figure 31 : Vitrage chauffant intégré à une fenêtre pariétodynamique de type Paziaud

Les problématiques abordées dans ce travail de thèse sont les suivantes.

Quels sont les avantages de la fenêtre pariétodynamique chauffante par rapport à un double vitrage classique ? À une fenêtre pariétodynamique classique ? Et à un triple vitrage chauffant ? Cette problématique sera abordée, dans le chapitre 3, par l'étude expérimentale des efficacités de ces différents types de fenêtres.

Quel est l'impact de la fenêtre pariétodynamique chauffante sur le confort thermique et la qualité d'air dans une enceinte climatique ? Le chapitre 4 présentera une étude comparative entre l'impact d'une fenêtre pariétodynamique chauffante et une autre non-chauffante sur le confort thermique et la qualité d'air.

Quelles sont les caractéristiques de l'écoulement de type couche limite se développant à la surface intérieure de la fenêtre pariétodynamique chauffante ? Pour répondre à cette question, un cinquième chapitre, prospectif, présente de premiers résultats de caractérisation thermique et dynamique de cet écoulement.

L'ensemble des travaux expérimentaux ont été conduits dans une enceinte climatique à échelle 1 dont les parois sont thermorégulées. Plusieurs modifications de la structure de cette enceinte ont été réalisées afin d'y intégrer la fenêtre et de la rendre représentative d'une pièce d'habitation. Pour les besoins des études menées, l'enceinte climatique a également été équipée de dispositifs complémentaires permettant de créer des conditions climatiques hivernales réalistes en face arrière de la fenêtre.

Conclusions

La réduction de l'impact environnemental des bâtiments passe par celle de la consommation d'énergie dans ce secteur. Les fenêtres et la ventilation sont deux postes majeurs de déperditions thermiques d'un bâtiment et, par conséquent, il est important d'en accroître les performances énergétiques. La fenêtre pariétodynamique apparaît comme une réponse prometteuse à cette problématique. Elle exploite une partie des pertes de chaleur pour préchauffer l'air neuf de ventilation avant de l'introduire dans le bâtiment, tout en réduisant les pertes à travers le vitrage.

Le présent travail s'inscrit dans la continuité des travaux de thèse de Rémy Greffet [4]. L'originalité de la fenêtre étudiée ici est que l'effet pariétodynamique est couplé à celui d'un vitrage chauffant. La circulation d'air derrière le film chauffant contribue à réduire les pertes de chaleur de ce dernier. De plus, la présence de ce film chauffant fait que la face intérieure du vitrage chauffant agit comme un panneau rayonnant. Le système assure donc, en plus du chauffage de l'air neuf de ventilation, celui des parois de la pièce par rayonnement et de l'air ambiant par convection.

Chapitre II
**Moyens expérimentaux, méthodes et
instrumentation**

Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons dans un premier temps le dispositif expérimental dans lequel ont été menés les travaux expérimentaux. Cette installation est composée d'une enceinte climatique dont les parois sont thermorégulées, d'une fenêtre pariétodynamique chauffante et d'un dispositif de conditionnement d'air. Des modifications au sein de l'enceinte climatique ont été effectuées afin de pouvoir réaliser des essais dans des conditions climatiques réalistes. Dans un deuxième temps, nous présenterons les différents instruments et méthodes expérimentales utilisées pour effectuer les mesures.

1. Enceinte climatique « AIRDIFF »

L'enceinte climatique « AIRDIFF » est une installation dédiée à l'étude de la diffusion de l'air dans une pièce à l'échelle 1. Elle a été fabriquée par les sociétés *Faure Qei* et *Missenard Climatique* et livrée en 2011 au LaSIE. Dans cette section nous allons décrire l'enceinte, les équipements qui lui sont associés et les modifications qui ont été apportées dans le cadre des présents travaux.

1.1. Caractéristiques de l'enceinte climatique

L'enceinte climatique « AIRDIFF » est une cavité de forme cubique représentant, à l'échelle 1, une petite pièce de bâtiment. Elle mesure de 3,65 m de côté extérieur et 3,47 m de côté intérieur (Figure 32).

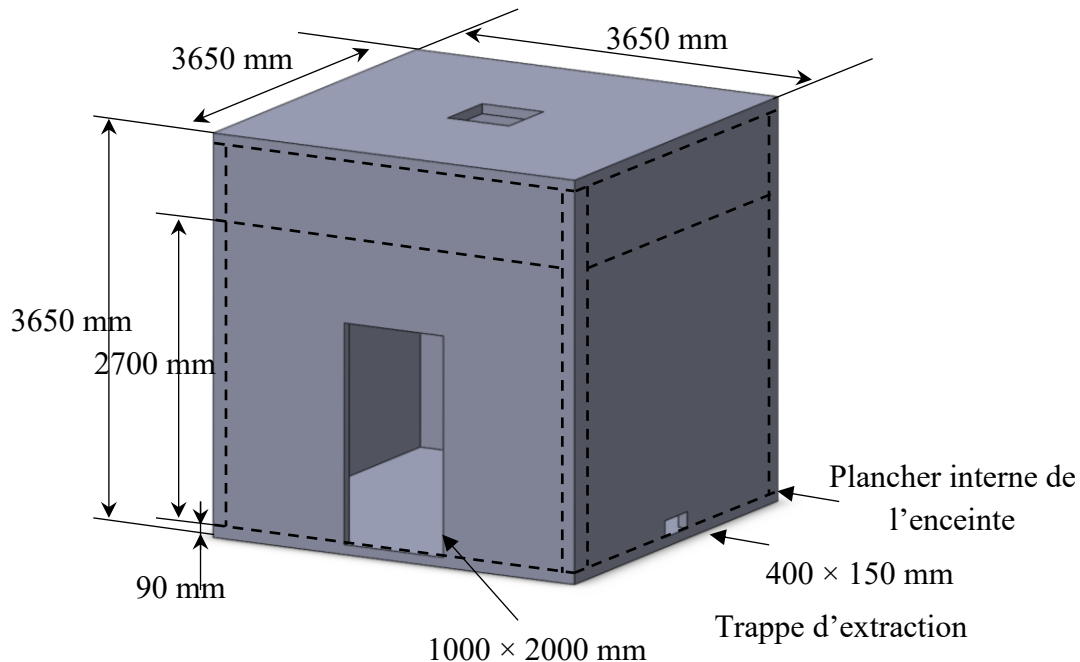


Figure 32 : Dimensions de l'enceinte climatique

Elle dispose de parois thermorégulées qui ont une épaisseur de 90 mm et une résistance thermique de $3,7 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$. Les surfaces intérieures de l'enceinte ont été recouvertes d'une peinture noire mat de forte émissivité thermique (0,9) afin de minimiser les réflexions laser

lors des mesures des champs de vitesse au sein de l'enceinte par vélocimétrie par image de particules (PIV). Les parois sont composées de panneaux sandwich représentés par la Figure 33.

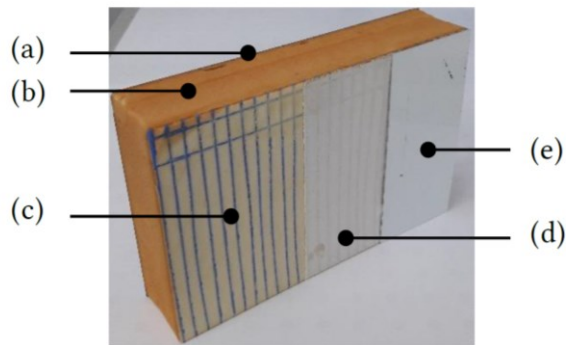


Figure 33 : Panneau « sandwich » ; (a) paroi externe en aluminium, (b) isolant polyuréthane, (c) tubes capillaires, (d) adhésifs, (e) paroi interne en aluminium

Chaque panneau est constitué de deux plaques en aluminium, chacune est de 1 mm d'épaisseur, formant l'enveloppe externe du panneau, d'un isolant en mousse PU de 88 mm d'épaisseur, et d'une nappe de tubes capillaires (marque *KaRo*) en polypropylène. Ces capillaires d'un diamètre extérieur de 3 mm sont raccordés à une pompe à chaleur (PAC) réversible (puissance 12 kW de type Aqualis 2 - 50 HT de fabrication Ciat) (Figure 34).

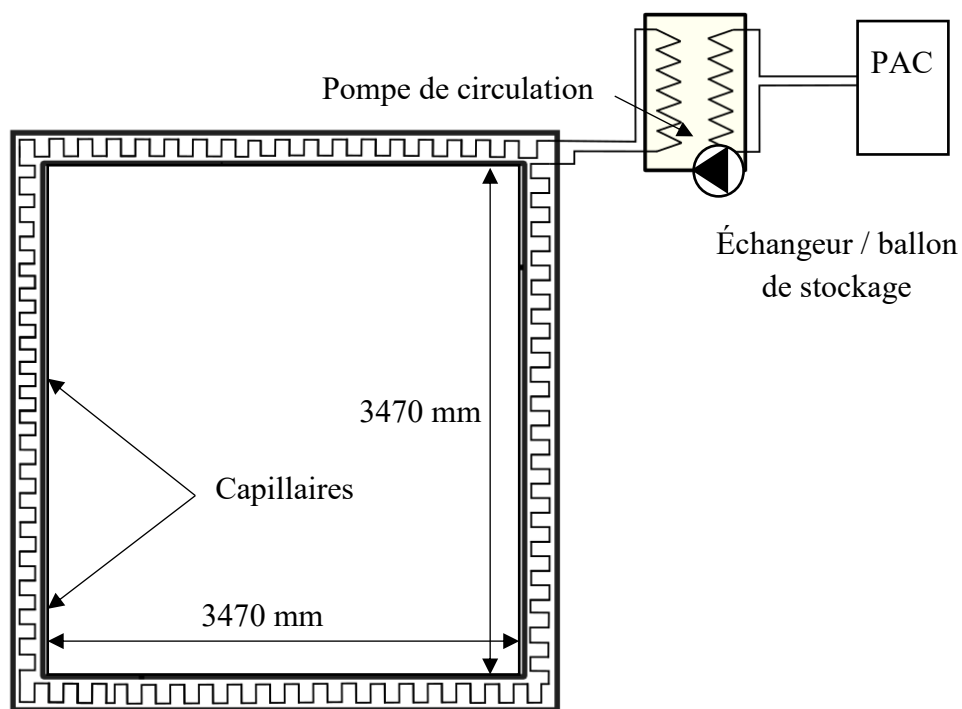


Figure 34 : Schéma de l'enceinte montrant les capillaires raccordés à la PAC

Le rôle de ces capillaires est de maintenir à une consigne donnée la température des parois. En pratique, nous imposons une consigne de température sur le système de contrôle des éléments de l'enceinte (enceinte, pompe à chaleur...). Pour vérifier si la valeur de consigne

(température de référence) est atteinte, un capteur de température mobile placé dans l'enceinte est utilisé. Si ce capteur est placé dans l'air, la température de référence est donc celle de l'air, et les parois vont agir pour imposer cette température selon la consigne. S'il est fixé sur une des parois, la température de référence est celle des parois. La PAC donc change la température du liquide circulant dans les capillaires des 6 parois pour rendre leur température égale à celle de consigne.

La transmission de la puissance thermique de la PAC aux parois de l'enceinte se fait grâce à un circuit hydraulique comprenant un ballon, échangeur de chaleur et d'une pompe de circulation. Selon le constructeur de l'enceinte, la puissance thermique utile fournie aux parois de l'enceinte est de 1,2 kW par paroi en mode chauffage et de 1,3 kW par paroi en mode refroidissement.

1.2. Modification de la structure et adaptation de l'enceinte

Plusieurs modifications ont été effectuées pour adapter l'enceinte aux besoins de la présente étude. Nous avons modifié la structure de l'enceinte et nous y avons ajouté un dispositif de soufflage d'air permettant de simuler les conditions climatiques extérieures.

1.2.1. Faux plafond et cloison intégrant la fenêtre

Afin d'intégrer la fenêtre dans l'enceinte, nous y avons installé une cloison légère dans laquelle a été montée la fenêtre. Cette cloison divise l'enceinte en deux parties, une partie représentant l'environnement extérieur et l'autre l'ambiance intérieure d'un local d'habitation (une chambre à coucher par exemple). La cloison légère est constituée d'une structure en bois et a été recouverte de plaques en Plexiglas (PMMA). Comme le montre la Figure 35, la cloison a été installée devant la paroi sud de l'enceinte à une distance de 42 cm.

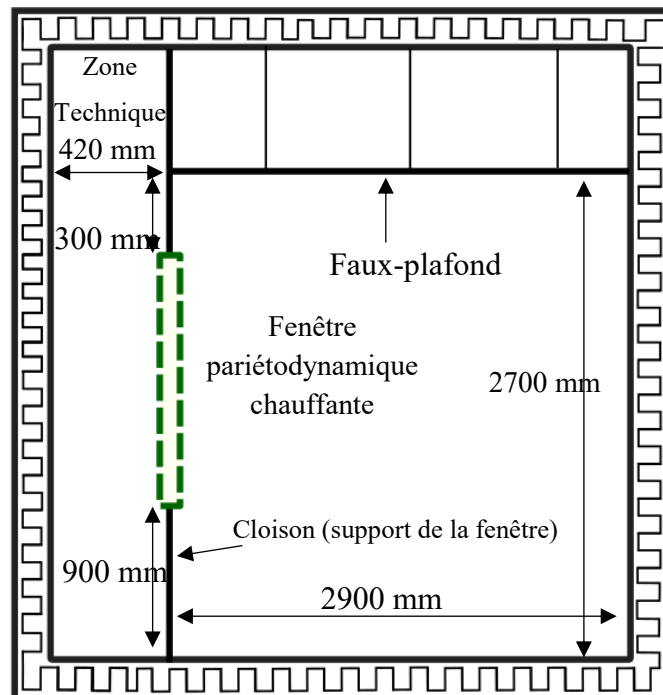


Figure 35 : Dimensions de la zone de test après l'adaptation de l'enceinte

L'espace créé entre la paroi sud et la cloison est utilisé comme zone technique nécessaire pour instrumenter et installer un caisson dans lequel on peut contrôler la température de l'air qui passe derrière la fenêtre et par conséquent celle qui entre dans la fenêtre. La fenêtre pariétodynamique a été mise en place dans cette cloison à une hauteur de 90 cm par rapport au sol (Figure 35). La hauteur sous plafond des logements ne doit pas être inférieure à 2,2 m [104]. Étant données les dimensions de la fenêtre pariétodynamique (voir 2.1) et l'enceinte climatique devant représenter une petite pièce de bâtiment d'habitation de type chambre à coucher, nous avons retenu une hauteur sous plafond de 2,7 m ainsi qu'une distance de 0,3 m entre le haut de la fenêtre et le faux plafond (Figure 35). Ce dernier est composé de plaques carrées en bois peintes en noir des deux côtés, son étanchéité a été assurée à l'aide d'adhésif métallique noir pour conserver une uniformité des transferts radiatifs. Le faux-plafond n'est donc pas une paroi thermorégulée contrairement aux autres parois de l'enceinte.

1.2.2. Dispositif de conditionnement d'air

L'objectif étant d'étudier le comportement de la fenêtre pariétodynamique chauffante en conditions hivernales, nous avons installé un circuit aéraulique (Figure 36) muni d'un groupe froid (Figure 37) pour générer de l'air froid et ainsi simuler l'air neuf entrant par la fenêtre en condition hivernale.

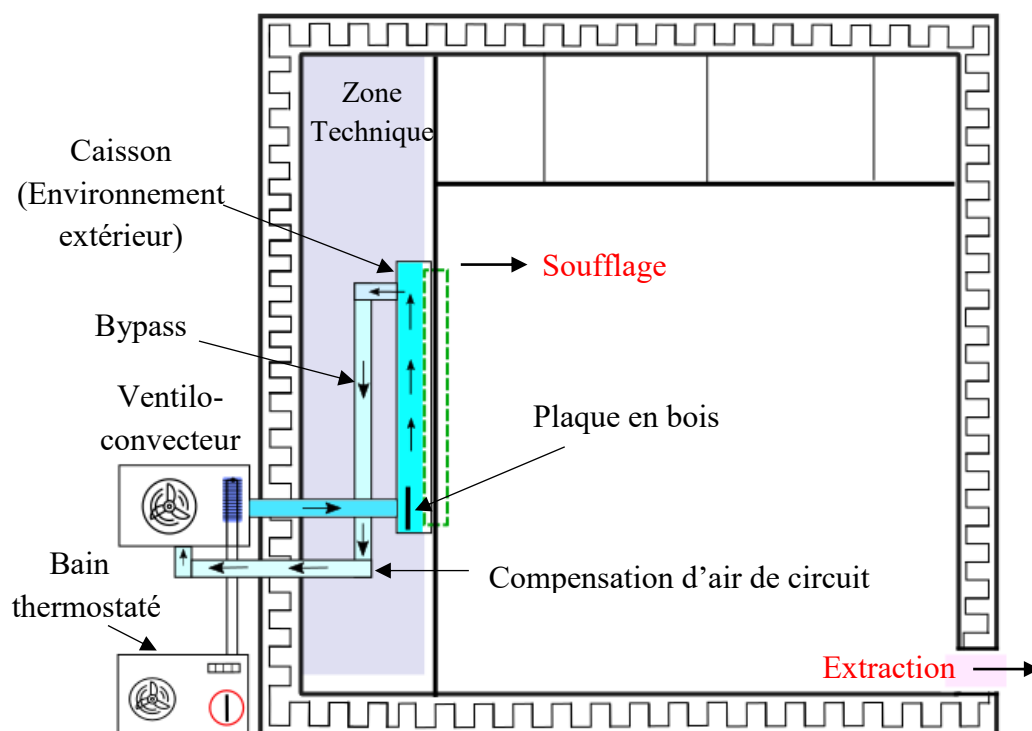


Figure 36 : Schéma de principe du circuit aéraulique alimentant en air neuf la fenêtre

1.2.2.1 Le circuit aéraulique

Le circuit aéraulique mis en place est illustré sur la Figure 36. Le ventilateur-convecteur produit de l'air froid qui est amené à un caisson couvrant la totalité de la surface extérieure de la fenêtre. Ce caisson simule l'environnement extérieur en conditions climatiques hivernales. Afin de vérifier l'homogénéité de la température radiante de l'environnement extérieur, nous avons

mesuré la température des parois du caisson ($T_{p\text{-caisson}}$) sur 2 niveaux suivant la verticale (Figure 46). L'écart de température maximum a été évalué à $1,5^{\circ}\text{C}$. La valeur du débit d'air entrant dans le caisson est élevée afin de garantir une bonne homogénéité de température d'air côté extérieur. La différence verticale maximum de la température d'air (entre l'arrivée de l'air dans le caisson et l'entrée d'air dans la fenêtre) a été évaluée à 2°C . Une partie minime de ce débit ($15\text{ m}^3/\text{h}$) entre dans la fenêtre tandis que le reste du débit est bipassé et retourne au ventilo-convecteur. Le circuit aéraulique est bien isolé et étanche afin de réduire les échanges avec l'air du hall et éviter les fluctuations de la température de l'air dans le caisson. La compensation du débit d'air qui passe par la fenêtre se fait grâce à une petite ouverture dans le tuyau de bypass. Pour éviter l'impact de l'air direct sur la fenêtre, nous avons fixé une plaque en bois devant le jet du tuyau provenant du ventilo-convecteur (Figure 36).

1.2.2.2 Le groupe froid

Le groupe froid est composé d'un ventilo-convecteur, d'un échangeur thermique et d'un bain thermostaté. Le ventilo-convecteur permet de générer le débit d'air souhaité en ajustant la tension d'alimentation électrique entre 0 et 10 V. La valeur du débit est contrôlée à l'aide d'un micro-manomètre (voir section 3.1.1). L'échangeur thermique du ventilo-convecteur (modèle Ciat) dont le rôle est de refroidir l'air avant de l'introduire dans l'enceinte climatique (Figure 37) est raccordé à un bain thermostaté de type Huber unichiller 050-H. La puissance de refroidissement à 0°C de ce dernier est de $4,2\text{ kW}$ et sa stabilité en température à -10°C est de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$.



Figure 37 : Échangeur thermique du ventilo-convecteur (modèle CIAT)

2. Fenêtre pariétodynamique chauffante

La fenêtre pariétodynamique chauffante étudiée est constituée de trois vitres entre lesquels l'air de renouvellement neuf circule avant d'entrer dans l'enceinte climatique. On peut retrouver une description dans les brevets déposés en France par Paziaud [70] ainsi que dans la thèse de Greffet [4]. Cette fenêtre a été modifiée par l'ajout d'un film chauffant au sein du vitrage intérieur. Cette fenêtre a donc la particularité d'associer deux mécanismes physiques : l'effet pariétodynamique et le chauffage par le film. En dehors de sa fonction

classique d'éclairage naturel et de renouvellement d'air, cette fenêtre permet de chauffer l'air entrant et de chauffer l'intérieur du local par rayonnement en grandes longueurs d'onde.

2.1. Composition de la fenêtre

La fenêtre pariétodynamique chauffante est constituée de trois vitres en verre et possède deux lames d'air ventilées. Afin de permettre la circulation d'air, la fenêtre dispose de deux orifices dans l'ouvrant de la menuiserie en partie haute, l'un donnant sur l'intérieur du local et l'autre sur l'extérieur. Les faces des vitres de la fenêtre sont numérotées de 1 à 6 de l'extérieur vers l'intérieur. La face 6 correspond ainsi à la surface en contact avec l'air intérieur. Ses dimensions sont de 1265×680 mm.

Les différents composants de la fenêtre pariétodynamique chauffante sont présentés par la Figure 38 et décrits dans la suite de ce Chapitre.

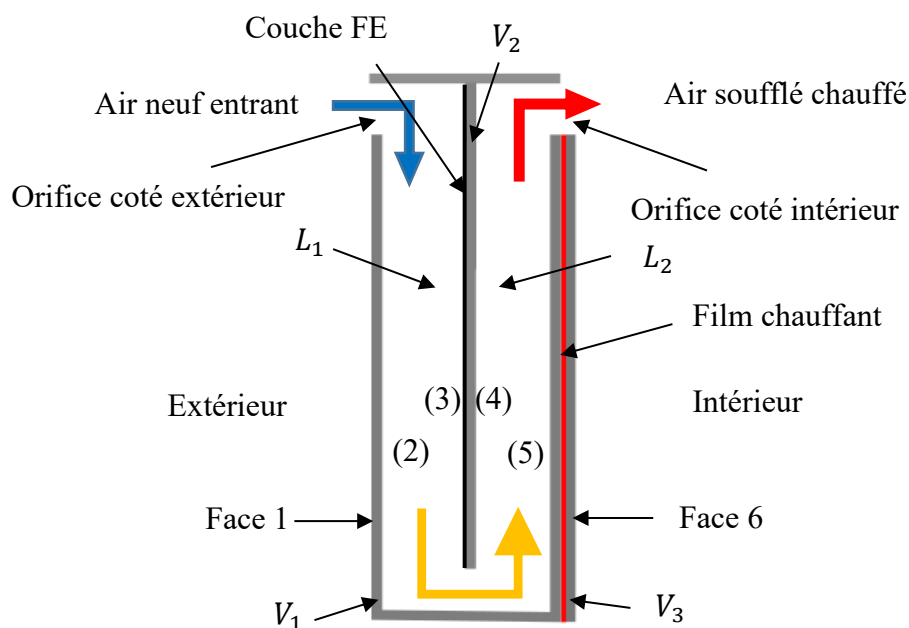


Figure 38 : Composition de la fenêtre pariétodynamique chauffante étudiée

2.1.1. Les verres

Les verres constituant le vitrage de la fenêtre sont fabriqués par le verrier AGC [105]. L'épaisseur des verres V_1 et V_2 est de 4 mm. Le verre V_3 est un verre feuilleté constitué de deux vitres encapsulant le film chauffant. L'épaisseur de chacune de ces deux vitres est de 3,5 mm.

2.1.2. Les entrées et sorties d'air

L'air extérieur entre par un orifice situé en partie haute de l'ouvrant du côté extérieur de la fenêtre et sort après son passage dans la fenêtre par un autre situé dans l'ouvrant du côté intérieur. Les dimensions des entrées et sorties d'air sont de 355×12 mm.

2.1.3. Les lames d'air

Les lames d'air L_1 et L_2 se situent respectivement entre les verres V_1 et V_2 et V_2 et V_3 , leurs épaisseurs sont respectivement de 22 et 20 mm. L'air extérieur entrant circule dans un premier temps dans la lame d'air L_1 puis dans la lame d'air L_2 avant d'entrer dans le local.

2.1.4. Le film chauffant

Le film chauffant est un dépôt obtenu par pyrolyse d'oxyde métallique et est assimilable à un traitement (FE) dit « dur ». En pratique, les matières constituant cette couche sont conducteurs d'électricité. En faisant circuler un courant électrique au sein de cette couche, de la chaleur est générée par effet Joule et permet ainsi de transformer cette vitre en élément chauffant. La résistance totale du film chauffant considéré est de 136Ω environ. Comme le montre la Figure 39, il est composé de 2 bandes encapsulées entre les deux vitres en verre constituant le verre feuilleté V_3 . Son épaisseur est de quelques micromètres et il couvre la totalité de la surface du verre V_3 .

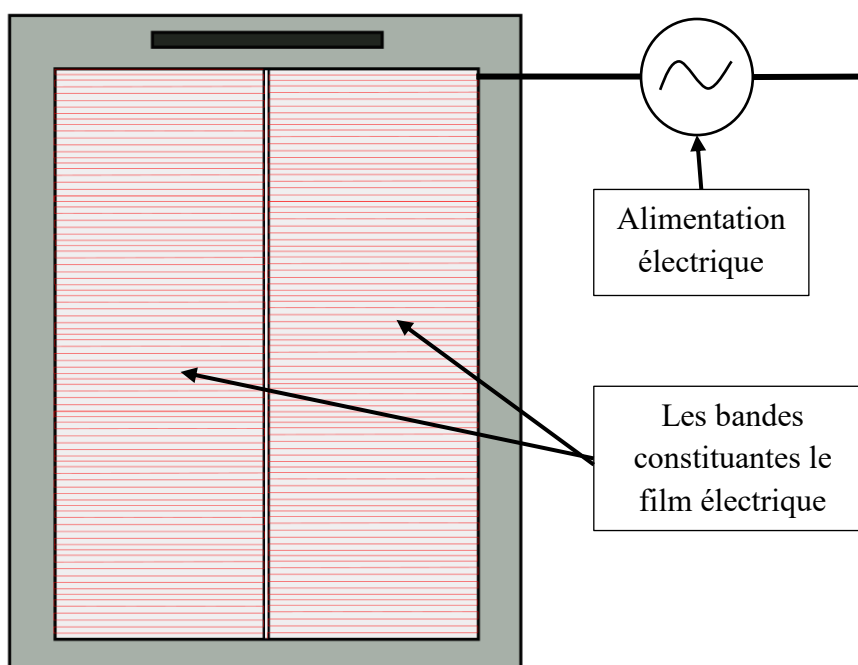


Figure 39 : Schéma représentant le film chauffant de la fenêtre pariétodynamique chauffante

2.1.5. Le traitement « faible émissivité »

Une couche (FE) de marque AGC Planibel G a été déposée sur la face 3 du vitrage. Cette couche sert à réduire les déperditions par rayonnement thermique de grandes longueurs d'onde vers l'extérieur (pertes au dos de la fenêtre). Cette couche FE est particulièrement utile lorsque le film chauffant est actif du fait des émissions significatives par rayonnement de la face 5. L'émissivité thermique de cette couche (face 3) a été déterminée par la norme NF EN 12898 [106] est vaut 0,14.

2.2. Principe de fonctionnement de la fenêtre

Comme expliqué précédemment, en fonctionnement hivernal, et pour une fenêtre pariétodynamique classique, l'air circulant entre les verres est préchauffé en récupérant à la fois les déperditions thermiques à travers le vitrage et l'énergie provenant du rayonnement solaire absorbé au sein du vitrage. Pour ce qui concerne la fenêtre pariétodynamique chauffante, la différence par rapport à la fenêtre pariétodynamique classique est que l'air se réchauffe cette fois en récupérant les déperditions thermiques dues à la chaleur dissipée par le film chauffant de plus de l'énergie provenant du rayonnement solaire absorbé au sein du vitrage.

Dans cette étude, les gains solaires ne seront pas pris en considération puisque les essais ont été réalisés en condition de laboratoire.

3. Instrumentation de la fenêtre, de l'enceinte et du dispositif de conditionnement d'air

Les variations des conditions climatiques dans le hall où se trouve l'enceinte climatique peuvent influencer la stabilisation des paramètres d'essais, notamment la température d'air dans le circuit de ventilation. Afin de s'affranchir de cette contrainte, nous avons effectué les mesures après une période de stabilisation d'une heure au minimum.

3.1. Instrumentation de la fenêtre

Les trois principales grandeurs physiques liées au fonctionnement de la fenêtre sont le débit d'air, la température de l'air entrant et sortant et la puissance du film chauffant.

3.1.1. Mesure du débit

En pratique, le débit d'entrée d'air dans le bâtiment varie en fonction du nombre d'entrées d'air et du type de bâtiment. À titre d'exemple, selon l'article 3 de l'arrêté du 24 mars 1983 [32], le débit minimal pour un logement T2 est de 60 m³/h. En supposant la présence de deux ouvertures d'entrée d'air, une dans le salon à 45 m³/h, alors le débit passant par l'autre ouverture située dans la pièce d'habitation est de 15 m³/h. Pour l'enceinte dans laquelle nous avons fait les essais, nous considérons qu'elle représente une petite pièce de type chambre, et nous avons donc, retenu une valeur de débit de 15 m³/h lors de nos essais.

Le débit traversant la fenêtre est contrôlé à l'aide d'un micro-manomètre de type FCO 510 de Furness Controls. Au préalable, la fenêtre a été caractérisée en termes de débit et de perte de charge à l'aide d'un dispositif dédié conçu lors de la thèse de Rémy Greffet [4], et présent dans les locaux de l'entreprise RIDORET. Cette caractérisation a consisté à tracer la courbe représentant la variation du débit d'air passant par la fenêtre en fonction de la dépressurisation (ΔP) entre ses deux côtés (intérieur-extérieur) (Figure 40). À partir de la courbe ainsi obtenue, nous pouvons voir qu'un débit de 15 m³/h correspond à une différence de pression de 5,44 Pa. L'incertitude de mesure a été estimée à $\pm 1,4$ m³/h [4].

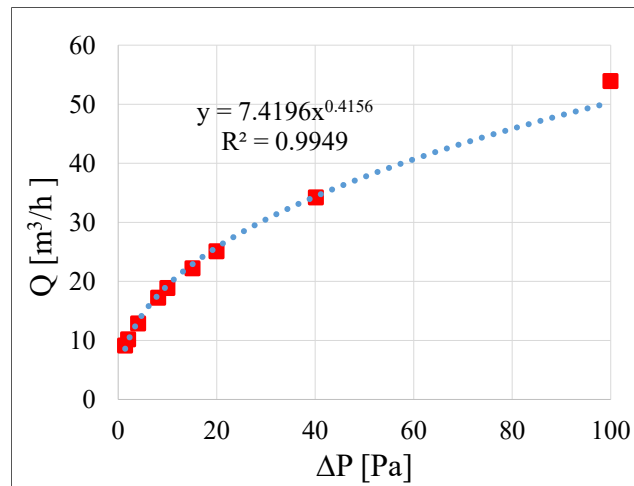


Figure 40 : Évolution du débit d'air passant par la fenêtre en fonction de la différence de pression

3.1.2. Mesure de la puissance électrique de l'élément chauffant

La puissance électrique du film chauffant a été réglée à l'aide d'un variateur de tension de type roto-transformateur. La tension et le courant délivrés ont été mesurés à l'aide de deux multimètres de table, modèle Aim-TTi. Les incertitudes des mesures des multimètres donnés par le fabricant sont de $\pm 0,5 \%$ de la valeur mesurée de la tension et de $\pm 0,8 \%$ de la valeur mesurée de l'intensité. La puissance électrique du film chauffant a été déduite du produit de ces deux quantités. Le variateur de tension et les multimètres utilisés sont présentés sur la Figure 41.



Figure 41 : Alimentation électrique de l'élément chauffant

3.1.3. Mesure des températures

Nous avons choisi de garder une température ambiante dans l'enceinte égale à 20°C , représentative de la température d'une pièce d'habitation. Cette température est maintenue à l'aide du dispositif décrit dans la section 1.1. Par conséquent, la différence de la température entre les 2 côtés de la fenêtre ΔT dépend uniquement de la température d'air qui circule dans le caisson situé derrière la fenêtre $T_{\text{air-ext}}$.

Étant donnée l'humidité relative de l'air, la température $T_{air-ext}$ la plus basse retenue a été de 5°C. En dessous de cette valeur, il existe un risque de givrage au niveau des tuyaux dans le circuit aéraulique où la température d'air peut descendre en dessous de 0°C.

Lors de certaines mesures, la température et l'humidité relative de l'air dans le hall étant trop élevées, la génération d'air à $T_{air-ext} = 5^{\circ}\text{C}$ a entraîné un givrage dans le circuit. Afin de limiter ce risque, un déshumidificateur d'air (modèle TTR 500 D de Trotec) a été utilisé au sein de la zone technique.

Pour maintenir $T_{air-ext}$ à la valeur de consigne, un capteur de température de type PT100 connecté au bain de refroidissement a été placé dans l'orifice extérieur de la fenêtre (Figure 42). Son rôle est de contrôler la puissance de refroidissement du bain. Deux autres capteurs de température ont été installés sur le trajet de l'air au sein de la fenêtre, un au niveau de la chicane inférieure T_{chi} , entre les lames d'air L_1 et L_2 , et l'autre au niveau de la bouche de soufflage de la fenêtre $T_{air-souf}$. Les valeurs mesurées par ces capteurs sont utilisées pour l'évaluation du rapport de préchauffage d'air entre les lames d'air L_1 et L_2 et l'efficacité du film chauffant de la fenêtre.

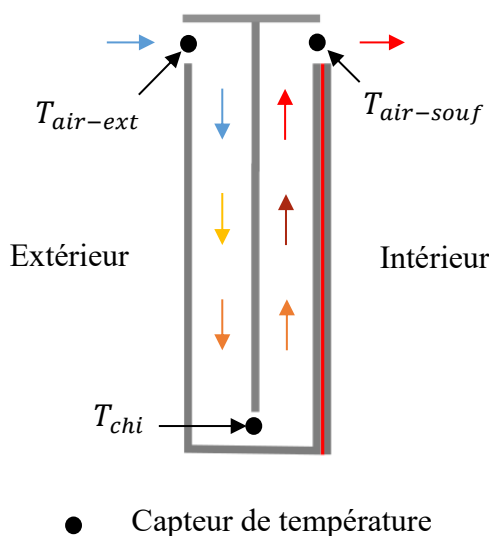


Figure 42 : Capteurs de température installés dans la fenêtre

Les capteurs de températures utilisés pour l'instrumentation de la fenêtre, de l'enceinte et du dispositif de conditionnement d'air sont des thermocouples de type K à jonctions exposées. Ils présentent l'avantage d'être bon marché et d'être relativement précis une fois étalonnés, et ne nécessitent pas d'alimentation propre contrairement à des sondes à résistance de platine. Ces thermocouples ont été branchés sur une centrale d'acquisition Campbell Scientific CR1000 (Figure 43) munie de deux multiplexeurs AM25T. La centrale a été placée dans l'enceinte afin de garder sa température environnante à une valeur constante. La fréquence d'acquisition a été fixée à 5 secondes. En pratique, cette fréquence dépend du temps de réponse des capteurs installés sur la centrale. Elle doit être supérieure ou égale au temps de réponse du capteur possédant le plus long temps de réponse.

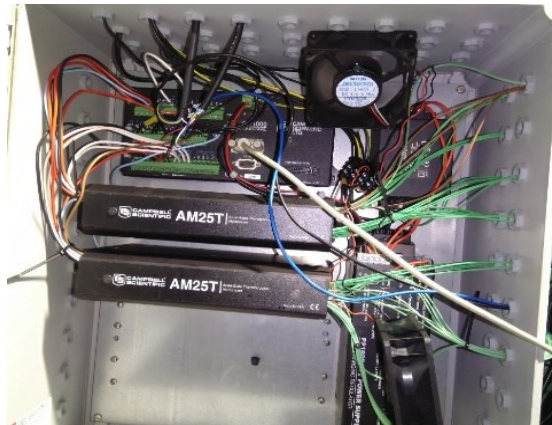


Figure 43 : Centrale d'acquisitions des données Campbell Scientific CR1000 et multiplexeurs

Les thermocouples ont été étalonnés suivant les directives Cofrac [107] à l'aide d'un bain d'huile thermostaté de type Fluke 7321 et d'une sonde étalon à résistance de platine (PT100) de haute précision (incertitude de $\pm 0,018^{\circ}\text{C}$). L'ensemble des thermocouples a été groupé dans un faisceau et immergé avec la sonde étalon dans le bain. Les mesures d'étalonnage ont été effectuées pour des paliers de température de -10°C , 0°C , 10°C , 20°C , 30°C , 40°C et 50°C durant 90 minutes, avec une fréquence d'acquisition de 30 secondes. Le tracé de la courbe de mesure de température de la PT100 en fonction de la température mesurée par les thermocouples permet alors de corriger la mesure de ces derniers en déterminant des coefficients de correction par régression linéaire. La Figure 44 présente un exemple du tracé utilisé pour corriger la mesure d'un thermocouple. Pour le cas présenté, la correction est la suivante :

$$T_{\text{corrigé}} = 0,9978 T_{\text{thermocouple}} + 0,0365 \quad \text{Équation 32}$$

où $T_{\text{corrigé}}$ est la mesure de température corrigée et $T_{\text{thermocouple}}$, la mesure brute du thermocouple.

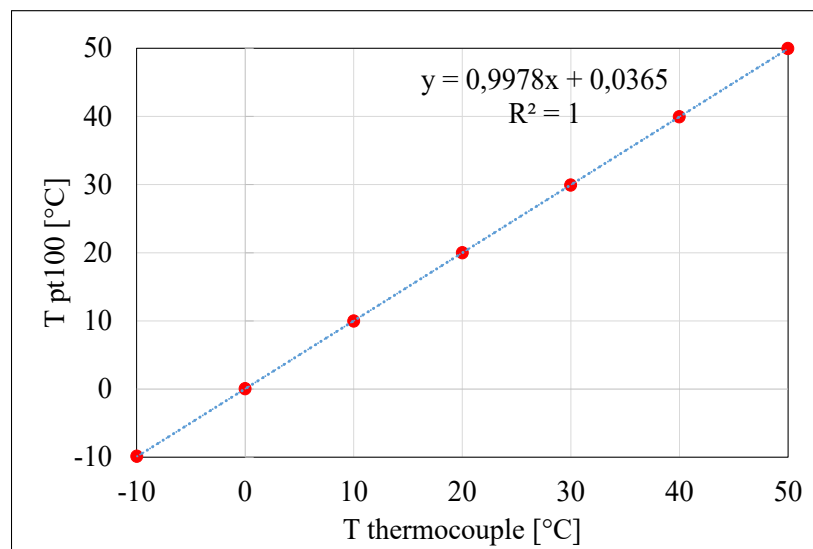


Figure 44 : Exemple d'écarts de mesures entre des thermocouples et la PT100, (a) avant étalonnage, (b) après étalonnage

La Figure 45 montre un exemple de tracés des écarts entre les valeurs mesurées par des thermocouples et la sonde étalon, (a) avant étalonnage, (b) après étalonnage

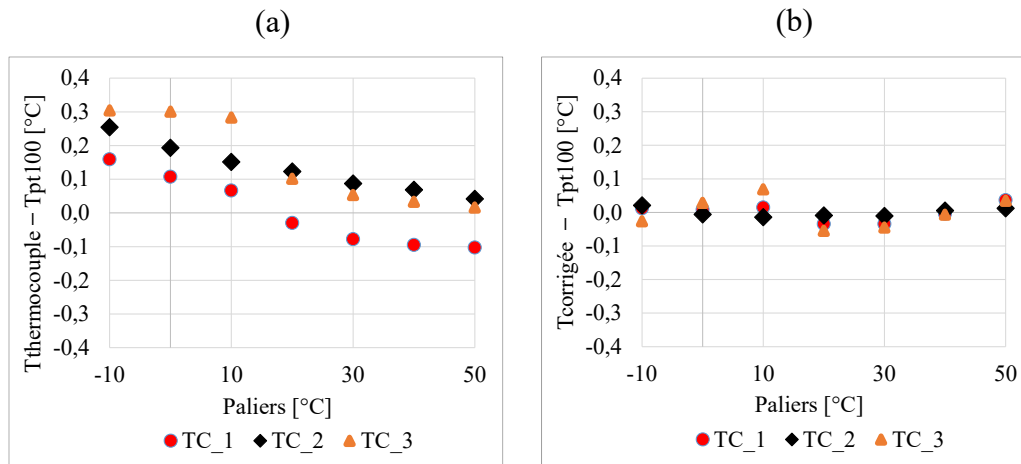


Figure 45 : Exemple de la correction des valeurs mesurées par des thermocouples, (a) avant l'étalonnage, (b) après l'étalonnage

On peut remarquer que les écarts entre les valeurs corrigées et celle de la sonde étalon sont proches de zéro. L'incertitude de mesures des thermocouples a été estimée à $\pm 0,27^{\circ}\text{C}$ suivant la méthodologie décrite par le guide Cofrac [107] et le GUM [108].

3.2. Instrumentation de l'enceinte

L'instrumentation de l'enceinte climatique comprend des capteurs de température des parois et de l'air ambiant, et d'un capteur de température et d'humidité (type HMP45AC) dans la zone technique. L'ensemble des capteurs installés dans l'enceinte sont présentés par la Figure 46.

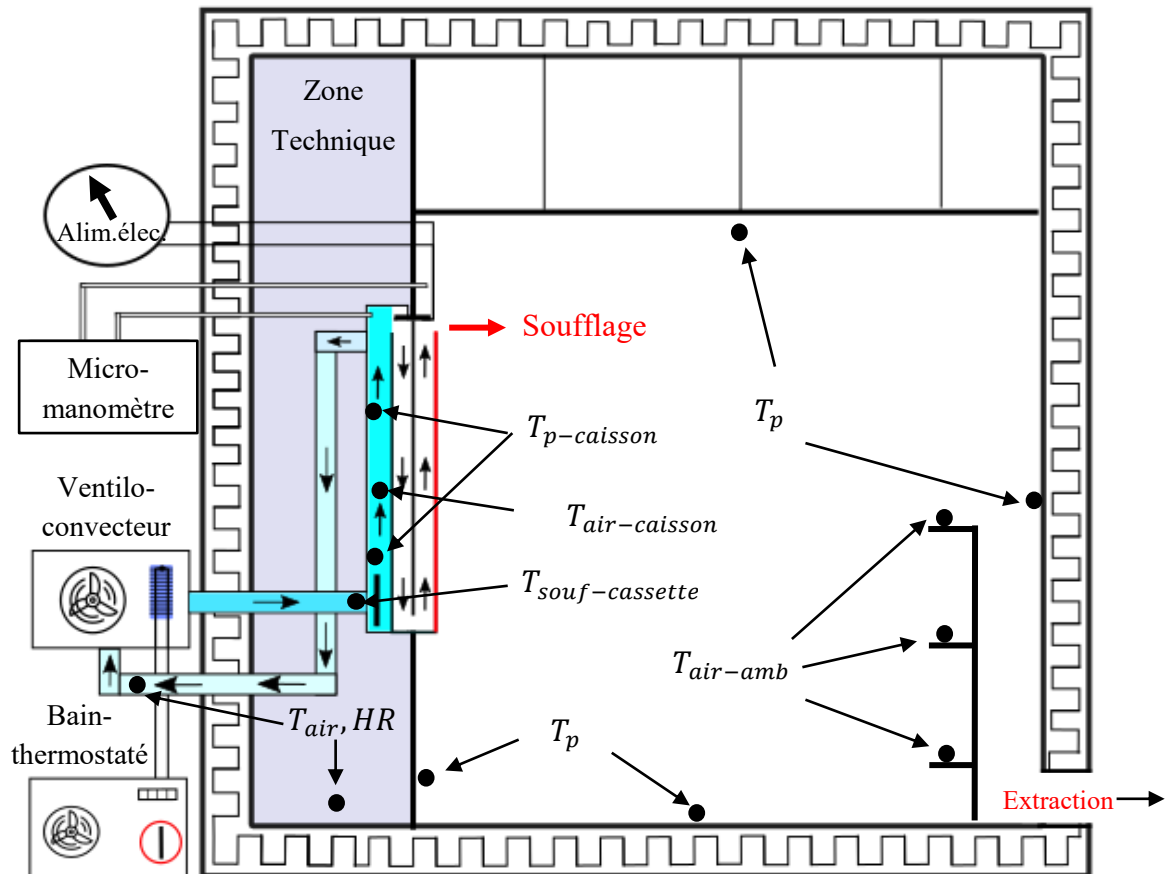


Figure 46 : Instrumentation de la cellule

3.2.1. Mesure de la température des parois

Suivant les fabricants de l'enceinte, la température est homogène sur la totalité de la surface de chaque paroi. En 2016, Bragança [96] a révérifié cette homogénéité et a trouvé un écart maximum de température de 1°C. Dans le cas des essais, un seul capteur de température a été installé sur chacune des parois initiales de l'enceinte (hors plafond), ainsi qu'un capteur sur le faux plafond et la cloison (Figure 46). Concernant le faux plafond et la cloison, nous avons vérifié l'homogénéité de ces deux parois à l'aide d'un capteur de température portable, la différence trouvée a été de l'ordre de 1°C.

3.2.2. Mesure de la température ambiante

La température d'ambiance intérieure de l'enceinte a été mesurée à l'aide de trois thermocouples montés sur un mât placé à côté de la paroi ouest de l'enceinte (Figure 46). Les capteurs ont été positionnés à 3 hauteurs au-dessus du sol (100, 1100 et 1800 mm) afin d'avoir une moyenne représentative de la température d'air sur la hauteur de la zone d'occupation définie par L'ASHRAE [81].

Le contrôle de la température ambiante a été assuré à l'aide du capteur décrit dans la section 1.1 et placé sur une hauteur de 1100 mm.

3.3. Instrumentation du circuit de ventilation

3.3.1. Alimentation électrique du ventilo convecteur

Pour contrôler le débit créé par le ventilo-convecteur, nous avons utilisé une alimentation électrique de modèle Aim-TTi EX354RD. La plage de tension de fonctionnement du ventilo-convecteur est de 0-10 V. Cette tension a été réglée manuellement en fonction du débit d'air souhaité.

3.3.2. Mesure de température sur le trajet de l'air froid entrant

Le débit d'air froid généré par le ventilo-convecteur est transmis via le circuit aéraulique à l'orifice du côté extérieur de la fenêtre. Pour surveiller la stabilité de la température tout au long du circuit, nous avons installé plusieurs capteurs de température à différentes positions du circuit comme indiqué sur la Figure 46. Un premier capteur mesure la température de soufflage du ventilo-convecteur $T_{souf-cassette}$, un second mesure la température dans le caisson $T_{air-caisson}$, et deux derniers capteurs mesurent la température de la paroi du caisson à deux altitudes, $T_{p-caisson,bas}$ et $T_{p-caisson,haut}$.

4. Méthodes de mesures expérimentales

4.1. Mesures thermiques

Plusieurs méthodes et types de mesures ont été réalisés pour caractériser la fenêtre et la cellule. Des mesures d'émissivité de la face interne du vitrage (face 6) de la fenêtre ont été effectuées. Sur cette même face, des champs de température superficielle ont été obtenus par thermographie infrarouge et les flux de chaleur mesurés par des fluxmètres. Dans l'ambiance intérieure, les profils de température dans la couche limite se développant à la surface de la fenêtre ont été établis à l'aide de micro-thermocouples.

4.1.1. Mesure de l'émissivité

En transferts radiatifs, l'émissivité correspond au flux radiatif émis par un élément de surface à température donnée, rapporté au flux émis par un corps noir à cette même température. L'évaluation des échanges thermiques par rayonnement entre la face 6 de la fenêtre et les surfaces intérieures des parois de l'enceinte, ainsi que la correction des mesures brutes des champs de température obtenues à l'aide de la caméra infrarouge sur la face 6 de la fenêtre, nécessite la détermination de l'émissivité de cette face. Nous l'avons donc mesuré à l'aide d'un émissomètre portable de type AE1 de D&S (Figure 47 (a)), fonctionnant sur la bande spectrale 3-30 μm . Nous avons fait les mesures au centre du vitrage tout en considérant que l'émissivité est homogène sur la totalité de sa surface. Le protocole de mesure pour cet émissomètre est décrit dans la norme ASTM C1371 [109]. En appliquant ce protocole, nous avons obtenu les points représentés en noir sur la Figure 47 (b). D'après la méthode employée, l'intersection de la courbe de tendance tracée en bleu sur la Figure 47 (b) avec l'axe des ordonnées correspond à la valeur d'émissivité de la surface. L'équation de cette courbe de tendance permet ensuite d'en déduire la valeur de l'émissivité. Nous obtenons $\varepsilon_{\text{face6}} = 0,87$. L'incertitude de mesure associée, donnée par le fabricant, est de $\pm 0,02$.

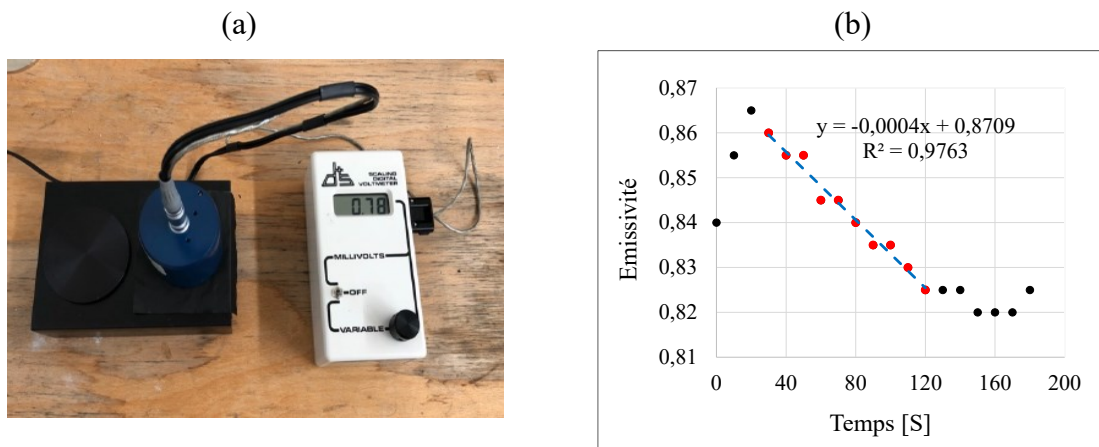


Figure 47 : (a) Emissomètre portable, AEI de D&S, (b) Résultat de mesure d'émissivité (face 6)

4.1.2. Mesures par thermographie infrarouge

La thermographie est la technique permettant d'obtenir, au moyen d'un appareillage approprié, l'image thermique d'une scène observée dans un domaine spectral de l'infrarouge [110]. Le rayonnement infrarouge émis par la surface d'un objet est capté par l'appareil de mesure. Ce dernier prend en compte différents facteurs (émissivité du matériau, réflexions...) pour convertir la densité de flux reçue en valeurs de température et permettre la visualisation de la scène thermique visée sous forme de thermogrammes [110].

Nous avons utilisé une caméra infrarouge (IR) pour obtenir les champs de température sur la face intérieure de la fenêtre, soit la face 6 du vitrage. Étant donnée la dimension de ce dernier et le faible recul possible dans l'enceinte climatique de plus que l'objectif de la caméra n'est pas capable de capturer la totalité du champ, pour chaque configuration considérée, l'acquisition du champ de température a été réalisée en deux temps : acquisition du champ supérieur puis du champ inférieur en veillant à avoir une zone de recouvrement entre ces deux champs. La Figure 48 présente le dispositif d'acquisition des champs de température de la face 6 de la fenêtre et la Figure 49 (b) montre un exemple de visualisation avec les champs supérieur et inférieur et la zone de recouvrement.

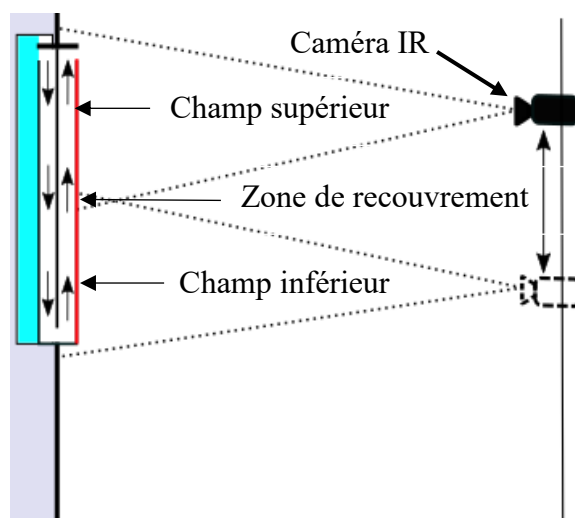


Figure 48 : Acquisition du champ de température de la face 6 à l'aide de la caméra IR

La caméra infrarouge utilisée est un modèle Flir SC5200 (Figure 49 (a)), à détecteur indium antimonide (InSb) de résolution 320×256 pixels (81 920 pixels). Sa bande spectrale est comprise entre 2,5 à 5,1 μm et sa sensibilité thermique (NETD) est annoncée à moins de 20 mK par le fabricant, c'est-à-dire que cette caméra détecte des différences de températures entre les pixels jusqu'à 0,02 K.

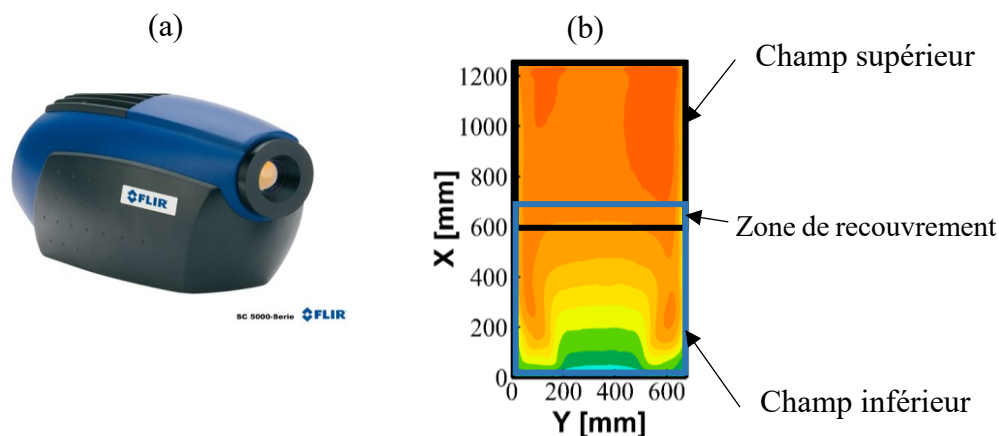


Figure 49 : (a) Caméra IR utilisée pour déterminer les champs de température de la face 6 de la fenêtre, (b) Principe de reconstitution du champ de température complet

D'une manière générale, les caméras thermiques fabriquées par Flir possèdent une précision de $\pm 2^\circ\text{C}$ ou $\pm 2\%$ de la mesure [111], mais pour réduire cette incertitude, un étalonnage a été réalisé pour un temps d'intégration de 424 μs à l'aide d'un corps noir SR 800 de CI Systems dans la plage de température 15 - 65 $^\circ\text{C}$. En pratique, l'étalonnage se fait en prenant la température du corps noir comme valeur de référence des mesures. Pour chaque palier de mesure, la température du corps noir et celle mesurée par la caméra sont enregistrées et introduites dans le logiciel « Altair ». Le logiciel génère alors un fichier de correction des mesures de la caméra pour la plage de température considérée.

Après l'étalonnage, l'incertitude maximale liée aux mesures de la caméra a été estimée à $\pm 1,26^\circ\text{C}$ pour une température mesurée de 64 $^\circ\text{C}$. Cette incertitude a été calculée suivant le bilan des incertitudes proposé par Flir [111], et les différents éléments du bilan ont été évalués par la méthodologie donnée dans le livre de Minkina and Dudzik [112] et du fichier d'étalonnage généré par le logiciel « Altair ».

Il est à noter que d'après le fabricant des vitrages [105], le verre intérieur (V_3), intégrant l'élément chauffant (dépôt d'oxydes métalliques), est un verre feuilleté qui est opaque aux infrarouges de longueurs d'onde λ supérieures à 2,3 μm (Figure 50). Le verre est donc opaque sur la bande spectrale de la caméra et la température de la face 6 peut alors être mesurée directement à l'aide de la caméra IR sans avoir à recourir à un filtre monochromatique.

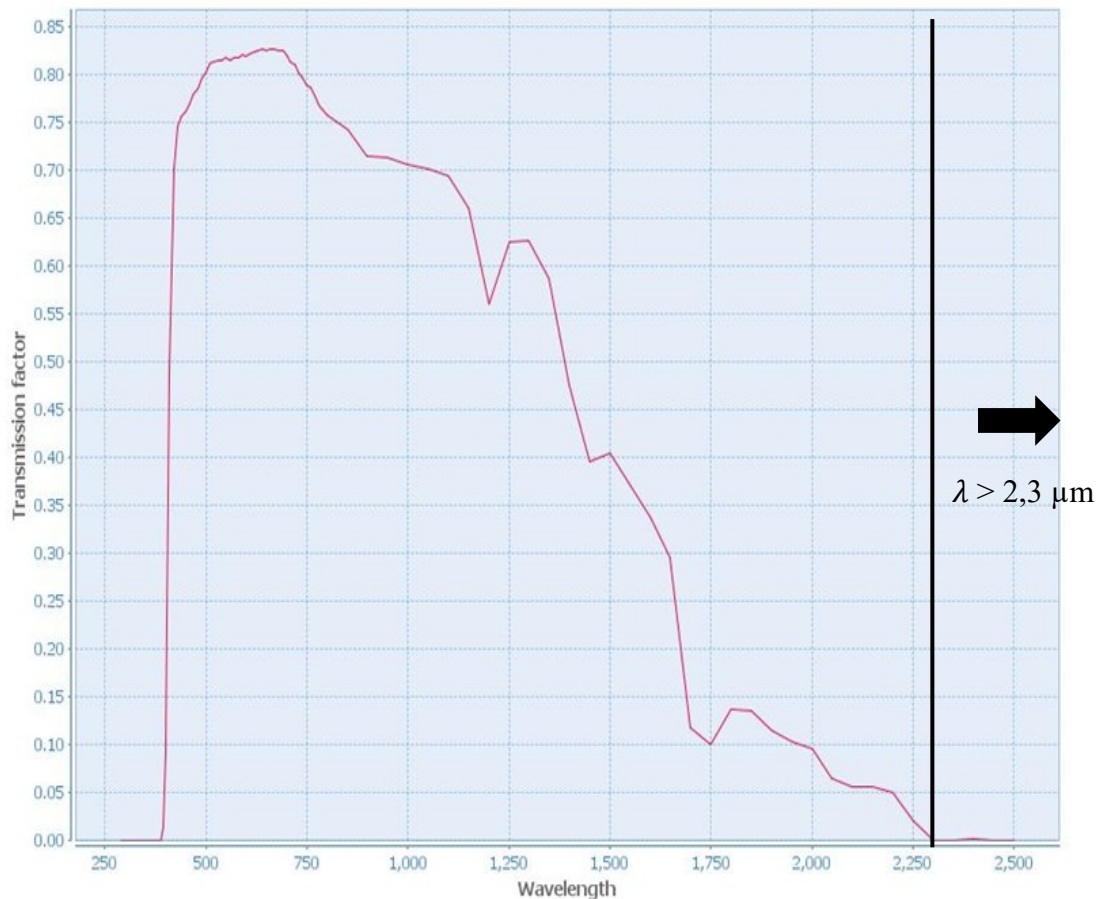


Figure 50 : Spectre de transmission du verre (V_3) en fonction de la longueur d'onde [105]

Après l'acquisition des champs de température brute à l'aide de la caméra IR, ces derniers ont été corrigés à partir du fichier de correction issu de l'étalonnage, de la valeur de l'émissivité de la face 6, de la distance entre la caméra et le vitrage et des conditions de température dans l'enceinte (température ambiante et température d'environnement réfléchi) correspondantes à chaque champ. L'intégration des paramètres et du fichier de correction se fait directement sur le logiciel d'acquisition « Altair ». Les champs de température supérieur et inférieur corrigés ont été fusionnés à l'aide du logiciel « Tecplot » pour obtenir le champ de température complet dont la Figure 49 (b) montre un exemple.

4.1.3. Mesures par micro-thermocouple

Afin de déterminer les profils de température dans l'écoulement de convection libre se développant le long de la face 6 de la fenêtre, nous avons utilisé un micro-thermocouple (Figure 51 (a)) associé à un système de déplacement de modèle Isel-LES 5 (Figure 51 (b)) qui permet un mouvement selon 2 axes.

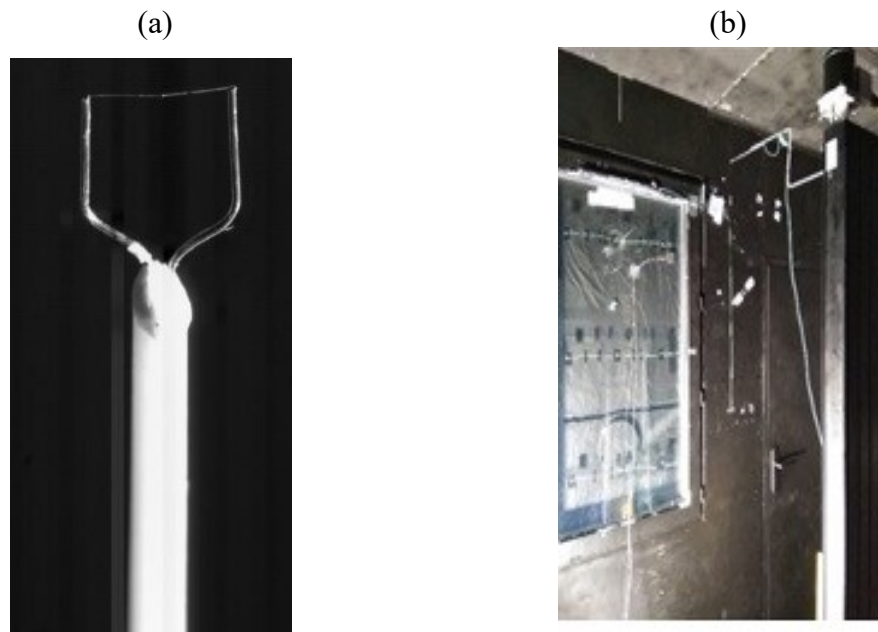


Figure 51 : (a) Micro-thermocouple utilisé pour les mesures de température dans la couche limite, (b) Montage du micro-thermocouple sur le système de déplacement

Le déplacement maximal des rails utilisés est de 1053 mm tandis que la précision du déplacement est de 0,02 mm (donnée fabricant). L'unité de contrôle du système est le modèle Schrittmotor_controller C142-4 de Isel. Cette unité a été pilotée à l'aide du logiciel DaVis 10 de LaVision. Le micro-thermocouple monté sur le système de déplacement a été conçu à l'institut «P» à l'ENSMA. Il est de type K et le diamètre de la soudure chaude est de 25 μm . Il a été monté sur une broche afin de limiter les perturbations aérodynamiques autour du point de mesure. Son incertitude de mesure a été évaluée à $\pm 0,27^\circ\text{C}$. La Figure 52 montre le dispositif complet utilisé dans l'enceinte climatique.

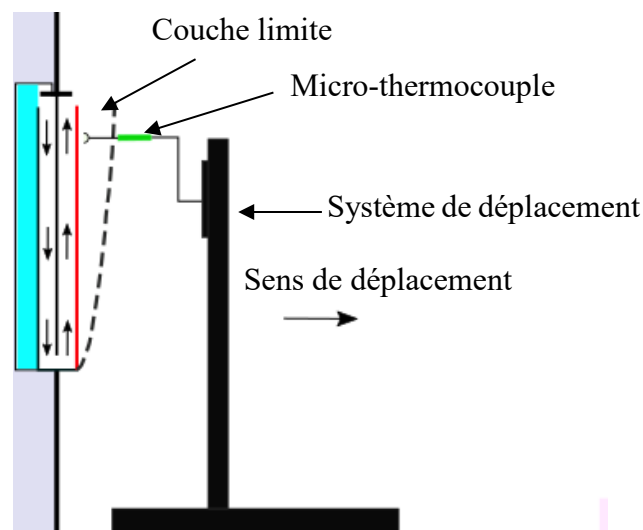


Figure 52 : Dispositif de mesure de la température dans la couche limite à la surface du vitrage

Pour chaque configuration, nous avons réalisé les mesures pour 6 hauteurs (voir Figure 107). L'exploration de la couche limite thermique a consisté à relever la

température en 20 points en éloignant progressivement le thermocouple de la fenêtre d'une distance de 2 mm à 83 mm. Pour éviter d'abîmer le thermocouple, la première mesure a été réalisée à 2 mm de la surface du vitrage.

4.1.4. Mesures fluxométriques

Dans le but d'évaluer les échanges convectifs entre la face intérieure du vitrage et l'ambiance intérieure, nous avons réalisé des mesures de flux thermique à l'aide d'un fluxmètre de marque Captec (Figure 53 (a)), les dimensions du capteur sont de 30×30 mm, sa sensibilité est de $7,75 \mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$ et son incertitude de mesure est de $\pm 3 \%$ de la valeur mesurée (données fabricant). L'élément sensible du fluxmètre a été fixé sur la vitre à l'aide d'un scotch en aluminium d'émissivité 0,11. Nous avons choisi ce scotch à faible émissivité pour réduire au maximum les échanges radiatifs entre la surface du capteur et les parois de l'enceinte. La valeur de flux mesurée par le fluxmètre est égale à la somme du flux de chaleur convectif échangé entre la face 6 et l'air ambiant et du flux de chaleur radiatif échangé entre le scotch servant à fixer le capteur et les parois de l'enceinte. Le fluxmètre a été raccordé à un multimètre de haute précision de type Keithley DMM 7510 (Figure 53 (b)). Son incertitude est égale à $\pm 0,0009 \%$ du domaine de mesure (100 mV) et à $\pm 0,0029 \%$ de la mesure.

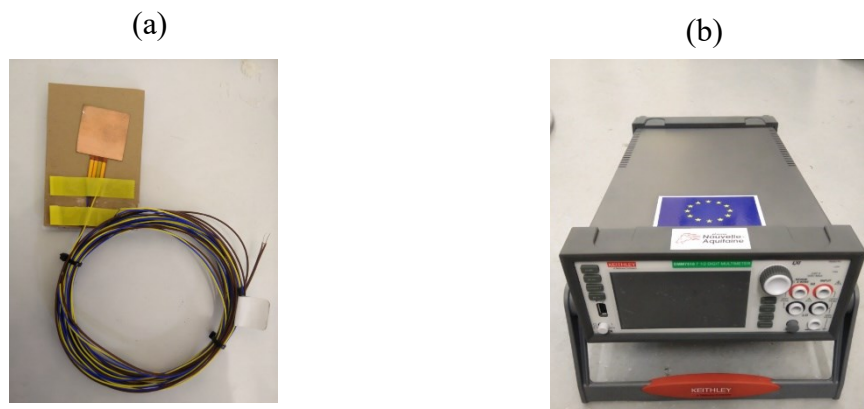


Figure 53 : (a) Fluxmètre Captec, (b) Multimètre de haute précision Keithley DMM 7510

4.2. Incertitudes des flux

Nous avons présenté dans les parties précédentes, les différents capteurs permettant de mesurer les débits d'air, puissances électriques et températures, ainsi que les incertitudes de mesures associées. Nous avons également évalué les incertitudes de détermination des flux de chaleurs échangés entre la fenêtre et l'enceinte climatique. Celles-ci sont déterminées par la méthode de propagation des erreurs. Cette méthode consiste à trouver les incertitudes absolues des flux à partir de celles des grandeurs intervenant dans le calcul. Ces dernières sont issues des données fabricants ou des estimations des incertitudes effectuées suite à un étalonnage. Par exemple, pour le flux de chaleur apporté à l'ambiance intérieure par l'air soufflé par la fenêtre :

$$\Phi_{air} = Q \rho_{air} c_{p-air} (T_{air-souf} - T_{air-amb}) \quad \text{Équation 33}$$

où Q est le débit d'air, ρ_{air} et c_{p-air} sont respectivement la masse volumique et la chaleur massique de l'air, $T_{air-amb}$ et $T_{air-souf}$ sont respectivement la température d'air ambiant et celle

de l'air soufflé par la fenêtre. En négligeant les incertitudes sur la masse volumique et la chaleur massique de l'air, l'incertitude absolue du flux est déterminée comme suit :

$$\Delta\Phi_{air} = \sqrt{\left(\frac{\partial\Phi_{air}}{\partial Q}\Delta Q\right)^2 + \left(\frac{\partial\Phi_{air}}{\partial T_{air-souf}}\Delta T_{air-souf}\right)^2 + \left(\frac{\partial\Phi_{air}}{\partial T_{air-amb}}\Delta T_{air-amb}\right)^2} \quad \text{Équation 34}$$

Cette méthode sera utilisée pour calculer toutes les incertitudes sur la détermination des flux thermiques et des efficacités des fenêtres.

4.3. Mesures de vitesse

La technique de vélocimétrie par image de particules, PIV (Particle Image Velocimetry) a été utilisée pour déterminer les champs de vitesse des écoulements générés de type couche limite.

4.3.1. Dispositif PIV

Le dispositif PIV utilisé pour la détermination des champs de vitesse au sein de la couche limite se développant le long de la face interne du vitrage (face 6) est de basse vitesse. Il est composé d'un laser, 4 caméras et d'un système d'acquisition et de traitement des images. Ce système PIV permet d'accéder aux champs instantanés de la vitesse. Cependant, la basse fréquence d'impulsion du laser (15 Hz) ne permet pas l'accès à la résolution temporelle des écoulements et les champs instantanés de la vitesse sont donc temporellement décorrélés. L'analyse de l'écoulement moyen nécessite l'acquisition d'un nombre suffisant de champs instantanés qui permet une convergence statistique du champ moyen. L'acquisition d'images par PIV nécessite l'utilisation d'un traceur. Le type de traceur le plus couramment utilisé en PIV pour effectuer des mesures dans l'air est basé sur des liquides atomisés (aérosols). Nous avons cherché à mesurer des vitesses faibles (entre 0 et 0,5 m/s), ce qui nécessite une résolution spatiale élevée et donc une petite taille des particules de traceur utilisé. Nous avons choisi d'utiliser la fumée d'huile d'olive comme traceur, ses particules étant des gouttelettes de l'ordre de quelques micromètres (diamètre moyen de 3 μm).

Le dispositif d'acquisition des champs de vitesse par PIV est constitué des éléments suivants (Figure 54) :

- Un laser impulsionnel Nd-Yag de marque Quantel modèle Twins BSL possédant deux cavités, chacune libérant par impulsion une énergie de 180 mJ. La tête du laser est équipée d'un objectif possédant une lentille cylindrique et d'une bague d'ajustement afin d'éclater le faisceau laser sous la forme d'un plan 2D et de régler l'épaisseur du faisceau de sortie. La fréquence d'impulsion maximale est de 15 Hz, la durée moyenne d'impulsion est de 8 ns, l'angle du faisceau de 55° et son épaisseur comprise entre 1 et 2 mm.
- 4 caméras Imager MX 5M à capteur CMOS de résolution 2464 \times 2056 pixels. Leur fréquence d'acquisition maximale est de 75 Hz en mode « single frame » et de 37 Hz en mode « double frame » (à résolution maximale). Les caméras sont toutes équipées d'objectifs « Fujinon lens » de 8 mm de longueur de focale.

- Un PC de 32 Go de RAM muni d'une carte d'acquisition, d'une boîte de synchronisation modèle PTU x de LaVision. Son rôle est d'assurer la synchronisation entre les caméras, le laser et le logiciel Davis v10 de LaVision.
- Un générateur de fumée de marque LaVision (modèle Laskin nozzle) produisant des particules d'huile d'olive atomisée de diamètre compris entre 1 et 10 μm

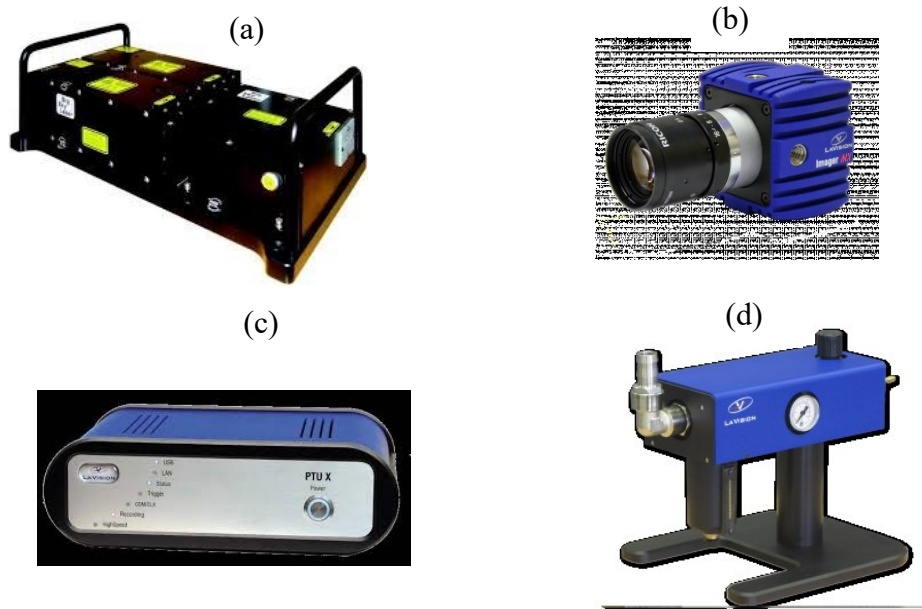


Figure 54 : (a) Laser Nd-Yag, (b) Caméra Imager MX 5M, (c) Boîte de synchronisation modèle PTU x, (d) Générateur de fumée

4.3.2. Acquisition des champs de vitesse par PIV

L'écoulement de convection libre induit par le vitrage chauffant se développe sur le long de la fenêtre avec une vitesse d'air relativement faible. L'acquisition des champs de vitesse dans cet écoulement nécessite une résolution spatiale élevée, car l'objectif est d'obtenir les profils de la vitesse et d'en déduire la valeur du maximum de vitesse dans une couche limite relativement mince. Pour augmenter la résolution spatiale, il faut diminuer la taille du champ observé par la caméra et donc la rapprocher de la zone de mesure. L'utilisation d'une seule caméra ne suffit pas à l'observation de toute la zone d'intérêt en un seul tenant. Deux solutions ont été envisagées, soit une observation par morceaux en utilisant une seule caméra et en la déplaçant verticalement pour obtenir la totalité du champ, soit l'utilisation de plusieurs caméras pour visualiser la totalité du champ de l'écoulement en même temps. Les mesures PIV étant très sensibles au moindre déplacement des caméras et du laser, nous avons choisi d'utiliser simultanément 4 caméras superposées. Leurs champs couvrent la totalité du champ de mesure souhaité. Les caméras et le laser ont été synchronisés à l'aide du boîtier de synchronisation PTU x et contrôlés par le logiciel DaVis v10 de LaVision. La Figure 55 illustre la méthodologie employée. Comme pour les mesures de température par thermographie infrarouge, une zone de recouvrement entre chaque champ est prévue afin de pouvoir ensuite reconstituer le champ de vitesse complet.

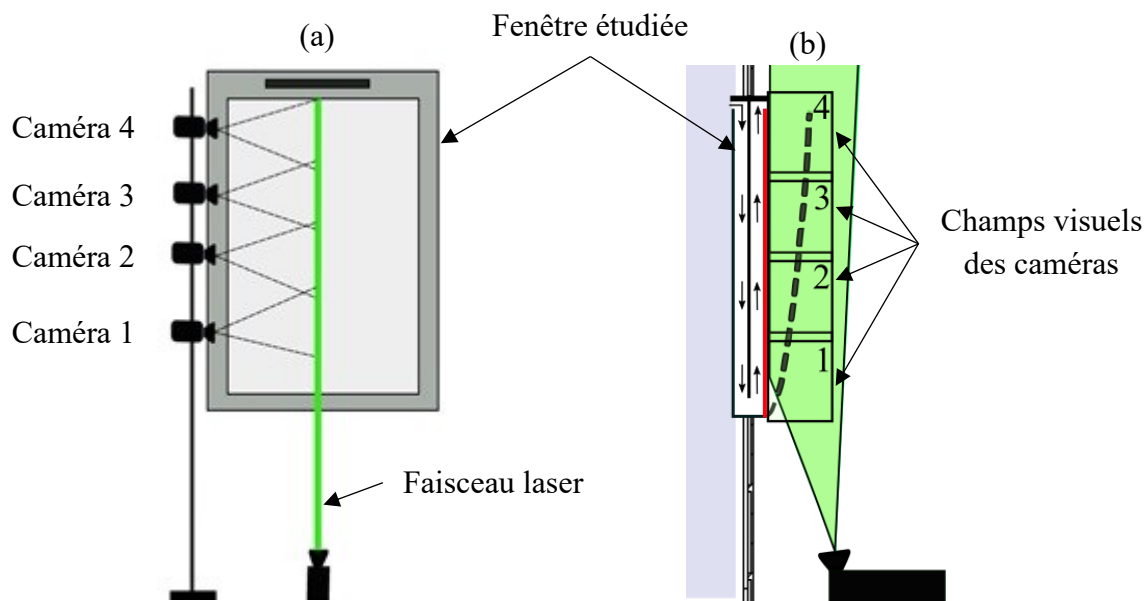


Figure 55 : Illustrations du dispositif PIV, (a) vue de face, (b) vue de côté

La dimension des champs PIV de chaque caméra est de 337×397 mm. Pour chacun des champs, 350 paires d'images sont acquises à la fréquence de 15 Hz. Sur chaque paire sont appliqués une correction géométrique et un facteur d'échelle grâce à une mire dédiée (phase de calibration préliminaire). Une atténuation du bruit (fluctuation des champs de mesure) est aussi effectuée en retirant à chaque paire d'images l'image moyenne calculée à partir de toutes les paires d'images.

Les champs instantanés de la vitesse sont calculés en utilisant un algorithme de corrélation itératif qui traite plusieurs fois les champs. Cet algorithme agit également par réduction des fenêtres d'interrogations jusqu'à une valeur fixée, avec la prise en compte du déplacement sous-pixel (*subpixel window displacement*).

La reconstruction du champ global et son post-traitement pour chaque cas traité sont réalisés à l'aide du logiciel Tecplot 360. La distance de recouvrement entre les champs de chaque caméra étant connue, les champs globaux ont ensuite pu être reconstitués. Nous avons finalement exploité, pour chaque cas traité, un champ global final de dimension 1124×397 mm et pour chacun de ces champs, les parties communes ont été moyennées en utilisant les champs de 2 caméras adjacentes.

Les incertitudes de mesures des vitesses mesurées par PIV ont été évaluées, à l'aide d'un algorithme dédié du logiciel DaVis v10, à 0,02 m/s.

4.4. Mesure de confort thermique et de qualité d'air intérieur

Dans cette partie, nous allons présenter les méthodes et la métrologie employées pour évaluer l'effet de la fenêtre pariétodynamique chauffante sur le confort thermique et la qualité de l'air au sein de l'enceinte climatique.

L'évaluation du confort thermique global dans l'enceinte climatique a été réalisée au moyen des indices PMV et PPD proposés par Fanger [5]. De même, nous avons étudié l'impact de différentes configurations sur la stratification de la température de l'air dans l'enceinte et l'asymétrie de rayonnement provenant de la différence de température entre les parois de l'enceinte et la surface de la fenêtre. Les paramètres environnementaux liés à la détermination de tous ces indices ont été mesurés à l'aide de capteurs dédiés, répartis sur plusieurs stations de mesure. Ces dernières ont été montées sur des mâts au sein de la zone d'occupation de l'enceinte. Les paramètres personnels (activité métabolique et l'isolation des vêtements) ont été fixés à des valeurs issues de la littérature.

L'évaluation de la qualité d'air a été réalisée en utilisant le dioxyde de carbone (CO_2) comme gaz traceur pour observer la distribution de l'air neuf provenant de la fenêtre dans l'enceinte climatique.

4.4.1. Évaluation du confort thermique

L'ASHRAE [81] définit la zone d'occupation comme étant le volume intérieur situé à une distance de 0,3 m des parois verticales et dont la hauteur est située entre 0,1 et 1,8 m du plancher. Fanger [5] propose 3 hauteurs pour déterminer les indices de confort thermique, 0,2, 0,6 et 1,0 m par rapport au plancher pour une personne assise et aux hauteurs 0,3, 1,0 et 1,7 m pour une personne debout. Le standard 55 de l'ASHRAE [95] reprend les hauteurs 0,1, 1,1 et 1,7 m pour une personne debout. Les 3 hauteurs correspondent respectivement aux pieds, au centre de gravité du corps et à la tête d'une personne.

L'évaluation du confort thermique nécessite les mesures des quatre paramètres environnementaux que sont la température et la vitesse de l'air, la température radiante moyenne d'environnement et l'humidité relative de l'air. Nous avons choisi de les mesurer sur 4 hauteurs, 0,1, 0,6, 1,2 et 1,8 m du plancher (Figure 56 (b)).

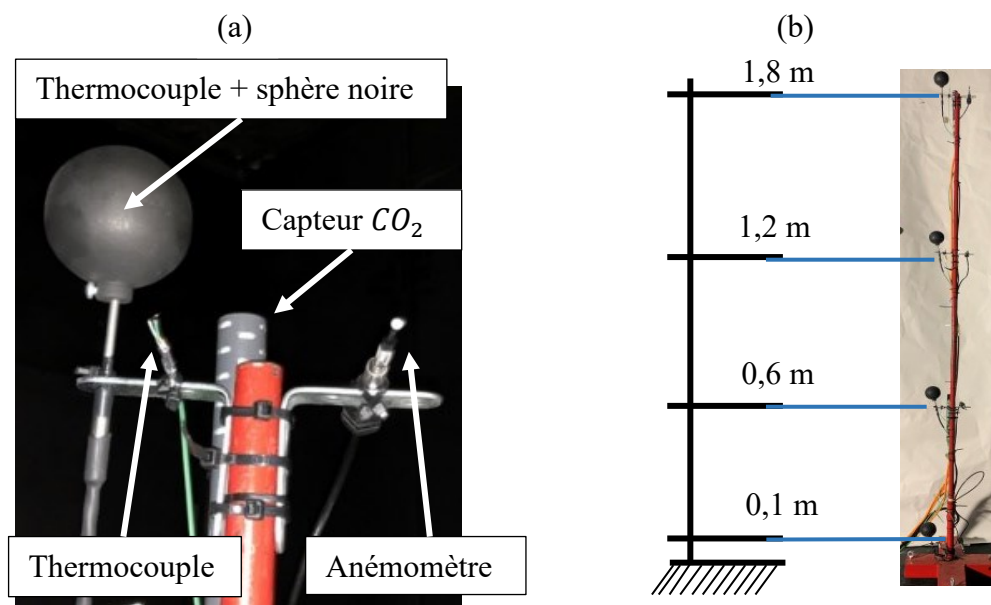


Figure 56 : (a) Photographie d'une station de mesure montée sur un mât, (b) Vue de côté de la position des capteurs de mesure suivant la hauteur du mât

Les hauteurs 0,1 m et 1,8 m sont les limites de la zone d'occupation [81], celle de 0,6 m correspond au centre de gravité d'une personne assise [5]. La hauteur 1,2 m correspond à la mi-distance entre 0,6 m et 1,8 m, afin d'avoir un pas de maillage régulier, et correspond quasiment au centre de gravité d'une personne debout et tête d'une personne assise. À chacune de ces hauteurs, une station de mesure regroupant un ensemble de capteurs permettait de mesurer 3 paramètres (Figure 56 (a)). Le quatrième étant l'humidité relative qui est supposée constante dans l'enceinte.

4.4.2. Capteurs de mesures des paramètres environnementaux

4.4.2.1 Température d'air et température radiante moyenne d'environnement

Les capteurs utilisés pour mesurer la température d'air sont des thermocouples de type K à jonction exposée, identiques aux capteurs décrits dans la section 3.1.3. La température radiante moyenne d'environnement a été calculée à partir de la température de globe T_g , mesurée à l'aide de thermocouples de type K à gaine métallique semi-rigide insérés dans des sphères peintes en noir (Figure 56 (a)). Les débits de ventilation étant très faibles et par conséquent les vitesses d'air dans l'enceinte, nous avons donc retenu les boules de 40 mm de diamètre pour effectuer les mesures de la température de globe dans la zone d'occupation. Ce choix a été expliqué dans la chapitre 1 et justifié par Humphreys [90] et Parsons [91].

L'acquisition des mesures liées à l'évaluation du confort thermique (températures et vitesses d'air) a été réalisée à l'aide d'une centrale d'acquisition Agilent Technologies 34980A (Figure 57 (a)), munie de deux multiplexeurs modèle 34921T à 40 voies chacun (Figure 57 (b)). Ce type de centrale d'acquisition possède une incertitude élevée (1°C) sur la compensation de soudure froide pour les mesures de température par des thermocouples de type K. Pour cela, la compensation a été faite à l'aide de deux capteurs PT100 préalablement étalonnés fixés sur les borniers des multiplexeurs. Nous avons quantifié l'incertitude sur l'homogénéité de température sur les borniers des multiplexeurs à l'aide d'une caméra IR. Puis nous avons placé la centrale dans un caisson climatisé pour éviter la variation de température de l'environnement.



Figure 57 : (a) Centrale d'acquisition des données Agilent Technologies 34980A,
(b) Multiplexeurs modèle 34921T

Les thermocouples utilisés pour l'évaluation du confort thermique ont été étalonnés suivant le même protocole que celui présenté dans la section 3.1.3. L'incertitude associée aux mesures de température par ces thermocouples après étalonnage a été estimée à $\pm 0,34^{\circ}\text{C}$.

4.4.2.2 Vitesse d'air

Pour la mesure de la vitesse d'air, nous avons utilisé des anémomètres omnidirectionnels de type boule chaude TSI 8475 (Figure 58) qui mesurent le module de vitesse. Ce type de capteur est capable de mesurer la vitesse d'air dans la plage de 0,05 à 2,5 m/s (les valeurs mesurées inférieures à 0,05 m/s ont donc été considérées nulles). Nous avons choisi de fixer la valeur de vitesse maximale à 1 m/s, valeur correspondant à la vitesse d'air maximale estimée dans l'enceinte, et le domaine de mesures a donc été réduit à 0,05 – 1 m/s. Afin de gagner en précision, l'incertitude de ces capteurs étant de $\pm 1\%$ du domaine de mesure sélectionné (donnée fabricant).



Figure 58 : Anémomètre de type boule chaude TSI 8475

4.4.3. Évaluation des indices de la qualité d'air intérieur

L'évaluation des indices de QAI a été menée en utilisant le CO_2 comme gaz traceur injecté dans le circuit aéraulique comme indiqué par la Figure 59. Le suivi de la concentration de CO_2 dans la zone d'occupation permet ainsi d'évaluer la diffusion de l'air neuf dans la pièce provenant de la fenêtre.

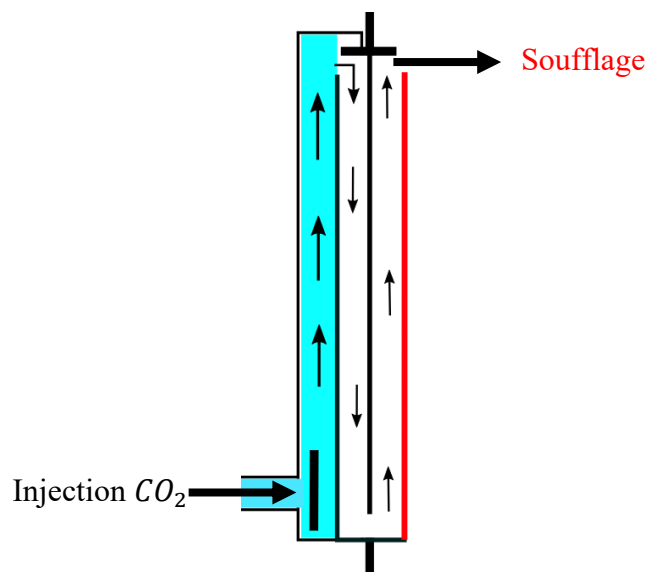


Figure 59 : Injection du CO_2 , utilisé comme gaz traceur dans le circuit aéraulique d'entrée d'air

En pratique, la concentration de CO₂ représente donc le taux de l'air neuf puisque ce gaz est injecté dans le circuit aéraulique. Des concentrations élevées de CO₂ dans une zone traduisent que cette zone a bien été ventilée, et inversement. Le suivi de la concentration en CO₂ dans la zone d'occupation a été réalisé à l'aide de capteurs de CO₂ de type Vaisala GMP 222 (Figure 60 (a)) positionnés aux stations de mesures précédemment présentées. Ces capteurs sont constitués d'un émetteur et d'un récepteur infrarouge et peuvent mesurer une concentration de CO₂ comprise entre 0 et 3000 ppm. Leur principe de fonctionnement repose sur l'absorption importante par le CO₂ du rayonnement infrarouge de longueur d'onde 4,2 μm. La différence entre le flux IR émis et reçu est proportionnelle à la concentration en CO₂.

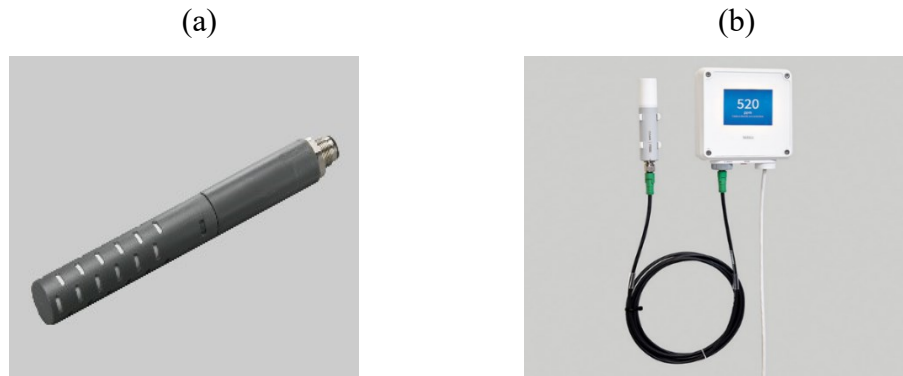


Figure 60 : (a) Capteurs de CO₂ Vaisala GMP 222,
(b) Capteur de CO₂ utilisé comme étalon de type GMP 252

L'étalonnage des capteurs de CO₂ a été réalisé à l'aide d'une boîte étanche. Les capteurs ont été regroupés dans un faisceau et mis dans la boîte avec un capteur de CO₂ de type GMP 252 (Figure 60 (b)) qui a été utilisé comme sonde étalon. Les mesures d'étalonnage ont été effectuées sur 2 paliers de concentration : 50 ppm et 2060 ppm. En pratique la concentration de CO₂ dans l'atmosphère est de 400 ppm environ. Pour réduire cette concentration autour de 50 ppm, nous avons dilué l'air au sein de la boîte en injectant de l'argon et ainsi obtenir la concentration du palier bas. L'obtention de la concentration du palier haut (2060 ppm) s'est faite en injectant de l'air contenant 2 % de CO₂. Les mesures ont été acquises durant 10 minutes par palier. Le tracé de la courbe de mesure de concentration de CO₂ de la GMP 252 en fonction de la concentration mesurée par les capteurs de CO₂ permet alors de trouver les coefficients de correction à appliquer à chaque capteur. L'incertitude associée aux mesures de CO₂ après étalonnage des capteurs a été estimée à ± 67 ppm.

Les capteurs de CO₂ ont été branchés sur la centrale d'acquisition présentée dans la section 4.4.2. Leur temps de réponse, d'au minimum 20 secondes, est plus long que celui des autres capteurs branchés sur cette centrale. Par conséquent, la fréquence d'acquisition des mesures liées à l'évaluation du confort thermique et de la qualité d'air a été fixée à 20 secondes.

4.4.4. Procédure expérimentale

Les mesures ont été réalisées dans tout le volume de la zone d'occupation en maillant cette zone en 64 volumes (4 × 4 × 4 volumes suivant les 3 axes). Les 64 volumes ont été répartis sur 16 verticales et pour 4 hauteurs.

En pratique, nous avons 4 mâts de mesure comportant chacun 4 sondes placées à des niveaux différents ont été déplacés 3 fois (4 rangées) suivant Y afin de couvrir les 64 points de mesures au centre des 64 volumes précédemment définis (Figure 61).

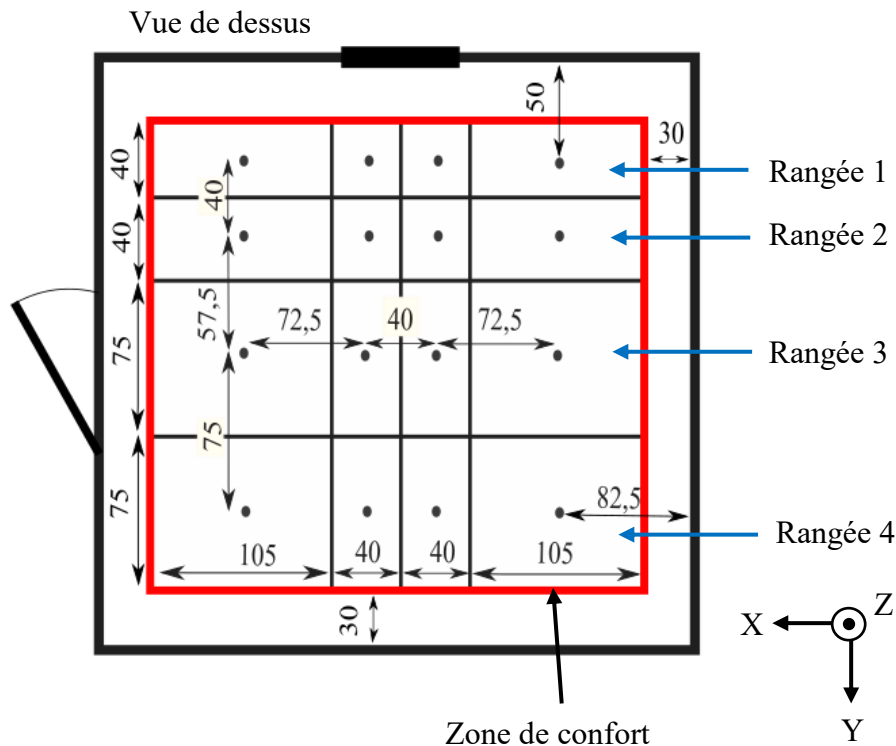


Figure 61 : Vue du dessus de la position des mâts de mesure au sein de l'enceinte climatique

Le déplacement des mâts s'est fait manuellement après une durée d'acquisition, pour chaque rangée, de 4 heures. L'intervention pour le déplacement des mâts était de 5 minutes maximum, en maintenant la porte fermée. Les valeurs mesurées pendant l'heure qui a suivi le déplacement des mâts n'ont pas été prises en compte dans le calcul des moyennes temporelles des paramètres mesurés, afin de s'affranchir des perturbations générées par l'ouverture de la porte.

Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différents éléments du dispositif expérimental, l'instrumentation de la fenêtre pariétodynamique et de l'enceinte climatique, et les méthodes de mesures utilisées pendant les essais. Nous avons ajouté un dispositif de conditionnement d'air à l'enceinte climatique « AIRDIFF », à parois actives, permettant de générer des conditions climatiques hivernales réalistes. Les paramètres des essais ont été contrôlés à l'aide de capteurs (température, pression...) installés sur les différents éléments du dispositif.

Les champs de températures sur la face intérieure de la fenêtre ont été mesurés par thermographie infrarouge. Les profils de température dans la couche limite se développant le long de la surface de la fenêtre ont été établis à l'aide d'un micro-thermocouple installé sur un système de déplacement. Les profils de vitesse dans cette même couche limite ont été mesurés à l'aide d'un dispositif de PIV dédié. La mesure des indices environnementaux, et le suivi de

concentration de CO₂, nécessaires à l'évaluation de confort thermique et de la qualité d'air intérieur, ont été réalisés en 64 points dans le volume d'occupation de l'enceinte climatique.

L'ensemble des dispositifs et des méthodes présentées nous ont permis de comparer l'efficacité de la fenêtre pariétodynamique chauffante à celle d'une fenêtre à triple vitrage chauffante. La comparaison a également porté sur l'incidence de différents types de fenêtre sur le confort thermique et la qualité d'air intérieur.

Chapitre III
**Efficacité énergétique de la fenêtre
pariétodynamique chauffante**

Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons dans une première partie une caractérisation de la distribution de température sur la face intérieure de deux types de fenêtres, une fenêtre pariétodynamique chauffante et une fenêtre à triple vitrage chauffante. Le premier type correspond au cas de la fenêtre présentée au chapitre précédent. Le deuxième type est une fenêtre identique à la fenêtre pariétodynamique chauffante, mais dont les entrées et sorties d'air ont été obstruées. On considère donc que l'air neuf pénètre directement dans le bâtiment par une entrée d'air classique, sans préchauffage de cet air. À partir des champs de température relevés sur la face intérieure du vitrage (face 6) de la fenêtre, nous étudions l'influence du débit d'air, de la puissance électrique du film chauffant et de l'écart de température de part et d'autre de la fenêtre (intérieur / extérieur) sur la distribution et les valeurs de température superficielle. La température de la face 6 est essentielle pour évaluer l'efficacité de la fenêtre et le confort thermique.

Dans une deuxième partie, nous évaluons les échanges thermiques entre les fenêtres étudiées et l'ambiance intérieure de l'enceinte climatique. Les flux convectifs échangés entre la surface intérieure des fenêtres et l'air ambiant sont déterminés par la méthode fluxmétrique, des fluxmètres étant positionnés sur la face intérieure des vitrages. Les flux radiatifs échangés avec les parois de l'enceinte sont calculés à l'aide des champs de température mesurés à la face intérieure des fenêtres et des températures des parois de l'enceinte. Quant aux flux de chaleur associés aux débits d'air entrant, ils sont calculés à partir de la température d'air soufflé et de celle de l'ambiance intérieure. Pour comparer les performances énergétiques des fenêtres étudiées et à partir des bilans de flux de chaleur établis dans la première partie, nous définissons une efficacité traduisant la capacité de la fenêtre étudiée à réduire les besoins de chauffage par rapport à une fenêtre à double vitrage de référence. L'efficacité ainsi définie met en évidence la pertinence du couplage de l'effet pariétodynamique avec le chauffage du vitrage en termes de réduction des déperditions thermiques par la fenêtre.

1. Conditions des essais expérimentaux

Lors de cette première étude expérimentale, nous avons étudié l'effet sur le comportement thermique et l'efficacité énergétique de deux paramètres principaux qui sont la puissance électrique du film chauffant P , et la différence de température ΔT , de part et d'autre de la fenêtre (intérieur/extérieur). Le troisième paramètre de fonctionnement de la fenêtre pariétodynamique, à savoir le débit d'air entrant Q , a quant à lui été fixé à une valeur réglementaire ($15 \text{ m}^3/\text{h}$). Par la suite, la fenêtre à triple vitrage chauffante non ventilée sera désignée par « TVC » et la fenêtre pariétodynamique chauffante par « PDC ».

1.1. Débit d'air neuf

L'ensemble des essais expérimentaux ont été réalisés pour un débit d'air neuf constant, valant $15 \text{ m}^3/\text{h}$. En pratique, les essais ont été réalisés avec la fenêtre PDC pour un débit d'air circulant au sein des lames d'air de $15 \text{ m}^3/\text{h}$ et pour un débit nul. Dans ce dernier cas, correspondant au cas de la fenêtre TVC, les entrées et sorties d'air de la fenêtre PDC ont été

obstruées. À noter que, pour la fenêtre TVC, on considérera qu'un débit d'air neuf de 15 m³/h pénètre directement dans l'enceinte climatique.

1.2. Puissance du film chauffant

La puissance maximale du vitrage chauffant est égale à 400 W. Dans l'étude, quatre valeurs de puissance ont été considérées, à savoir 0, 100, 250 et 400 W.

1.3. Écart de température de part et d'autre de la fenêtre

Nous avons choisi de garder une température ambiante à l'intérieur de l'enceinte climatique égale à 20°C ce qui correspond à une température usuelle de confort en hiver [97]. Par conséquent, l'écart de température de part et d'autre de la fenêtre dépend uniquement de la température de l'air circulant dans le caisson situé derrière la fenêtre (côté extérieur) et simulant un air froid d'hiver de température $T_{air-ext}$. La température minimale obtenue du côté extérieur est de 5°C. La valeur maximale de l'écart de température de part et d'autre de la fenêtre est donc de 15°C. Les valeurs considérées au cours des essais expérimentaux ont été de 0, 5, 10 et 15°C.

1.4. Définition des configurations expérimentales testées

Les configurations expérimentales testées (Tableau 5) ont été divisées en deux groupes, le premier comporte les essais effectués pour les 2 valeurs de débit (0 et 15 m³/h) en fixant ΔT à 15°C et en faisant varier la puissance du film chauffant. Le second groupe comporte les essais effectués pour les mêmes valeurs de débit, mais en fixant la puissance du film chauffant (400 W) et en faisant varier ΔT .

$\Delta T \backslash P$	0 [W]	100 [W]	250 [W]	400 [W]
0 [°C]				Q0 – P400 – ΔT 0
				Q15 – P400 – ΔT 0
5 [°C]				Q0 – P400 – ΔT 5
				Q15 – P400 – ΔT 5
10 [°C]				Q0 – P400 – ΔT 10
				Q15 – P400 – ΔT 10
15 [°C]	Q0 – P0 – ΔT 15	Q0 – P100 – ΔT 15	Q0 – P250 – ΔT 15	Q0 – P400 – ΔT 15
	Q15 – P0 – ΔT 15	Q15 – P100 – ΔT 15	Q15 – P250 – ΔT 15	Q15 – P400 – ΔT 15

Tableau 5 : Conditions d'essais

Les valeurs des paramètres Q , P et ΔT sont précisés en utilisant la terminologie QA-PB- ΔT C où A, B et C correspondent respectivement aux valeurs de débit d'air, de puissance de chauffage et d'écart de température. À titre d'exemple, l'essai Q15-P400- ΔT 15 a été réalisé pour un débit de 15 m³/h, une puissance du film chauffant de 400 W et un écart de température de 15°C.

1.5. Stabilité des paramètres d'étude

Les essais ont été réalisés en régime stationnaire. Nous avons considéré que l'enceinte avait atteint la stabilité thermique lorsque les valeurs des paramètres d'essais (débit d'air traversant la fenêtre PDC, température de l'air du côté extérieur de la fenêtre, température soufflée par la fenêtre dans l'enceinte, température des parois de l'enceinte) restaient constantes pendant une au minimum une heure. En moyenne, ces paramètres deviennent stables au bout de quatre heures de fonctionnement de l'installation. À titre d'exemple, la Figure 62 montre la stabilisation des paramètres de la configuration Q15-P400- $\Delta T15$ dans l'heure précédant les mesures par thermographie infrarouge. On peut remarquer que la température ambiante de l'enceinte et celles des parois ont le même comportement et fluctuent sensiblement avec une amplitude de 1°C. Ces fluctuations sont dues au temps de réponse de la PAC [96]. On peut également remarquer que la température de l'air coté extérieur de la fenêtre $T_{air-ext}$ et par conséquent la température de soufflage $T_{air-souf}$ sont globalement très stables. Elles présentent de très faibles fluctuations dues à celles du débit d'air entrant Q qui, lui-même dépend de la stabilité de la vitesse de rotation du moteur de la cassette.

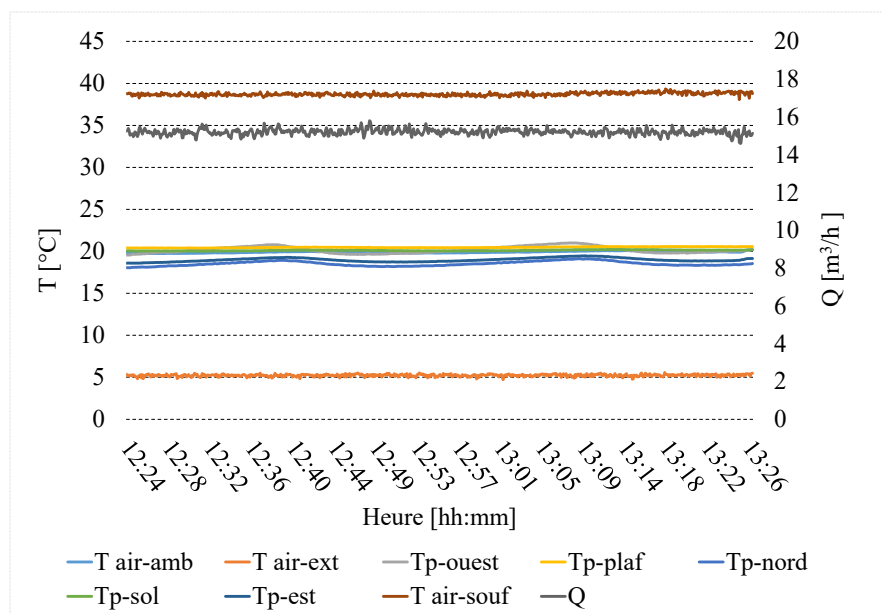


Figure 62 : Exemple de stabilisation des paramètres d'étude pour la configuration Q15 - P400 - $\Delta T15$

2. Caractérisation préliminaire du vitrage chauffant

Les mesures des champs de température sur la face 6 de la fenêtre ont été réalisées par thermographie infrarouge. À l'aide de ces champs, une caractérisation préliminaire du vitrage chauffant a été menée. Nous avons étudié l'influence des paramètres expérimentaux (Q , P et ΔT) sur les niveaux et la distribution de la température sur la face intérieure du vitrage (face 6). Dans cette section, nous présentons les champs et les profils de température longitudinaux et transversaux obtenus pour l'ensemble des configurations définies à la section précédente.

2.1. Fenêtre à triple vitrage chauffant, TVC

La Figure 63 présente l'évolution des champs de température obtenus sur la face 6 de la fenêtre TVC en fonction de la puissance électrique du film chauffant.

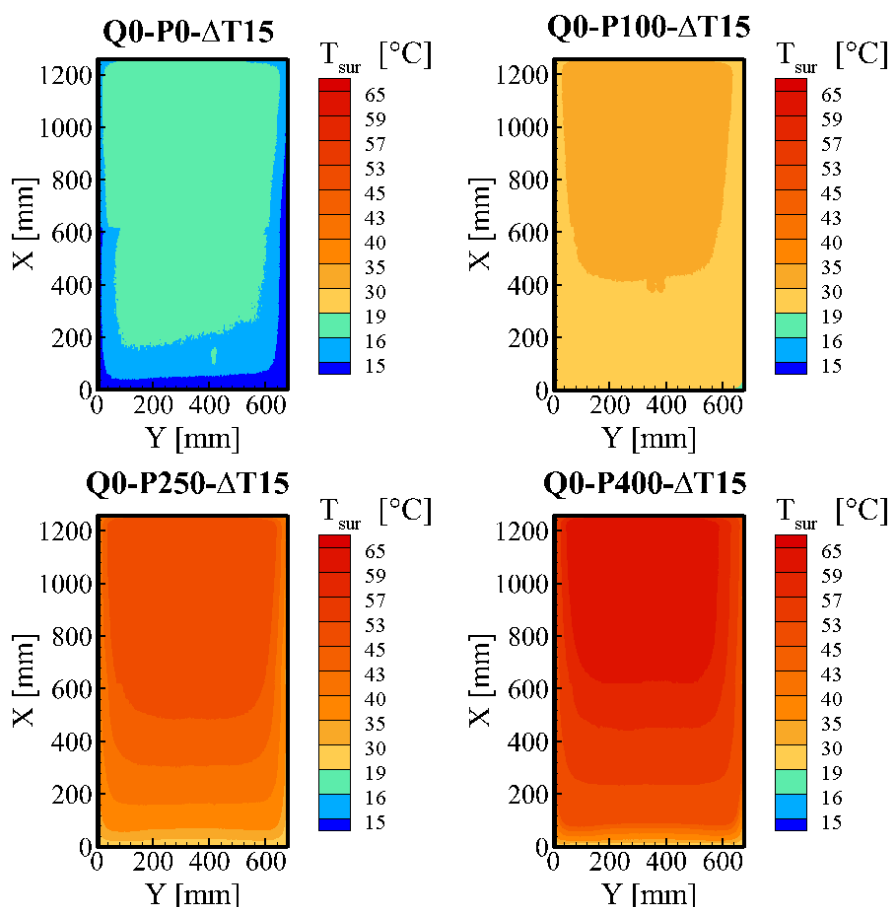


Figure 63 : Évolution du champ de température sur la face 6 de la fenêtre TVC en fonction de la puissance de chauffe

On peut observer que les champs de température sont stratifiés, avec une symétrie en $Y = 340$ mm (milieu du vitrage). Sur tous les champs, la température de surface augmente avec la hauteur X de la fenêtre. Par contre, la variation de la température suivant l'horizontale Y est faible sauf sur les côtés des champs. Nous observons une diminution de la température due aux effets de bord de la fenêtre provenant des échanges de chaleur avec le cadre de la fenêtre. Lorsque la puissance du film chauffant est nulle, la température de la face 6 est inférieure à celle de l'ambiance intérieure (20°C). En augmentant la puissance, les niveaux de température croissent fortement et deviennent supérieurs à cette température d'ambiance intérieure. On peut noter une température maximum de $63,16^\circ\text{C}$ atteinte pour la puissance de 400 W.

Les champs de température en fonction de l'écart de température de part et d'autre de la fenêtre sont présentés sur la Figure 64. Nous pouvons de nouveau observer que les champs de température sont stratifiés et que la distribution de température est similaire au cas précédent. Nous pouvons également retrouver l'effet de bord de la fenêtre. Par contre, l'augmentation de ΔT (et donc la diminution de la température extérieure) tend à réduire la température de la face 6.

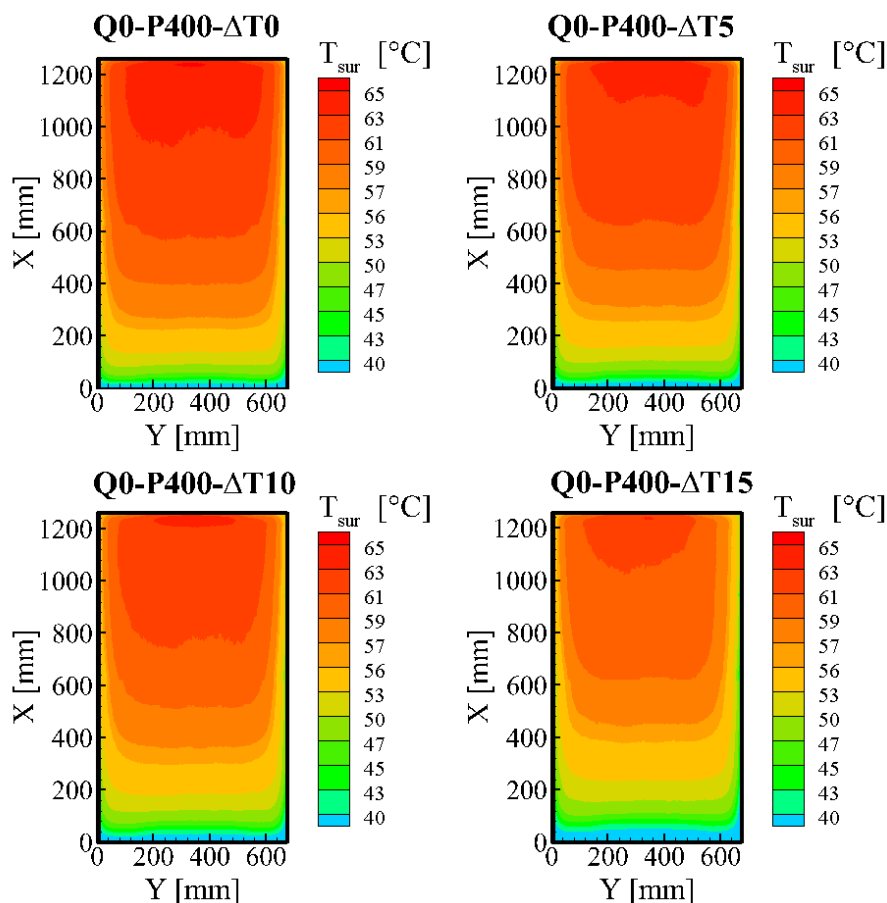


Figure 64 : Évolution du champ de température sur la face 6 de la fenêtre TVC en fonction de l'écart de température intérieur / extérieur

Sur la Figure 65 sont présentés les profils de température obtenus à partir des champs mesurés sur la face 6 de la fenêtre TVC pour $Y = 340$ mm et $X = 400$ mm pour P variable (Figure 65 (a) et Figure 65 (b)) et à ΔT variable (Figure 65 (c) et Figure 65 (d)). Nous avons choisi de présenter le profil de température en $X = 400$ mm pour se retrouver hors de la zone de recouvrement des deux champs de température inférieur et supérieur. Les profils de température obtenus en $Y = 340$ mm (Figure 65 (a) et Figure 65 (c)), surtout pour les configurations à puissance non nulle, montrent que la température croît avec la hauteur du fait du tirage thermique. Cette augmentation de la température s'effectue majoritairement dans la partie basse et la température a tendance à se stabiliser dans la partie haute.

Pour la configuration Q0-P0- $\Delta T15$, la variation de température suivant X ne dépasse pas 3°C et celle suivant Y est inférieure à 2°C . La température de la face 6 de la fenêtre dans ce cas peut être considérée uniforme sur toute sa surface intérieure.

L'écart maximum de température suivant X est obtenu pour la puissance de 400 W avec une valeur de 35°C .

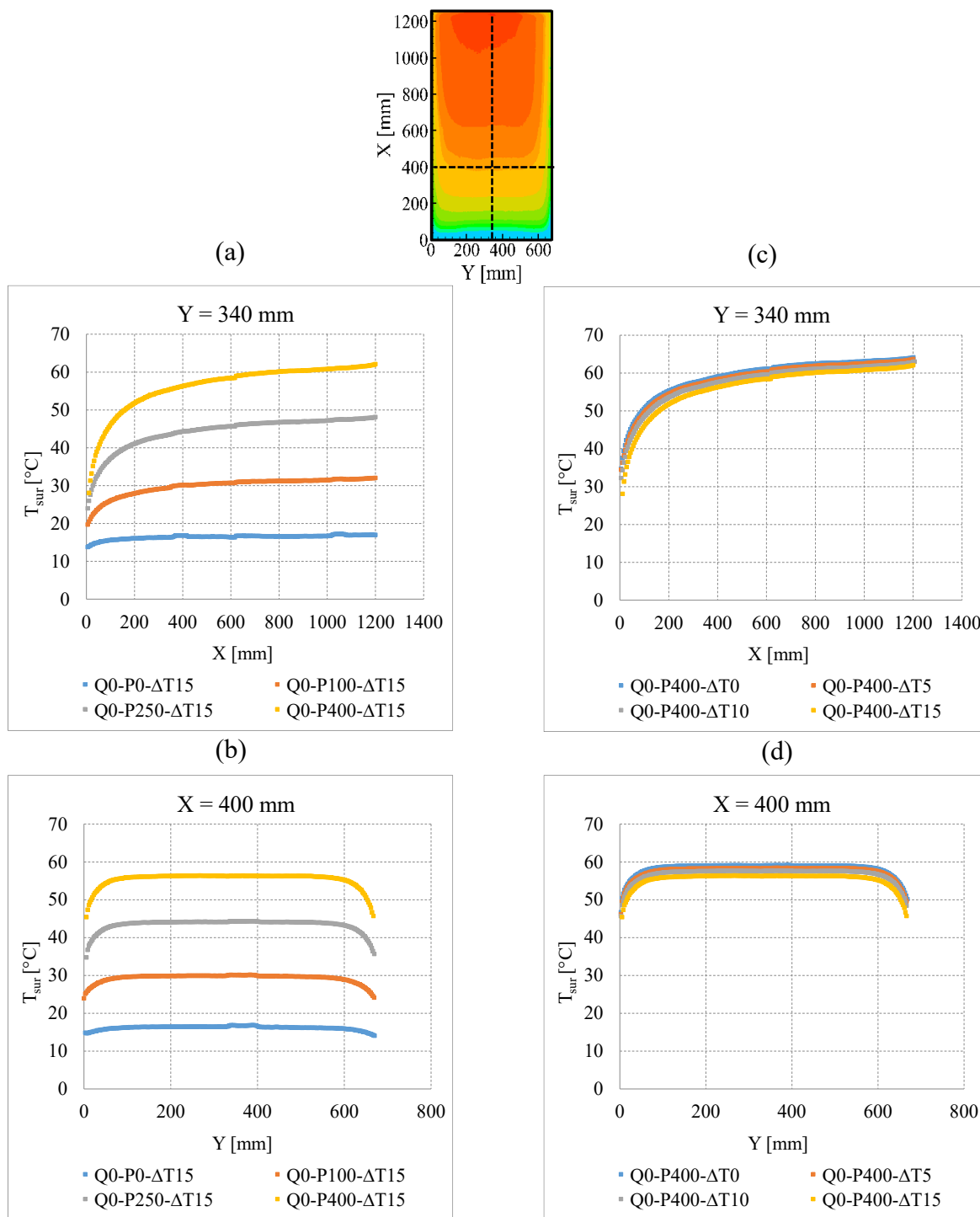


Figure 65 : Profils de température superficielle T_{sur} d'une fenêtre TVC, (a) et (b) en fonction de la puissance de chauffe, (c) et (d) en fonction de l'écart de température ΔT

Sur les profils présentés sur les Figure 65 (a) et Figure 65 (b), on retrouve bien l'impact de l'augmentation de la puissance (et par conséquent de la puissance dissipée) sur l'accroissement de la température. Pour l'écart de température ΔT (Figure 65 (c) et Figure 65 (d)), ce dernier induit davantage de pertes de chaleur vers l'extérieur lorsqu'il augmente, et donc des valeurs de température superficielle sensiblement plus faibles sur la

face 6. En conclusion, la puissance a un effet plus significatif que l'écart de température sur le champ de température.

À partir des profils de température tracés suivant Y, présentés par les Figure 65 (b) et Figure 65 (d), on retrouve l'homogénéité de distribution de température suivant la largeur de la fenêtre notamment dans la partie centrale de la fenêtre. On retrouve également les effets de bord pour $Y < 50$ mm et $Y > 600$ mm. Ces effets sont plus marqués pour les puissances élevées, car les échanges thermiques entre le vitrage et le cadre de la fenêtre augmentent avec l'augmentation de la température de la face 6.

2.2. Fenêtre pariétodynamique chauffante, PDC

Les champs de températures mesurés sur la face 6 de la fenêtre PDC en fonction de P et de ΔT sont présentés respectivement par la Figure 66 et la Figure 67.

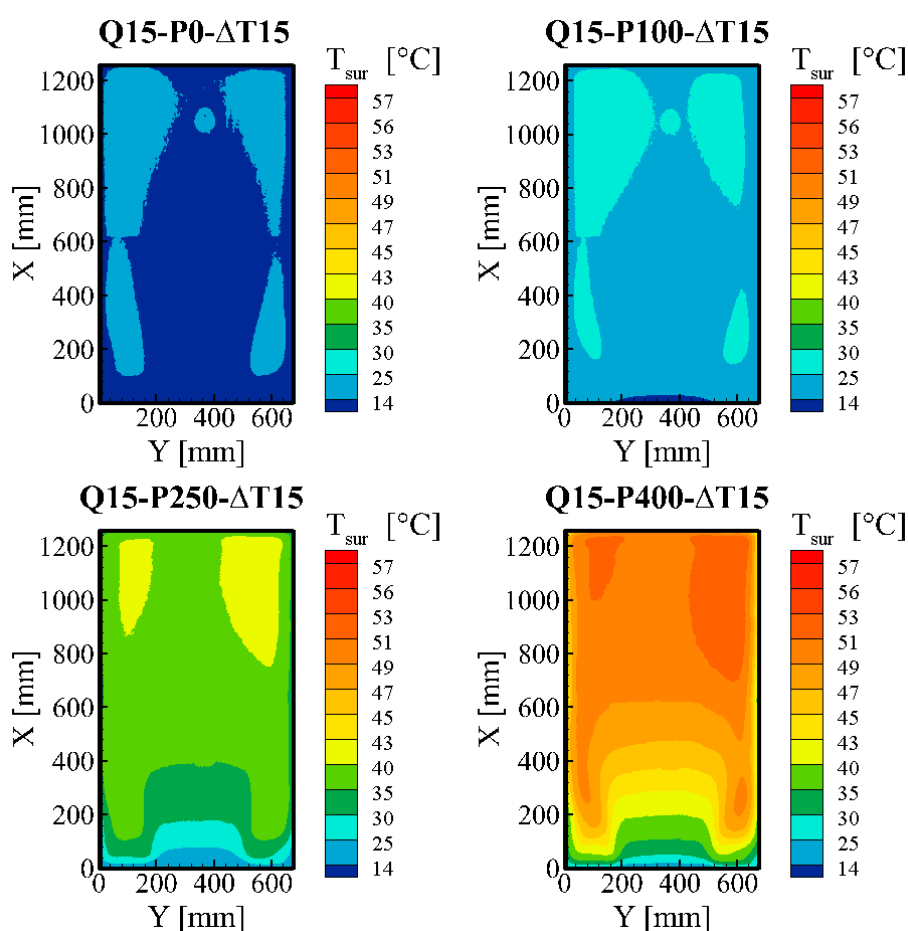


Figure 66 : Champs de température pour un débit de $15 \text{ m}^3/\text{h}$ en fonction de P

On peut noter que les champs de température résultants sont similaires (distribution de température identique) avec une zone centrale plus froide et des coins inférieurs et supérieurs plus chauds. Par rapport à une fenêtre TVC, on peut constater que les niveaux de température sont plus faibles pour de mêmes conditions expérimentales, du fait de l'effet pariétodynamique. On remarque également l'effet de bord sur les côtés de la fenêtre tendant à réduire les niveaux de température pour $Y < 50$ mm et $Y > 600$ mm. Globalement, les champs sont symétriques par rapport à l'axe central vertical de la fenêtre sauf en partie basse où il existe une légère

dissymétrie. L'origine de cette distribution de température sur la face 6 de la fenêtre pariétodynamique chauffante ainsi que celle de la dissymétrie observée en partie basse des champs fera l'objet de la section 2.2.2.

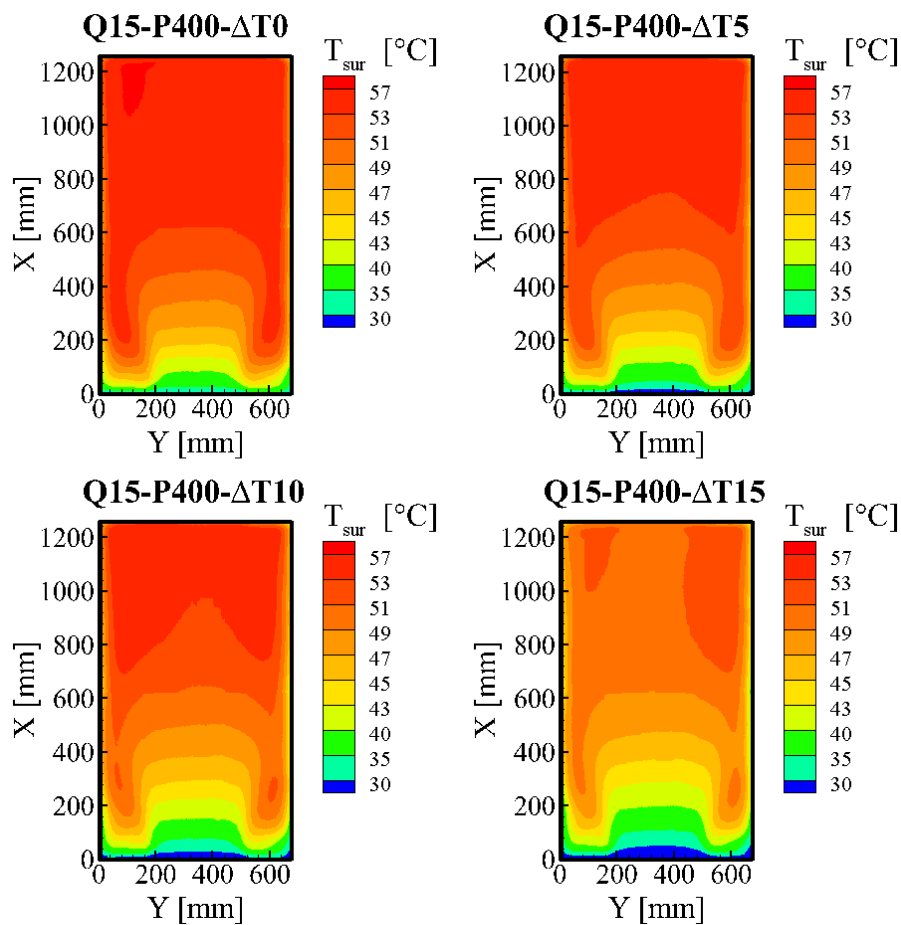


Figure 67 : Champs de température pour un débit de $15 \text{ m}^3/\text{h}$ en fonction de ΔT

Comme constaté précédemment pour la fenêtre TVC, l'augmentation de la puissance du film chauffant entraîne une augmentation importante des niveaux de température et l'augmentation de ΔT contribue à une légère diminution des niveaux de température superficielle.

Sur la Figure 68 sont tracés les profils de température de la face 6 de la fenêtre PDC. Ils permettent de mettre en évidence l'évolution de la température suivant une horizontale et une verticale.

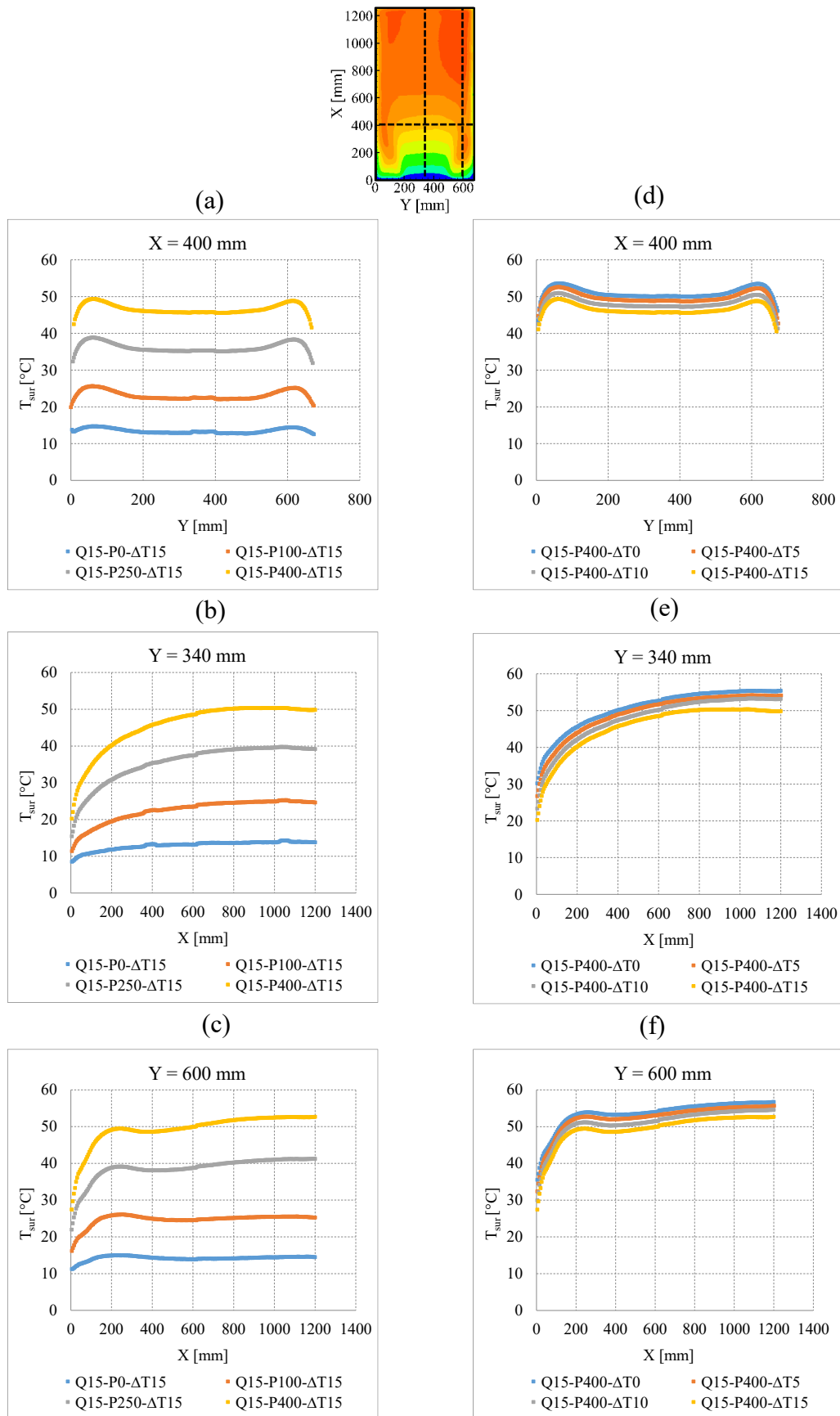


Figure 68 : Profils de température superficielle T_{sur} pour une fenêtre PDC
 (a), (b), (c) en fonction de P ; (d), (e), (f) en fonction de ΔT

Les profils de température tracés en $X = 400$ mm (Figure 68 (a) et Figure 68 (d)) présentent une diminution des valeurs de température dans la zone centrale par rapport à celles des deux côtés (en $Y = 50$ mm et $Y = 600$ mm). Ceci est dû au passage de l'air froid en contact avec le verre V_3 . De même, on retrouve les effets de bord pour $Y < 50$ mm et $Y > 600$ mm qui sont plus marqués pour les puissances élevées.

Les profils de température en $Y = 600$ mm sont présentés par la Figure 68 (c) et la Figure 68 (f). Les valeurs de température élevées dans les coins inférieurs se traduisent par une augmentation locale de la température sous forme d'une bosse entre $X = 50$ mm et $X = 200$ mm. Au-delà, la température augmente légèrement avec la hauteur de la fenêtre. De nouveau, l'allure de ces profils, surtout en partie basse de la fenêtre (entre $X = 50$ mm et $X = 200$ mm), sera expliquée à la section 2.2.2.

Les profils de températures correspondants à l'axe central de la fenêtre ($Y = 340$ mm) sont présentés par la Figure 68 (b) et la Figure 68 (e). Ils révèlent que la température superficielle évolue progressivement sur la hauteur de la fenêtre. Lorsque la puissance du film chauffant augmente, les niveaux de température croissent brusquement, tandis que l'augmentation de ΔT conduit à un effet contraire et une variation relativement faible. L'air provenant de l'extérieur passe de la lame d'air L_1 à la lame L_2 avec une température basse. Lorsqu'il remonte dans la lame L_2 , l'air refroidit la face 5 et par conduction la face 6. Le chemin de l'écoulement d'air dans la lame d'air L_2 détermine la forme générale de la distribution de la température superficielle sur la face 6.

En comparant la partie finale ($X > 1000$ mm) des profils tracés pour $Y = 340$ mm pour les deux types de fenêtres étudiées, on remarque que pour la fenêtre TVC la température continue à augmenter, tandis que pour la PDC, elle tend à décroître légèrement. La différence entre les deux configurations s'explique par la circulation de l'air en face arrière du verre V_3 pour le cas PDC. Pour cette fenêtre, la lame d'air L_2 subit un rétrécissement à partir de $X = 1000$ avant de passer par la grille d'entrée d'air. Ceci conduit à augmenter la vitesse d'air dans cette zone et par conséquent les échanges par convection forcée entre l'air et la partie centrale supérieure de la face 5. Alors, les échanges entre la lame L_2 et le verre V_3 sont accentués en partie centrale supérieure de la fenêtre et conduisent à cet endroit à une diminution de la température de la face 6.

2.2.1. Température moyenne de la face 6

La Figure 69 présente l'évolution de la température moyenne superficielle de la face 6 avec et sans écoulement en fonction de P (Figure 69 (a)) et de ΔT (Figure 69 (b)). Les valeurs de température superficielle moyenne $T_{sur-moy}$ ont été calculées à l'aide du logiciel Altair à partir des champs de température présentés précédemment.

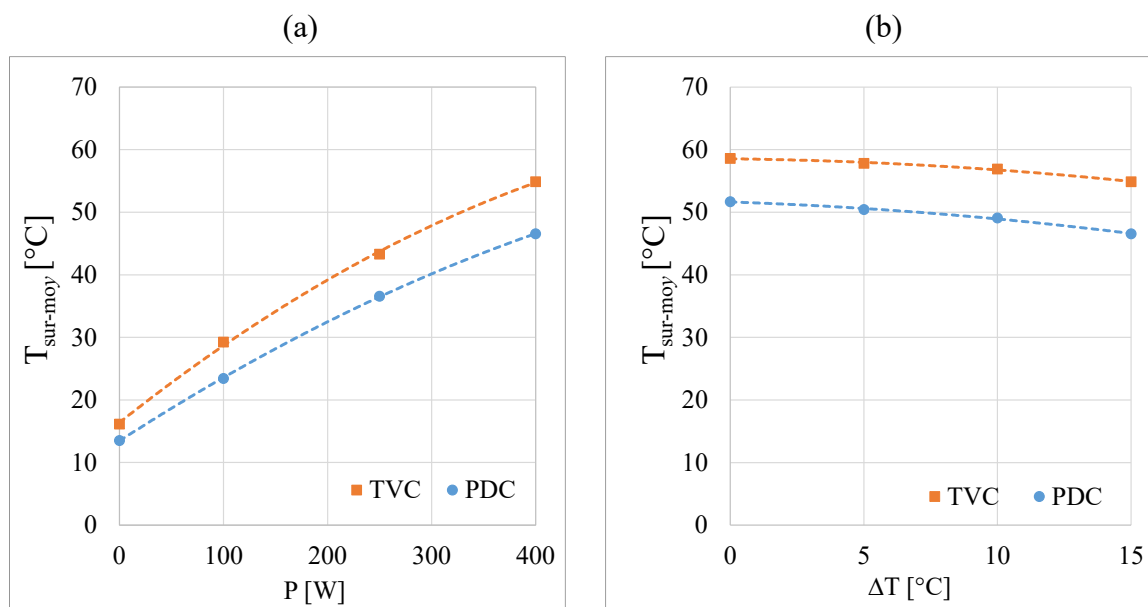


Figure 69 : Évolution de la température superficielle moyenne de la face 6 des fenêtres TVC et PDC, (a) en fonction de P , (b) en fonction de ΔT

La Figure 69 (a) permet de mettre en évidence que la température superficielle moyenne croît avec la puissance P du vitrage chauffant. Dans une moindre mesure, elle décroît avec l'écart de température ΔT . En comparant les valeurs de température superficielle moyenne obtenues pour une fenêtre ventilée (PDC) et une fenêtre non ventilée (TVC), on retrouve que le passage d'un écoulement d'air au sein de la fenêtre a bien pour effet de refroidir la face 6 du vitrage de la fenêtre. Enfin, l'évolution avec la puissance de la température de surface de la fenêtre TVC est plus importante que celle de la fenêtre PDC.

2.2.2. Topologie « qualitative » de l'écoulement dans la deuxième lame d'air

Les résultats ont montré que la puissance avait un impact sur les valeurs de température et non sur sa distribution. Comme cela a été mentionné précédemment, cette dernière est étroitement liée à la morphologie de l'écoulement dans la lame d'air intérieure (L_2).

Afin de visualiser qualitativement cet écoulement, nous avons injecté un traceur dans la partie technique située derrière la fenêtre (côté « extérieur »). Le traceur utilisé est constitué de bulles de savon gonflées à l'air dont le diamètre est de l'ordre de 1 mm. Du fait des faibles vitesses d'écoulement, ces bulles sont visibles à l'œil nu et nous avons ainsi pu observer cet écoulement. La Figure 70 (a) rappelle la distribution de la température superficielle du vitrage obtenue pour le cas Q15-P400- ΔT 15 tandis que la Figure 70 (b) retranscrit de manière qualitative les trajectoires suivies par les bulles de savon.

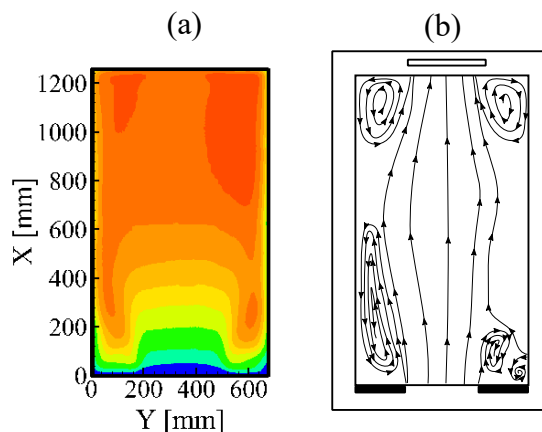


Figure 70 : (a) Distribution de température sur la face 6 de la fenêtre PDC, (b) Illustration qualitative de l'écoulement dans la lame d'air intérieure (L_2)

Les zones les plus chaudes de la vitre correspondent aux lieux où ont été observées des cellules de recirculation d'air, à savoir dans les coins inférieurs et supérieurs. En partie haute, ces recirculations sont engendrées par le rétrécissement de la veine d'air due à la présence de la bouche d'entrée d'air dont la largeur est inférieure à celle du vitrage. En partie basse, les recirculations sont dues à la présence de cales latérales de 200 mm représentées en trait épais sur la Figure 70 (b). Leur rôle est de maintenir l'écartement entre les vitres V_2 et V_3 . L'air entre donc dans la lame d'air L_2 par une ouverture centrée dont la largeur est de 280 mm puis s'épanouit sur toute la largeur du vitrage.

Enfin, l'asymétrie gauche/droite observée essentiellement en partie basse est due à un défaut d'étanchéité entre le verre central et le cadre. En effet, l'air passe latéralement de la lame d'air extérieure L_1 à la lame d'air intérieure L_2 sans emprunter le sens d'écoulement prévu (du haut vers le bas dans la lame L_1 et inversement dans la lame L_2). Ce défaut a été identifié grâce à l'observation du trajet des bulles de savon injectées dont certaines passaient directement de la lame d'air L_1 à la lame d'air L_2 . L'air provenant de la lame L_1 étant plus froid que celui de la lame L_2 , cela explique que les valeurs de température mesurées dans le coin inférieur droit soient plus faibles que celles mesurées dans le coin inférieur gauche.

À noter que, pour des applications pratiques, l'existence de ces zones de recirculation où la température est plus élevée conduit à une limitation de la puissance du vitrage chauffant. En effet, la puissance maximale d'alimentation du film chauffant est conditionnée pour des raisons de sécurité de l'utilisateur (risques de brûlure) par une température maximale de surface. Si on souhaite par la suite dissiper plus de puissance, un travail d'optimisation de l'écoulement serait alors nécessaire pour limiter ces zones de recirculation.

2.3. Synthèse sur la distribution de température en face intérieure de vitrage

En conclusion de cette section (Tableau 6), les champs et les profils de températures mesurés sur la face 6 pour les deux types de fenêtres mettent en évidence l'effet du débit, de la puissance du film chauffant et de la différence de température entre l'intérieure et l'extérieure sur la distribution de la température superficielle interne. Concernant la fenêtre TVC, la distribution de la température superficielle est stratifiée en l'absence de débit d'air entre les vitres. Par contre, la distribution de température obtenue pour la fenêtre PDC est non-homogène. Elle

dépend majoritairement de la topologie de l'écoulement dans la lame d'air L_2 . Pour les deux types de fenêtres, la température de surface croît avec la hauteur de la fenêtre.

L'augmentation de la puissance et par conséquent la chaleur dissipée par effet Joule conduit à une élévation de la température superficielle. Par contre, l'augmentation de la différence de température entre les côtés intérieur et extérieur de la fenêtre favorise les pertes thermiques au dos de celle-ci et conduit à une diminution de la température superficielle. À noter que l'effet de la variation de ΔT est moins important que celui de la variation de la puissance P .

	Débit d'air (m^3/h)	Distribution de T_{sur}	Effet de P sur les valeurs de T_{sur}	Effet de ΔT sur les valeurs de T_{sur}
Fenêtre TVC	0	Stratifié		
Fenêtre PDC	15	Hétérogène		

Tableau 6 : Effet des paramètres sur les champs de température de la face 6

3. Caractérisation des échanges thermiques entre les fenêtres étudiées et l'ambiance intérieure

Les échanges thermiques entre la fenêtre pariétodynamique chauffante et l'ambiance intérieure (intérieur de l'enceinte climatique) se font par convection et rayonnement à la surface intérieure du vitrage (face 6) et par transfert de masse dû à l'air soufflé par la fenêtre. À noter que le cadre de la fenêtre est supposé être adiabatique et les transferts de chaleur par conduction avec celui-ci ainsi que la paroi dans laquelle est intégrée la fenêtre sont donc négligés. Les flux de chaleur pris en compte dans la présente étude sont illustrés par la Figure 71.

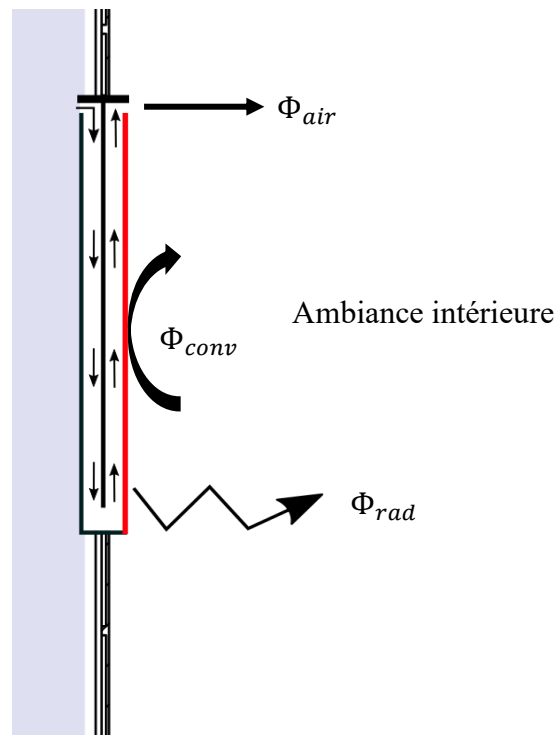


Figure 71 : Transferts thermiques pris en compte entre la fenêtre et l'ambiance intérieure

Le transfert de chaleur convectif Φ_{conv} intervient entre la face 6 de la fenêtre et l'air ambiant intérieur. Le transfert de chaleur radiatif Φ_{rad} intervient quant à lui entre cette même face 6 et l'ensemble des parois de l'enceinte climatique (murs, sol et plafond). Enfin, le transfert fluïdique Φ_{air} est relatif aux apports ou déperditions dus au renouvellement d'air.

3.1. Flux de chaleur échangé par convection

Cette partie est dédiée à la présentation des résultats d'essais réalisés dans le but de quantifier les flux de chaleur convectifs entre la face 6 de la fenêtre et l'air ambiant de l'enceinte. Étant donné que les échanges convectifs entre une paroi verticale et un fluide ambiant sont classiquement évalués pour une température de surface uniforme ou une densité de flux de chaleur constante, la détermination des flux convectifs entre la face 6 des fenêtres et l'air ambiant est donc rendue délicate dans le cas présent par le fait que la température n'est pas uniforme et la densité de flux non constante. Les études sur les écoulements induits par des sources de chaleur planes verticales à température (et flux de chaleur) non uniforme sont limitées à quelques configurations pour lesquelles des corrélations ont été établies (voir chapitre 5). Par conséquent, nous avons opté pour des mesures fluxmétriques afin d'évaluer les échanges convectifs à la surface intérieure du vitrage de la fenêtre.

3.1.1. Évolution de la température de surface pour les fenêtres TVC et PDC

La Figure 72 présente l'évolution de la température T_{sur} en fonction de la hauteur X au centre de la fenêtre ($Y = 340$ mm).

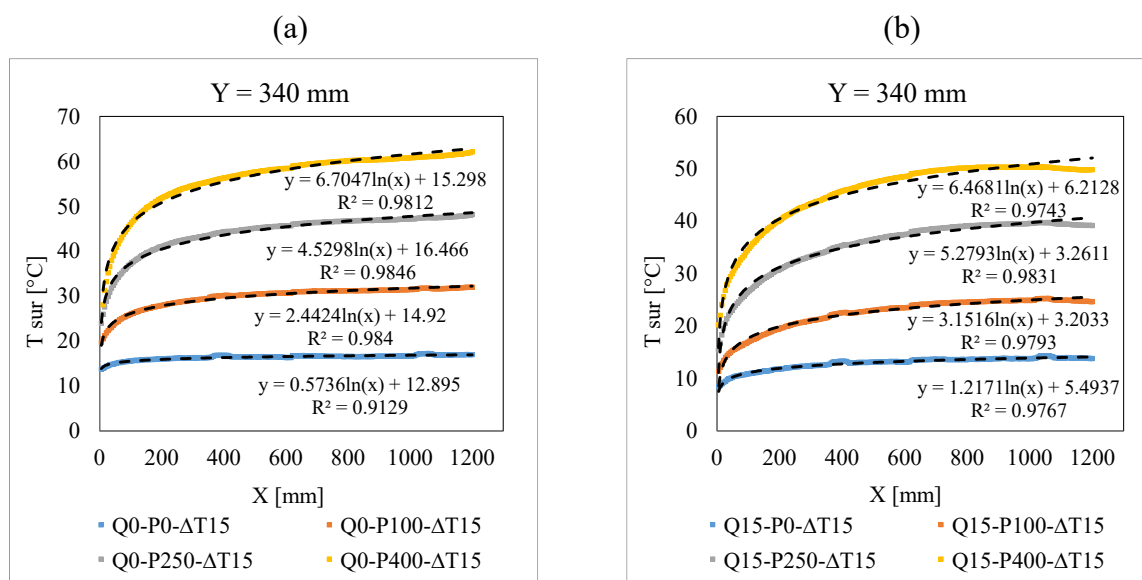


Figure 72 : Évolution (suivant X) de la température T_{sur} pour différentes valeurs de P , (a) fenêtre TVC, (b) fenêtre PDC

Comme le montre la Figure 72, les courbes de tendance qui approchent le mieux les profils de températures de surface mesurés (suivant X) sont de type logarithmique. Suite à une recherche bibliographique, il s'avère qu'à notre connaissance cette forme de profil logarithmique n'a pas été traitée. Par conséquent, il n'existe pas de modèle permettant de calculer les coefficients d'échange convectif à partir des profils verticaux de température

obtenus. Le chapitre 5 de ce manuscrit sera dédié à la caractérisation de la couche limite se développant à la surface de la fenêtre en vue de déterminer les coefficients d'échange convectifs appropriés.

3.1.2. Évaluation des flux convectifs à partir de mesures fluxmétriques

Dans l'immédiat, afin d'évaluer les flux de chaleurs convectifs entre la face intérieure (face 6) de la fenêtre et l'air ambiant, nous avons réalisé des mesures fluxmétriques sur cette face. Le fluxmètre utilisé a pour dimensions $30 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$ et sa sensibilité est de $7,75 \mu\text{V} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$. Les mesures sont réalisées suivant le maillage présenté ci-après et pour toutes les configurations considérées (Tableau 5).

3.1.2.1 Maillage et procédure expérimentale

Un premier maillage a été défini pour effectuer les mesures fluxmétriques, consistant à diviser la surface de la fenêtre en neuf rectangles de dimensions égales (Figure 73), à savoir $421,6 \text{ mm} \times 226,6 \text{ mm}$. Les mesures sont réalisées au centre de chacun de ces rectangles et la valeur mesurée est considérée représentative de la totalité du rectangle.

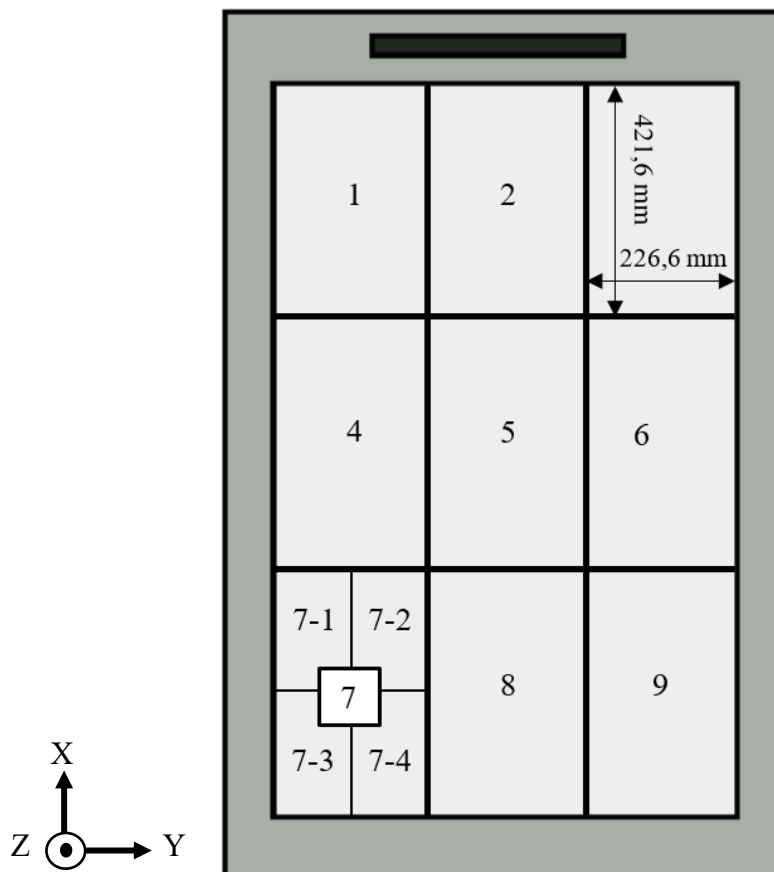


Figure 73 : Dimensions du maillage défini pour les mesures fluxmétriques et sous-maillage considéré pour la vérification de la validité de la méthode de mesure

Étant donnée la grande surface des rectangles relativement à celle du fluxmètre et l'hétérogénéité de la température sur la face 6, surtout dans le cas de la fenêtre PDC, une validation préalable de la méthode de mesure considérée a été conduite. Cette vérification a été

réalisée pour la configuration Q15-P400- $\Delta T15$. Elle consiste à diviser chacun des rectangles du maillage en 4 sous-rectangles comme illustré sur la Figure 73 pour le rectangle numéro 7. Les résultats de mesures réalisées au centre des sous-rectangles ont alors été moyennés puis comparés aux résultats de mesure obtenus au centre de chaque grand rectangle. La comparaison montre qu'une seule mesure au centre des rectangles 1, 2, 3, 4, 5 et 6 permet d'obtenir des résultats représentatifs de ces grands rectangles avec une erreur relative maximale de 5 %. Par contre, l'erreur de mesure pour les rectangles 7, 8 et 9 situés en partie basse de la fenêtre s'est avérée élevée (dans l'ordre de 13 %). Ceci est lié à l'hétérogénéité de la température superficielle dans la partie inférieure de la fenêtre qui a été mise en évidence à la section 2.2. Nous avons donc décidé de raffiner le maillage pour ces trois rectangles 7, 8 et 9. Le maillage alors retenu pour les configurations correspondant à la fenêtre PDC est présenté par la Figure 74 (b). Les rectangles 7, 8 et 9 ont été divisés en quatre sous-rectangles de dimension égale. Pour les configurations correspondant à la fenêtre TVC, nous avons défini un autre maillage pour lequel les rectangles 7, 8 et 9 sont divisés en deux sous-rectangles seulement, de dimensions égales, comme illustré par la Figure 74 (a). Ce choix d'un maillage différent s'explique par le fait que la température superficielle en partie basse du vitrage de la fenêtre TVC est relativement constante suivant la largeur, mais évolue de manière significative suivant la hauteur.

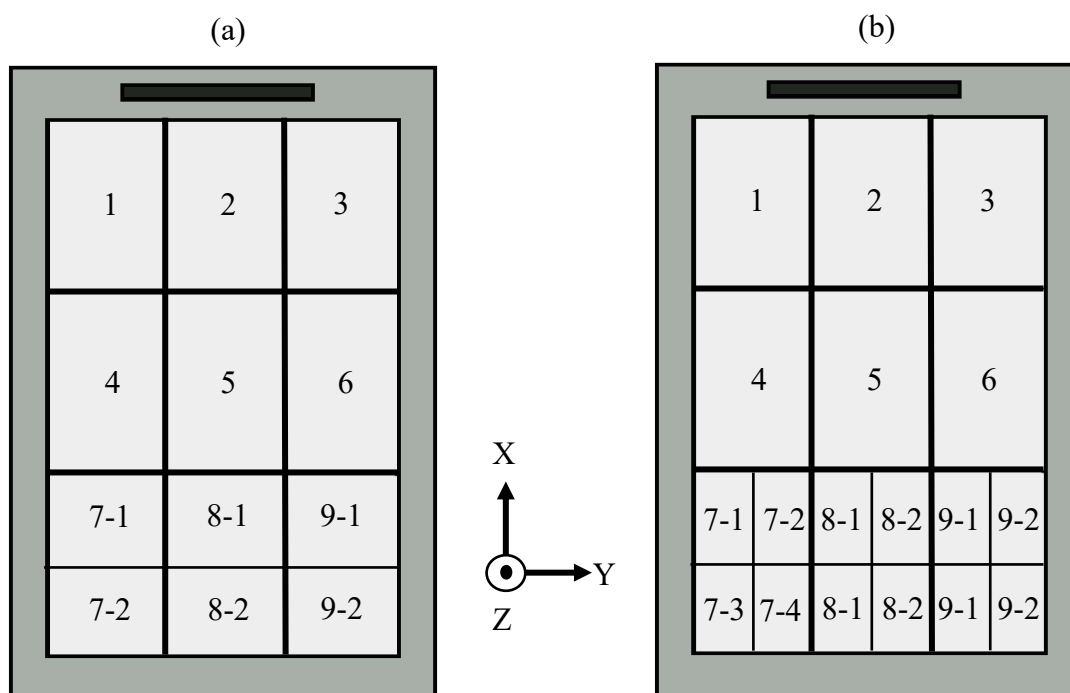


Figure 74 : Schéma des maillages définis pour les mesures fluxmétriques,
(a) fenêtre TVC, (b) fenêtre PDC

Le fluxmètre a été fixé sur la vitre au centre de chaque rectangle du maillage à l'aide d'un scotch aluminium d'émissivité $\varepsilon_{\text{alu}} = 0,11$. La densité de flux de chaleur mesuré par le capteur φ_{cap} est égale à la somme du flux de chaleur convectif $\varphi_{\text{conv-cap}}$ échangé entre la surface du

capteur et l'air ambiant, et du flux de chaleur radiatif $\varphi_{rad-cap}$ échangé entre la surface du capteur et les parois de l'enceinte. Ce dernier se calcule comme suit :

$$\varphi_{rad-cap} = \varepsilon_{alu} \sigma F ((T_{sur-cap} + 273)^4 - (T_{p-moy} + 273)^4) \quad \text{Équation 35}$$

où F est le facteur de forme géométrique entre la surface de vitrage (capteur) et les parois de l'enceinte climatique. Ce facteur de forme est de 1 puisque tout rayonnement émis par la fenêtre est forcément reçu par les parois de l'enceinte. σ est le constant Stéphan-Boltzmann, $T_{sur-cap}$ est la température de surface du capteur et T_{p-moy} est la température moyenne des surfaces internes des parois de l'enceinte climatique. Le calcul de la température moyenne des parois est effectué à partir des mesures de température des cinq parois de l'enceinte climatique pondérées par les surfaces :

$$T_{p-moy} = \frac{\sum T_p A_p}{\sum A_p} \quad \text{Équation 36}$$

où A_p est la surface d'une paroi.

Le flux de chaleur convectif surfacique peut alors être déduit du flux mesuré par le fluxmètre par la relation :

$$\varphi_{conv-cap} = \varphi_{cap} - \varphi_{rad-cap} \quad \text{Équation 37}$$

Le flux convectif $\Phi_{conv-rec}$ échangé entre chacun des rectangles 1, 2, 3, 4, 5 et 6 et l'air ambiant est ensuite calculé, pour chacun de ces rectangles comme le produit de la densité de flux convectif mesurée au centre du rectangle et de la surface de ce dernier, A_{rec} :

$$\Phi_{conv-rec(1,2,3,4,5,6)} = \varphi_{conv-cap} A_{rec} \quad \text{Équation 38}$$

Quant aux rectangles 7, 8 et 9, le flux convectif échangé entre un des rectangles et l'air ambiant est égal à la somme des flux convectifs échangés entre les sous rectangles correspondants et l'air ambiant. Il est exprimé comme suit :

$$\Phi_{conv-rec(7,8,9)} = \sum \varphi_{conv-cap} A_{sous-rec} \quad \text{Équation 39}$$

où $A_{sous-rec}$ est la surface du sous-rectangle.

Enfin, le flux convectif total, Φ_{conv} , échangé entre la face 6 du vitrage et l'air ambiant est égal à la somme des flux convectifs échangés entre les rectangles et l'air ambiant :

$$\Phi_{conv} = \sum \Phi_{conv-rec} \quad \text{Équation 40}$$

3.1.2.2 Résultats et discussion

Dans cette partie, nous présentons les résultats obtenus pour les flux convectifs échangés entre la surface des fenêtres étudiées (TVC et PDC) et l'air ambiant. Sur la Figure 75, les valeurs des flux convectifs sont présentées pour les configurations Q0-P0- $\Delta T15$ et Q0-P400- $\Delta T15$.

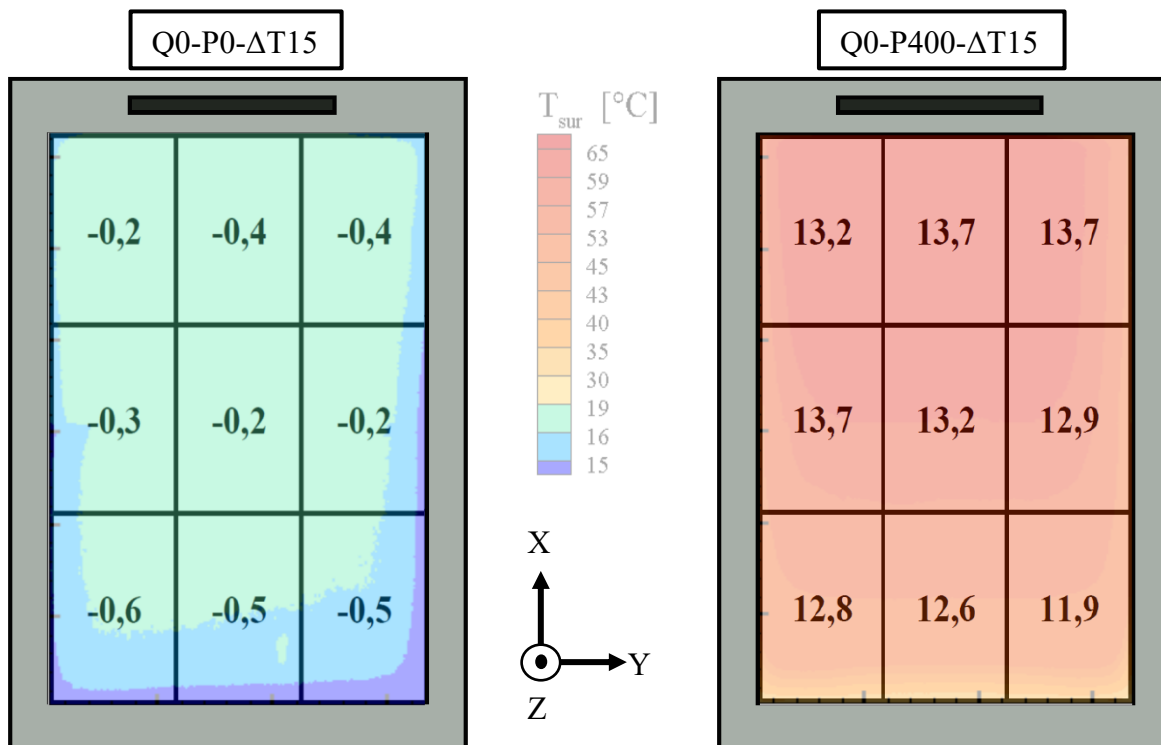


Figure 75 : Flux convectifs échangés entre les surfaces rectangulaires et l'air ambiant

Dans le cas de la fenêtre TVC non chauffante (Q0-P0- $\Delta T15$), la température de surface est inférieure à celle de l'air ambiant ce qui se traduit par un flux convectif négatif (fenêtre déperditive). En partie basse de la fenêtre (rectangles 7, 8 et 9), les échanges convectifs sont légèrement plus élevés, en valeur absolue qu'en partie haute. Ceci est dû au fait que la température de surface en partie basse de la fenêtre est minimale.

Lorsque la puissance du film chauffant est non nulle (Q0-P400- $\Delta T15$), le flux convectif s'inverse et devient positif. Les flux échangés par les rectangles 7, 8 et 9 sont sensiblement plus faibles que pour le reste de la fenêtre, car la différence entre T_{sur} et $T_{air-amb}$ sur ces rectangles est minimale ce qui limite les échanges convectifs.

En général, pour les deux configurations présentées les échanges convectifs entre la partie haute de la fenêtre ($X > 400$ mm) sont quasiment uniformes, car la température de surface ne présente pas de variation significative, que ce soit suivant X ou suivant Y, comme cela a été mis en évidence à la section 2.1.

Sur la Figure 76, on présente les flux convectifs échangés pour les configurations Q15-P0- $\Delta T15$ et Q15-P400- $\Delta T15$.

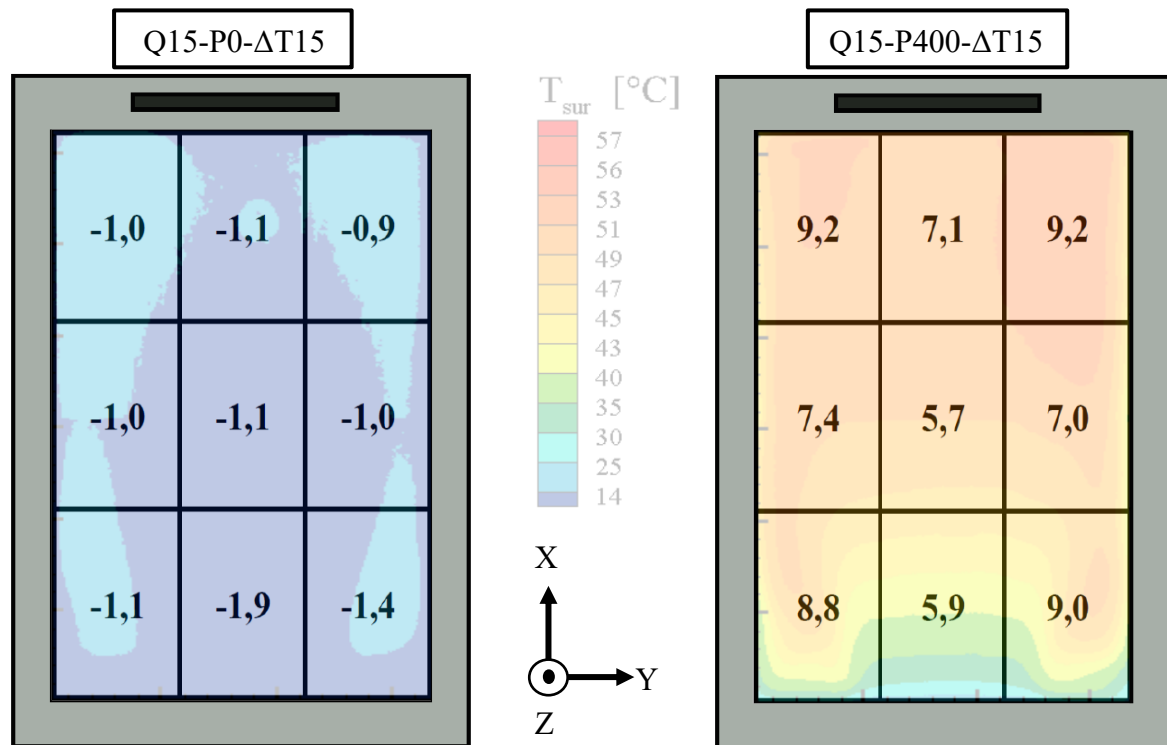


Figure 76 : Flux convectifs échangés entre les rectangles et l'air ambiant

La fenêtre pariétodynamique classique (non chauffante) représentée par la configuration Q15-P0- $\Delta T15$ est déperditive. Elle absorbe plus de chaleur de l'air ambiant que la fenêtre à triple vitrage non chauffante puisque sa température de surface est plus basse.

La fenêtre pariétodynamique chauffante (Q15-P400- $\Delta T15$) apporte moins de chaleur que la fenêtre à triple vitrage chauffant. Les échanges convectifs au centre de la fenêtre sont moins importants, car la température de surface est plus basse sous l'effet de la circulation d'air. Enfin, la température élevée au niveau des zones de recirculation d'air favorise les échanges par convection dans ces zones.

Dans le Tableau 7 sont synthétisées les valeurs des flux convectifs Φ_{conv} pour toutes les configurations étudiées. Les incertitudes de détermination des flux sont calculées par propagation des incertitudes des mesures (voir chapitre 2).

TVC (0 m ³ /h)	Φ_{conv} [W]	PDC (15 m ³ /h)	Φ_{conv} [W]
Q0 - P0 - $\Delta T15$	$-3,2 \pm 5,2$	Q15 - P0 - $\Delta T15$	-10 ± 5
Q0 - P100 - $\Delta T15$	$17 \pm 6,9$	Q15 - P100 - $\Delta T15$	$7 \pm 6,1$
Q0 - P250 - $\Delta T15$	$60 \pm 9,6$	Q15 - P250 - $\Delta T15$	$40 \pm 8,3$
Q0 - P400 - $\Delta T15$	$118 \pm 12,9$	Q15 - P400 - $\Delta T15$	$69 \pm 8,5$
Q0 - P400 - $\Delta T10$	$122 \pm 13,3$	Q15 - P400 - $\Delta T10$	$83 \pm 10,2$
Q0 - P400 - $\Delta T5$	$128 \pm 13,5$	Q15 - P400 - $\Delta T5$	$88 \pm 11,6$
Q0 - P400 - $\Delta T0$	139 ± 14	Q15 - P400 - $\Delta T0$	$93 \pm 11,9$

Tableau 7 : Flux convectifs globaux Φ_{conv}

Sur la Figure 77 (a) et la Figure 77 (b) sont tracées respectivement les évolutions des flux convectifs en fonction de la puissance pour $\Delta T = 15^\circ\text{C}$ et en fonction de l'écart de température intérieur/extérieur pour $P = 400\text{ W}$.

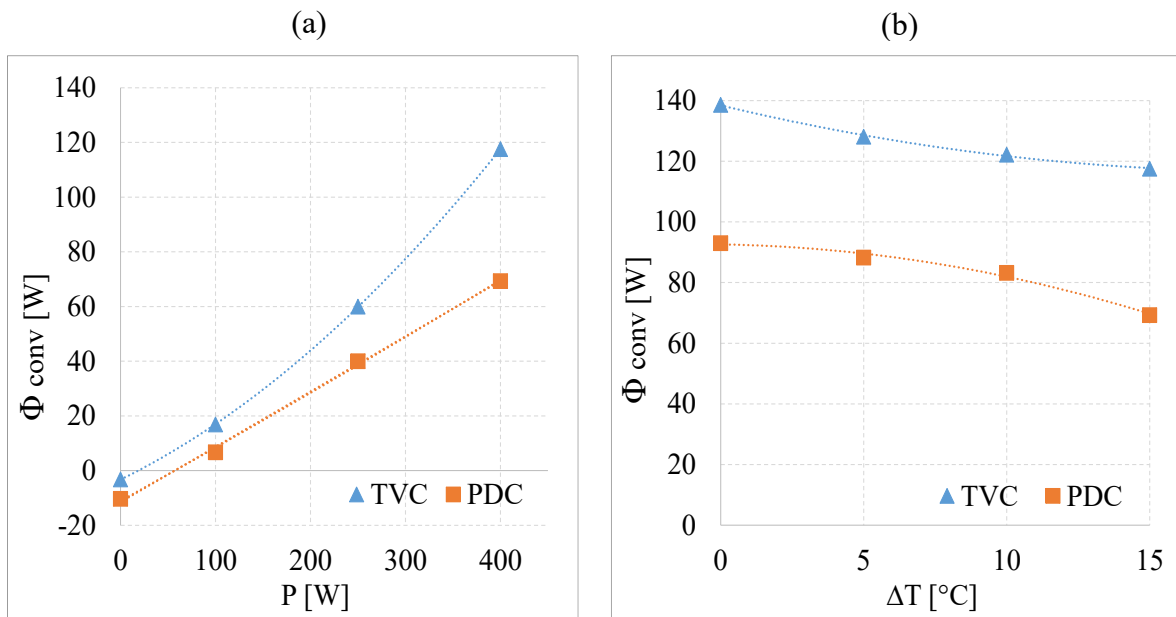


Figure 77 : Flux convectifs globaux Φ_{conv} , pour les deux configurations de fenêtre TVC et PDC, (a) en fonction de la puissance P et (b) en fonction de ΔT

On peut observer que pour toutes les configurations, les valeurs de Φ_{conv} obtenues sont supérieures pour une fenêtre TVC que pour une fenêtre PDC. Ce résultat traduit le fait que la température T_{sur} d'une fenêtre TVC est toujours supérieure à celle d'une fenêtre PDC à cause de la circulation d'air au sein de cette dernière.

Conformément aux résultats obtenus pour l'évolution de température sur la face 6 des fenêtres étudiées, l'augmentation de la puissance du film chauffant tend à augmenter les valeurs des flux convectifs. L'augmentation de ΔT présente moins d'effet que celui de la puissance tendant à diminuer les flux Φ_{conv} . Enfin, la croissance de Φ_{conv} , en fonction de la puissance du flux convectif pour la fenêtre TVC est plus importante que celle pour la fenêtre PDC.

3.2. Flux de chaleur échangé par rayonnement

3.2.1. Champs de densité de flux radiatif

Le champ de densité de flux de chaleur radiatif échangé entre la face 6 du vitrage et les parois de l'enceinte climatique est déduit du champ de température obtenu par thermographie infrarouge. Chaque pixel présente une température de surface T_{sur} par laquelle la densité de flux est calculée comme suit :

$$\varphi_{rad} = \varepsilon_{face\ 6} \sigma F ((T_{sur} + 273)^4 - (T_{p-moy} + 273)^4) \quad \text{Équation 41}$$

où F est le facteur de forme géométrique entre la surface de vitrage, correspondant à un pixel de la caméra, et les parois de l'enceinte climatique. Il est considéré égal à 1.

D'après l'Équation 41, la densité de flux de chaleur radiatif φ_{rad} est déterminée à partir des températures de surface de vitrage T_{sur} et de parois de l'enceinte T_{p-moy} . Étant donné que cette dernière est constante au cours des mesures (fluctuation de l'ordre de $0,1^{\circ}\text{C}$), la densité de flux de chaleur radiatif dépend donc essentiellement de la température T_{sur} .

3.2.2. Fenêtre TVC

La Figure 78 présente la distribution de la densité de flux radiatif obtenue pour la fenêtre TVC, d'une part en fonction de la puissance du film chauffant (a) et, d'autre part en fonction de l'écart de température ΔT (b).

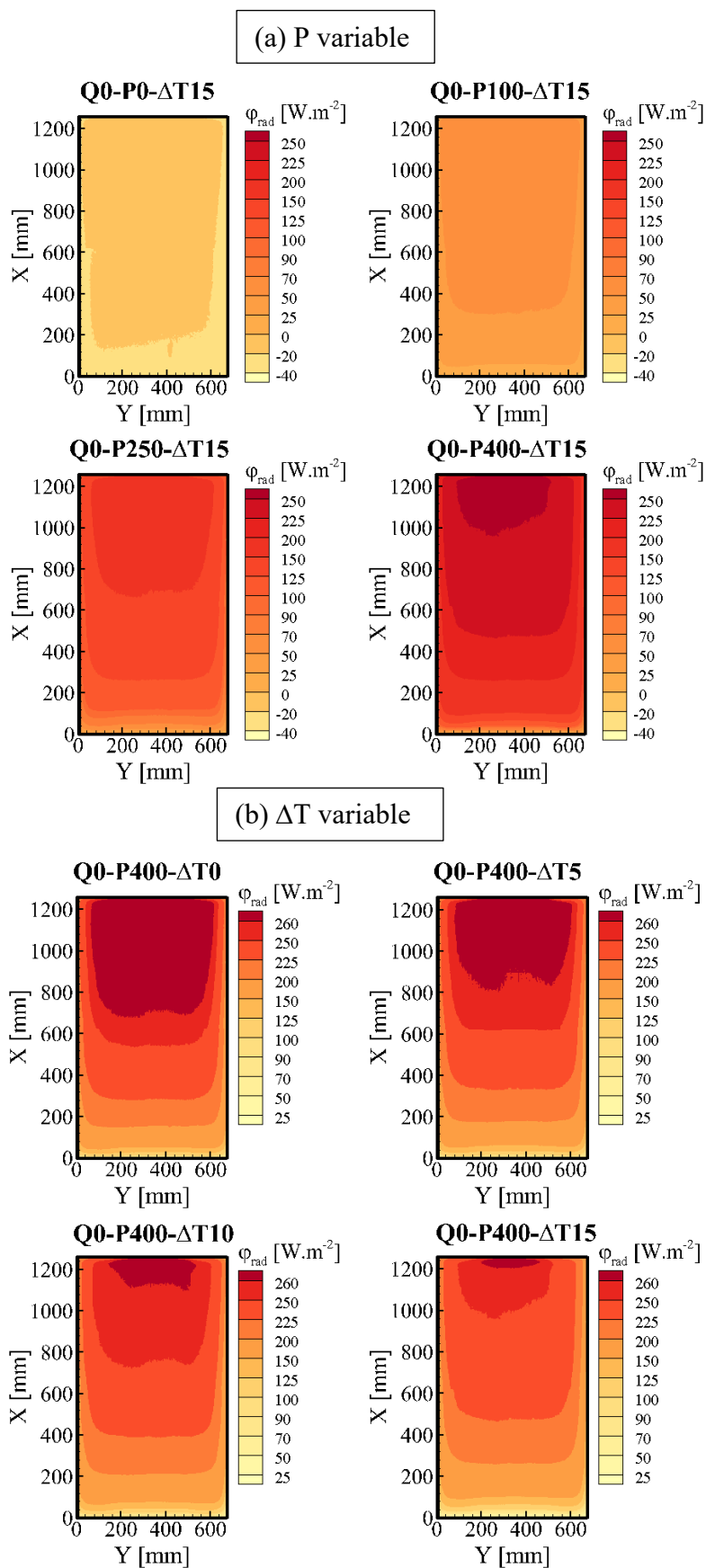


Figure 78 : Densité de flux radiatif ϕ_{rad} pour une fenêtre TVC pour différentes valeurs, (a) de puissance P, (b) d'écart de température ΔT

Comme attendu, la distribution des flux radiatifs surfaciques est similaire à celle des champs de températures correspondants. Pour la configuration Q0-P0- $\Delta T15$, des valeurs de densité de flux radiatifs négatives sont obtenues, car la température de surface correspondante est inférieure à celle des parois. Pour toutes les autres configurations, pour lesquelles T_{sur} est supérieure à T_{p-moy} , les valeurs obtenues sont positives. Les échanges de chaleur se font alors de la surface de la fenêtre vers les parois de l'enceinte.

Comme cela a été observé à partir des champs de température superficielle, les valeurs de ϕ_{rad} augmentent avec la puissance de chauffe et diminuent avec l'augmentation de ΔT .

3.2.3. Fenêtre PDC

La distribution de la densité de flux radiatif pour la fenêtre PDC pour les différentes valeurs de puissance du film chauffant P est présentée sur la Figure 79.

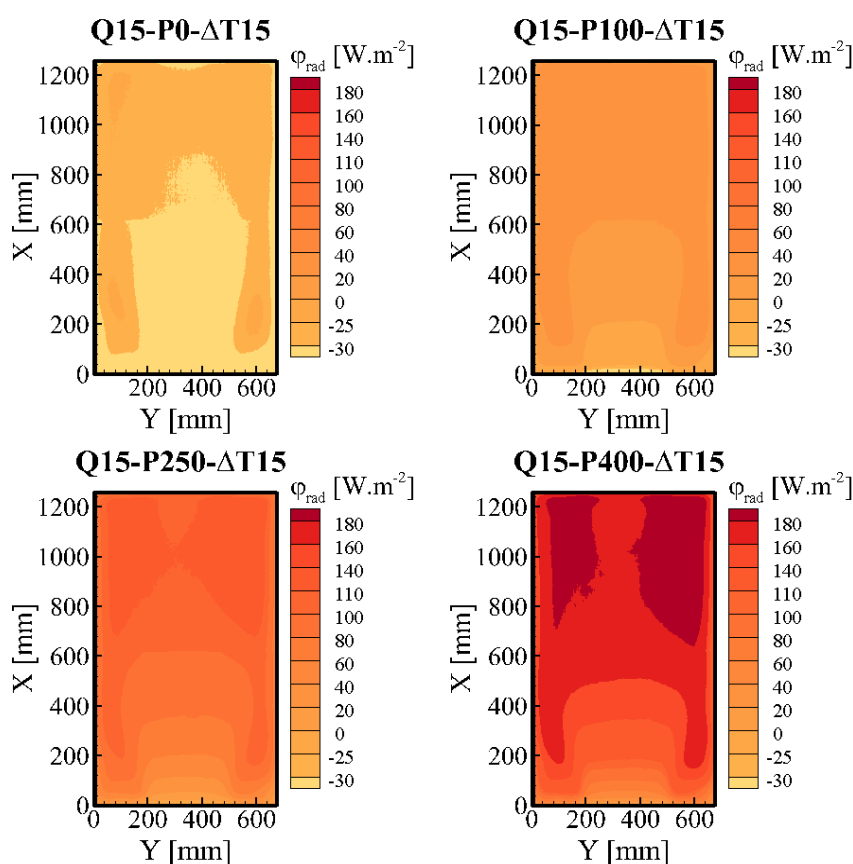


Figure 79 : Densité de flux radiatif ϕ_{rad} pour une fenêtre PDC en fonction de P

On peut distinguer sur la Figure 79 trois types de distribution de la densité de flux radiatif.

Le premier type apparaît pour la configuration Q15-P0- $\Delta T15$. La valeur de flux radiatif surfacique est négative dû au fait que T_{sur} est inférieure à T_{p-moy} . Sur les coins inférieurs et supérieurs du champ, les échanges radiatifs sont plus faibles qu'au centre du vitrage. Ceci est lié au fait que la température dans ces zones est localement plus élevée (plus proche de celle des parois) en raison de la présence des cellules de recirculation.

Le deuxième type de distribution est observé pour la configuration Q15-P100- $\Delta T15$. Ce champ de ϕ_{rad} peut être scindé en deux zones principales, identifiées sur la Figure 80 (a) et

séparées par la ligne noire. Le long de cette ligne, la température de surface de la fenêtre est égale à T_{p-moy} ($T_{sur} = T_{p-moy}$). Par conséquent, il n'y a pas d'échange thermique par rayonnement et la valeur de φ_{rad} est égale à zéro. Au-dessous de la ligne noire, la température de surface de la fenêtre est inférieure à T_{p-moy} ($T_{sur} < T_{p-moy}$) en raison de la circulation d'air froid de la lame L_1 vers la lame L_2 . Les échanges radiatifs (flux radiatifs nets) se font donc des parois de l'enceinte vers la fenêtre. L'augmentation de la température d'air avec la hauteur de la fenêtre réduit l'effet de refroidissement de la face 6 de la fenêtre. Par conséquent, au-dessus de la ligne noire la température de surface devient supérieure à T_{p-moy} ($T_{sur} > T_{p-moy}$), et les échanges radiatifs se font de la fenêtre vers les parois de l'enceinte (Figure 80 (b)).

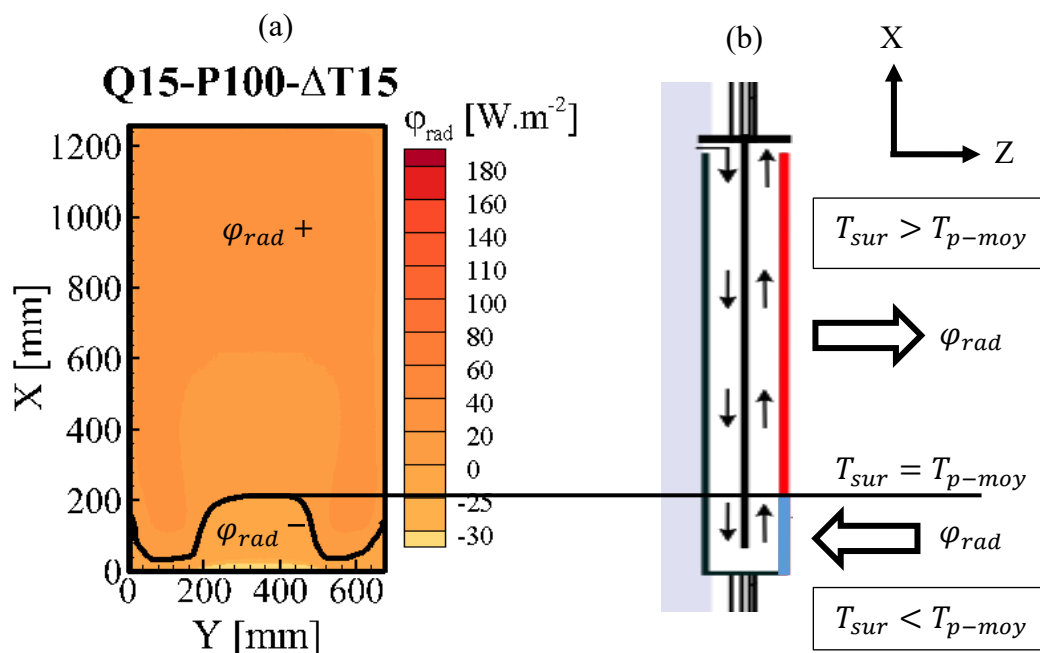


Figure 80 : (a) Schéma illustrant la frontière entre les deux zones d'échanges radiatifs pour Q15-P100-ΔT15, (b) Sens des échanges radiatifs à la surface du vitrage

Le troisième type de distribution est observé pour la configuration Q15-P250-ΔT15 et celles de la Figure 81. Cette dernière présente la distribution de la densité de flux radiatif obtenue pour la fenêtre PDC pour les différentes valeurs de ΔT . Les champs de φ_{rad} obtenus sont similaires et la fenêtre apporte la chaleur par rayonnement aux parois de l'enceinte. On peut cependant remarquer que les valeurs de φ_{rad} sont plus faibles dans la zone centrale du vitrage en raison de la circulation d'air que sur les côtés et que dans les zones de recirculation d'air. Enfin, l'effet de la puissance et de l'écart de température ΔT sur les valeurs de φ_{rad} est le même que celui observé pour les valeurs de la température T_{sur} .

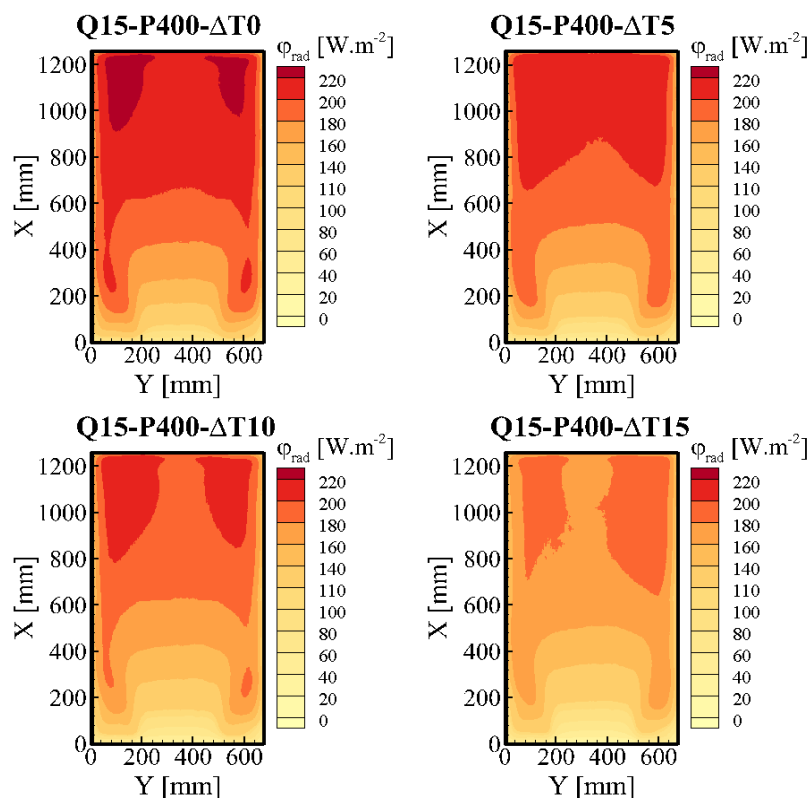


Figure 81 : Densité de flux radiatif ϕ_{rad} pour une fenêtre PDC pour différentes valeurs (a) de puissance P , (b) et d'écart de température ΔT

3.2.4. Flux de chaleur radiatif global

Le flux de chaleur radiatif global Φ_{rad} est déterminé à partir des champs de densités de flux radiatifs locaux ϕ_{rad} . Pour un pixel donné, le flux radiatif est calculé comme le produit de la densité de flux radiatif et de la surface du pixel. On en déduit ensuite le flux radiatif global échangé entre la fenêtre et les parois de l'enceinte qui correspond à la somme des flux échangés par chaque pixel avec les parois :

$$\Phi_{rad} = \sum \phi_{rad} A_{pix} \quad \text{Équation 42}$$

où A_{pix} est la surface d'un pixel (2,85 mm x 2,83 mm).

Le Tableau 8 donne les valeurs des flux convectifs globaux calculés pour l'ensemble des configurations considérées.

TVC	Φ_{rad} [W]	PDC	Φ_{rad} [W]
Q0 – P0 – $\Delta T15$	$-17 \pm 5,5$	Q15 – P0 – $\Delta T15$	$-27 \pm 5,2$
Q0 – P100 – $\Delta T15$	$44 \pm 6,4$	Q15 – P100 – $\Delta T15$	$16 \pm 8,5$
Q0 – P250 – $\Delta T15$	112 ± 8	Q15 – P250 – $\Delta T15$	$79 \pm 7,2$
Q0 – P400 – $\Delta T15$	$181 \pm 9,8$	Q15 – P400 – $\Delta T15$	$133 \pm 8,5$
Q0 – P400 – $\Delta T10$	189 ± 10	Q15 – P400 – $\Delta T10$	$144 \pm 8,5$
Q0 – P400 – $\Delta T5$	196 ± 10	Q15 – P400 – $\Delta T5$	$152 \pm 8,6$
Q0 – P400 – $\Delta T0$	$201 \pm 10,1$	Q15 – P400 – $\Delta T0$	$159 \pm 8,6$

Tableau 8 : Flux radiatifs globaux Φ_{rad}

Sur la Figure 82 (a), nous présentons l'évolution des flux radiatifs globaux Φ_{rad} en fonction de la puissance de chauffage pour les deux configurations de fenêtre TVC et PDC.

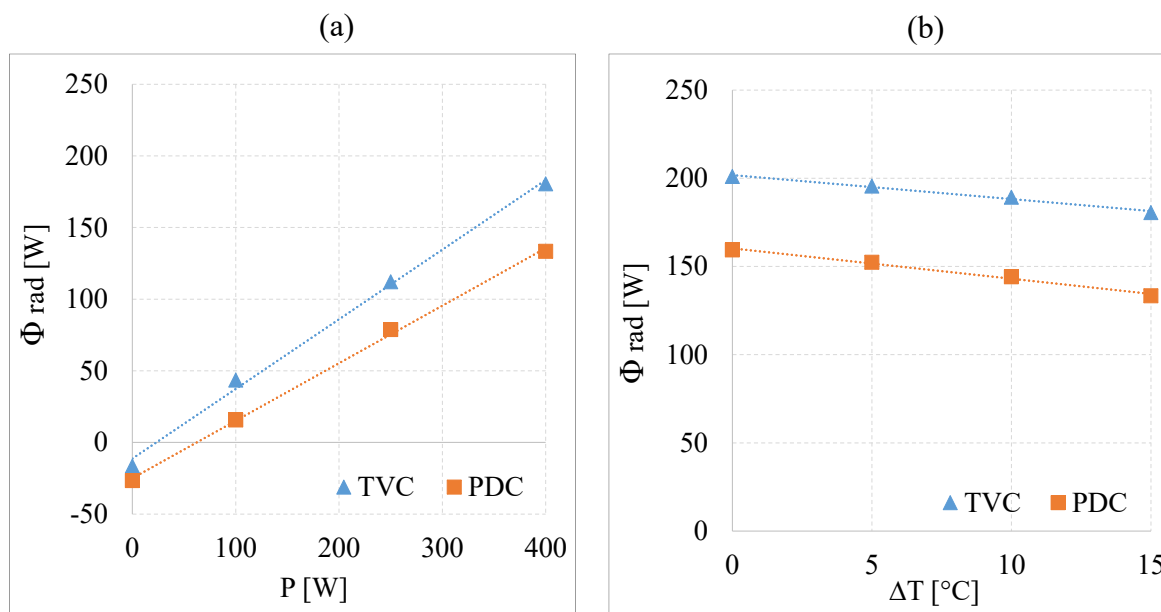


Figure 82 : Évolution de Φ_{rad} pour les 2 types de fenêtres, TVC et PDC, (a) en fonction de P, (b) en fonction de ΔT

Pour une puissance nulle, les valeurs de Φ_{rad} des deux types de fenêtres TVC et PDC sont négatives. Les fenêtres absorbent donc de la chaleur émise par les parois de l'enceinte. Les flux Φ_{rad} échangés avec la fenêtre TVC sont supérieurs à ceux d'une fenêtre PDC dû au fait que la température superficielle de cette dernière est plus faible. La croissance des flux radiatifs globaux avec la puissance pour la fenêtre TVC est plus importante que pour la fenêtre PDC, comme cela avait été observé pour la température de surface de chacune de fenêtre.

Sur la Figure 82 (b), est représentée l'évolution de Φ_{rad} en fonction de l'écart de température de part et d'autre de la fenêtre ΔT . De même, les valeurs des flux radiatifs globaux Φ_{rad} d'une fenêtre TVC, sont toujours supérieures à celles d'une fenêtre PDC. On remarque que l'effet de la variation de ΔT tendant à réduire la valeur des flux radiatifs globaux Φ_{rad} est moins prononcé que celui de la variation de P.

3.3. Flux de chaleur dû au renouvellement d'air

Lors de la circulation d'air entre les vitres d'une fenêtre pariétodynamique, une partie de la chaleur est récupérée par l'air entrant (effet pariétodynamique) entraînant une augmentation de sa température. Dans cette partie, nous déterminons dans un premier temps les proportions des flux transmis à l'air dans les lames L_1 et L_2 pour la fenêtre PDC. Dans un deuxième temps, nous calculons les apports (ou déperditions) de chaleur dus au renouvellement d'air pour les deux types de fenêtres, TVC et PDC.

3.3.1. Gains de chaleur dans les lames d'air L_1 et L_2

Trois thermocouples ont été disposés le long du cheminement de l'air au sein du vitrage de la fenêtre PDC (Figure 83). Le premier, situé à l'entrée de la fenêtre, permet de mesurer la

température de l'air extérieur $T_{air-ext}$. Le second, situé en dessous du verre intermédiaire V_2 mesure la température de l'air T_{chi} au niveau de la « chicane » entre les lames d'air L_1 et L_2 . Le dernier, situé à la sortie de la fenêtre, permet de mesurer la température de l'air soufflé $T_{air-souf}$. À l'aide de ces trois thermocouples, les flux de chaleur absorbés par l'air dans les lames L_1 et L_2 sont évalués. La somme de ces deux flux Φ_{L1} et Φ_{L2} correspond au flux de chaleur total échangé au sein du vitrage $\Phi_{éch}$ et transmis à l'air lors de sa circulation entre les vitres de la fenêtre pariétodynamique.

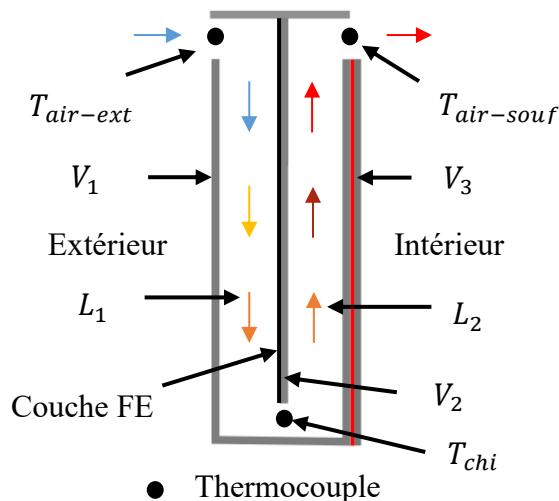


Figure 83 : Emplacement des thermocouples le long du cheminement de l'air au sein du vitrage

Les flux de chaleur absorbés par l'air dans les lames L_1 et L_2 sont calculés comme suit :

$$\Phi_{L1} = \rho_{air} Q c_{p-air} (T_{chi} - T_{air-ext}) \quad \text{Équation 43}$$

$$\Phi_{L2} = \rho_{air} Q c_{p-air} (T_{air-souf} - T_{chi}) \quad \text{Équation 44}$$

Les propriétés thermophysiques de l'air, la masse volumique ρ_{air} et la chaleur massique c_{p-air} sont déterminées pour une température moyenne de l'écoulement.

La Figure 84 présente les flux de chaleur transmis à l'air pour une fenêtre PDC en fonction de la puissance (Figure 84 (a)) et en fonction de l'écart de température ΔT (Figure 84 (b)). Pour toutes les configurations, le flux de chaleur apporté à l'air dans la deuxième lame d'air (lame L_2) est toujours supérieur au flux apporté dans la lame L_1 . Ce résultat avait été mis en évidence par Greffet [4] et Gloriant [10] lors de leurs essais expérimentaux en laboratoire pour une fenêtre pariétodynamique non chauffante. Il s'explique par le fait que la différence des températures de paroi dans la première lame d'air L_1 (entre les faces 2 et 3) est plus faible que celle dans la seconde lame d'air (entre les faces 4 et 5).

L'augmentation de la puissance de chauffe entraîne une augmentation des valeurs des flux de chaleur Φ_{L1} et Φ_{L2} . La croissance de Φ_{L2} est plus marquée que celle de Φ_{L1} puisque l'augmentation de puissance entraîne une augmentation importante de la température de la face 5. Cet effet est accentué par la présence d'un traitement FE sur la face 3 (Figure 83), limitant les transferts de chaleur par rayonnement vers la face 2.

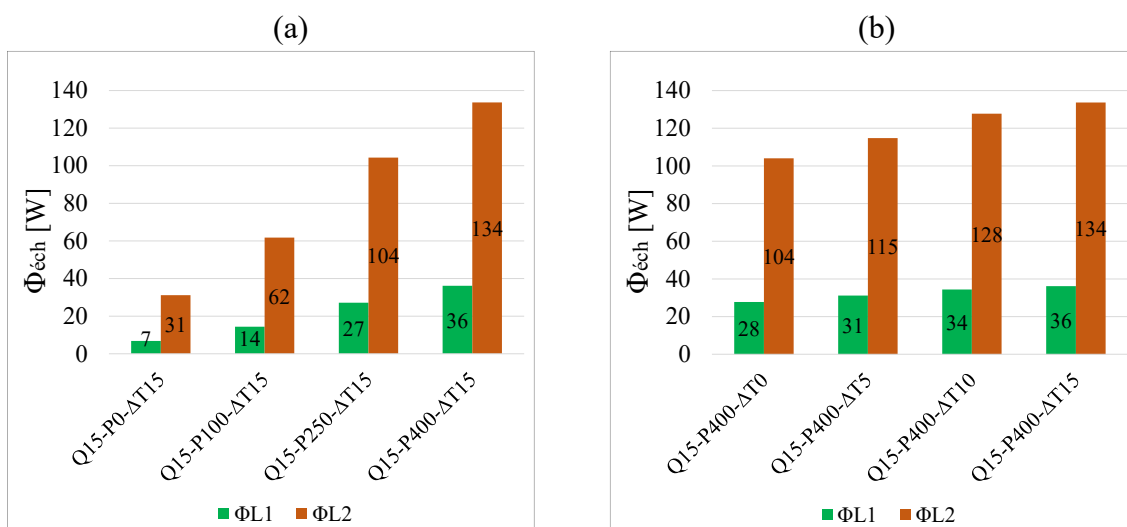


Figure 84 : Flux de chaleur transmis à l'air dans les lames L_1 et L_2 pour une fenêtre PDC, (a) en fonction de P , (b) en fonction de ΔT

L'augmentation de l'écart de température ΔT a moins d'effet que celle de la puissance P . Les flux de chaleur Φ_{L1} , et Φ_{L2} augmentent également, mais dans une moindre mesure. Ce résultat (augmentation de Φ_{L1} , et Φ_{L2} avec ΔT) a été mise en évidence par Rémy Greffet [4] et justifié par le fait que l'augmentation de ΔT et par conséquent des déperditions de chaleur à travers le vitrage favorise les échanges dans les lames d'air L_1 et L_2 .

La Figure 85 présente la répartition du chauffage de l'air au sein des lames L_1 et L_2 de la fenêtre PDC, (a) en fonction de la puissance du film chauffant et (b) en fonction de l'écart de température ΔT .

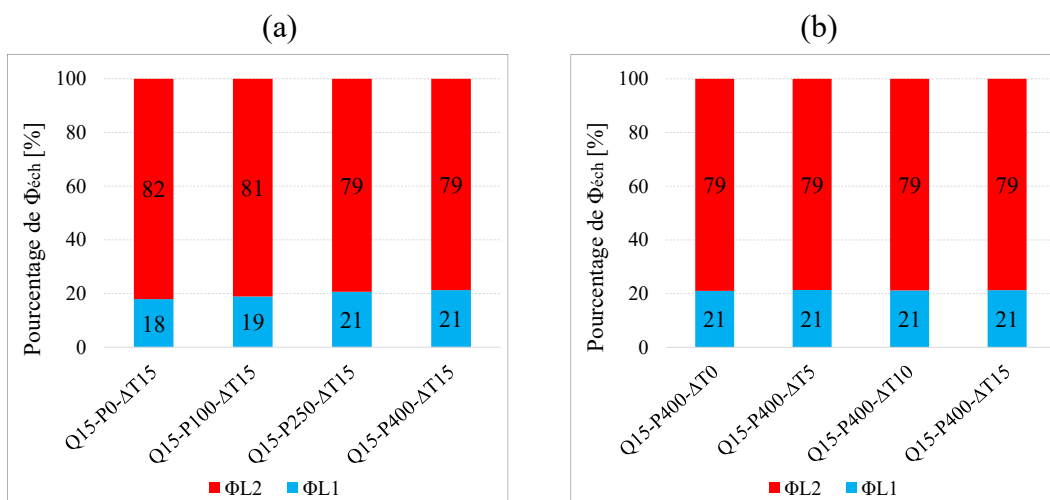


Figure 85 : Répartition du chauffage de l'air dans les lames L_1 et L_2 pour une fenêtre PDC, (a) en fonction de P , (b) en fonction de ΔT

Les résultats montrent que le flux de chaleur apporté à l'air au sein de la deuxième lame d'air L_2 est environ quatre fois supérieur à celui apporté au sein de la première L_1 , quelle que soient les valeurs de P et de ΔT .

3.3.2. Déperditions et apports de chaleur dus au renouvellement d'air

L'air de ventilation introduit dans un bâtiment apporte un flux de chaleur à l'air ambiant. Ce flux correspond à un apport de chaleur si la température de l'air introduit est supérieure à celle de l'ambiance intérieure, ou à une déperdition de chaleur si la température de l'air neuf est inférieure à celle de l'ambiance.

Pour une fenêtre classique, le flux d'air passe directement de l'extérieur à l'intérieur par l'intermédiaire d'une grille d'entrée d'air. L'air entre à une température très proche de celle de l'extérieur (légèrement supérieure). Pour les configurations correspondant à une fenêtre TVC, nous considérerons que l'air entre à la température extérieure $T_{air-ext}$, et le flux Φ_{air} s'exprime alors par :

$$\Phi_{air} = \rho_{air} Q c_{p-air} (T_{air-ext} - T_{air-amb}) \quad \text{Équation 45}$$

Le flux de chaleur Φ_{air} dépend donc uniquement de l'écart de température $\Delta T = T_{air-ext} - T_{air-amb}$ pour la fenêtre TVC. Cette différence étant négative, il s'agit donc d'une déperdition thermique, l'air soufflé ayant pour effet de refroidir l'ambiance intérieure.

Le flux de chaleur Φ_{air} pour la fenêtre PDC s'exprime par :

$$\Phi_{air} = \rho_{air} Q c_{p-air} (T_{air-souf} - T_{air-amb}) \quad \text{Équation 46}$$

Le Tableau 9 regroupe l'ensemble des résultats.

TVC	Φ_{air} [W]	PDC	Φ_{air} [W]
Q0 – P0 – $\Delta T15$	-72 ± 7	Q15 – P0 – $\Delta T15$	-41 ± 4
Q0 – P100 – $\Delta T15$	-72 ± 7	Q15 – P100 – $\Delta T15$	-4 ± 2
Q0 – P250 – $\Delta T15$	-73 ± 7	Q15 – P250 – $\Delta T15$	$52 \pm 5,3$
Q0 – P400 – $\Delta T15$	-73 ± 7	Q15 – P400 – $\Delta T15$	$93 \pm 9,1$
Q0 – P400 – $\Delta T10$	-49 ± 5	Q15 – P400 – $\Delta T10$	$108 \pm 10,2$
Q0 – P400 – $\Delta T5$	-25 ± 3	Q15 – P400 – $\Delta T5$	$122 \pm 11,5$
Q0 – P400 – $\Delta T0$	2 ± 2	Q15 – P400 – $\Delta T0$	132 ± 12

Tableau 9 : Flux de chaleur dû à l'air soufflé Φ_{air}

La Figure 86 présente l'évolution du flux de chaleur Φ_{air} , d'une part pour les fenêtres PDC, PDNC et TVC en fonction de la puissance P (a) et d'autre part pour les fenêtres PDC et TVC en fonction de l'écart de température ΔT (b). La courbe correspondant au cas d'une fenêtre pariétodynamique classique (non chauffante), PDNC (configuration Q15-P0- $\Delta T15$), est tracée sur la Figure 86 (a). Elle permet de mettre en évidence, d'une part, l'incident de l'effet pariétodynamique sur le flux Φ_{air} par rapport à une fenêtre classique, et d'autre part, l'effet de la puissance du film chauffant de la fenêtre PDC sur le flux Φ_{air} par rapport à une fenêtre pariétodynamique non chauffante. On obtient une valeur constante de -41W . Cette valeur négative indique que la température de l'air préchauffé par la fenêtre PDNC est toujours inférieure à celle de l'ambiance intérieure. L'air a donc toujours un effet de refroidissement.

On peut observer que, quelle que soit la puissance du film chauffant, le flux Φ_{air} apporté par la fenêtre TVC présente une valeur négative constante égale à -73W (pour $\Delta T = 15^\circ\text{C}$). En comparant les valeurs des courbes obtenues pour les fenêtres TVC et PDNC, on peut constater que ce flux est augmenté de 44 % pour la fenêtre PDNC par rapport à la fenêtre TVC. Les

dépense thermiques dues à l'air de ventilation sont donc réduites de 44 % par la fenêtre PDNC grâce à la récupération des pertes de chaleur par effet pariétodynamique.

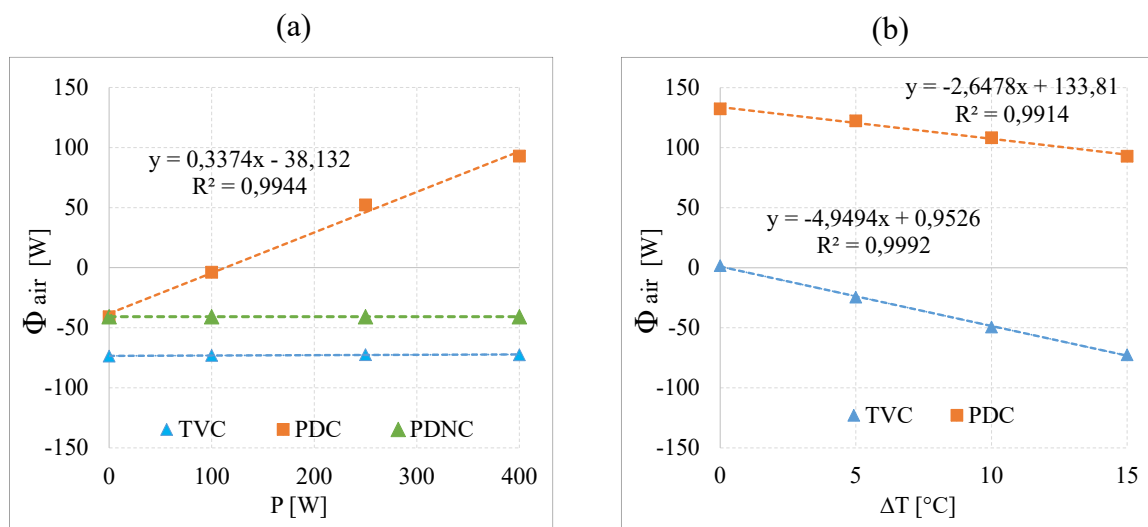


Figure 86 : Flux de chaleur apporté par l'air soufflé Φ_{air} , (a) pour les fenêtres PDC, PD-classique et TVC, en fonction P et (b) pour les fenêtres PDC et TVC en fonction de ΔT

Concernant le flux Φ_{air} pour la fenêtre PDC, il augmente linéairement lorsque la puissance de chauffe augmente. Au-delà d'une puissance de chauffage de 100 W environ, la température de l'air soufflé par la fenêtre devient supérieure à celle de l'ambiance intérieure. L'air de ventilation introduit assure alors un rôle de chauffage de l'ambiance intérieure.

Sur la Figure 86 (b), l'augmentation de ΔT conduit à diminuer les flux Φ_{air} apportés par la fenêtre PDC. Les valeurs obtenues sont positives puisque la puissance de chauffe du vitrage est supérieure à 100 W. Par contre, et de manière évidente, les valeurs sont négatives dans le cas de la fenêtre TVC puisque l'air soufflé est à la température extérieure. Elles deviennent nulles lorsque l'écart de température de part et d'autre de la fenêtre l'est également.

En conclusion, pour un écart de température intérieure/extérieure de 15°C, les dépenses thermiques dues à l'air de ventilation sont réduites de 44 % pour la fenêtre PDNC par rapport à la fenêtre TVC grâce à la récupération des pertes de chaleur par effet pariétodynamique. Lorsque la puissance du film est supérieure à 100 W, la fenêtre PDC peut servir à chauffer l'air neuf introduit par une fenêtre PDC à une température supérieure à celle de l'air ambiant grâce au couplage de l'effet pariétodynamique et du film chauffant. Elle peut donc assurer un rôle de chauffage de l'ambiance intérieure, en apportant la chaleur par l'air soufflé en plus du chauffage des parois de l'enceinte par rayonnement thermique et de l'air par convection (face 6).

3.4. Flux échangés entre la fenêtre et l'ambiance intérieure

Nous présentons sur la Figure 87 l'ensemble des flux échangés avec l'ambiance intérieure pour la fenêtre TVC, d'une part pour un écart de température ΔT constant (15°C) et une puissance P variable (a) et d'autre part pour une puissance du film chauffant constante (400 W) et ΔT variable (b).

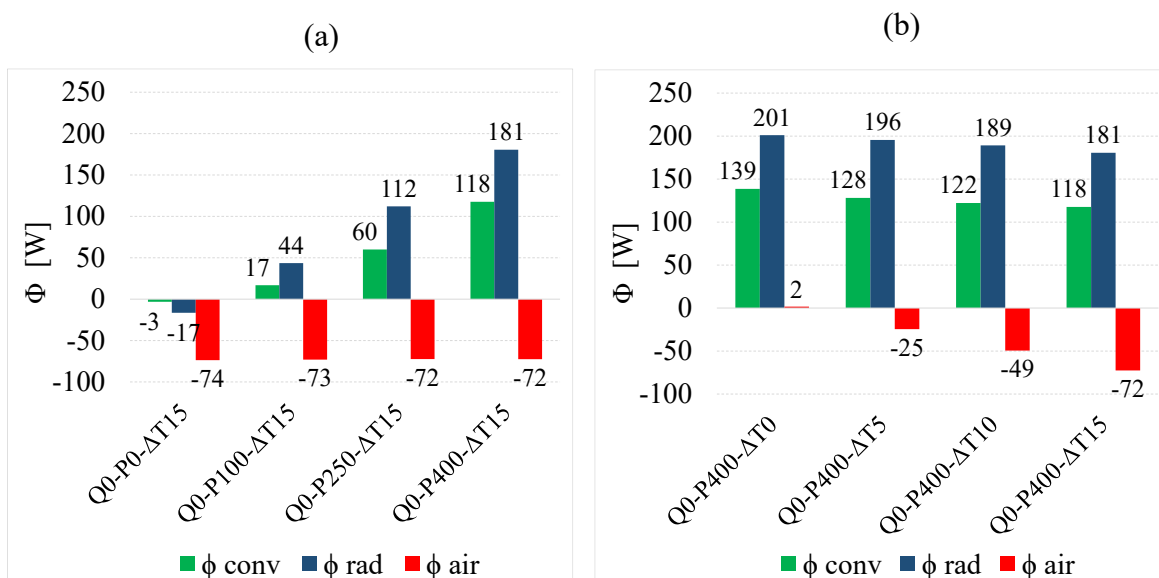


Figure 87 : Flux de chaleur échangés avec l'ambiance intérieure pour chaque configuration de la fenêtre TVC, (a) en fonction de P , (b) en fonction de ΔT

On peut distinguer deux cas en ce qui concerne les flux radiatifs et convectifs. Pour la configuration Q0-P0- $\Delta T15$, la fenêtre représente un poste de déperdition de chaleur par rayonnement et par convection. Les pertes de chaleur par rayonnement sont plus importantes que celles par convection. Pour les autres configurations, la fenêtre TVC apporte de la chaleur à l'ambiance par rayonnement et par convection. Le flux apporté par rayonnement est toujours plus important que celui apporté par convection.

Les flux échangés par la fenêtre PDC avec l'ambiance intérieure sont présentés par la Figure 88, (a) pour une différence de température ΔT de 15°C et une puissance variable et (b) pour une puissance P de 400 W et ΔT variable.

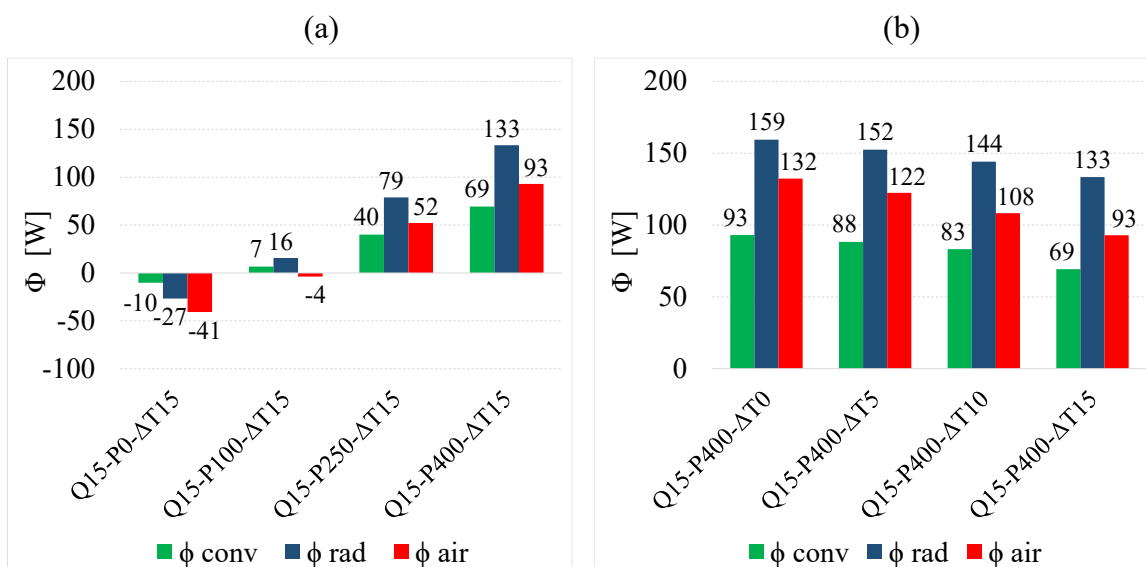


Figure 88 : Flux de chaleur échangés avec l'ambiance intérieure pour chaque configuration de la fenêtre PDC, (a) en fonction de P , et (b) en fonction de ΔT

Les résultats obtenus pour les configurations Q15-P0- $\Delta T15$ et Q15-P100- $\Delta T15$ ressemblent à ceux obtenus pour la fenêtre TVC.

Pour les autres configurations, la fenêtre PDC apporte à l'ambiance intérieure de la chaleur par convection, rayonnement et par renouvellement d'air. Les proportions de flux Φ_{conv} , Φ_{rad} et Φ_{air} par rapport aux flux total apporté par la fenêtre pour la configuration Q15-P400 $\Delta T15$ sont respectivement de 23, 45 et 32 %. On constate donc que 55 % du flux total apporté par la fenêtre PDC (somme des proportions des flux convectif Φ_{conv} et flux apporté par l'air soufflé Φ_{air}) contribue à chauffer l'air ambiant et 45 % (proportion du flux radiatif) contribuent à chauffer les parois de l'enceinte.

4. Efficacité énergétique des fenêtres pariétodynamiques et/ou chauffantes

L'objectif de cette partie est de définir une efficacité qui soit commune aux fenêtres pariétodynamiques chauffantes et aux fenêtres équipées de vitrages chauffants non pariétodynamiques. Ceci doit permettre de comparer les performances obtenues pour les différents types de fenêtres et de mettre alors en évidence la pertinence du couplage de l'effet pariétodynamique à un vitrage chauffant en termes de réduction des pertes de chaleur au dos de la fenêtre.

Dans la littérature, il existe deux définitions de l'efficacité de fenêtres (Chapitre 1). La première a été proposée par Kurnitski *et al.* [74] dans le cas d'une fenêtre chauffante. Elle correspond à l'efficacité de film chauffant η_{film} dont la définition repose sur la comparaison entre un cas de référence pour lequel une enceinte est équipée d'une fenêtre à double vitrage classique, et un second cas pour lequel l'enceinte est équipée d'une fenêtre à double vitrage chauffant. Le principe est d'estimer la participation de la puissance du film chauffant à la réduction des besoins de chauffage devant être couverts par un émetteur de chaleur.

La deuxième définition de l'efficacité a été proposée par Gloriant [10] pour le cas d'une fenêtre pariétodynamique non chauffante (classique). Elle correspond à l'efficacité de ventilation, η_{vent} , la fenêtre pariétodynamique étant assimilée à un échangeur de chaleur tel que celui d'une VMC double flux.

4.1. Établissement de la définition de l'efficacité

Afin d'établir une définition de l'efficacité commune aux fenêtres pariétodynamiques et/ou chauffantes, nous reprenons, en les adaptant, les bilans thermiques établis par Kurnitski *et al.* [74]. Ensuite, nous faisons apparaître dans les équations relatives à ces bilans les efficacités établies par Kurnitski *et al.* [74] et Gloriant [10].

4.1.1. Bilans thermiques

4.1.1.1 Cas de référence (double vitrage classique)

Le cas de référence considéré par Kurnitski *et al.* [74] correspond à une enceinte possédant sur l'une de ses faces une fenêtre à double vitrage classique et équipée d'un émetteur de chaleur conventionnel. Sur la Figure 89, deux bilans thermiques pour ce cas de référence sont considérés, le premier à la frontière intérieure de l'enceinte (en vert), et le deuxième à sa

frontière extérieure (en marron). Les bilans sont établis en régime permanent et les flux de chaleur de ce cas de référence sont notés avec l'exposant « réf ».

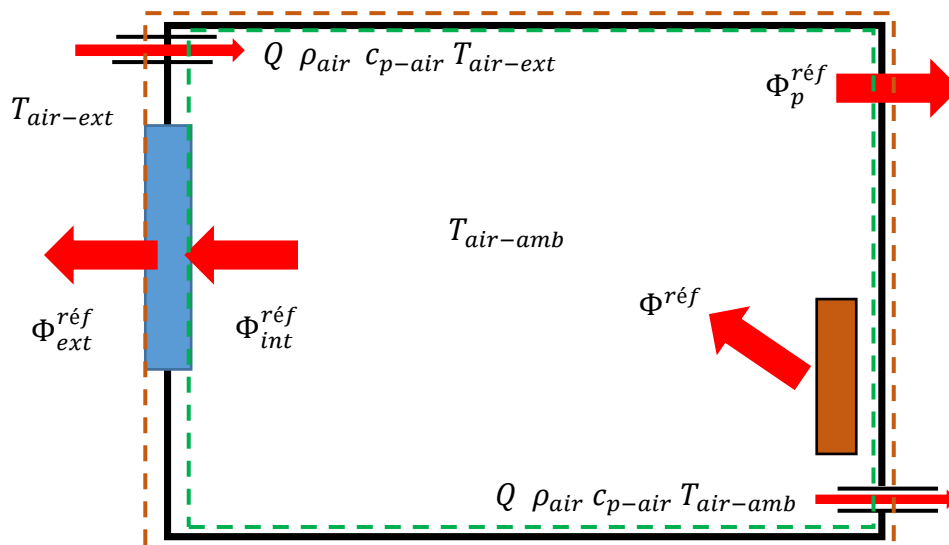


Figure 89 : Bilans thermiques du cas de référence (double vitrage classique)

- **Bilan à la frontière intérieure de l'enceinte**

Avec la convention de direction des flux de chaleur illustrée par la Figure 89, le bilan thermique à la frontière intérieure de l'enceinte s'écrit :

$$\Phi^{ref} + Q \rho_{air} c_{p-air} T_{air-ext} = \Phi_p^{ref} + \Phi_{int}^{ref} + Q \rho_{air} c_{p-air} T_{air-amb} \quad \text{Équation 47}$$

Ceci conduit à :

$$\Phi^{ref} = \Phi_p^{ref} + \Phi_{int}^{ref} + \Phi_{air}^{ref} \quad \text{Équation 48}$$

Le flux Φ^{ref} correspond à l'apport de chaleur interne (élément de chauffage traditionnel) afin de maintenir la température de l'ambiance intérieure à sa valeur de consigne. Le flux Φ_{int}^{ref} correspond aux pertes de chaleur à travers la fenêtre. Dans le cas d'une fenêtre à double vitrage classique :

$$\Phi_{int}^{ref} = U_W^{ref} A_W^{ref} (T_{air-int} - T_{air-ext}) \quad \text{Équation 49}$$

où U_W^{ref} et A_W^{ref} sont respectivement le coefficient de transmission thermique et la surface de la fenêtre à double vitrage classique.

Le flux Φ_p^{ref} est le flux perdu à travers l'ensemble des autres parois de l'enceinte. Φ_{air}^{ref} est le flux de chaleur correspondant aux pertes par renouvellement d'air et s'exprime :

$$\Phi_{air}^{ref} = Q \rho_{air} c_{p-air} (T_{air-amb} - T_{air-ext}) \quad \text{Équation 50}$$

- **Bilan à la frontière extérieure de l'enceinte**

De manière similaire, le bilan thermique à la frontière extérieure de l'enceinte s'écrit :

$$\Phi^{ref} + Q \rho_{air} c_{p-air} T_{air-ext} = \Phi_p^{ref} + \Phi_{ext}^{ref} + Q \rho_{air} c_{p-air} T_{air-amb} \quad \text{Équation 51}$$

ou encore :

$$\Phi^{réf} = \Phi_p^{réf} + \Phi_{ext}^{réf} + \Phi_{air}^{réf} \quad \text{Équation 52}$$

Le flux $\Phi_{ext}^{réf}$ correspond également aux pertes de chaleur à travers la fenêtre. Dans le cas d'une fenêtre à double vitrage classique, le flux déperditif est évidemment identique de part et d'autre de la fenêtre : $\Phi_{ext}^{réf} = \Phi_{int}^{réf}$ (absence de film chauffant et de débit d'air au sein de la fenêtre).

4.1.1.2 Fenêtre parietodynamique et/ou chauffante

Le cas général correspond à une fenêtre chauffante, parietodynamique ou les deux à la fois (parietodynamique chauffante) placée dans la même enceinte que celle du cas de référence. Les pertes de chaleur par les parois de celle-ci, Φ_p , sont donc identiques ($\Phi_p = \Phi_p^{réf}$). Comme illustré par la Figure 90, les flux de chaleur considérés sont similaires à ceux précédemment considérés (sans l'exposant « réf » pour le cas général). De nouveau, les bilans sont établis aux frontières intérieure et extérieure de l'enceinte.

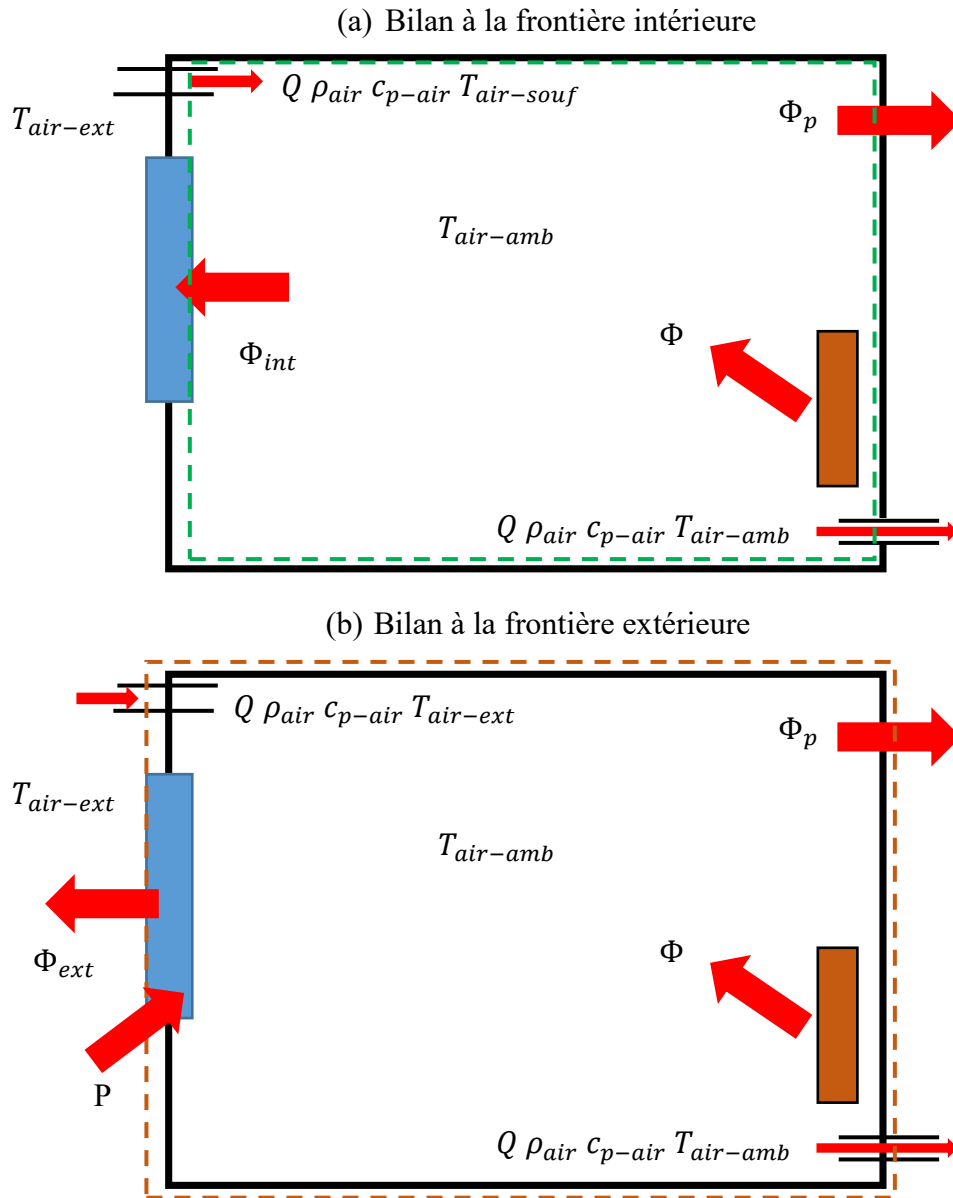


Figure 90 : Bilans thermiques du cas général

- **Bilan à la frontière intérieure**

À partir de la Figure 90 (a), le bilan thermique à la frontière intérieure de l'enceinte peut être écrit :

$$\Phi + Q \rho_{air} c_{p-air} T_{air-souf} = \Phi_p + \Phi_{int} + Q \rho_{air} c_{p-air} T_{air-amb} \quad \text{Équation 53}$$

ou encore :

$$\Phi = \Phi_p + \Phi_{int} + \Phi_{air} \quad \text{Équation 54}$$

Comme pour le cas de référence, le flux Φ est assuré par un émetteur de chaleur conventionnel afin de maintenir une température d'ambiance intérieure constante. Φ_{air} est le

flux de chaleur lié au renouvellement d'air qui peut être apporté à l'enceinte ou cédé par cette dernière suivant le type de fenêtre considéré. Il s'exprime :

$$\Phi_{air} = Q \rho_{air} C_{p-air} (T_{air-amb} - T_{air-souf}) \quad \text{Équation 55}$$

Φ_{int} est le flux de chaleur échangé à la surface intérieure du vitrage, il est égal à la somme des flux radiatif et convectif échangés avec l'ambiance intérieure :

$$\Phi_{int} = \Phi_{conv} + \Phi_{rad} \quad \text{Équation 56}$$

- **Bilan à la frontière extérieure**

À partir de la Figure 90 (b), le bilan thermique à la frontière extérieure de l'enceinte peut être écrit :

$$\Phi + Q \rho_{air} c_{p-air} T_{air-ext} + P = \Phi_p + \Phi_{ext} + Q \rho_{air} c_{p-air} T_{air-amb} \quad \text{Équation 57}$$

ou encore :

$$\Phi = \Phi_p + \Phi_{ext} + Q \rho_{air} c_{p-air} (T_{air-amb} - T_{air-ext}) - P \quad \text{Équation 58}$$

Et d'après l'Équation 50 :

$$\Phi = \Phi_p + \Phi_{ext} + \Phi_{air}^{ref} - P \quad \text{Équation 59}$$

Φ_{ext} est le flux de chaleur échangé à la surface extérieure du vitrage, il est égal à la somme des pertes par convection et rayonnement entre le vitrage et l'environnement extérieur.

Les deux bilans exprimés par l'Équation 54 et l'Équation 59 sont donc :

$$\Phi = \Phi_p + \Phi_{int} + \Phi_{air} = \Phi_p + \Phi_{ext} + \Phi_{air}^{ref} - P \quad \text{Équation 60}$$

ce qui conduit à :

$$\Phi_{int} + P = \Phi_{ext} + (\Phi_{air}^{ref} - \Phi_{air}) \quad \text{Équation 61}$$

En considérant la définition du flux de chaleur échangé au sein de la fenêtre, nous pouvons écrire :

$$\Phi_{air}^{ref} - \Phi_{air} = Q \rho_{air} C_{p-air} (T_{air-souf} - T_{air-ext}) = \Phi_{éch} \quad \text{Équation 62}$$

$\Phi_{éch}$ est le flux de chaleur récupéré par l'air lors de sa circulation entre les vitres de la fenêtre (Gloriant [10]), et l'Équation 61 se réduit finalement à :

$$\Phi_{int} + P = \Phi_{ext} + \Phi_{éch} \quad \text{Équation 63}$$

4.1.2. Intégration des définitions d'efficacités dans les bilans

4.1.2.1 Efficacité du film chauffant

L'efficacité du film chauffant η_{film} a été définie par Kurnitski *et al.* [74] par :

$$\eta_{film} = \frac{\Phi^{réf} - \Phi}{P} \quad \text{Équation 64}$$

Pour une fenêtre chauffante non pariétodynamique ($\Phi_{air} = \Phi_{air}^{réf}$), et en utilisant les bilans exprimés par l'Équation 52 et l'Équation 54, cette définition peut être écrite comme suit :

$$\eta_{film} = \frac{\Phi_{ext}^{réf} - \Phi_{int}}{P} \quad \text{Équation 65}$$

4.1.2.2 Efficacité de ventilation

L'efficacité de ventilation d'une fenêtre ventilée η_{vent} a été définie par Gloriant [10], comme suit :

$$\eta_{vent} = \frac{T_{air-souf} - T_{air-ext}}{T_{air-amb} - T_{air-ext}} \quad \text{Équation 66}$$

En utilisant l'Équation 50 et l'Équation 62 elle peut être écrite :

$$\eta_{vent} = \frac{\Phi_{éch}}{\Phi_{air}^{réf}} = \frac{\Phi_{air}^{réf} - \Phi_{air}}{\Phi_{air}^{réf}} \quad \text{Équation 67}$$

4.1.3. Définition d'une nouvelle efficacité

En s'inspirant des définitions d'efficacité proposées par Gloriant [10] et Kurnitski *et al.* [74], précédemment rappelées, nous proposons une définition d'efficacité globale adaptée à tout type de fenêtre, pariétodynamique et/ou chauffantes, notée η . Elle est basée sur la définition proposée par Kurnitski à laquelle est ajouté le terme relatif au renouvellement d'air afin de tenir compte de l'effet pariétodynamique. Cette efficacité globale traduit ainsi la capacité de la fenêtre à réduire les besoins de chauffage (apports du vitrage chauffant) et à préchauffer l'air entrant (effet pariétodynamique). Elle est définie par :

$$\eta = \frac{\Phi^{réf} - \Phi}{P + \Phi_{air}^{réf}} \quad \text{Équation 68}$$

L'efficacité η est nulle lorsque Φ est égal à $\Phi^{réf}$. Dans ce cas, la présence de la fenêtre ne change rien par rapport au cas de référence. Les besoins de chauffage ne sont pas réduits par rapport au cas de référence.

Lorsqu'elle atteint sa valeur maximale de 1, on a :

$$\Phi = \Phi^{réf} - P - \Phi_{air}^{réf} \quad \text{Équation 69}$$

Elle indique que l'intégralité de la puissance du film chauffant contribue au chauffage de l'enceinte (réduction des besoins d'énergie par rapport au cas de référence). Les pertes de chaleur au dos de la fenêtre dues au film sont donc nulles. Elle indique également que l'air provenant de l'extérieur est intégralement chauffé de $T_{air-ext}$ à $T_{air-amb}$.

À partir des bilans exprimés par l'Équation 48 et l'Équation 54, on obtient :

$$\Phi^{réf} - \Phi = (\Phi_{int}^{réf} - \Phi_{int}) + (\Phi_{air}^{réf} - \Phi_{air}) \quad \text{Équation 70}$$

De même, en remplaçant $\Phi_{int}^{réf}$ par $\Phi_{ext}^{réf}$ (puisque $\Phi_{int}^{réf} = \Phi_{ext}^{réf}$) et à l'aide de l'Équation 62 on obtient :

$$\Phi^{réf} - \Phi = (\Phi_{ext}^{réf} - \Phi_{int}) + \Phi_{éch} \quad \text{Équation 71}$$

L'Équation 71, peut être écrite à partir de l'Équation 65 et de l'Équation 67 et en fonction des efficacités établies par Kurnistki *et al.* [74] et Gloriant [10] :

$$\Phi^{réf} - \Phi = \eta_{film}P + \eta_{vent}\Phi_{air}^{réf} \quad \text{Équation 72}$$

Enfin, à l'aide de cette dernière équation, l'Équation 68 conduit à l'expression de la nouvelle efficacité (efficacité globale) en fonction des efficacités η_{vent} et η_{film} :

$$\eta = \frac{\eta_{film}P + \eta_{vent}\Phi_{air}^{réf}}{P + \Phi_{air}^{réf}} \quad \text{Équation 73}$$

Cette efficacité peut ainsi être utilisée pour tout type de fenêtre (chauffante et/ou ventilée) pour exprimer sa capacité à réduire les besoins de chauffage et à préchauffer l'air entrant.

À partir de l'Équation 68, elle peut aussi s'écrire sous la forme :

$$\eta = \frac{\Phi_{ext}^{réf} - \Phi_{int} + \Phi_{éch}}{P + \Phi_{air}^{réf}} \quad \text{Équation 74}$$

Cette dernière expression sera utilisée, en pratique, pour calculer les efficacités des fenêtres étudiées à partir des données expérimentales.

4.2. Résultats et discussion

La fenêtre considérée pour le cas de référence est un double vitrage classique 4-15-4 à remplissage air et possédant une couche faiblement émissive. Son coefficient de transmission thermique surfacique est $U_w^{réf} = 1,6 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ [113] et sa surface est égale à celles des fenêtres pariétodynamiques et/ou chauffantes considérées ($0,86 \text{ m}^2$). Pour chaque configuration étudiée, les flux participants au calcul de l'efficacité sont calculés à partir des données expérimentales obtenues pour cette configuration. Leurs signes sont adaptés selon la convention de sens des flux indiquée sur la Figure 89 et la Figure 90, le sens des flèches indique les valeurs positives de flux. Pour une configuration donnée, les flux $\Phi_{ext}^{réf}$ et $\Phi_{air}^{réf}$ correspondants au cas de référence sont calculés respectivement par l'Équation 49 et l'Équation 50 à l'aide des mêmes valeurs de débits, la température d'air extérieur $T_{air-ext}$ et de température ambiante $T_{air-amb}$. Le flux Φ_{int} est calculé à l'aide de l'Équation 56. S'il est négatif, cela indique que la fenêtre apporte de la chaleur par convection et rayonnement à l'intérieur de l'enceinte. Enfin, le flux $\Phi_{éch}$ est

calculé à l'aide de l'Équation 62. Les valeurs obtenues pour l'ensemble de ces flux, et les incertitudes associées sont présentées dans le Tableau 10.

		$\Phi_{ext}^{réf}$ [W]	Φ_{int} [W]	$\Phi_{éch}$ [W]	P [W]	$\Phi_{air}^{réf}$ [W]
TVC	Q0 – P0 – ΔT_{15}	$18 \pm 0,5$	20 ± 11	0	0	72 ± 7
	Q0 – P100 – ΔT_{15}	$18 \pm 0,5$	-60 ± 13	0	100 ± 6	72 ± 7
	Q0 – P250 – ΔT_{15}	$18 \pm 0,5$	-172 ± 18	0	250 ± 11	73 ± 7
	Q0 – P400 – ΔT_{15}	$18 \pm 0,5$	-298 ± 23	0	400 ± 15	74 ± 7
	Q0 – P400 – ΔT_{10}	$12 \pm 0,5$	-311 ± 23	0	400 ± 15	49 ± 5
	Q0 – P400 – ΔT_5	$6 \pm 0,5$	-324 ± 24	0	400 ± 15	25 ± 3
	Q0 – P400 – ΔT_0	$0 \pm 0,5$	-340 ± 24	0	400 ± 15	-2 ± 2
PDC	Q15 – P0 – ΔT_{15}	$18 \pm 0,5$	37 ± 10	36 ± 4	0	73 ± 7
	Q15 – P100 – ΔT_{15}	$18 \pm 0,5$	-22 ± 12	72 ± 7	100 ± 6	75 ± 7
	Q15 – P250 – ΔT_{15}	$18 \pm 0,5$	-119 ± 16	127 ± 12	250 ± 11	75 ± 7
	Q15 – P400 – ΔT_{15}	$18 \pm 0,5$	-203 ± 19	166 ± 15	400 ± 15	75 ± 7
	Q15 – P400 – ΔT_{10}	$12 \pm 0,5$	-227 ± 19	159 ± 15	400 ± 15	50 ± 10
	Q15 – P400 – ΔT_5	$6 \pm 0,5$	-241 ± 20	147 ± 13	400 ± 15	25 ± 12
	Q15 – P400 – ΔT_0	$0 \pm 0,5$	-252 ± 21	133 ± 12	400 ± 15	-1 ± 12

Tableau 10 : Valeurs des flux utilisés pour calculer l'efficacité dans les configurations étudiées

Pour un écart de température intérieur/extérieur donné, on peut observer que les flux $\Phi_{ext}^{réf}$ et $\Phi_{air}^{réf}$ présentent des valeurs constantes. Ceci est lié au fait que ces 2 flux dépendent uniquement de ΔT . La faible fluctuation des valeurs de $\Phi_{air}^{réf}$ est due à celle du débit d'air de renouvellement.

La Figure 91 présente l'évolution de l'efficacité globale des fenêtres étudiées en fonction de la puissance du film chauffant pour un écart de température ΔT de 15°C .

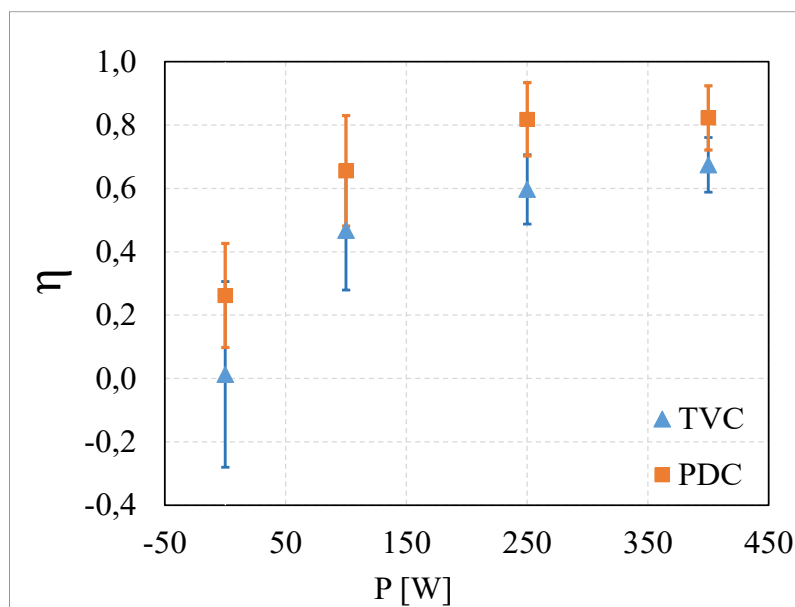


Figure 91 : Évolution de l'efficacité globale des fenêtres TVC et PDC en fonction de la puissance du film chauffant

Pour une puissance nulle du film chauffant, les efficacités correspondent à celles d'une fenêtre à triple vitrage non chauffant et d'une fenêtre pariétodynamique classique

(non chauffante). L'efficacité de la fenêtre à triple vitrage non chauffante est de 0,01 ce qui traduit le fait qu'elle est sensiblement plus performante que la fenêtre du cas de référence. En effet, le coefficient de transmission thermique surfacique de la fenêtre à triple vitrage non chauffante est $U_w = 1,4 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$, valeur sensiblement inférieure à celle du double vitrage de référence ($U_w^{\text{réf}} = 1,6 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$). Pour la fenêtre pariétodynamique non chauffante, son efficacité est de 0,26. Ceci traduit un gain de performance de 0,25 par rapport à la fenêtre à triple vitrage non chauffant dû à l'effet pariétodynamique seul.

En passant d'une puissance nulle à une puissance de 100 W, l'efficacité de la fenêtre TVC passe de 0,01 à 0,47 (+ 0,46), tandis que celle de la fenêtre PDC passe de 0,26 à 0,66 (+ 0,4). Concernant la fenêtre TVC, cette augmentation de l'efficacité est due à la contribution du film chauffant au chauffage de l'ambiance par rayonnement et convection (réduction des besoins de chauffage par rapport au cas de référence). Concernant la fenêtre PDC, l'augmentation de l'efficacité est due à un double effet induit par le film chauffant de la fenêtre. Le premier est la contribution au chauffage de l'ambiance par convection et rayonnement, et le second est le chauffage de l'air de renouvellement. La forte augmentation de l'efficacité de la fenêtre PDC entre $P = 0 \text{ W}$ et $P = 100 \text{ W}$ traduit le fait que le chauffage de l'air par la fenêtre PDC est plus conséquent que le préchauffage de l'air par la fenêtre PDNC (pariétodynamique non-chauffante).

En augmentant la puissance, on peut observer que les efficacités des deux fenêtres étudiées augmentent asymptotiquement et que l'efficacité de la fenêtre TVC est toujours inférieure à celle de la fenêtre PDC. Pour une puissance 100 W, l'écart entre les efficacités des fenêtres PDC et TVC représente 40 % de l'efficacité de cette dernière. Pour une puissance de 250 W, cet écart se réduit à 37 %, et à 22 % pour la puissance de 400 W.

Globalement, la différence d'efficacité entre les fenêtres étudiées est maximale à une puissance nulle où n'intervient que l'effet pariétodynamique. Au-delà, la puissance du film chauffant a un effet significatif sur les efficacités. Elle contribue à les augmenter, mais aussi à diminuer la différence d'efficacité entre les fenêtres. Ceci est lié aux évolutions des flux radiatifs et convectifs globaux échangés par les fenêtres avec l'ambiance. Nous avons vu dans les sections 3.1.2.2 et 3.2.4 qu'en augmentant la puissance du film, les flux radiatifs et convectifs augmentent plus fortement pour la fenêtre TVC que pour la fenêtre PDC. Par conséquent, le flux Φ_{int} évolue plus pour la fenêtre TVC et conduit donc à diminuer la différence d'efficacité avec la fenêtre PDC.

En conclusion, pour une puissance nulle, l'efficacité de la fenêtre pariétodynamique non chauffante est beaucoup plus importante que celle de la fenêtre à triple vitrage non chauffant grâce à l'effet pariétodynamique. L'augmentation de la puissance conduit à une augmentation asymptotique de l'efficacité des fenêtres TVC et PDC. Elle contribue également à réduire l'écart entre les efficacités des fenêtres, dû au fait que l'évolution associée de flux Φ_{int} apporté à l'ambiance par la fenêtre TVC est plus importante que celle de la fenêtre PDC.

L'évolution de l'efficacité globale des fenêtres TVC et PDC pour une puissance de 400 W en fonction de la différence de température ΔT est présentée sur la Figure 92.

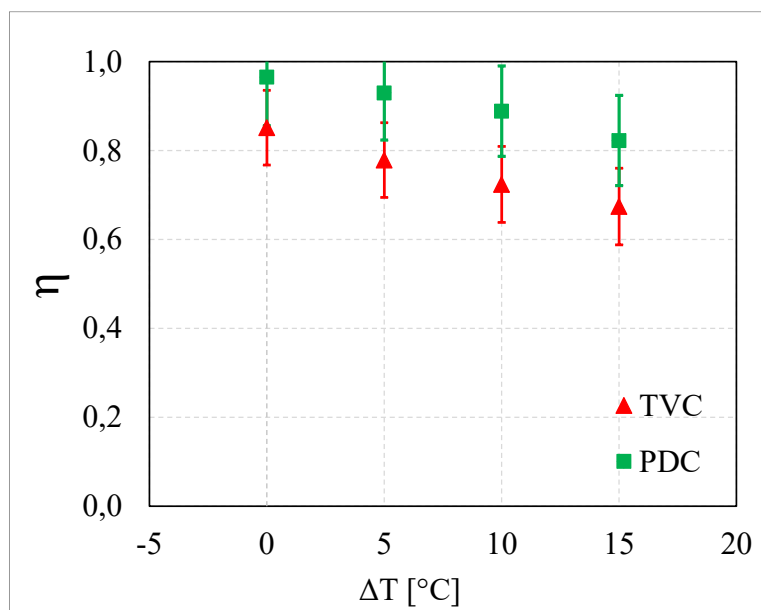


Figure 92 : Variation de l'efficacité globale des fenêtres TVC et PDC en fonction de l'écart de température intérieur/extérieur

On peut noter que les efficacités des fenêtres TVC et PDC diminuent lorsque l'écart de température ΔT augmente. Ceci est principalement dû à l'augmentation des pertes de chaleur à travers les fenêtres. Comme précédemment, nous obtenons que l'efficacité de la fenêtre PDC est toujours supérieure à celle de la fenêtre TVC. Pour un écart de température nul, la différence d'efficacité entre les fenêtres PDC et TVC est de 14 % par rapport à cette dernière. Cet écart passe à 19 % pour $\Delta T = 5^\circ\text{C}$, puis à 24 % pour $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ pour atteindre 23 % pour $\Delta T = 15^\circ\text{C}$. En effet, dans le cas de la fenêtre PDC, l'augmentation des déperditions de chaleur à travers le vitrage avec l'augmentation de l'écart de température ΔT est partiellement compensée par le flux récupéré par l'air entrant (Φ_{ech}). On peut conclure que la performance de la fenêtre PDC est moins impactée par l'augmentation de ΔT , les pertes au dos sont ainsi réduites par rapport à la fenêtre TVC par effet pariétodynamique.

Enfin, les résultats présentés montrent que le couplage de l'effet pariétodynamique au vitrage chauffant rend la fenêtre PDC plus performante que la fenêtre TVC. La capacité de la fenêtre PDC à réduire les besoins de chauffage et à préchauffer l'air entrant est donc plus importante.

Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons présenté des résultats expérimentaux dans le but d'évaluer la pertinence de coupler une fenêtre pariétodynamique à un film chauffant. La caractérisation préliminaire des fenêtres TVC et PDC a montré qu'en l'absence de débit d'air au sein de la fenêtre, le champ de température sur la face 6 est relativement stratifié. A contrario, lorsqu'il y a un écoulement d'air au sein du vitrage, les champs de température obtenus sont très hétérogènes et sont à l'image de la typologie de l'écoulement dans la deuxième lame d'air. L'augmentation de la puissance tend à augmenter les valeurs de la température des faces intérieure. Par contre l'écart de température intérieur/extérieur tend à les réduire, mais dans une moindre mesure.

La quantification des flux de chaleur convectifs échangés avec l'air ambiant montre que lorsque le film chauffant est inactif, les fenêtres sont déperditives. Pour la fenêtre TVC, l'augmentation des flux convectifs globaux avec la puissance est plus importante que celle de la fenêtre PDC. Les comportements des flux de chaleur radiatifs échangés entre la surface des fenêtres et les parois sont similaires à ceux des flux convectifs.

Lors de la circulation de l'air entre les vitres d'une fenêtre pariétodynamique, l'air se réchauffe progressivement, notamment dans la deuxième lame d'air. Le flux de chaleur transmis à l'air dans cette dernière est quatre fois supérieur à celui de la première lame d'air, quels que soient la puissance de chauffe et l'écart de température de part et d'autre de la fenêtre.

Pour un écart de température de 15°C, et en comparaison à la fenêtre à triple vitrage non chauffante, les déperditions thermiques dues à l'air de ventilation sont réduites de 44 % pour la fenêtre pariétodynamique non chauffante. À partir d'une puissance donnée (100 W environ), la fenêtre PDC chauffe l'air de renouvellement à une température supérieure à celle de l'air ambiant grâce au couplage de l'effet pariétodynamique et du film chauffant.

Pour pouvoir comparer les performances énergétiques des fenêtres étudiées, nous avons proposé une nouvelle définition d'efficacité qui traduit la capacité d'une fenêtre à réduire les besoins de chauffage et à préchauffer l'air entrant. Les résultats montrent que l'efficacité de la fenêtre PDC est toujours supérieure à celle de la fenêtre TVC grâce à l'effet pariétodynamique. L'augmentation de la puissance étant le facteur le plus impactant sur l'efficacité définie. Elle conduit à une augmentation asymptotique des efficacités des deux fenêtres étudiées, et contribue à diminuer la différence d'efficacités entre les fenêtres due à une répartition différente des flux radiatifs et convectifs apportés par chacune des fenêtres. L'écart de température intérieur/extérieur a pour effet de diminuer les efficacités des fenêtres étudiées en raison de l'augmentation des pertes de chaleur au dos de la fenêtre associée. D'ailleurs, elle contribue à augmenter la différence des efficacités entre les fenêtres PDC et TVC, en faveur de la première. Son impact sur la performance de la fenêtre PDC est donc moins important que sur la fenêtre TVC. Enfin, le couplage de l'effet pariétodynamique avec le vitrage chauffant rend la fenêtre pariétodynamique chauffante plus performante qu'une fenêtre à triple vitrage chauffante grâce à la récupération d'une partie des pertes de chaleur issues du film chauffant.

Chapitre IV
Étude du confort thermique et de la
qualité de l'air intérieur

Introduction

Dans le chapitre précédent, nous avons démontré que la fenêtre pariétodynamique chauffante est plus performante qu'une fenêtre à triple vitrage chauffant. Par rapport à cette dernière, elle permet de réduire les besoins de chauffage grâce à la récupération par effet pariétodynamique d'une partie des pertes de chaleur dues au film chauffant. Les résultats ont également permis de mettre en évidence que l'effet pariétodynamique est l'effet prépondérant sur l'augmentation de l'efficacité.

Dans ce chapitre, nous nous intéressons aux indices de confort thermique dans l'enceinte climatique représentative d'une pièce d'habitation de type chambre à coucher. Il s'agit d'étudier l'impact sur le confort d'une fenêtre pariétodynamique chauffante d'une part, et d'une fenêtre pariétodynamique non chauffante d'autre part. Les résultats seront comparés à une configuration de référence, conventionnelle, pour laquelle une fenêtre à double vitrage est associée à un convecteur électrique.

L'évaluation du confort thermique sera réalisée au moyen des indices PMV et PPD proposés par Fanger [5]. Dans notre cas, l'ambiance intérieure de l'enceinte est un milieu non-uniforme dû à la présence de la fenêtre pariétodynamique chauffante qui est une source locale de chaleur et de laquelle est issu un flux d'air chaud. Pour évaluer le confort dans les environnements non uniformes, Fanger a proposé de procéder à un maillage de la zone d'occupation pour déterminer les valeurs des indices PMV et PPD locaux. Cette méthode spatiale permet de mettre en évidence localement et globalement, les effets de différents systèmes de chauffage sur le confort thermique dans l'enceinte climatique. Outre ces indices de confort, nous nous sommes également intéressés à l'incidence de l'utilisation d'une fenêtre pariétodynamique, chauffante et non chauffante, sur la stratification thermique de l'air, ainsi que sur l'asymétrie de rayonnement dans l'enceinte. L'inconfort généré par ces effets peut être évalué par le pourcentage prévisible d'insatisfaits PPD, également proposé par Fanger (voir chapitre 1).

De plus, afin d'évaluer la qualité de l'air dans l'enceinte, une étude portant sur la diffusion de l'air neuf soufflé par la fenêtre a été menée en utilisant du dioxyde de carbone comme gaz traceur. Le suivi de la concentration de CO₂, pour les configurations testées, permet ainsi d'avoir une idée de la façon dont est distribué l'air issu de la fenêtre dans l'enceinte.

1. Présentation des configurations testées

L'objectif de la campagne d'essais dédiée à l'évaluation de confort thermique est d'étudier l'impact de l'utilisation de la fenêtre pariétodynamique, qu'elle soit chauffante ou non, sur le confort en comparant les résultats alors obtenus à un cas de référence, correspondant à une fenêtre à double vitrage classique associée à un convecteur électrique. En pratique, le chauffage est donc assuré par le vitrage chauffant dans le cas de la fenêtre pariétodynamique chauffante, et par un convecteur électrique de même puissance électrique, situé sous les fenêtres dans les cas des fenêtres « pariétodynamique non chauffante » et « double vitrage classique ». Nous avons réalisé les essais pour 4 configurations dont les caractéristiques sont précisées par la suite.

1.1. Fenêtre pariétodynamique chauffante

Dans ce cas, la fenêtre pariétodynamique chauffante est le système de chauffage. À pleine puissance, l'air soufflé par la fenêtre entre dans l'enceinte à une température de 37°C environ. Pour une fenêtre classique, non chauffante, la grille d'entrée d'air est orientée vers le haut, afin de réduire l'effet de courant d'air froid. Ici, étant donné que la température de soufflage est élevée par rapport à la température ambiante, en plus de la configuration classique de soufflage, nous avons évalué le confort thermique pour une grille d'entrée d'air orientée vers le bas. Ainsi nous pourrions évaluer si, en inversant l'orientation du jet, on peut favoriser la diffusion de l'air neuf soufflé, et donc la qualité d'air, en réduisant la stratification thermique qui serait accentuée pour un soufflage d'air chaud vers le haut. Par la suite, la configuration correspondant à la fenêtre pariétodynamique chauffante avec soufflage vers le haut sera désignée par « PDC-haut », tandis que celle correspondant à cette même fenêtre, mais avec soufflage orienté vers le bas sera désignée par « PDC-bas ». Ces deux configurations sont illustrées par la Figure 93(a) et la Figure 93(b).

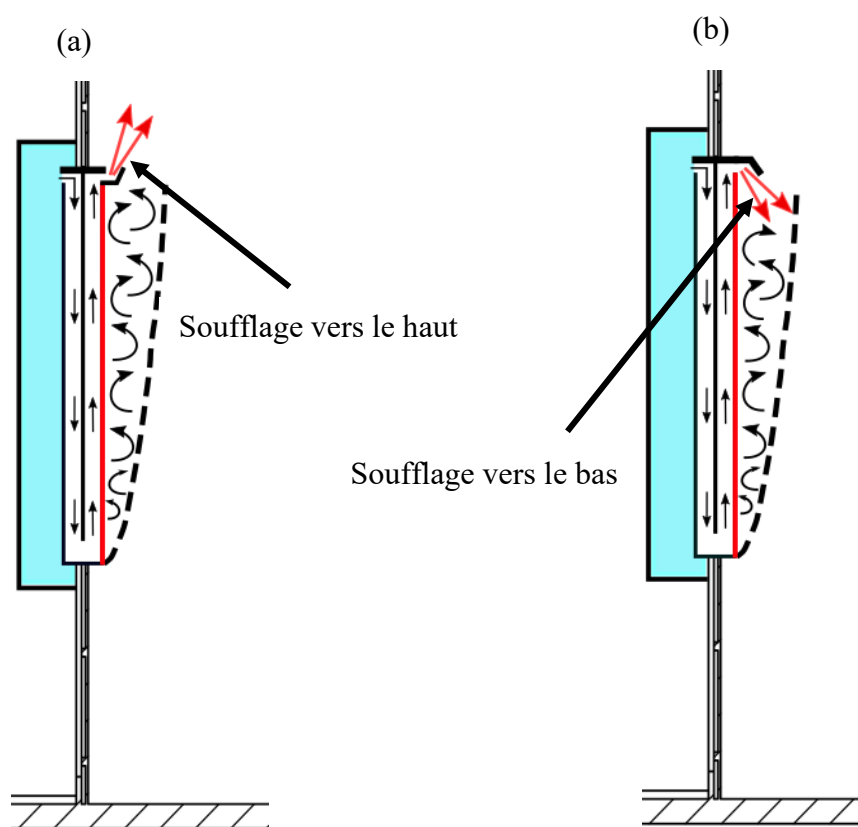


Figure 93 : Fenêtre pariétodynamique chauffante,
(a) orientation du jet vers le haut (PDC-haut), (b) orientation du jet vers le bas (PDC-bas)

1.2. Fenêtre pariétodynamique non chauffante

La fenêtre pariétodynamique n'assurant qu'un rôle de préchauffage de l'air neuf entrant, elle doit être associée à un système de chauffage. La troisième configuration considérée comprend la fenêtre pariétodynamique non chauffante (la même que précédemment, mais avec film chauffant inactif) et un convecteur électrique situé juste en dessous de la fenêtre comme illustré par la Figure 94 (a). L'alimentation électrique du convecteur est assurée à l'aide du

même dispositif utilisé pour alimenter le film chauffant et décrit dans le chapitre 2. Par la suite, cette configuration sera désignée par « PDNC ».

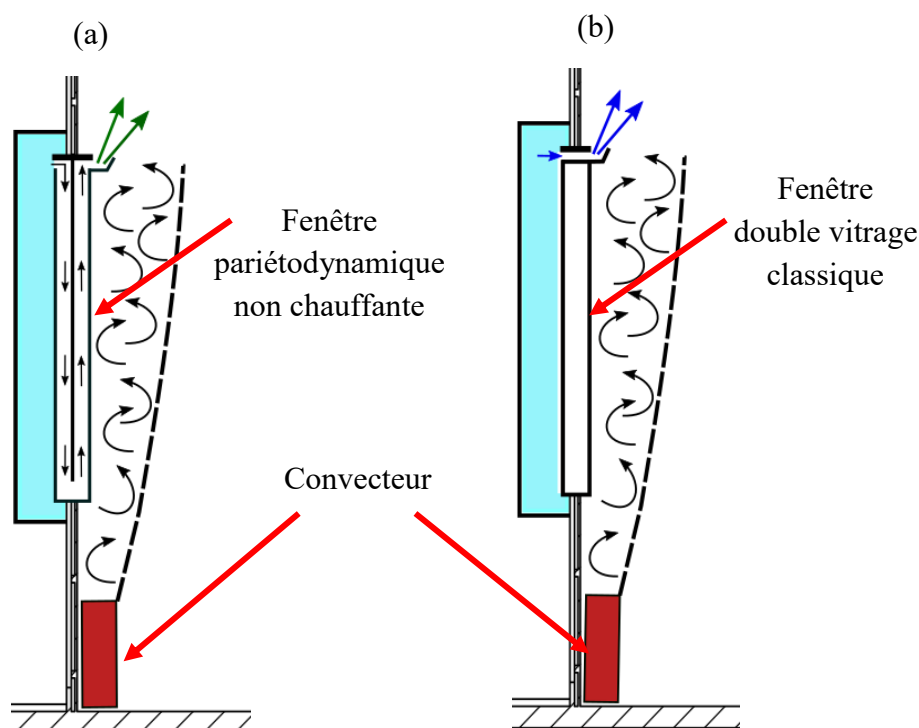


Figure 94 : Fenêtres avec convecteur placé en dessous, (a) pariétodynamique non chauffante (PDNC), (b) double vitrage classique (DV)

1.3. Fenêtre double vitrage classique

La dernière configuration considérée correspond au cas de référence. Elle comprend une fenêtre à double vitrage classique et un convecteur situé juste en dessous (Figure 94 (b)). Cette fenêtre à double vitrage classique a les mêmes dimensions que la fenêtre pariétodynamique chauffante. La régularisation du débit traversant sa grille d'entrée d'air est assurée par le même dispositif que celui utilisé pour la fenêtre pariétodynamique chauffante. Cependant, les pertes de charge n'étant pas les mêmes, le débit a été imposé en ajustant la différence de pression intérieur-extérieur et en se basant sur la courbe débit/pression de l'entrée d'air de la fenêtre. Cette courbe a été obtenue à partir d'essais de caractérisation préalables de la fenêtre, effectuée à l'aide du dispositif conçu lors de la thèse de Rémy Greffet [4] et disponible dans l'entreprise Ridoret. Pareillement au cas de la fenêtre pariétodynamique, cette caractérisation a consisté à tracer la courbe représentant la variation du débit d'air passant par la fenêtre en fonction de la dépressurisation (ΔP) entre ses deux côtés (intérieur-extérieur). Par la suite, cette configuration de référence sera désignée par « DV ».

1.4. Paramètres de l'étude

L'ensemble des essais ont été réalisés pour une température d'air extérieur de 5°C (conditions hivernales) et un débit d'air neuf de 15 m³/h (renouvellement d'air d'une pièce de type chambre à coucher). Comme expliqué dans le chapitre 1, les applications de vitrages chauffants doivent être destinées aux bâtiments neufs bien isolés.

Pour ce faire, nous considérons que la résistance thermique des parois de l'enceinte climatique est de $4 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$. Les résistances superficielles intérieure ($R_{sup-int}$) et extérieure ($R_{sup-ext}$) dans les bâtiments sont égales respectivement à $0,13$ et $0,04 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ [114]. À l'équilibre thermique, la température de la paroi intérieure peut être calculée à partir de l'expression du flux de chaleur surfacique traversant la paroi :

$$\varphi = \frac{T_{air-amb} - T_{air-ext}}{R_T} = \frac{T_{air-amb} - T_p}{R_{sup-int}} \quad \text{Équation 75}$$

où R_T est la résistance thermique totale, égale à la somme des résistances thermiques de la paroi. Elle est égale à $4,17 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$.

À partir de l'Équation 75 et en considérant que la température d'air ambiant est de 20°C , la densité de flux de chaleur traversant le mur de l'enceinte a été évaluée à $3,6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. La température de surface intérieure des parois de l'enceinte est estimée à $19,54^\circ\text{C}$, et la température de consigne pour les parois actives de l'enceinte est donc imposée à $19,5^\circ\text{C}$.

La puissance nominale du film chauffant intégré dans la fenêtre pariétodynamique chauffante est de 400 W . Nous avons retenu cette valeur de puissance de chauffage, quel que soit l'élément chauffant utilisé. Pour les configurations avec convecteur, la puissance de ce dernier était donc également de 400 W . En pratique, lorsque le chauffage est assuré par le film de la fenêtre pariétodynamique chauffante (configurations PDC-haut et PDC-bas), une partie de la puissance du film chauffant est perdue par transmission directe à travers le vitrage vers l'environnement extérieur. Par contre, lorsque le chauffage est assuré par le convecteur (configurations PDNC et DV), ces pertes sont plus faibles, l'élément chauffant n'étant pas directement exposé à l'environnement extérieur. Par conséquent, la puissance effectivement apportée à l'ambiance intérieure est plus importante pour les configurations PDNC et DV que pour les configurations PDC-haut et PDC-bas. Par ailleurs, la fenêtre pariétodynamique non chauffante étant moins déperditive que la fenêtre à double vitrage classique, la puissance apportée alors à l'ambiance intérieure est plus importante pour la configuration PDNC que pour la configuration DV. Les essais ont donc été réalisés pour une puissance de chauffage, et donc une consommation électrique, identique, et non pour un apport de chaleur à l'ambiance intérieure identique.

Le Tableau 11 présente les paramètres expérimentaux de chaque configuration testée. Les valeurs de température des parois actives (nord, sud, est) sont proches de la consigne fixée à $19,5^\circ\text{C}$, avec un écart n'excédant pas $\pm 0,7^\circ\text{C}$, sauf celle du sol qui est supérieure, de l'ordre de $1,5^\circ\text{C}$. En fait, le sol de l'enceinte est couvert par un revêtement en plastique afin de le protéger. Le capteur utilisé pour mesurer la température du sol n'a pas été fixé directement sur la paroi, mais au-dessus du revêtement. Ce qui conduit à avoir une température du sol plus proche de la température d'air ambiant que celle de consigne. Concernant les parois non actives, on peut observer sur le Tableau 11 que la température du plafond a été influencée par la température de l'air dans l'enceinte et par la température de l'air soufflé par la fenêtre. Au final, la température du plafond et celle du sol sont très proches, conduisant à négliger tout risque probable sur le confort (gradient vertical de température d'air ou asymétrie de rayonnement). On peut remarquer également qu'au cours des essais pour les configurations PDC-haut, PDC-bas et PDNC, la température de la cloison $T_{p-cloison}$ était plus élevée que celle

des autres parois. Ceci est dû à l'utilisation du déshumidificateur qui a été à l'origine d'une élévation de la température de l'air dans la zone technique située derrière la cloison, et également de celle de cette dernière.

Conditions	PDC - haut	PDC - bas	PDNC	DV
$T_{air-ext}$ [°C]	5,1	5	4,9	5
T_{chi} [°C]	12,6	12,6	7,6	-
$T_{air-souf}$ [°C]	37,2	36,7	15,8	6,2
T_{P-nord} [°C]	19,3	19,2	19,3	19,3
T_{P-sud} [°C]	18,8	18,8	18,9	19,1
T_{P-est} [°C]	19,8	19,8	19,7	19,7
$T_{P-cloison}$ [°C]	21,9	21,9	21,1	20
T_{P-sol} [°C]	21,3	21,3	21,2	20,1
T_{P-plaf} [°C]	21,2	21,4	21,1	20,8
T_{P-moy} [°C]	20,2	20,2	20,1	19,8
$T_{sur-moy}$ [°C]	46,5	46,5	13,5	18
$T_{conv-moy}$ [°C]	-	-	31	31

Tableau 11 : Paramètres expérimentaux des configurations étudiées

La température $T_{sur-moy}$ est la température moyenne de la face intérieure de la fenêtre. Concernant la fenêtre pariétodynamique, qu'elle soit chauffante ou non chauffante, $T_{sur-moy}$ a été préalablement déterminée au chapitre 3. Pour déterminer la température de la face intérieure de la fenêtre à double vitrage classique, nous avons employé la même méthodologie que celle adoptée pour déterminer la température de surface intérieure des parois de l'enceinte (Équation 75), avec une valeur de $0,9 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ pour la résistance thermique totale du vitrage. Ce calcul a permis d'estimer la température de la face intérieure de la fenêtre à 18°C .

La température moyenne de surface du convecteur $T_{conv-moy}$ a été mesurée par thermographie infrarouge (Figure 95) pour une puissance d'alimentation de 400 W. L'émissivité de sa surface a été évaluée à 0,75 en confrontant les mesures IR à celles obtenues à l'aide de thermocouples fixés sur sa surface. La température $T_{conv-moy}$ a été estimée à 31°C .

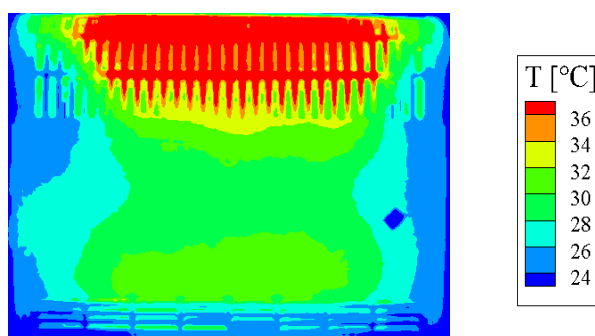


Figure 95 : Distribution de la température de surface du convecteur par thermographie IR (vue de face)

2. Étude du confort thermique

La démarche relative à l'évaluation du confort thermique a été décrite au chapitre 2. Elle repose sur l'utilisation de 4 mâts de confort positionnés suivant 4 rangées au sein de

l'enceinte (Figure 96). En pratique, nous considérons que la zone d'occupation est divisée en 16 volumes dont les dimensions sont présentées sur la Figure 61. Pour chacun de ces volumes, les indices de confort et d'inconfort thermique sont déterminés à partir des mesures ponctuelles de température et de vitesse réalisées à l'aide de ces mâts sur 4 hauteurs.

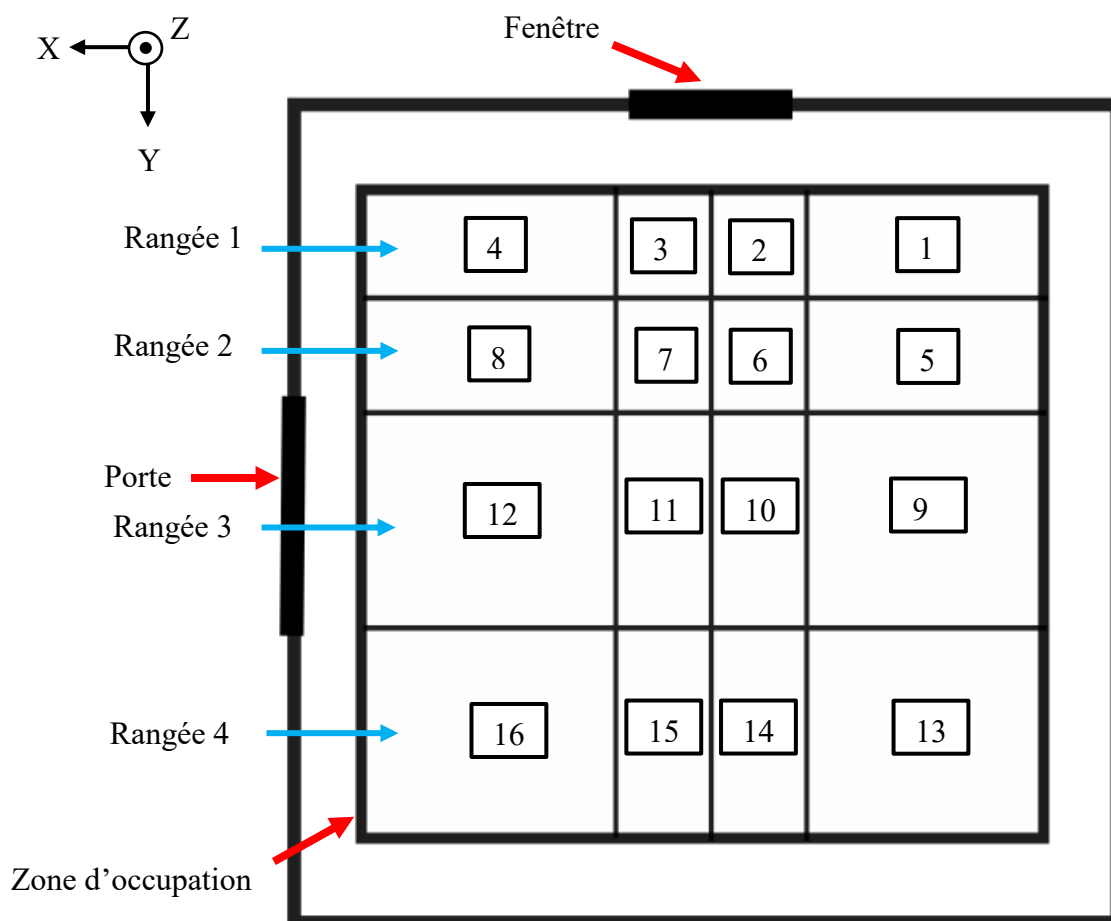


Figure 96 : Positionnement des mâts de mesure et définition des sous-volumes dans la zone d'occupation

Comme le montre la Figure 96, le maillage de la zone d'occupation est plus fin devant la fenêtre. Ce choix s'explique par le fait que les paramètres d'étude (température extérieure, débit d'air entrant et puissance de film) ont un effet plus significatif au voisinage immédiat de la fenêtre.

Par la suite, les résultats bruts de mesures (température et vitesse) sont présentés sous forme de tableaux en utilisant une palette de couleurs identique pour les 4 configurations considérées. Ces tableaux reprennent la géométrie de l'enceinte, et comme illustré par la Figure 97, pour le volume 13, pour chaque sous-volume, les valeurs moyennées sur la durée de mesure (4 heures environ) sont données sur 4 lignes, correspondantes aux 4 hauteurs des stations de mesures considérées.

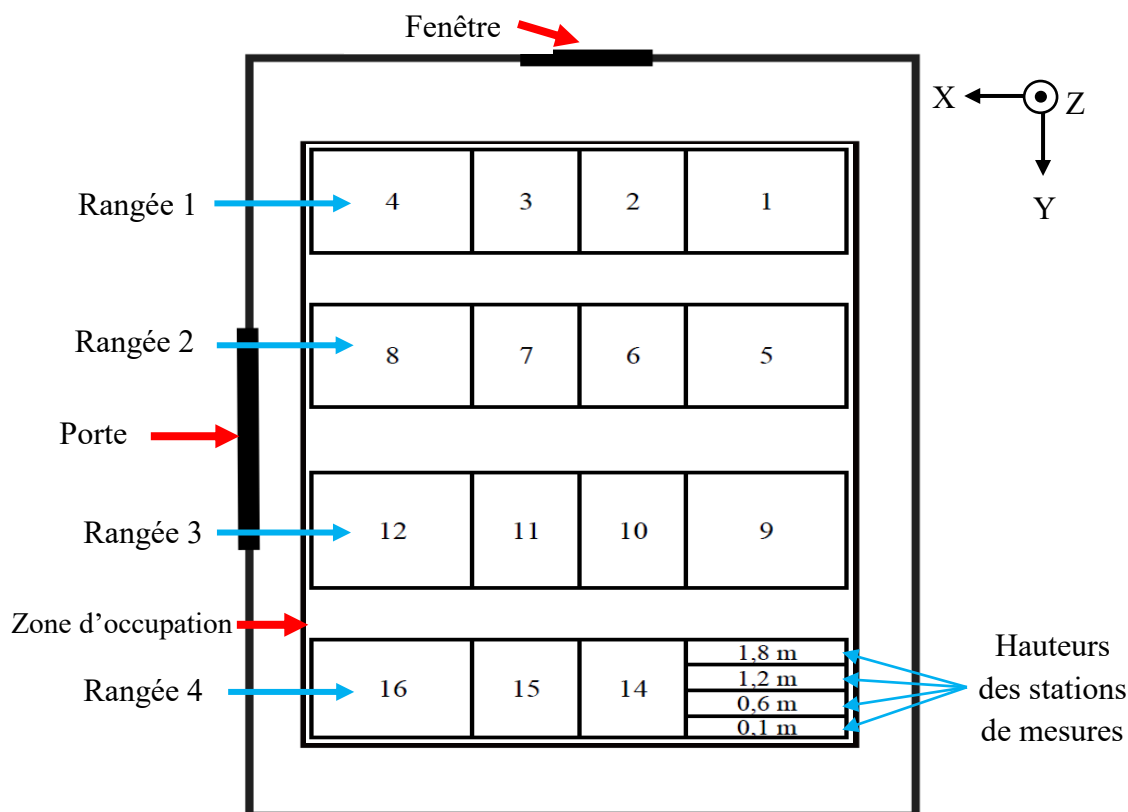


Figure 97 : Principe de la mise en forme des résultats obtenus suivant 16 positions des mâts et 4 altitudes des stations de mesures (illustrées pour la position n°13)

Dans cette section, nous réalisons une étude comparative du confort thermique dans les différentes configurations considérées. Dans un premier temps, nous présentons les résultats bruts de mesures (température, vitesse...) ainsi que les indices de confort thermique calculés pour chaque cas. Dans un deuxième temps, nous nous intéresserons spécifiquement à deux sources d'inconfort thermique que sont le gradient vertical de température et l'asymétrie de rayonnement.

2.1. Résultats bruts de mesures

2.1.1. Mesures de vitesse d'air

La Figure 98 présente les valeurs de vitesse d'air moyenne V_{air-s} obtenues aux 64 points de mesure pour les 4 configurations considérées. Il doit être rappelé que les anémomètres utilisés ne donnent des résultats fiables qu'au-delà de 0,05 m/s. Globalement, les valeurs de vitesse obtenues pour les 4 configurations sont faibles. La valeur maximale trouvée est de 0,1 m/s. Des résultats similaires ont été trouvés par Myhren et Holmberg [115] lorsque le chauffage du logement se fait à l'aide d'un système de chauffage à température moyenne.

On peut remarquer que pour les configurations PDC-haut et PDC-bas, la distribution des vitesses d'air dans la zone d'occupation est relativement similaire. Par rapport aux configurations PDNC et DV, des mouvements d'air, bien que faibles, sont détectés au voisinage immédiat de la fenêtre sur les 2 premières rangées et plus précisément aux positions de mât n°2, 3, 6 et 7. Cette différence est vraisemblablement liée aux écoulements de

convection libre générés par les éléments chauffants (convecteur et vitrage chauffant) et ceux, de type jet, issus de la grille de soufflage. Pour les configurations PDC-haut et PDC-bas, les mouvements d'air sont dus au jet de soufflage et à l'écoulement de convection libre créé par le film chauffant. Pour les configurations PDNC et DV, les mouvements sont essentiellement liés au jet de soufflage et au panache créé par le convecteur.

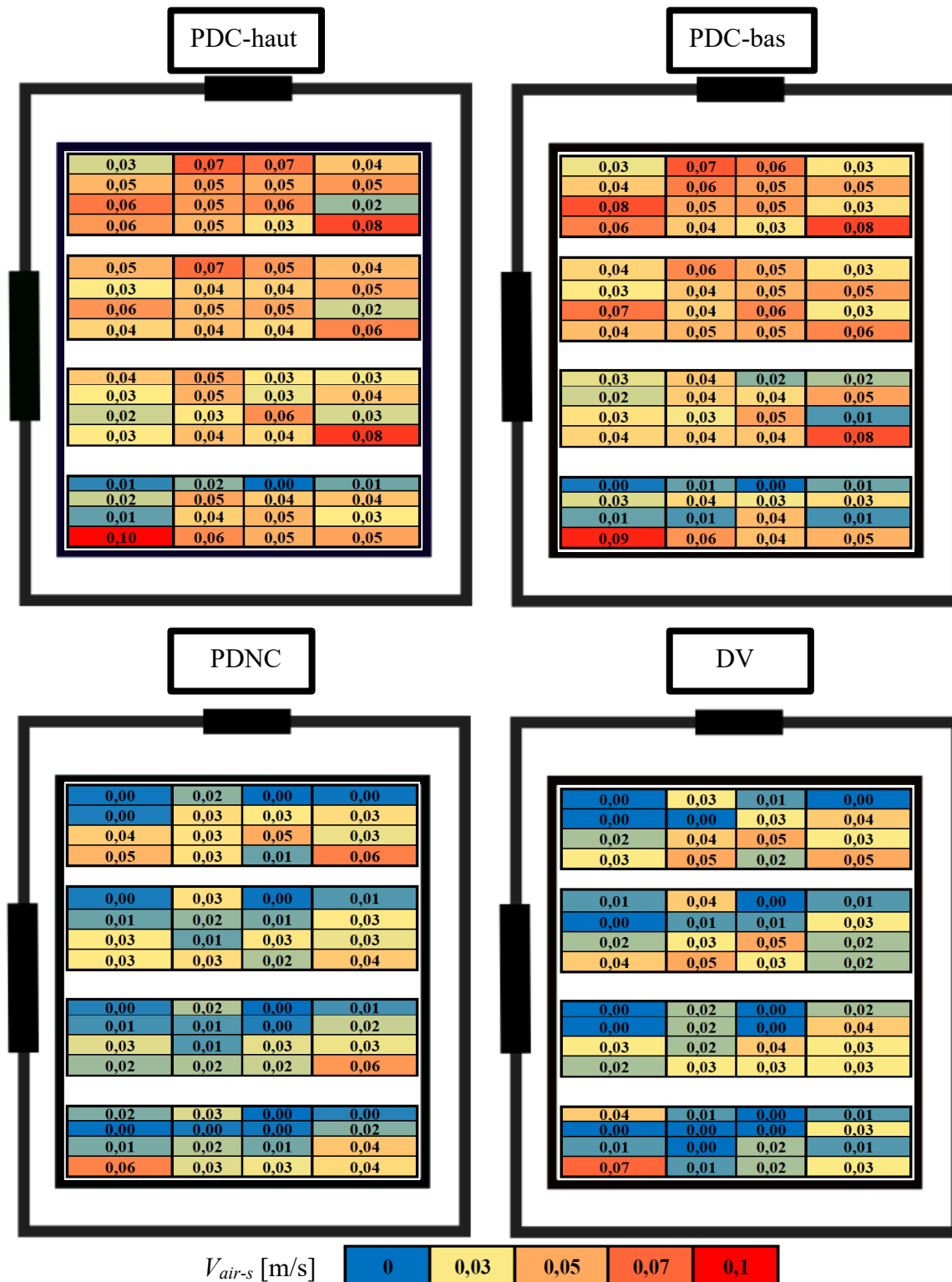


Figure 98 : Valeurs de la vitesse d'air V_{air-s} obtenues aux 64 points de mesures pour les 4 configurations testées

Pour les configurations PDC-haut et PDC-bas, l'air du jet de ventilation est soufflé à 37°C environ. Sa masse volumique est plus faible que celle de l'air ambiant. L'air a tendance à monter directement (quelle que soit l'orientation du jet de soufflage) au-dessus de la zone d'occupation et à se coller au plafond. Concernant l'écoulement de convection libre induit par le film chauffant, comme expliqué dans le chapitre 5, en arrivant en haut de la fenêtre, il est bloqué par le cadre de la fenêtre et la grille d'entrée d'air. Cet effet de blocage crée probablement une perturbation dans la zone d'occupation et induit le faible mouvement d'air détecté.

Pour les configurations PDNC et DV, le jet d'air issu de l'entrée d'air de la fenêtre arrive à une température inférieure à celle de l'ambiance et a donc tendance à descendre dans la zone d'occupation. Mais dans le même temps, le panache se développant au-dessus du convecteur électrique le soulève, sa quantité de mouvement étant significative. Cette interaction entre le jet et le panache du convecteur conduit à plaquer l'air neuf au plafond, et les perturbations aérodynamiques ont donc lieu au-dessus de la zone d'occupation, et non devant la fenêtre. Nous pouvons effectivement constater que les stations de mesure positionnées devant la fenêtre donnent des résultats relativement homogènes. Ces premières observations nécessiteraient une confirmation par une étude plus fine des écoulements d'air dans l'enceinte par méthodes PIV ou PTV.

En conclusion, la similitude des valeurs de vitesse obtenues pour les configurations PDC-haut et PDC-bas nous amène à conclure que le changement d'orientation du jet de soufflage vers le bas n'a pas influencé le mouvement d'air dans la zone d'occupation. Pour les autres configurations, le panache issu du convecteur étant l'écoulement dominant, l'air neuf introduit est plaqué au plafond, au-dessus de la zone d'occupation, et les mouvements d'air au sein de cette zone sont donc négligeables.

2.1.2. Mesures de température d'air

La Figure 99 présente pour toutes les configurations testées, les moyennes des températures d'air T_{air-s} mesurées dans une durée de 4 heures sur les 64 points de mesures.

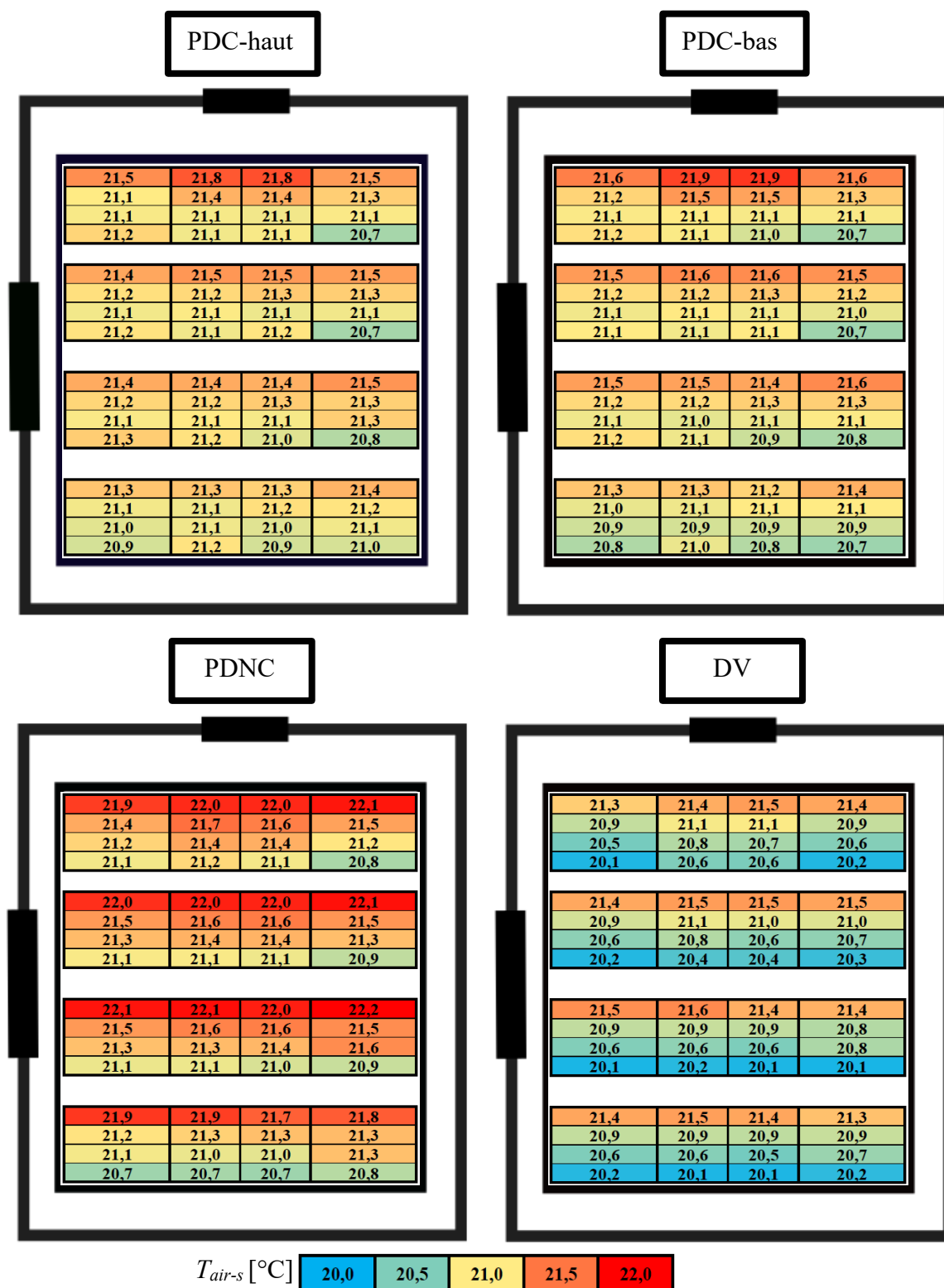


Figure 99 : Valeurs de température d'air T_{air-s} obtenues pour les 64 points de mesures et pour les 4 configurations considérées

Comme pour les résultats de mesures de vitesse, les résultats sont relativement similaires pour les configurations PDC-haut et PDC-bas. On peut observer que les valeurs de températures varient sensiblement entre les rangées. Ceci est dû au mouvement d'air au

voisinage de la fenêtre pariétodynamique chauffante, expliqué dans la section 2.1.1, qui favorise le mélange d'air et, par conséquent, l'homogénéisation de la température dans la zone d'occupation. Comme on pouvait s'y attendre, et en lien avec la sous-section précédente, la température d'air est plus élevée au voisinage de la fenêtre, en partie haute (altitudes de 1,2 et de 1,8 m sur les mâts 2 et 3).

Pour la configuration PDNC, les valeurs de température mesurées dans la zone d'occupation sont les plus élevées car l'air neuf entrant est préchauffé par l'effet pariétodynamique. Ce préchauffage à 16°C environ se cumule à la puissance apportée par le convecteur électrique qui est davantage communiquée à l'ambiance intérieure. On remarque aussi que les 3 premières rangées présentent presque les mêmes valeurs de température tandis que la quatrième rangée présente des valeurs inférieures de 0,3°C environ. Ceci indique que la distribution de température n'est pas homogène dans toute la zone d'occupation. D'ailleurs, les niveaux de température dans la partie supérieure de la zone d'occupation sont plus élevés que ceux de la partie inférieure, traduisant l'existence de stratification thermique dans l'enceinte.

À l'inverse, pour la configuration DV, nous obtenons les plus faibles valeurs de température dans la zone d'occupation. Ceci est dû au soufflage d'air neuf à basse température (environ 6°C) et aux pertes de chaleur à travers la fenêtre à double vitrage classique qui sont plus conséquentes que pour la fenêtre pariétodynamique non chauffante. La distribution de température sur les rangées est similaire. On peut observer également une stratification thermique, plus marquée que celle de configurations PDNC.

La Figure 100 présente les profils de température verticaux obtenus pour les 4 rangées et pour les 4 configurations. Les valeurs correspondent aux moyennes calculées pour chaque hauteur de mesure et pour les 4 mâts de chaque rangée. On peut observer que les profils de température obtenus pour les configurations PDC-haut et PDC-bas sont très similaires, avec un gradient vertical de température de 0,7°C sur la première rangée et de 0,5°C sur les autres rangées. Ces faibles valeurs traduisent l'homogénéité de température dans la zone d'occupation précédemment évoquée pour ces 2 configurations.

Pour la configuration PDNC, le gradient vertical de température est plus marqué et est relativement constant pour l'ensemble des rangées, de l'ordre de 1°C. Pour la configuration DV, le gradient vertical de température est également plus marqué et augmente de 1°C pour la première rangée à 1,4°C pour les suivantes.

La stratification thermique pour les configurations PDNC et DV est plus marquée par rapport aux configurations utilisant la fenêtre pariétodynamique chauffante. Ceci est lié à la diffusion d'air dans la zone d'occupation expliquée dans la section 2.1.1. Dans les cas d'une fenêtre pariétodynamique chauffante, le mouvement d'air dans la zone d'occupation a servi à mélanger l'air et par conséquent homogénéiser la température dans cette zone. Par contre, l'absence du mouvement d'air dans les configurations PDNC et DV a favorisé la stratification thermique dans la zone d'occupation.

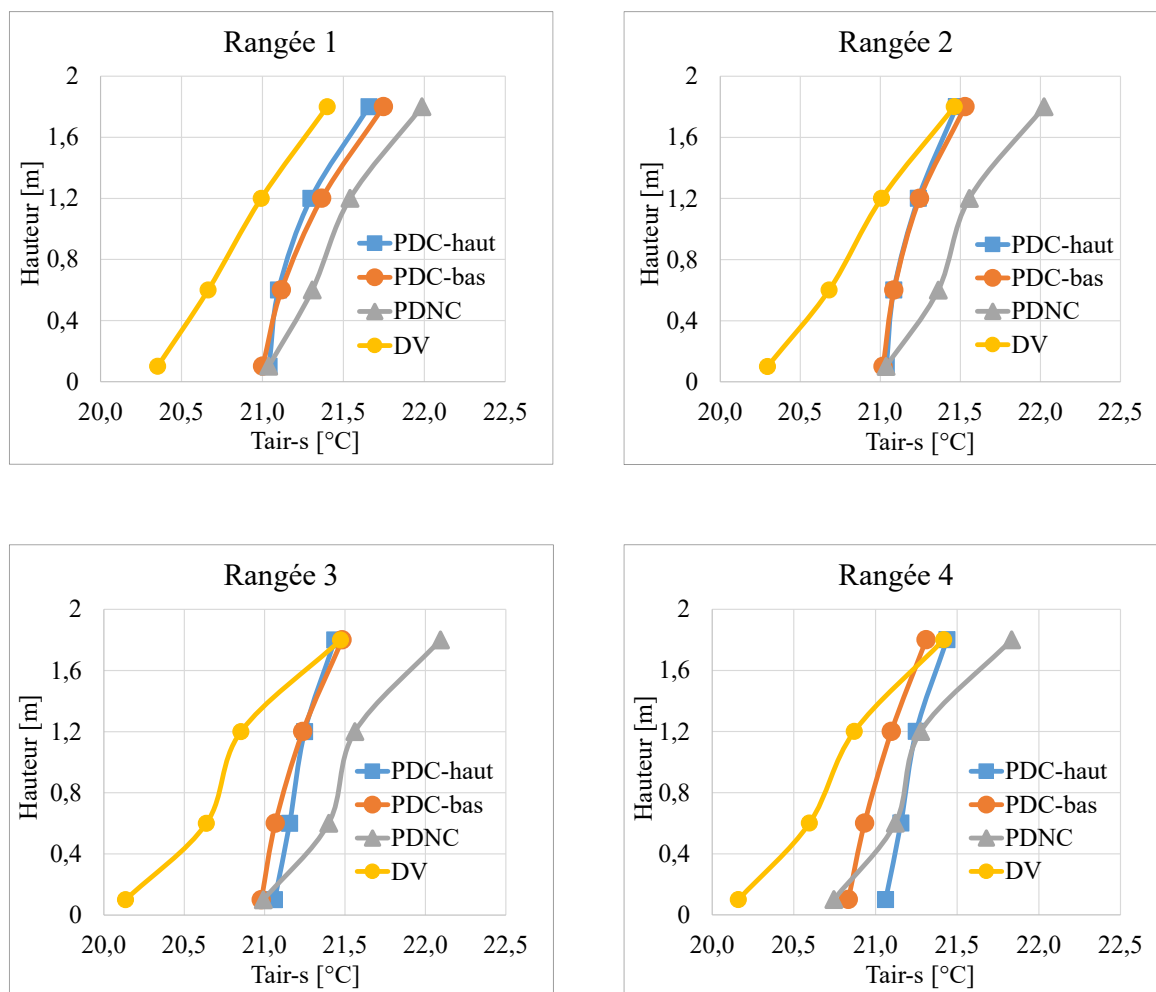


Figure 100 : Profils verticaux de la température d'air T_{air-s} obtenus pour les 4 rangées et pour les 4 configurations considérées

2.1.3. Mesures de température radiante moyenne

Nous avons mis en évidence dans la section 2.1.1 que la vitesse d'air pour les 4 configurations testées est très faible dans la zone d'occupation (au maximum 0,1 m/s). Parsons [91] indique dans son livre que lorsque la vitesse d'air est inférieure à 0,15 m/s, la convection naturelle est dominante et la température radiante moyenne $\overline{T_{r-s}}$ se calcule comme suit [89] :

$$\overline{T_{r-s}} = \left[(T_{g-s} + 273)^4 + \frac{0,25 \cdot 10^8}{\varepsilon_g} \left(\frac{|T_{g-s} - T_{air}|}{D} \right)^{0,25} (T_{g-s} - T_{air-s}) \right]^{0,25} - 273 \quad \text{Équation 76}$$

où ε_g et D sont respectivement l'émissivité et le diamètre du globe noir utilisé. Cette corrélation est issue du bilan des échanges thermiques entre le globe qui tend vers un équilibre thermique sous l'influence des échanges dus au rayonnement issu des différentes sources de chaleur de l'enceinte, et sous l'influence des échanges par convection [89].

La Figure 101 présente les résultats de calcul de la température radiante moyenne $\overline{T_{r-s}}$ pour les 64 points de mesures pour les 4 configurations testées.

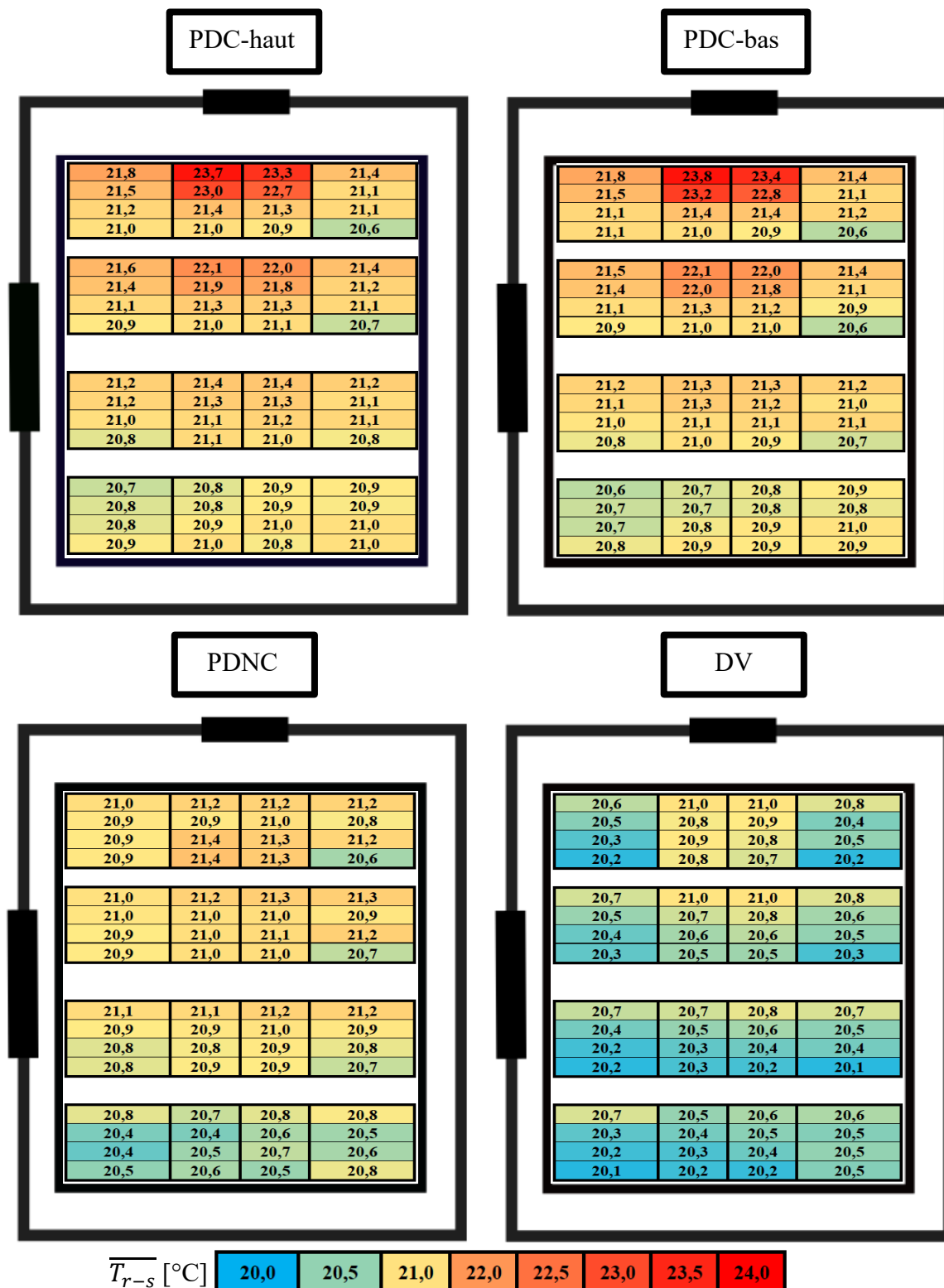


Figure 101 : Valeurs de température radiante moyenne $\overline{T_{r-s}}$ obtenues pour les 64 points de mesures et pour les 4 configurations considérées

Comme pour la vitesse et la température d'air, les résultats sont similaires pour les configurations PDC-haut et PDC-bas en termes de température radiante moyenne. De nouveau, les valeurs obtenues sont plus élevées au voisinage immédiat de la fenêtre pariétodynamique chauffante en partie haute (altitudes de 1,2 et 1,8 m sur les mâts 2, 3, 6, 7), car les échanges radiatifs avec la face chaude de la fenêtre sont localement élevés. En s'éloignant de la fenêtre, $\overline{T_{r-s}}$ diminue et devient relativement homogène pour les rangées 3 et 4. La similitude des résultats obtenus pour ces 2 configurations s'explique par le fait que les températures de parois et de la face intérieure de la fenêtre sont identiques.

Pour la configuration PDNC, la distribution de la température radiante moyenne est relativement homogène pour les rangées 1, 2, et 3. Néanmoins, et comme attendu, les valeurs sont sensiblement plus élevées au voisinage du convecteur (altitudes de 0,1 et 0,6 m sur les mâts 2 et 3). Les valeurs relevées pour la rangée 4 sont plus faibles puisqu'elle est éloignée du convecteur.

De même, pour la configuration DV, les valeurs relevées au voisinage immédiat du convecteur (mâts 2, 3, 6 et 7) sont plus élevées que dans le reste de la zone d'occupation (mâts 1, 4, 5 et 8). Les températures radiantes moyennes obtenues pour cette configuration sont les plus basses des 4 configurations.

Les valeurs de $\overline{T_{r-s}}$ obtenues pour les configurations PDC-haut et PDC-bas sont les plus élevées des 4 configurations, en raison de la température élevée de la surface intérieure de la fenêtre pariétodynamique chauffante par rapport à celles du double vitrage, de la fenêtre pariétodynamique classique et du convecteur.

En comparant les valeurs de $\overline{T_{r-s}}$ pour les deux configurations DV et PDNC, on obtient le résultat contre-intuitif selon lequel les valeurs obtenues pour la fenêtre DV sont moins élevées que celles obtenues pour la fenêtre PDNC. Et ce malgré que la température de surface de la fenêtre à double vitrage classique soit supérieure à celle de la fenêtre pariétodynamique non chauffante. Ce résultat est dû au fait que la température de la cloison $T_{p-cloison}$ de la configuration PDNC était supérieure de 1,1°C à celle de la configuration DV (voir section 1.4). Cette différence de température a provoqué une augmentation des échanges radiatifs entre la cloison et les globes, et par conséquent, celle des valeurs de $\overline{T_{r-s}}$ obtenues pour la configuration PDNC. À noter que la différence des valeurs de $\overline{T_{r-s}}$ entre les 2 configurations étaient au maximum de 0,6°C.

En conclusion, la fenêtre pariétodynamique chauffante augmente globalement les niveaux de températures radiantes moyennes dans tout le volume d'occupation, et particulièrement dans la zone proche de la fenêtre pour les configurations PDC-haut et PDC-bas. Le convecteur ayant une température de surface moins élevée que celle de la face intérieure de la fenêtre a un effet moins significatif que celui du film chauffant.

2.2. Indice de confort thermique suivant Fanger

Les données de mesure utiles à l'évaluation des indices de confort thermique ($T_{air s}$, $V_{air s}$, $\overline{T_{r-s}}$) sont importées dans un programme de calcul de la bibliothèque pythermalcomfort de Python [116]. Le programme utilise la méthode de calcul issue des

normes ANSI/ASHRAE Standard 55 [95] et ISO 7730 [84] pour déterminer les indices de confort thermique PMV et PPD. Nous avons calculé ces indices de confort en fixant les paramètres personnels (activité métabolique et isolation de vêtement) à des valeurs issues de la littérature [5] [38]. Dans le cas d'un occupant debout, n'ayant aucune activité sédentaire et une tenue vestimentaire d'intérieur typique d'hiver, l'activité métabolique M retenue est alors de 1,2 met et l'isolation des vêtements I_{cl} de 1 clo pour la saison de chauffage. L'humidité relative de l'ambiance intérieure a été mesurée régulièrement pendant les mesures et sa valeur était autour de 50 %. Afin de valider la méthode, les valeurs obtenues avec Python ont été comparées à celles calculées à l'aide de l'outil CBE Thermal Comfort tool [117]. La comparaison des résultats obtenus avec ces deux outils n'a pas montré de différence significative. Elle consistait à comparer les résultats de calculs des indices pour plusieurs points tirés aléatoirement pour chaque configuration. Les indices de confort PMV et PPD ont été déterminés aux 64 points du maillage de la zone d'occupation définie à la section 2.1. Dans cette partie, nous présentons les résultats obtenus pour les 4 configurations considérées. Les plans représentés sur la Figure 102 et la Figure 103 correspondent aux rangées définies sur la Figure 97. Pour chacune de ces rangées, les mesures ont été réalisées en 16 points. À partir des valeurs calculées en ces points de mesures, les plans des indices PMV et PPD (Figure 102 et Figure 103) ont été construits par interpolation linéaire à l'aide du logiciel Tecplot. À noter que le calcul d'une valeur interpolée est basé sur les données des points les plus proches.

2.2.1. Indice de confort PMV

En plus des paramètres personnels et de l'humidité relative, l'indice PMV dépend de T_{air-s} , V_{air-s} , $\overline{T_{r-s}}$. Les valeurs de vitesse étant très faibles, la variation de PMV dans notre étude dépend essentiellement de $\overline{T_{r-s}}$ et T_{air-s} . La Figure 102 présente la distribution de l'indice PMV pour les 4 rangées et pour chacune des configurations considérées.

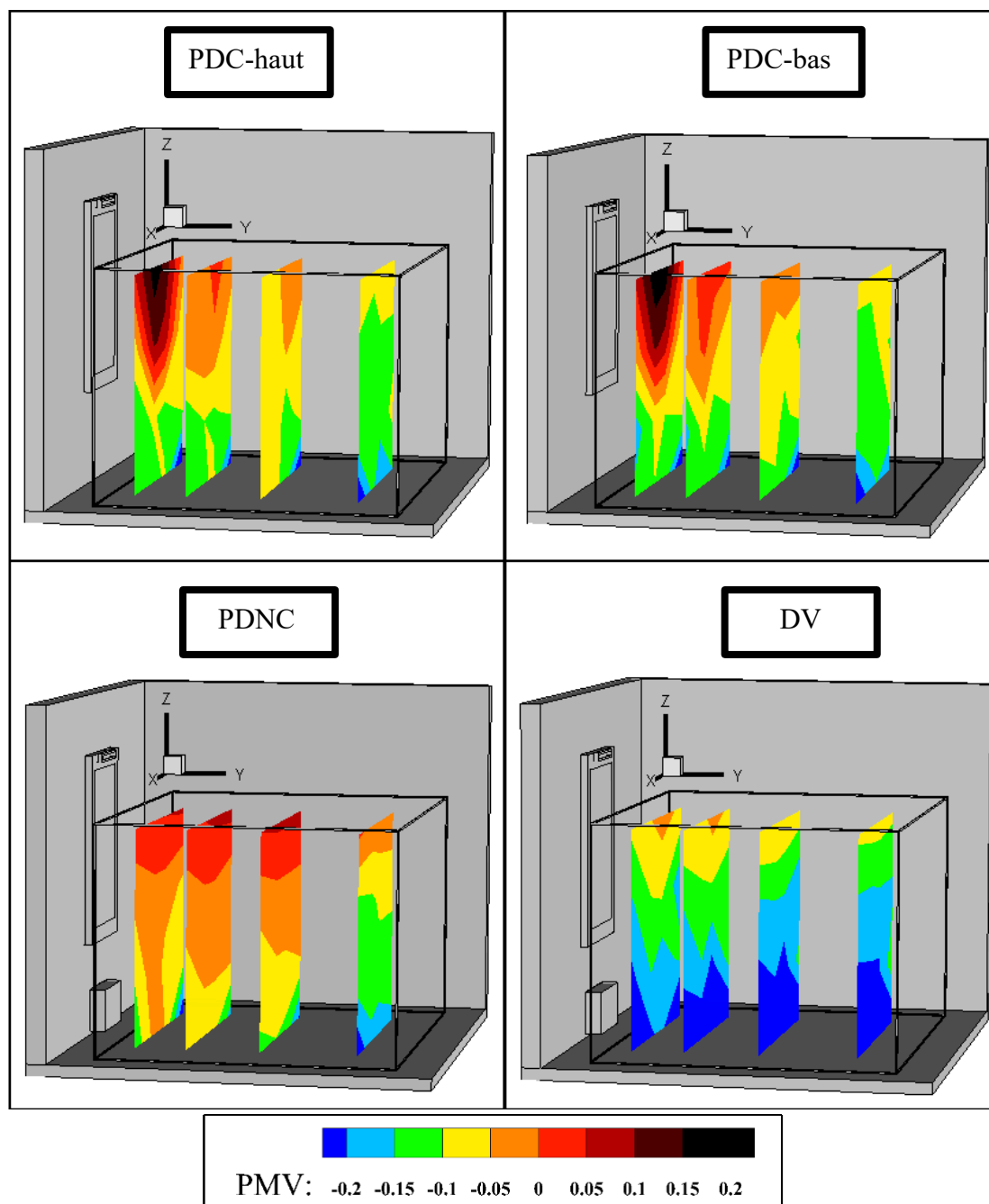


Figure 102 : Distribution de l'indice PMV pour les 4 configurations étudiées

Comme observé à la sous-section précédente, les champs de vitesse et de température sont très similaires pour les configurations PDC-haut et PDC-bas, nous retrouvons qu'il en est de même pour l'indice PMV dans le volume d'occupation. Il est plus élevé au voisinage immédiat de la fenêtre (sensation de chaud plus marquée) puisque, dans cette zone, les valeurs de $\overline{T_{r-s}}$ et T_{air-s} sont également plus élevées (voir section 2.1.2 et section 2.1.3). Dans le reste du volume d'occupation, la distribution de PMV est globalement homogène dû à la distribution homogène de $\overline{T_{r-s}}$ et T_{air-s} .

Pour les configurations PDNC et DV, et bien que les valeurs obtenues soient différentes, la distribution de l'indice PMV est relativement similaire. Les valeurs sont plus faibles en partie

basse et augmentent avec la hauteur dans la zone d'occupation. Ceci est lié à la stratification thermique, relativement similaire, observée pour ces 2 configurations. Dans la partie inférieure de la zone d'occupation, les températures $\overline{T_{r-s}}$ et T_{air-s} sont relativement basses par rapport à celle de la partie supérieure (voir Figure 99, Figure 100 et Figure 101). Pour la configuration PDNC les valeurs de PMV sont plus élevées que pour la configuration DV, car les valeurs de températures $\overline{T_{r-s}}$ et T_{air-s} le sont également (section 2.1.2 et section 2.1.3).

La sensation thermique la plus froide est obtenue pour la configuration DV puisque les valeurs de PMV obtenues sont les plus faibles. Une première conclusion peut être donc tirée de ce résultat : pour les mêmes conditions climatiques et puissances de chauffage (puissance électrique fournie), l'utilisation d'une fenêtre pariétodynamique sert à mieux chauffer l'ambiance intérieure et améliorer la sensation chaude des occupants.

Le Tableau 12 présente une étude statistique portant sur l'indice PMV. Il donne, pour chaque configuration, le pourcentage de points de mesure appartenant à chaque catégorie de confort thermique tel que défini par l'ISO 7730 [84].

Cat. ISO 7730	Conditions	PDC - haut	PDC - bas	PDNC	DV
Cat. A	$-0,2 < PMV < 0,2$	94	94	95	61
Cat. B	$-0,5 < PMV < 0,5$	6	6	5	39
Cat. C	$-0,7 < PMV < 0,7$	0	0	0	0

Tableau 12 : Pourcentage de points de mesure appartenant à chaque catégorie de confort thermique pour les 4 configurations considérées

On peut remarquer que les configurations PDC-haut, PDC-bas et PDNC ont plus de 90 % de points classés dans la catégorie A et moins de 10 % de ces points sont classés dans la catégorie B. Pour la configuration DV, seulement 61 % des points sont classés dans la catégorie A et 39 % de ces points sont classés dans la catégorie B. Les 4 configurations sont donc confortables thermiquement puisque tous les points de mesure sont classés dans les catégories A et B. La sensation froide de la configuration DV, mise en évidence par la Figure 102, se traduit par le fait que 39 % des points de mesures sont classés dans la catégorie B. Cette configuration est la moins confortable thermiquement parmi les quatre configurations testées.

2.2.2. Indice de confort PPD

De manière similaire à la présentation des résultats obtenus pour l'indice PMV, la Figure 103 présente la distribution de l'indice PPD suivant les 4 plans et pour chaque configuration considérée.

Pour les configurations PDC-haut, PDC-bas et PDNC, les isocouleurs représentant l'indice PPD indiquent que la distribution de ce dernier est homogène dans tout le volume d'occupation. Par contre, pour la configuration DV, on peut constater que les valeurs de PPD obtenues dans la partie inférieure du volume d'occupation sont plus élevées que dans la partie supérieure. Ceci implique que la sensation dans la partie basse de la zone d'occupation de la configuration DV est moins agréable que celle de la partie haute. Ce résultat traduit la sensation froide dans la partie inférieure de la zone d'occupation, expliquée dans la section précédente,

où les valeurs de PMV sont plus faibles que celle de la partie supérieure en raison du gradient vertical de température.

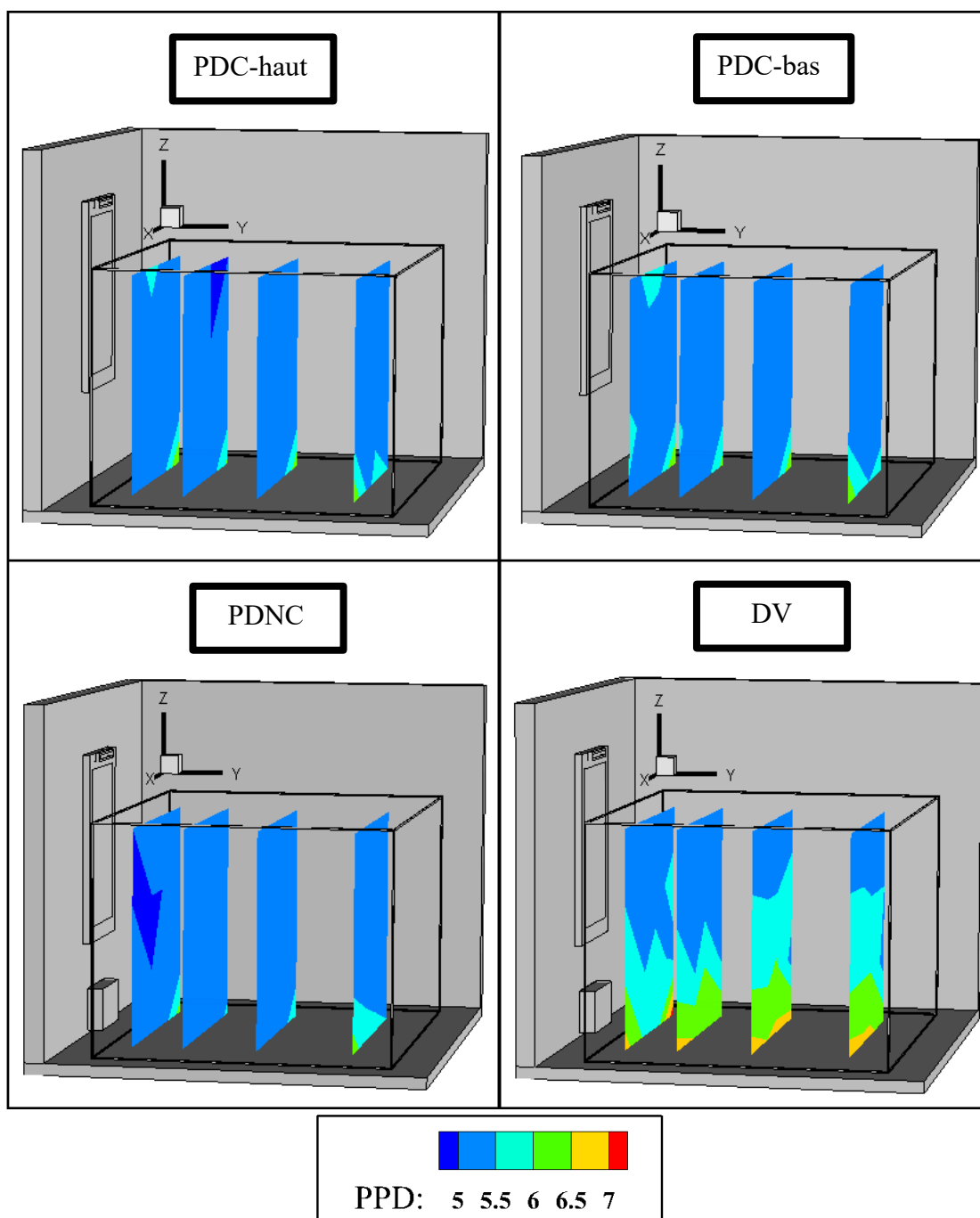


Figure 103 : Distribution de l'indice PPD pour les 4 configurations étudiées

Comme pour l'indice PMV, le Tableau 13 présente une étude statistique portant sur l'indice PPD. Il donne, pour chaque configuration, le pourcentage de points appartenant à chacune des catégories de confort thermique telles que définies par l'ISO 7730 [84].

Cat. ISO 7730	Conditions	PDC - haut	PDC - bas	PDNC	DV
Cat. A	PPD < 6 %	94	94	97	67
Cat. B	6 % < PPD < 10 %	6	6	3	33
Cat. C	10 % < PPD < 15 %	0	0	0	0

Tableau 13 : Pourcentage de points de mesures appartenant à chaque catégorie de confort thermique pour les 4 configurations considérées

Le Tableau 13 met en évidence que le plus grand nombre de points classés dans la catégorie A (97 %) est obtenu pour la configuration PDNC. Pour les configurations PDC-haut et PDC-bas la répartition est identique : 94 % des points dans la catégorie A et 6 % dans la catégorie B. Enfin, pour la configuration DV, 67 % des points de mesure seulement appartiennent à la catégorie A. Nous retrouvons que toutes les configurations sont confortables thermiquement puisque tous leurs points sont classés dans les catégories A et B. Le confort thermique généré par la PDNC est le plus agréable parmi les 4 configurations étudiées. Il est sensiblement meilleur que ceux induits par les configurations PDC-haut et PDC-bas. Le confort thermique généré par la fenêtre DV est le moins confortable parmi les 4 configurations étudiées.

Comme expliqué dans la section 1.3, nous considérons que la configuration DV est le cas de référence d'évaluation du confort thermique, car elle représente la configuration classique de chauffage. Les résultats de calcul des indices de confort thermique PMV et PPD nous amènent aux conclusions suivantes :

- La fenêtre pariétodynamique chauffante induit un meilleur confort thermique par rapport à une fenêtre à double vitrage classique associée à un convecteur, pour les mêmes conditions climatiques et puissances de chauffage.
- L'orientation du jet d'air neuf pour une fenêtre pariétodynamique chauffante n'a aucune incidence sur la température et la vitesse d'air dans la zone d'occupation et, par conséquent, sur le confort thermique.
- La fenêtre pariétodynamique non chauffante, associée à un convecteur, conduit au meilleur confort thermique parmi les 4 configurations étudiées. Ceci est dû au préchauffage de l'air de ventilation par effet pariétodynamique qui, combiné au chauffage par le convecteur, conduit à davantage de chaleur communiquée à l'ambiance intérieure de l'enceinte climatique. À noter que cet écart est bien significatif par rapport au cas de référence, mais faible par rapport aux configurations PDC-haut et PDC-bas. Pour la configuration PDNC, et par rapport au cas de référence, nous obtenons 34 % de plus de points de mesures en catégorie A pour l'indice PMV, et 30 % pour l'indice PPD. Par rapport aux configurations PDC-haut et PDC-bas, la configuration PDNC présente respectivement 1 % et 4 % de plus de points classés dans la catégorie A en termes de PMV et de PPD.

2.3. Indices d'inconfort thermique local

Comme cela a été expliqué dans le chapitre 1, quatre phénomènes peuvent être à l'origine d'un inconfort local [84] : l'asymétrie de rayonnement provoqué par les surfaces verticales du local (fenêtres, murs, radiateurs...) et le plafond, la différence verticale de température entre la tête et les chevilles, le courant d'air et un sol trop chaud ou trop froid.

Nous avons précédemment obtenu que la température radiante moyenne $\overline{T_{r-s}}$ est plus élevée au voisinage de l'élément chauffant, surtout pour les configurations PDC-haut et PDC-bas pour lesquelles l'élément chauffant est le film de la fenêtre pariétodynamique chauffante. La température des parois de l'enceinte est maintenue à 19,5°C, mais celle de la surface intérieure de la fenêtre ou du convecteur varie en fonction des configurations. Nous avons donc décidé d'évaluer le pourcentage d'insatisfaits causé par l'asymétrie de rayonnement, due à ces différences de températures.

Les résultats relatifs à la distribution de la température d'air T_{air-s} ont, en fonction des configurations, montré des variations de température verticales, surtout marquées pour les configurations PDNC et DV pour lesquelles l'élément chauffant est le convecteur. Le gradient vertical de température n'était pas important. Les pourcentages d'insatisfaits résultants ne le sont pas également, mais la prise en compte de cet indice nous permettra de disposer d'un indicateur supplémentaire de l'inconfort local.

Enfin, les valeurs de vitesse d'air mesurées dans la zone d'occupation étant très faibles et la température du sol étant autour de 21°C pour toutes les configurations, le risque de courant d'air et l'effet de la température du sol n'ont pas été pris en compte, puisque ne générant pas d'inconforts locaux.

2.3.1. Asymétrie de rayonnement

Les sources d'asymétrie de rayonnement sont la surface intérieure chaude de la fenêtre pariétodynamique chauffante pour les configurations PDC-haut et PDC-bas, la surface intérieure froide de la fenêtre et la surface du convecteur électrique pour les configurations PDNC et DV.

Le pourcentage prévisible d'insatisfaits PD a été déterminé en considérant que l'occupant se trouve dans l'axe de l'enceinte, à différentes distances de la fenêtre. Comme illustré par la Figure 104, ces distances correspondent à celle entre la fenêtre et le point le plus proche de la zone d'occupation (0,3 m), celle entre la fenêtre et le centre de la zone d'occupation (1,45 m), et celle entre la fenêtre et l'extrémité de la zone d'occupation suivant l'axe central (2,6 m).

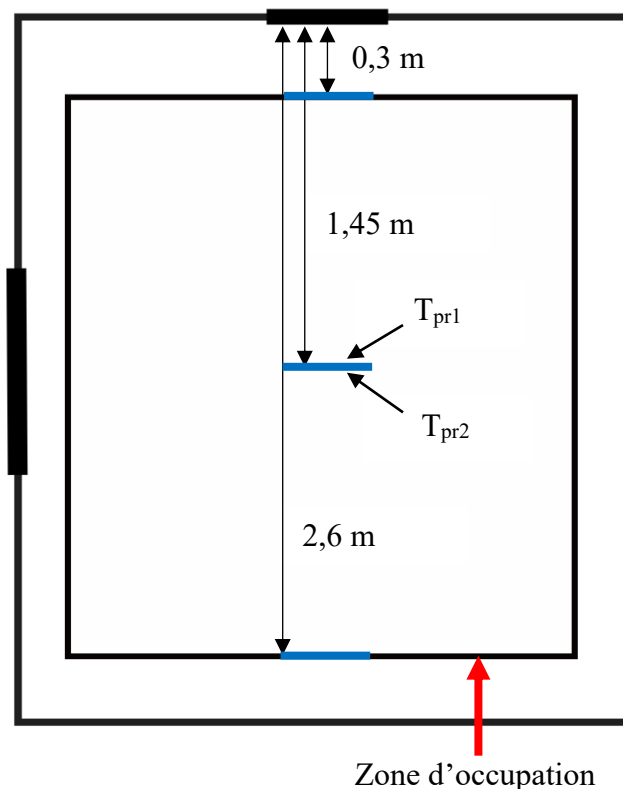


Figure 104 : Positions de la silhouette de l'occupant au sein de la zone d'occupation

Suivant la norme NF EN ISO 7730 [84], le pourcentage prévisible d'insatisfaits dû à une asymétrie provoquée par une surface froide est donné par :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(6,61 - 0,345 |\Delta T_{pr}|)} \quad \text{Équation 77}$$

Le pourcentage prévisible d'insatisfaits dû à une asymétrie de rayonnement induite par une surface chaude est donné par :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(3,72 - 0,052 |\Delta T_{pr}|)} - 3,5 \quad \text{Équation 78}$$

où ΔT_{pr} est la différence de température radiante entre les 2 faces de la silhouette, $\Delta T_{pr} = T_{pr1} - T_{pr2}$ (Figure 104).

Lorsque $\Delta T_{pr} < 0$, les surfaces en vis-à-vis de la face 1 de la silhouette ont un effet de paroi froide (fenêtre), et on utilise alors l'Équation 77. Dans le cas inverse ($\Delta T_{pr} > 0$), les surfaces en vis-à-vis de la face 1 de la silhouette ont un effet de paroi chaude, et l'Équation 78 est alors utilisée.

La température T_{pr} peut être calculée à partir des températures des surfaces environnantes, et les facteurs de forme entre la surface de la silhouette et les surfaces environnantes [89]. Elle est donnée par [102] :

$$T_{pr} = \sqrt[4]{\sum F_{P-Aj} (T_{Aj} + 273)^4} \quad \text{Équation 79}$$

où F_{p-A_j} est le facteur de forme des échanges radiatifs entre la surface rectangulaire de la silhouette et la surface opposée et T_{A_j} la température de cette surface opposée.

Pour le calcul de T_{pr1} , nous avons calculé les facteurs de forme des échanges radiatifs entre la face 1 de la silhouette et chaque élément des surfaces opposées (fenêtre, convecteur, parois de l'enceinte...) [118]. Pour le calcul de T_{pr2} , le facteur de forme a été considéré égal à 1, car l'environnement à l'arrière de la silhouette est homogène (température uniforme). Les valeurs moyennes de température de la surface intérieure de la fenêtre, de la surface du convecteur et des parois de l'enceinte climatique sont issues du Tableau 11.

Les résultats de calcul de l'écart de température ΔT_{pr} sont présentés dans le Tableau 14 ainsi que les valeurs de pourcentages prévisibles d'insatisfaits PD obtenues. Pour les configurations PDC-haut, PDC-bas et DV, le PD a été calculé à l'aide de l'Équation 78, tandis que pour la configuration PDNC, il a été calculé à l'aide de l'Équation 77.

Distance [m]	PDC-haut et PDC-bas		PDNC		DV	
	ΔT_{pr} [K]	PD %	ΔT_{pr} [K]	PD %	ΔT_{pr} [K]	PD %
0,3	10	0,5	-0,9	0,2	0,6	0
1,45	2,4	0	-0,3	0,15	0,1	0
2,6	1	0	-0,1	0,14	0	0

Tableau 14 : Écarts de température ΔT_{pr} et pourcentages prévisibles d'insatisfaits PD obtenus pour les 4 configurations considérées

Les résultats montrent que pour la fenêtre pariétodynamique chauffante l'écart de température ΔT_{pr} est maximal (10°C) à une distance de 30 cm de la fenêtre. Néanmoins, la valeur du pourcentage prévisible d'insatisfaits correspondant demeure faible (0,5 %). En s'éloignant de la fenêtre, ΔT_{pr} diminue et l'indice PD devient nul. Pour la fenêtre pariétodynamique non chauffante, les valeurs de ΔT_{pr} sont négatives puisque la surface intérieure de la fenêtre est à basse température et la surface de la fenêtre est supérieure à celle du convecteur. Dans ce cas, la valeur de ΔT_{pr} est également maximale (en valeur absolue) à une distance de 30 cm de la fenêtre et la valeur de l'indice PD correspondant est de 0,2 %. Elle diminue en s'éloignant de la fenêtre : $\Delta T_{pr} = -0,1^\circ\text{C}$ à 2,6 m, ce qui correspond à $\text{PD} = 0,14\%$. En ce qui concerne la configuration DV, la température de surface intérieure de la fenêtre (18°C) étant très proche de celle des parois de l'enceinte, les valeurs de l'écart de température ΔT_{pr} sont par conséquent très faibles et ne présentent aucun risque d'inconfort. Suivant la norme NF EN ISO 7730 [84], la catégorie d'ambiance thermique de classe A correspond à un indice $\text{PD} < 5\%$. Dès lors, les 4 configurations considérées ne présentent pas un risque d'inconfort thermique lié à l'asymétrie de rayonnement.

Concernant la fenêtre pariétodynamique chauffante, dans les conditions expérimentales considérées et pour une personne située à une distance de 0,3 m de la fenêtre, un pourcentage prévisible d'insatisfaits de 10 % serait obtenu pour une température moyenne de la face intérieure de la fenêtre égale à 100°C. Pour des raisons de sécurité, cette valeur de température ne doit pas être atteinte dans les applications de chauffage des bâtiments, mais elle nous indique que les fenêtres chauffantes génèrent une faible asymétrie de rayonnement, insuffisante pour créer de l'inconfort thermique local.

2.3.2. Gradient vertical de température

Le pourcentage d'insatisfaits causé par le gradient vertical de température est donné par [84] :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5,76 - 0,856 \Delta T_{air-s})} \quad \text{Équation 80}$$

où ΔT_{air-s} est la différence verticale de température de l'air entre la tête et les chevilles d'un occupant.

Nous avons calculé le pourcentage d'insatisfaits pour chaque position des mâts de confort, et donc 16 valeurs de cet indice sont obtenues pour chaque configuration. Les résultats sont présentés par la Figure 105.

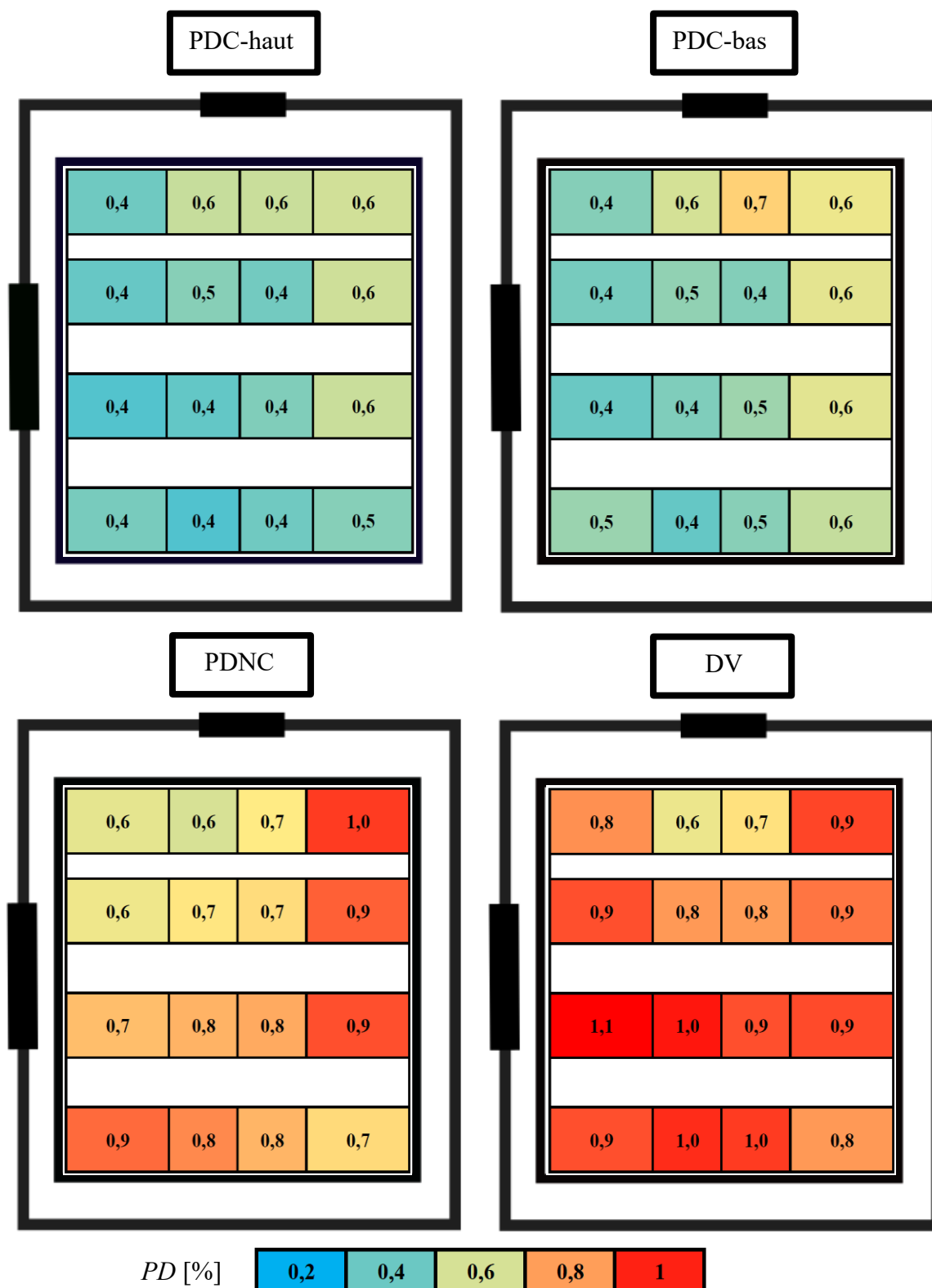


Figure 105 : Pourcentage prévisible d'insatisfaits PD dû au gradient vertical de température

Suivant la norme 7730 [84], la catégorie d'ambiance thermique classe A correspond à des valeurs de l'indice PD inférieures à 3 %. Les valeurs de l'indice PD obtenues sont très faibles, la valeur maximale obtenue étant de 1,1 %. Par conséquent, aucune des 4 configurations étudiées ne présente d'inconfort thermique causé par le gradient vertical de température. Mais

la nuance de couleur sur la Figure 105 indique que les configurations dont l'élément chauffant est le film de la fenêtre pariétodynamique conduisent à des valeurs de l'indice PD plus faibles que pour les autres configurations dont l'élément chauffant est le convecteur. Ceci montre que la fenêtre pariétodynamique chauffante conduit à la réduction du risque d'inconfort thermique local dû au gradient vertical de température. En pratique, ces résultats sont liés directement aux résultats de mesure de la température d'air présentés dans la section 2.1.2. Comme expliqué dans cette section, la stratification thermique est plus marquée pour les configurations PDNC et DV que pour les configurations PDC-haut et PDC-bas grâce au mouvement d'air induit par le film chauffant de la fenêtre pariétodynamique.

3. Diffusion de l'air neuf de ventilation dans la zone d'occupation

Dans cette section, nous présentons une étude sur la qualité d'air intérieur pour les configurations PDC-haut, PDC-bas et PDNC. Il s'agit ici d'étudier la diffusion et la distribution de l'air neuf de ventilation dans la zone d'occupation. Comme mentionné dans le chapitre 2, le dioxyde de carbone est utilisé comme gaz traceur : il est injecté dans le circuit aéraulique d'arrivée d'air neuf et sa concentration mesurée en différents points de la zone d'occupation est donc représentative de l'apport en air neuf. Une valeur de concentration de CO₂ élevée en un point traduit ainsi un bon renouvellement d'air local, tandis qu'une valeur faible traduit un renouvellement d'air localement insatisfaisant. Les mesures de concentrations de CO₂ ont été réalisées pour les configurations PDC-haut, PDC-bas et PDNC, et simultanément à celles effectuées pour l'évaluation du confort thermique, d'après le protocole décrit dans le chapitre 2 et la section 2 du présent chapitre.

La Figure 106 présente les résultats obtenus pour les 3 configurations étudiées. Les valeurs présentées sont les moyennes sur une période de 2 heures des concentrations pour chaque point de mesure, normalisées par la valeur moyenne des mesures des 64 points. Globalement, la concentration de CO₂ est homogène dans la zone d'occupation pour les configurations PDC-haut et PDC-bas. Ceci indique que la diffusion de l'air neuf de ventilation est homogène dans la zone d'occupation. Cette homogénéité, ainsi que les valeurs sensiblement plus élevées le long de la rangée 1, sont dues aux mouvements d'air au voisinage de la fenêtre, induits par le film chauffant de la fenêtre pariétodynamique.

Concernant la configuration PDNC, la concentration de CO₂ pour les rangées 1 et 2 est faible. Par contre elle augmente sensiblement sur les rangées 3 et 4. Elle montre que la zone couverte par les rangées 1 et 2 est mal ventilée et que la qualité d'air risque donc d'y être dégradée. Par contre, la zone couverte par les rangées 3 et 4 est bien ventilée, et présente une bonne qualité d'air. De même, ceci est lié aux mouvements d'air expliqués dans la section 2.1.1. Pour cette configuration, le panache créé par le convecteur soulève l'air du jet de soufflage au-dessus de la zone d'occupation (au-dessus des rangées 1 et 2), puis redescend après une certaine distance dans la zone d'occupation (rangées 3 et 4).

En comparant les 3 configurations étudiées, nous pouvons conclure que, similairement aux résultats obtenus sur le confort thermique, l'orientation du jet de soufflage dans le cas de la fenêtre pariétodynamique ne présente aucun effet sur la qualité d'air intérieur. Le mouvement d'air induit par le film chauffant de la fenêtre pariétodynamique assure, par rapport à une

fenêtre pariéodynamique non-chauffante, un meilleur mélange de l'air neuf avec l'air existant, ce qui conduit à une meilleure qualité d'air dans l'ambiance intérieure.

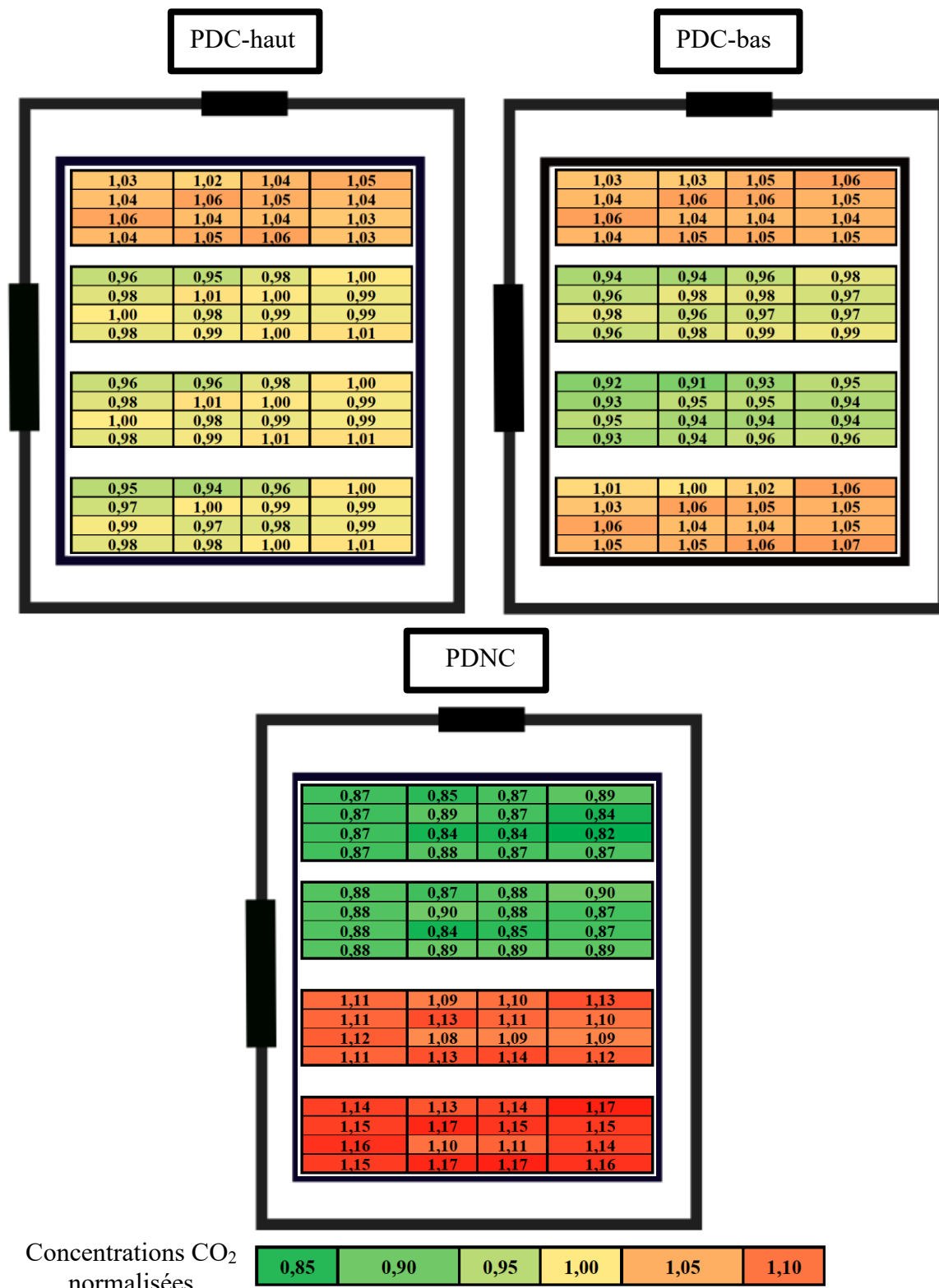


Figure 106 : Concentrations de CO₂ des trois configurations étudiées, normalisés sur la valeur moyenne des concentrations des 64 points

Conclusions

Dans ce chapitre nous avons présenté une étude sur l'incidence de l'utilisation d'une fenêtre pariétodynamique chauffante et pariétodynamique non chauffante sur le confort thermique et la diffusion de l'air neuf dans la zone d'occupation. Les mesures ont été effectuées en imposant les mêmes conditions expérimentales pour toutes les configurations étudiées.

Les résultats obtenus en termes de confort thermique ont été comparés à une configuration de chauffage classique, consistant en une fenêtre à double vitrage classique associée à un convecteur électrique. Plusieurs conclusions ont été tirées. Pour une même puissance électrique fournie, la fenêtre pariétodynamique chauffante et l'association d'un convecteur à une fenêtre pariétodynamique non chauffante améliorent notablement le confort thermique. L'inversion de l'orientation du jet de soufflage pour une fenêtre pariétodynamique chauffante ne présente aucun effet sur le confort thermique. Dans les 2 configurations d'orientation du jet, l'air introduit monte au-dessus de la zone d'occupation étant donnée sa température élevée. Le film chauffant de la fenêtre pariétodynamique chauffante crée une perturbation de l'air dans la zone d'occupation conduisant à favoriser le mélange d'air. Il permet par conséquent de réduire la stratification dans le volume d'occupation, et de diminuer le pourcentage d'insatisfait lié au gradient vertical de température. Par contre, le panache thermique du convecteur présente le désavantage d'augmenter la stratification thermique et ainsi le pourcentage d'insatisfait lié au gradient vertical de température. L'asymétrie de rayonnement généré par les fenêtres chauffantes est insuffisante pour créer de l'inconfort thermique local.

L'étude sur la diffusion de l'air neuf a montré que le mouvement d'air induit par le film chauffant de la fenêtre pariétodynamique chauffante favorise le mélange d'air de ventilation avec l'air ambiant existant. Ceci conduit à une meilleure qualité d'air intérieure par rapport à la configuration d'une fenêtre pariétodynamique non chauffante associée à un convecteur. Pour cette dernière configuration, l'absence du mouvement d'air dans la zone d'occupation contribue à une distribution non homogène de l'air neuf. Le changement de l'orientation du jet de soufflage pour une fenêtre pariétodynamique chauffante ne présente, de nouveau, aucun effet sur la diffusion de l'air neuf de ventilation dans la zone d'occupation.

Chapitre V
**Étude prospective de caractérisation
de la couche limite à la surface de la
fenêtre pariétodynamique chauffante**

Introduction

Comme discuté dans le chapitre 3, la forme particulière de la distribution de température sur la face 6 des fenêtres étudiées et par conséquent les écoulements de convection libre générés le long de ces surfaces ne permet pas d'évaluer le coefficient d'échange convectif à l'aide des corrélations de la littérature. En général, les écoulements de convection libre dans le bâtiment peuvent être générés par différents types de sources de chaleur tels que les appareils de chauffage, de cuisson, le corps humain, et toutes autres surfaces chaudes ou froides... Ces écoulements, et leur quantité de mouvement relativement importante affectent fortement l'écoulement d'air ambiant et la stratification thermique [119]. Cette influence dépend du type de système de renouvellement d'air utilisé. Par exemple, leur effet augmente lorsque la ventilation dans la pièce est presque purement naturelle ou faiblement forcée, comme dans le cas de la ventilation par déplacement [38]. Les transferts de chaleur par convection à proximité d'une surface sont caractérisés par le coefficient d'échange convectif entre le fluide et la paroi. Dans le bâtiment, l'évaluation correcte du coefficient d'échange convectif entre l'air ambiant et les différentes parois est nécessaire pour l'estimation des besoins d'énergie [121]. Le coefficient d'échange dépend de plusieurs paramètres, notamment la forme et la nature de la surface (fenêtres, murs, plafond...), la présence de mouvements d'air dus aux occupants ou à des dispositifs de chauffage, etc.

Les écoulements de convection libre induits à la surface d'une paroi verticale, de type couche limite, dépendent de l'évolution verticale de la température superficielle de cette paroi [122] [123]. À une altitude donnée, la région de décroissance du profil de température est appelée « couche limite thermique ». Par convention, l'épaisseur de cette couche limite thermique δ_T est atteinte lorsque $(T_{sur} - T_{\delta T}) / (T_{sur} - T_{air-amb})$ est égale à 0,99. À la paroi, la condition d'adhérence se traduit par une vitesse nulle du fluide. À une altitude donnée, et en s'éloignant de la paroi, la vitesse augmente rapidement jusqu'à atteindre un maximum. Ensuite, elle décroît pour atteindre la vitesse du fluide ambiant au loin de la paroi. L'épaisseur de la couche limite dynamique δ_d est définie par rapport à la vitesse maximale du fluide, V_{max} , à l'altitude considérée. Elle est atteinte lorsque la vitesse est égale à 1 % de la vitesse maximale : $V_{(\delta d)} = 0,01 V_{max}$. Cependant, les vitesses atteintes en convection libre étant faibles, cette valeur de $V_{(\delta d)}$ est difficile à mesurer en pratique [124].

Plusieurs études numériques et expérimentales relatives à la convection libre ont été menées dans le but de caractériser les écoulements se développant à la surface d'une plaque plane verticale. Le but de ces études est de caractériser les couches limites thermiques et dynamiques et/ou de quantifier les transferts de chaleur convectifs en déterminant le nombre adimensionnel de Nusselt puis le coefficient d'échange convectif. La majorité des études ont porté sur les écoulements induits par une source de chaleur plane verticale à température ou flux de chaleur uniforme. Une minorité d'études a porté sur les écoulements induits par des surfaces à température ou à flux de chaleur non uniforme.

Concernant les parois à température uniforme, des profils de température et de vitesse adimensionnés ont été établis en régime laminaire par Ostrach *et al.* [125], Padet [124], Jaluria [126], Schmidt et Beckman [127]. Des corrélations ont également été proposées pour la détermination des nombres de Nusselt locaux et global. Les écoulements induits par une

surface isotherme en régime turbulent ont notamment été étudiés par Eckert *et al.* [128] et des corrélations permettant de calculer le nombre de Nusselt ont été proposées par Churchill et Chu [129]. À noter que la transition d'écoulement laminaire à écoulement turbulent pour ce type d'écoulement intervient pour un nombre de Grashoff de 10^9 [130]. Le problème de la convection libre au voisinage d'une paroi isotherme a été traité en adoptant différentes méthodes (méthode intégrale, solutions affines, analyse adimensionnelle) détaillées par Jaluria [126], Jaluria et Gebhart [131] et Padet [124].

Pour les écoulements et les transferts de chaleur induits par une surface à flux uniforme, Sparrow et Gregg [132] ont mené des travaux de modélisation des profils de vitesse et de température, et des transferts de chaleur dans la couche limite en régime laminaire. En régime turbulent, Beausoleil-Morrison [133] et Varga *et al.* [134] ont établi des corrélations pour calculer le nombre de Nusselt en fonction du nombre de Grashof modifié Gr^* . Ce dernier est égal au produit du nombre Grashof et du nombre de Nusselt. La transition laminaire turbulente pour ce type d'écoulement intervient pour un nombre Grashof modifié Gr^* compris entre 10^{10} et 10^{11} [130].

À une altitude X donnée, l'évolution de la différence de température, $\theta_{(X)}$, entre celle de surface de la paroi, T_{sur} , et celle du fluide ambiant, T_{amb} , $\theta_{(X)} = T_{sur(X)} - T_{amb}$, gouverne l'écoulement de convection généré. La convection libre à la surface d'une paroi, dont la température est supérieure à celle du fluide ambiant et varie avec la hauteur, a été étudiée pour trois types d'évolution de température de surface principalement, à savoir « sinusoïdale », « exponentielle » et en loi « puissance ». L'évolution sous forme sinusoïdale, $\theta_{(X)} = A \sin(x)$, a été étudiée avec une approche numérique par Lee et Yovanovich [135] et Yang *et al.* [136]. Celle sous forme exponentielle, $\theta_{(X)} = A e^{nx}$, a été étudiée numériquement par Sparrow et Gregg [122], et Kao *et al.* [137]. De même, Sparrow et Gregg [122] ont adopté une approche numérique pour caractériser les écoulements induits par une surface dont l'évolution de température est de type puissance, $\theta_{(X)} = N X^n$. Ils ont établi les profils de vitesse et de température et caractérisé la variation du nombre de Nusselt local, Nu_X , en fonction de la valeur de puissance n , comprise entre -0,8 et 3, et pour des valeurs du nombre de Prandtl de 0,7 et 1.

Les écoulements à la surface de parois verticales à flux de chaleur variable suivant la hauteur, $\varphi_{sur(X)}$, ont très peu été étudiés. L'effet d'une augmentation exponentielle du flux de chaleur avec la hauteur ($\frac{\varphi_{sur(X)}}{\lambda} = e^X$), ainsi que de la croissance ou décroissance linéaire du flux de chaleur avec la hauteur ($\frac{\varphi_{sur(X)}}{\lambda} = 1 \pm X$) ont été étudiées numériquement par Kao *et al.* [137] et Yang *et al.* [136].

Enfin, comme mis en évidence dans le chapitre 3, l'évolution verticale de la température superficielle interne des vitrages des fenêtres étudiées (TVC et PDC) est de forme logarithmique. À notre connaissance, l'écoulement de convection naturelle induit par ce type d'évolution n'a jamais été étudié. Dans ce chapitre, une caractérisation thermique et dynamique de la couche limite et des échanges thermiques de convection libre à la surface de la face 6 des fenêtres à triple vitrage chauffant et pariétodynamique chauffante est initiée.

1. Caractérisation thermique des écoulements

La caractérisation thermique de l'écoulement de convection libre a été réalisée avec et sans écoulement dans la fenêtre pour les configurations Q15-400- $\Delta T15$ et Q0-P400- $\Delta T15$. Elle a consisté à déterminer des profils de température perpendiculairement à la surface de la fenêtre pour différentes hauteurs. Les mesures de température ont été réalisées à l'aide d'un micro-thermocouple positionné sur un système de déplacement dans l'axe de symétrie de la fenêtre ($Y = 340$ mm). Les hauteurs des points de mesures considérées sont précisées par la Figure 107.

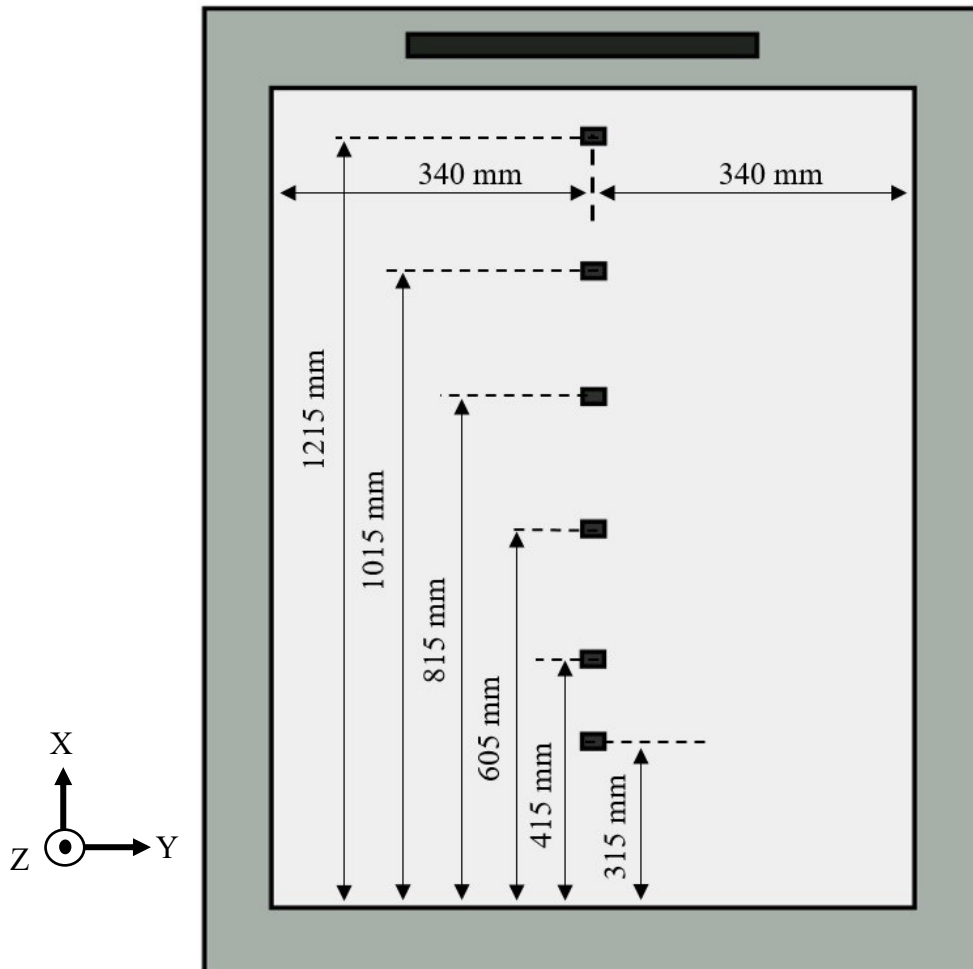


Figure 107 : Positions des points à la surface du vitrage où ont été déterminés les profils de température

1.1. Profils de température et épaisseur de couche limite thermique

La Figure 108 et la Figure 109 présentent respectivement les résultats obtenus pour les 6 hauteurs considérées. Pour chacune d'elles, les mesures de température, T_{air-CL} , réalisées perpendiculairement à la fenêtre (suivant Z) à l'aide du micro-thermocouples sont représentées par les points noirs. Ils correspondent aux distances à la face intérieure du vitrage (coordonnée Z) suivantes : 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 14, 16, 18, 23, 28, 33, 38, 43, 53, 63, 73 et 83 mm. Sur chaque graphique, le point rouge correspond à la température locale de surface extraite des champs de température obtenus par thermographie IR (voir Chapitre 3).

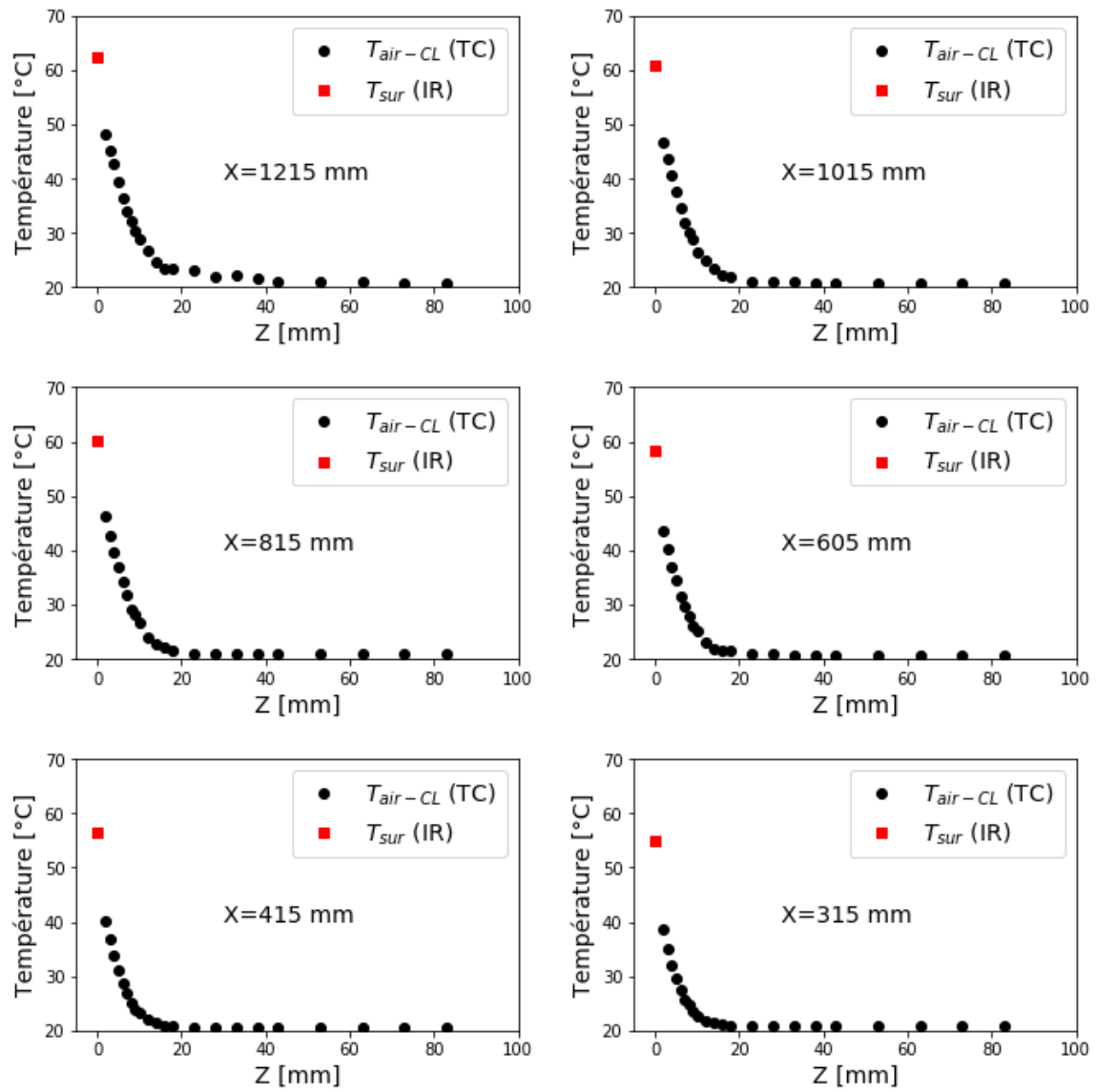


Figure 108 : Profils de température obtenus aux 6 hauteurs X considérées pour la configuration Q0-P400- $\Delta T15$

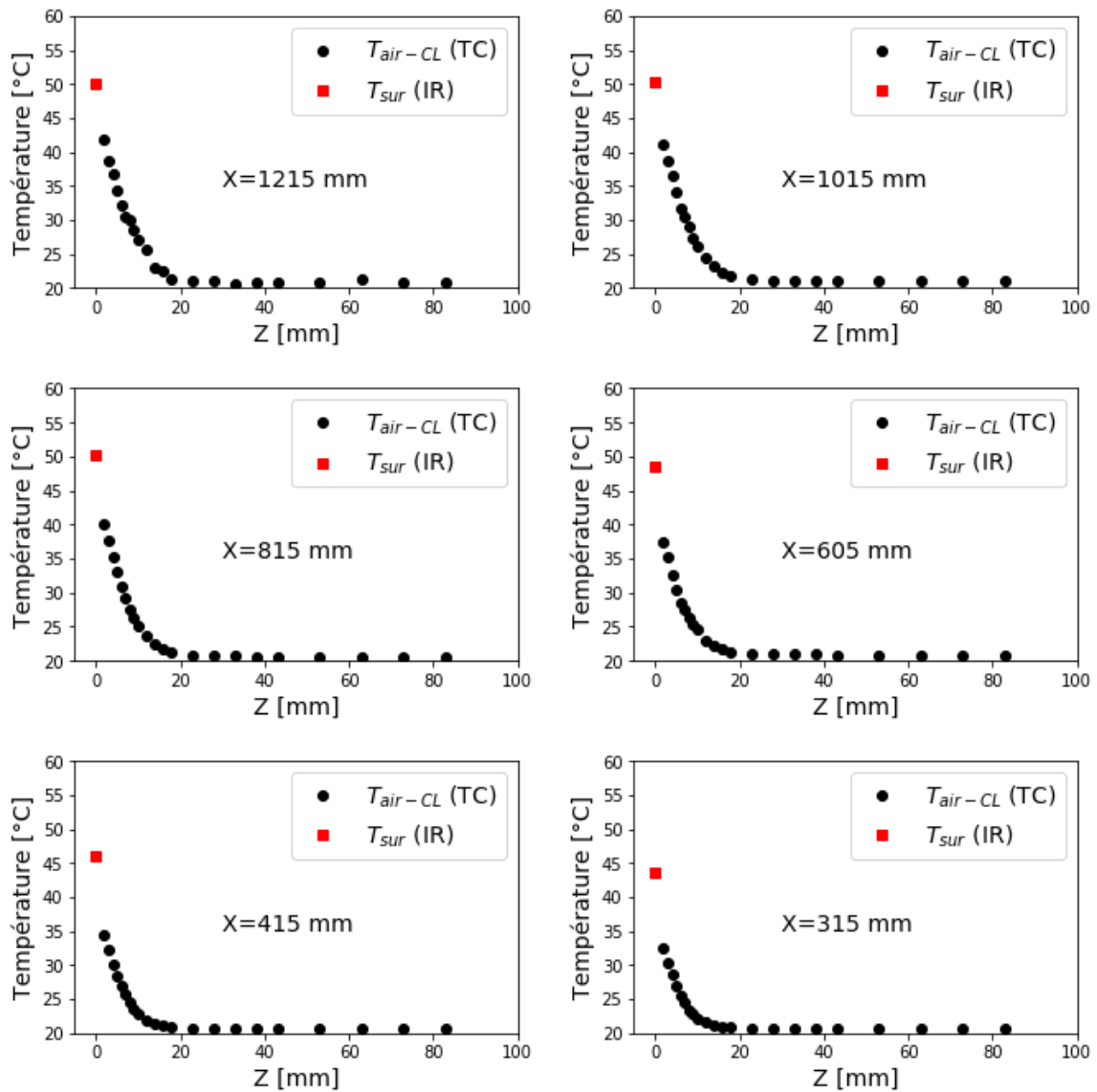


Figure 109 : Profils de température obtenus aux 6 hauteurs considérées pour la configuration Q15-P400- $\Delta T15$

On peut remarquer que la température mesurée en $Z = 2$ mm augmente avec la hauteur X comme cela avait été observé pour la température de surface. Pour une distance Z donnée, les valeurs de température mesurée pour la fenêtre TVC sont supérieures à celles de la fenêtre PDC. Ceci est lié au fait que les niveaux de température superficielle de la fenêtre TVC sont plus élevés. On peut également noter que la distance à laquelle le profil de température atteint sa valeur minimale augmente avec la hauteur X , traduisant le fait que l'épaisseur de la couche limite augmente. Enfin, on peut observer en $X = 1215$ mm que la décroissance de la température est moins marquée que pour les autres hauteurs. Ceci est vraisemblablement dû à l'effet de blocage du cadre supérieur et, dans le cas de la fenêtre PDC, également au jet issu de l'entrée d'air.

Sur la Figure 110 sont tracées les épaisseurs des couches limites thermiques δ_T des deux configurations étudiées en fonction de la hauteur. Comme précisé précédemment, l'épaisseur de la couche limite thermique est déterminée comme suit :

$$\frac{T_{sur} - T_{air-CL}(\delta_T)}{T_{sur} - T_{air-amb}} = 0,99 \quad \text{Équation 81}$$

où $T_{air-CL}(\delta_T)$ est la température d'air atteinte à l'extrémité de la couche limite.

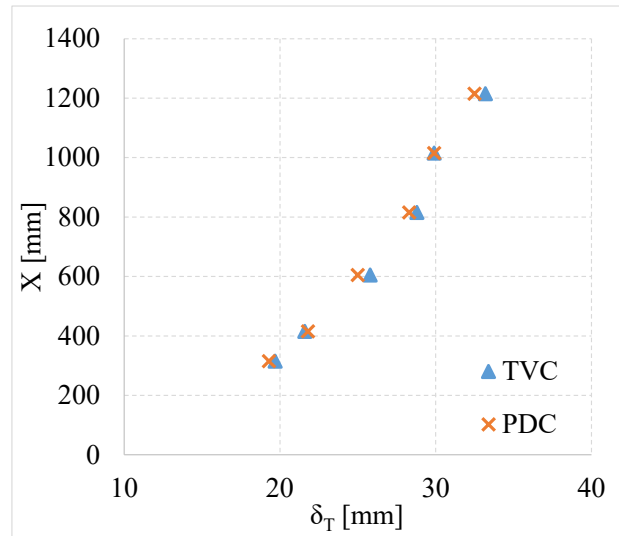


Figure 110 : Évolution de l'épaisseur de la couche limite thermique avec la hauteur X pour les configurations de fenêtres TVC et PDC

On peut observer que les épaisseurs des couches limites varient de 19,5 mm pour $X = 315$, à 33 mm environ pour $X = 1215$ mm. Globalement, la couche limite thermique obtenue pour la fenêtre TVC est sensiblement plus épaisse que celle de la fenêtre PDC. Ce résultat était attendu puisque la température de surface de la fenêtre TVC est plus élevée que celle de la fenêtre PDC, et par conséquent la couche limite induite est plus importante.

1.2. Comparaison des profils de température avec la littérature

Dans cette partie, une comparaison des profils de température présentés précédemment avec ceux issus de la littérature est proposée. Ces derniers correspondent aux cas de couches limites thermiques se développant le long d'une paroi verticale pour différentes configurations, à savoir isotherme, à flux uniforme et à température variable suivant une loi puissance.

1.2.1. Cas d'une paroi à température uniforme

Dans un premier temps, nous comparons les profils obtenus pour les deux configurations de fenêtre avec le profil théorique établi par Padet [124]. Ce dernier représente le gradient de température adimensionné dans la couche limite se développant le long d'une paroi verticale à température uniforme. La température de la fenêtre est supposée uniforme et égale à la température moyenne du champ, $T_{sur-moy}$, et le nombre de Grashof local Gr_X utilisé pour l'adimensionnement est calculé comme suit :

$$Gr_X = \frac{g\beta (T_{sur-moy} - T_{air-amb}) X^3}{\nu^2} \quad \text{Équation 82}$$

Sur la Figure 111, le tracé des profils de températures adimensionnés pour les configurations Q0-P400-T15 et Q15-400- Δ T15 est comparé au profil théorique de Padet [124].

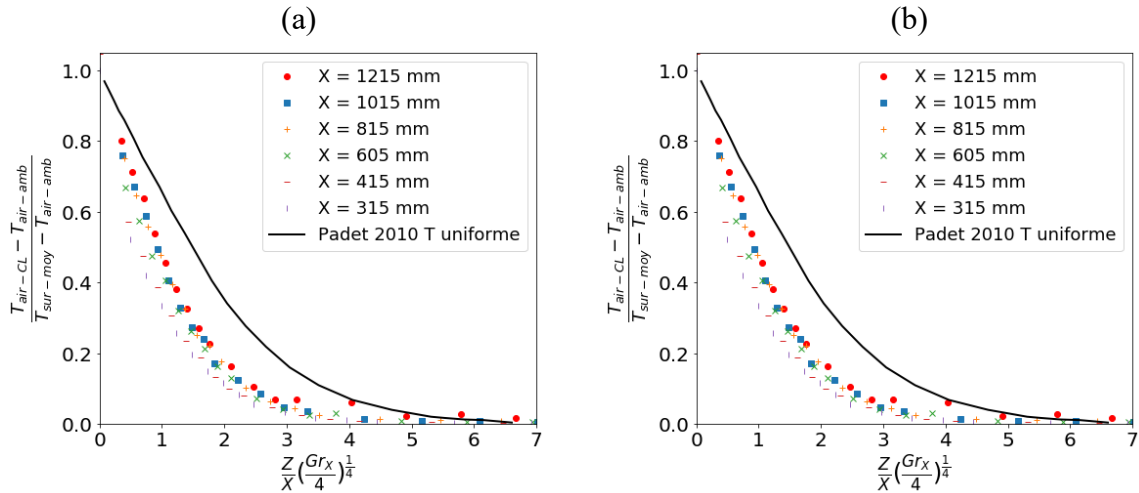


Figure 111 : Comparaison des profils de température obtenus avec celui établi par Padet [124], (a) pour la fenêtre TVC, (b) pour la fenêtre PDC

Que ce soit pour la fenêtre TVC ou la fenêtre PDC, le profil théorique est très éloigné des profils de température déterminés aux différentes hauteurs X. L'hypothèse d'une température uniforme n'est donc pas envisageable dans le cas présent.

1.2.2. Cas d'une paroi à flux uniforme

Les profils obtenus sont maintenant comparés au profil théorique établi par Sparrow et Gregg [132] pour une paroi verticale à flux de chaleur uniforme. La densité de flux de chaleur convectif est supposée uniforme et égale à la moyenne des valeurs de flux convectifs locaux φ_{conv} mesurés à l'aide du fluxmètre pour les 6 positions précisées sur la Figure 107. Le nombre de Grashof modifié, Gr_X^* a été utilisé [132] :

$$Gr_X^* = Gr_X Nu_X = \frac{g \beta h_{loc} (T_{sur} - T_{air-amb}) X^4}{\lambda \nu^2} = \frac{g \beta \varphi_{conv-moy} X^4}{\lambda \nu^2} \quad \text{Équation 83}$$

La comparaison des profils de températures adimensionnés avec le profil théorique de Sparrow et Gregg [132] est présentée par la Figure 112.

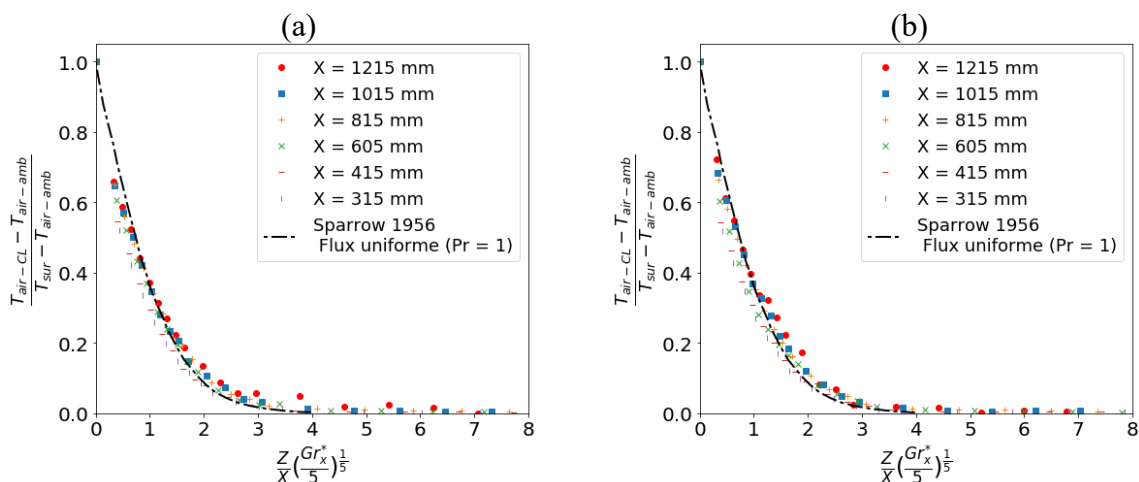


Figure 112 : Comparaison des profils de température obtenus avec celui établi par Sparrow et Gregg [132], (a) pour la fenêtre TVC, (b) pour la fenêtre PDC

Le nombre de Prandtl de l'air au voisinage de la face 6 des fenêtres est de 0,71. Les profils de température mesurés s'apparentent bien au profil de Sparrow et Gregg [132] bien que l'on ne soit pas dans les mêmes conditions expérimentales. Les résultats présentés dans le chapitre 3 ont en effet montré que le flux de chaleur convectif à la surface des fenêtres étudiées n'est pas uniforme.

1.2.3. Cas d'une paroi à température variable

Comme mentionné précédemment, les écoulements induits par une paroi dont la température est variable et supérieure à celle du fluide ambiant ont été principalement étudiés pour trois types d'évolution de la température de surface : sinusoïdale, exponentielle et suivant une loi puissance. Parmi ces 3 types d'évolution, la loi puissance est la plus proche de l'évolution logarithmique qui semble le mieux correspondre aux fenêtres TVC et PDC. Cette évolution, de la forme $N X^n$, a été étudiée par Sparrow et Gregg [122] pour différentes valeurs de n . Nous avons retenu deux valeurs de n (0,5 et 3). Les profils théoriques de Sparrow et Gregg [122] pour $n = 0,5$ et $n = 3$ ainsi que les profils obtenus pour les configurations Q0-P400-T15 et Q15-400-ΔT15 sont tracés sur la Figure 113.

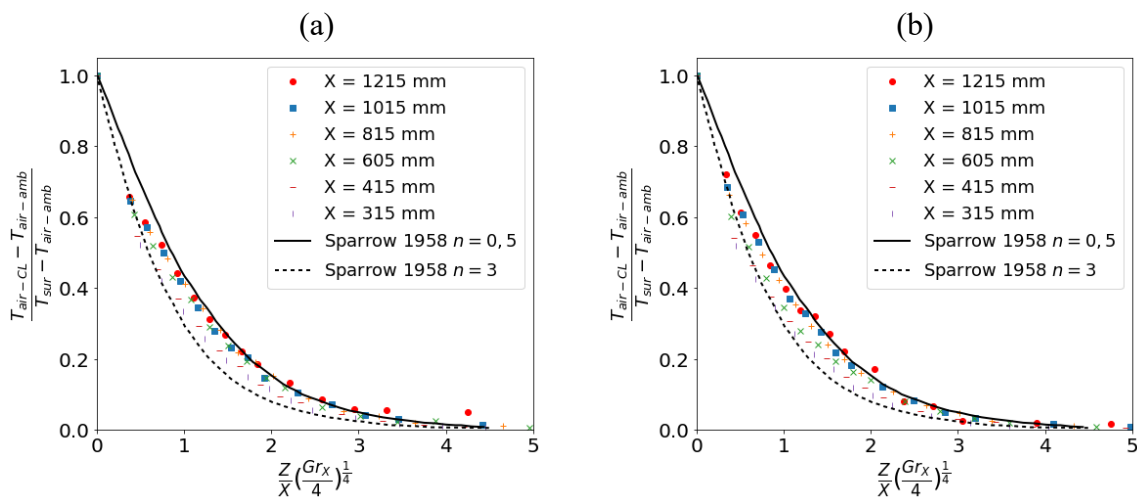


Figure 113 : Comparaison des profils de température obtenus avec celui établi par Sparrow et Gregg [122], (a) pour la fenêtre TVC, (b) pour la fenêtre PDC

Les profils adimensionnés présentent une bonne concordance avec la courbe correspondant à l'évolution de température de surface sous forme de loi puissance avec $n = 0,5$. Ce qui n'est pas le cas pour $n = 3$.

À partir des comparaisons réalisées dans cette section, les gradients de température d'air au sein des écoulements se développant à la surface des fenêtres TVC et PDC s'apparentent relativement bien à celui résultant d'une évolution de température de surface en loi puissance, pour $n = 0,5$. Ceci est lié au fait que l'évolution de $T_{sur(X)} - T_{air-amb}$ sous forme d'une loi puissance avec $n = 0,5$ s'apparente à une évolution logarithmique.

2. Caractérisation dynamique de l'écoulement à la surface intérieure de la fenêtre

En complément de la caractérisation thermique, une caractérisation dynamique de l'écoulement se développant verticalement à la surface des vitrages des deux fenêtres TVC et PDC a été faite. Les mesures de vitesse ont été réalisées par vélocimétrie par image de particules (PIV). Les profils de vitesse ont été extraits des champs ainsi obtenus afin de les comparer aux profils de vitesse issus de la littérature.

2.1. Profils de vitesse et épaisseurs de couche limite dynamique

La Figure 114 (a) et la Figure 115 (a) présentent les champs de vitesse moyens obtenus pour les configurations de fenêtre TVC et PDC respectivement. La Figure 114 (b) et la Figure 115 (b) présentent les profils de vitesse aux mêmes hauteurs que celles considérées dans la partie précédente. Étant donnée la difficulté des mesures par PIV liée aux réflexions de la nappe laser à la surface de la vitre, il est très difficile de mesurer la vitesse à moins de 4 mm de cette surface. Pour cette raison, les profils de vitesse sont tracés à partir de $Z = 4$ mm. L'enjeu principal de ces mesures est de déterminer précisément la valeur de la vitesse maximale de chaque profil de vitesse.

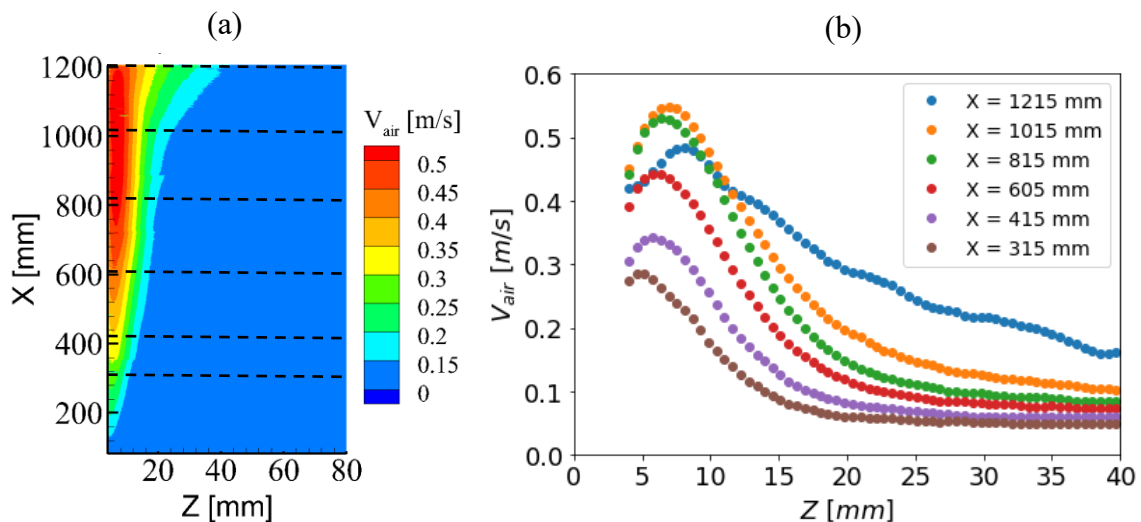


Figure 114 : (a) Champ de vitesse obtenu sur la hauteur de la fenêtre TVC, (b) Profils de vitesse suivant Z obtenus pour différentes hauteurs X

Comme le montrent la Figure 114 (b) et la Figure 115 (b), les profils de vitesse correspondants aux hauteurs $X \leq 1015$ mm sont similaires, et leur vitesse maximale augmente avec la hauteur. Par contre, au-delà de $X = 1015$ mm la vitesse maximale des profils décroît (ralentissement de l'écoulement) due à l'effet de blocage engendré par la partie supérieure du cadre de la fenêtre. Cet effet conduit donc à écraser les profils de vitesse ainsi qu'à détacher et éloigner l'écoulement de la surface des fenêtres. Les profils pour $X = 1215$ mm des deux fenêtres ont le même comportement (détachement et décalage de la surface de la fenêtre). Ce comportement est dû uniquement à l'effet du cadre, et le jet d'air dans le cas de la fenêtre PDC ne présente aucun effet sur l'écoulement. Enfin, les profils n'atteignent pas une valeur nulle

loin de la fenêtre. Ceci est dû aux mouvements d'air dans l'ambiance intérieure, l'air n'étant pas au repos.

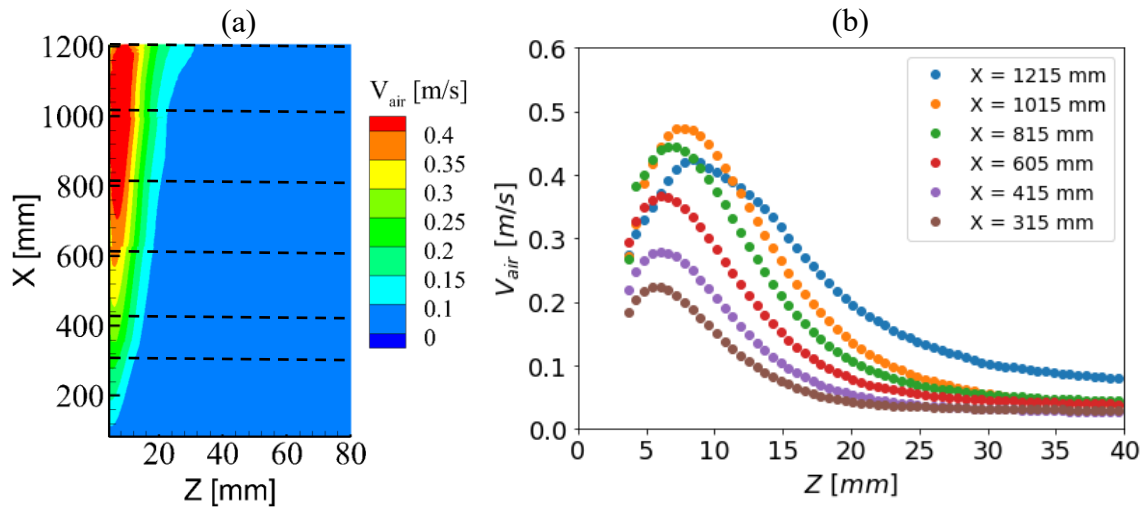


Figure 115 : (a) Champ de vitesse obtenu sur la hauteur de la fenêtre PDC, (b) Profils de vitesse suivant Z obtenus pour différentes hauteurs X

L'évolution de la vitesse d'air maximale dans la couche limite dynamique en fonction de la hauteur est présentée par la Figure 116 pour les hauteurs allant jusqu'à 1015 mm.

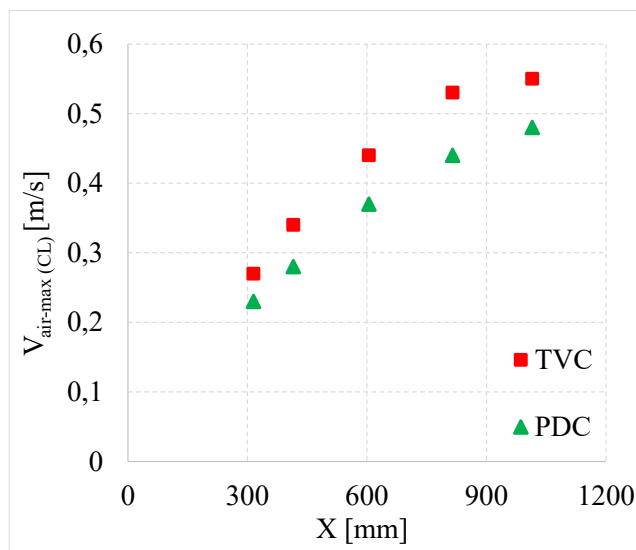


Figure 116 : Évolution de la vitesse d'air maximale au sein de la couche limite en fonction de la hauteur

La vitesse maximale de l'air dans la couche limite se développant le long de la fenêtre TVC augmente de 0,27 m/s ($X = 315$ mm) à 0,55 m/s ($X = 1015$ mm). Pour la fenêtre PDC, elle augmente moins vite, de 0,23 m/s à 0,48 m/s. Quelle que soit la hauteur, la vitesse maximale pour la fenêtre TVC est plus grande que celle de la fenêtre PDC. Ceci est lié au fait que pour la même puissance P et le même écart de température ΔT , la température de la face 6 de la fenêtre TVC est plus élevée que celle de la fenêtre PDC. Par conséquent les forces d'Archimède induisant le mouvement d'air dans le cas de la fenêtre TVC sont plus importantes.

L'épaisseur de la couche limite dynamique δ_d pour ce type d'écoulement est définie en fonction de la vitesse maximale. Son extrémité correspond au lieu où la vitesse est égale à 1 % de la vitesse maximale : $V_{(\delta_d)} = 0,01 V_{air-max}$. En pratique, cette définition est applicable si la vitesse d'air au loin de la paroi chaude est nulle. Comme observé sur la Figure 114 (b) et la Figure 115 (b), les profils de vitesse atteignent une valeur minimale supérieure à zéro et variable avec la hauteur. Pour cela, l'expression donnant l'épaisseur de couche limite dynamique a été modifiée afin de prendre en compte une vitesse d'air ambiante $V_{air-amb}$ non nulle :

$$\frac{V_{air-CL} - V_{air-amb}}{V_{air-max} - V_{air-amb}} = 0,01 \quad \text{Équation 84}$$

La valeur de $V_{air-amb}$ retenue pour les deux configurations est celle mesurée par le mât de confort numéro 2 à une hauteur de 1,8 m, pour le cas d'une fenêtre PDC avec orientation du jet vers le haut (PDC-haut). Elle est égale à 0,07 m/s (voir Figure 98). Par rapport aux fenêtres, cette vitesse correspond à une hauteur $X = 850$ mm environ et une distance $Z = 500$ mm environ. Sur la Figure 117 est représentée l'évolution de l'épaisseur de la couche limite dynamique δ_d en fonction de la hauteur.

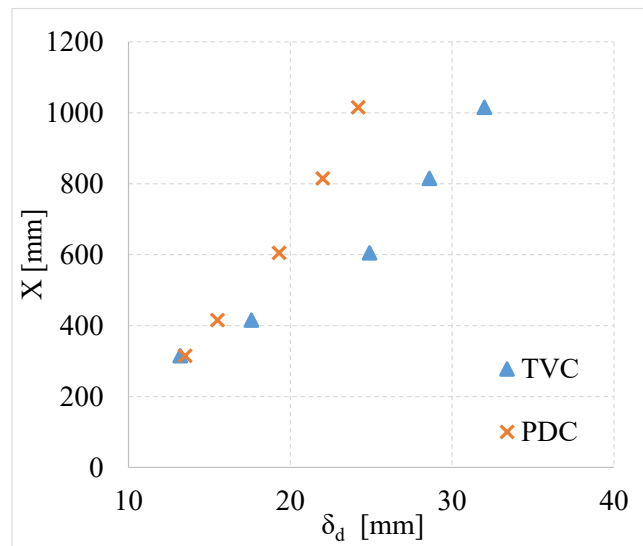


Figure 117 : Épaisseur de la couche limite dynamique en fonction de la hauteur

Pour la fenêtre TVC, l'épaisseur de la couche limite dynamique est égale à 13,2 mm pour $X = 315$ mm. Elle augmente avec la hauteur pour atteindre 32 mm pour $X = 1015$ mm. Concernant la fenêtre PDC, l'épaisseur de la couche limite dynamique augmente d'une valeur de 13,7 mm à 24,2 mm. La couche limite dynamique de la fenêtre TVC est plus large que celle de la fenêtre PDC en raison d'une température de surface plus élevée pour la fenêtre TVC. Par rapport à la couche limite thermique, et pour les deux fenêtres étudiées, l'épaisseur de la couche limite dynamique est moins importante.

2.2. Comparaison des profils de vitesse avec des modèles de la littérature

Comme pour les profils de température, nous avons comparé les profils de vitesse pour les configurations de fenêtres TVC et PDC avec des profils issus de la littérature. Les parties

manquantes des profils de vitesse (pour $Z < 4$ mm) ont été reconstruites par extrapolation à l'aide d'une courbe de tendance polynomiale et en tenant compte du fait que la vitesse est nulle en $Z = 0$ mm (condition d'adhérence à la surface du vitrage).

2.2.1. Cas d'une paroi à température uniforme

La Figure 118 présente les profils de vitesse adimensionnés des configurations Q0-P400-T15 et Q15-400- Δ T15 avec le profil théorique proposé par Padet [124] et correspondant à un écoulement induit par une paroi verticale à température uniforme.

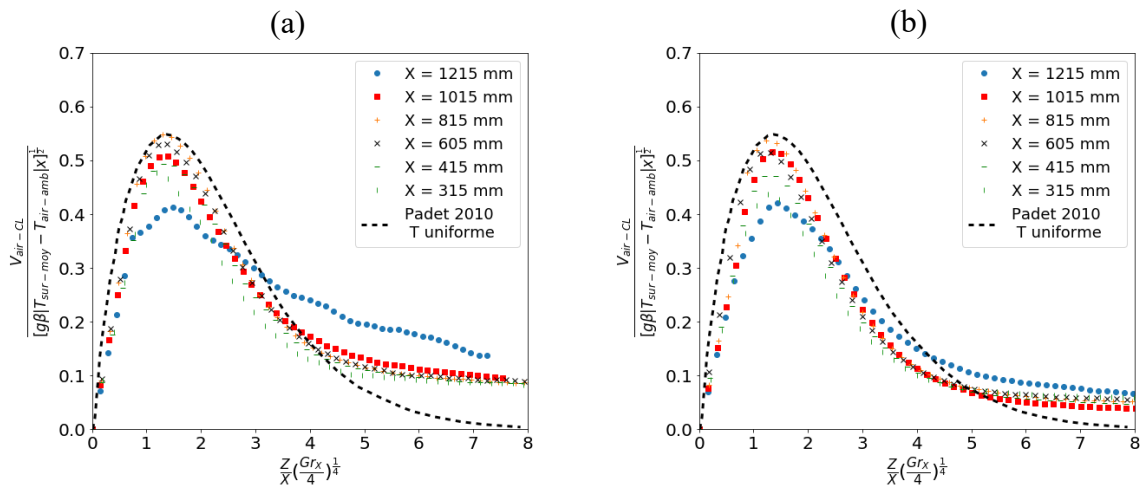


Figure 118 : Comparaison des profils de vitesse obtenus avec le profil établi par Padet, (a) pour la fenêtre TVC, (b) pour la fenêtre PDC

Les profils de vitesse adimensionnée pour les deux types de fenêtres TVC et PDC en $X \leq 1015$ mm ont la même allure que le profil théorique de Padet [124], mais avec des valeurs distinctes en fonction de la hauteur. Le profil proposé par Padet n'est donc pas représentatif de ceux obtenus pour les fenêtres TVC et PDC. Il est par ailleurs calculé pour une vitesse loin de la paroi nulle.

2.2.2. Cas d'une paroi à flux uniforme

De même, sur la Figure 119, les profils de vitesse des deux configurations Q0-P400-T15 et Q15-P400- Δ T15 ont été comparés au profil de vitesse théorique établi par Sparrow et Gregg [132] pour le cas d'une paroi verticale à flux de chaleur uniforme.

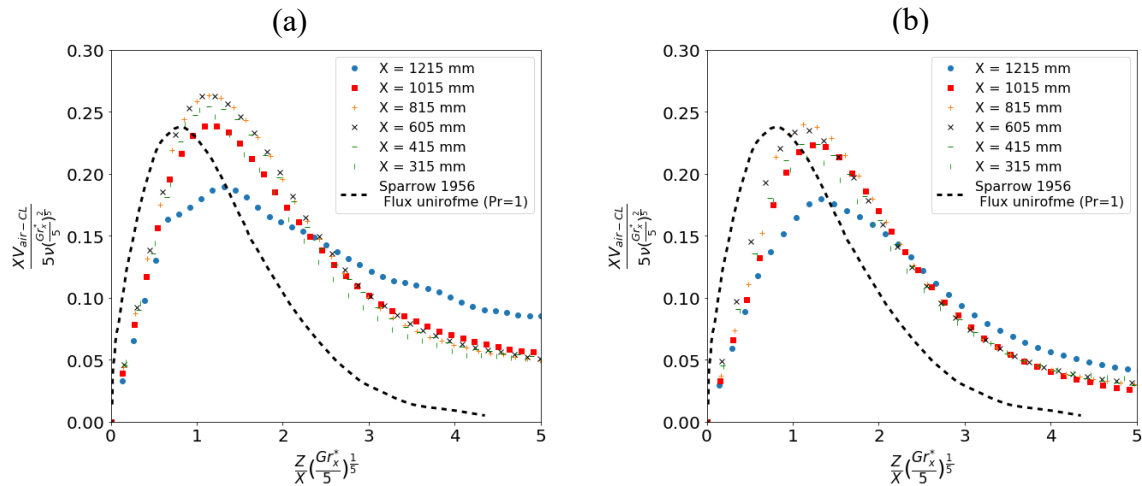


Figure 119 : Comparaison des profils de vitesse obtenus avec celui établi par Sparrow et Gregg [132], (a) pour la fenêtre TVC, (b) pour la fenêtre PDC

Même si la forme des profils est relativement similaire, il y a un décalage des profils avec la hauteur et l'épaisseur de l'écoulement. Par conséquent l'écoulement généré par les vitrages chauffants ne peut pas non plus être assimilé à celui issu d'une paroi à flux uniforme.

2.2.3. Cas d'une paroi à température variable

Les résultats de comparaison avec les profils de vitesse établis par Sparrow et Gregg [122], pour $n = 0,5$ ($T_{sur}(X) - T_{air-amb} = NX^{0,5}$) et $n = 3$ ($T_{sur}(X) - T_{air-amb} = NX^3$), sont présentés par la Figure 120. Contrairement à ce qui avait été obtenu pour les profils de température, les résultats sont ici très différents.

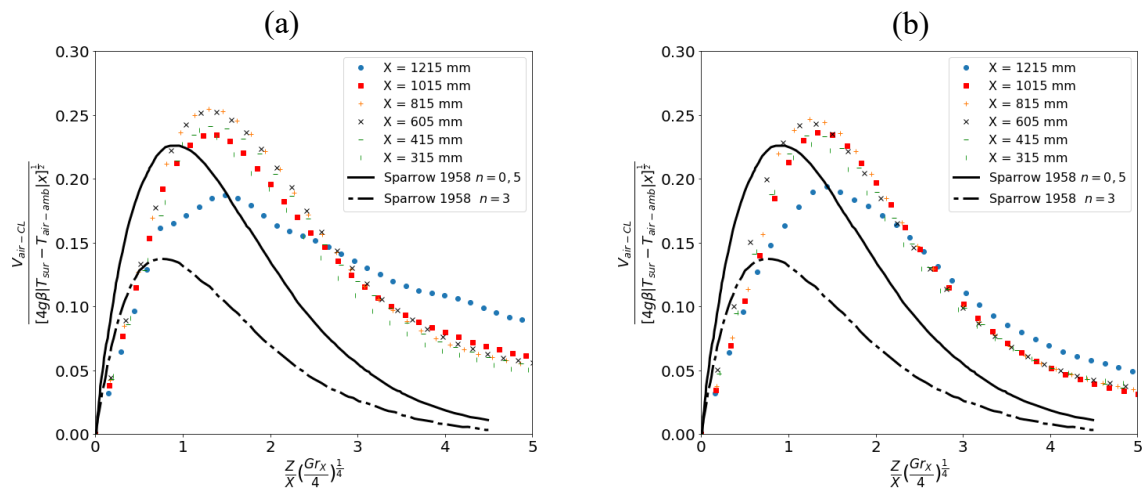


Figure 120 : Comparaison des profils de vitesse avec ceux établis par Sparrow et Gregg [122], (a) pour la fenêtre TVC, (b) pour la fenêtre PDC

On peut observer que les profils de vitesses adimensionnés présentent un décalage important par rapport aux profils issus de la littérature. Ce décalage montre que les profils de vitesse de Sparrow et Gregg ne sont pas représentatifs des écoulements étudiés. Nous avons remarqué dans toutes les comparaisons effectuées avec les profils de vitesse la présence d'un décalage

vertical (vertical de la figure) entre les valeurs adimensionnées et les profils issus de la littérature. Comme expliqué précédemment, ceci est dû au fait que l'adimensionnement des profils expérimentaux s'est effectué pour une valeur de vitesse non nulle loin de la fenêtre, en raison du mouvement d'air dans l'enceinte. Les décalages suivant l'horizontal (horizontal de la figure) indiquent que les épaisseurs des couches limites de la littérature, ainsi que la distance entre la fenêtre et le maximum du profil ne correspondent pas aux écoulements étudiés. En conclusion, même si les formes des profils sont semblables, aucun profil de vitesse issu de la littérature ne permet de représenter les profils obtenus pour les fenêtres PDC et TVC.

3. Détermination du coefficient d'échange convectif local

Dans cette section, nous présentons les résultats de calcul des coefficients d'échange convectif locaux, h_{loc} , pour les points précisés sur la Figure 107, pour les deux configurations Q0-P400- $\Delta T15$ et Q15-P400- $\Delta T15$. Les valeurs de h_{loc} sont déterminées dans un premier temps expérimentalement à l'aide des profils de température et des mesures fluxmétriques. Puis, elles sont comparées à des valeurs issues du modèle de Sparrow et Gregg [122] pour une évolution de température de surface en loi puissance ($N X^{0,5}$).

3.1. Méthodes expérimentales

3.1.1. Méthode du gradient

La méthode du gradient est basée sur les profils de température mesurés dans l'écoulement au voisinage de la face 6 de la fenêtre pour différentes hauteurs, en supposant que la surface du vitrage y est localement isotherme et que le flux de chaleur échangé est uniforme et unidirectionnel. À $Z = 0$ mm, les échanges thermiques se font à la fois par conduction et convection, ceci peut être exprimé à l'aide de la loi de Newton et de celle de Fourier, d'où l'égalité :

$$h_{loc} \Delta T = -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial Z} \right|_{Z=0} \quad \text{Équation 85}$$

où $\Delta T = T_{sur} - T_{air-amb}$ est l'écart de température entre la surface et l'air ambiant et $\left. \frac{\partial T}{\partial Z} \right|_{Z=0}$ le gradient de température à $Z = 0$ mm.

Le coefficient d'échange convectif local peut alors être calculé par :

$$h_{loc} = \frac{-\lambda}{\Delta T} \left. \frac{\partial T}{\partial Z} \right|_{Z=0} \quad \text{Équation 86}$$

Comme illustré par la Figure 121, le gradient de température à $Z = 0$ est calculé à l'aide de la température de surface mesurée par thermographie infrarouge et celle mesurée par le microthermocouple à $Z = 2$ mm. Il est égal à la pente de la droite passant par les deux points à T_{sur} et T_{air-CL} en $Z = 2$ mm. Cette méthode de détermination du gradient de température a été utilisée par Lewandowski *et al.* [138].

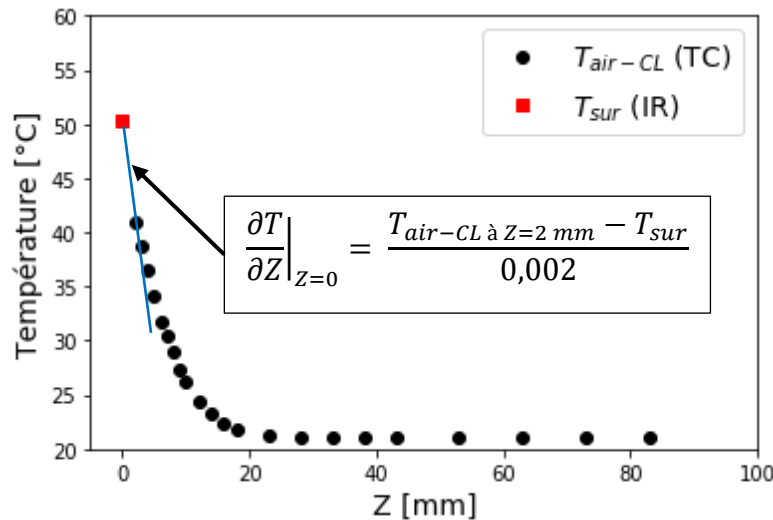


Figure 121 : Détermination du gradient de température en $Z = 0$ mm

3.1.2. Méthode fluxmétrique

Parallèlement à la détermination des profils de température, et pour les mêmes hauteurs, les flux de chaleur locaux échangés entre la surface intérieure du vitrage et l'ambiance intérieure de l'enceinte ont été mesurés à l'aide d'un fluxmètre. Le but est donc d'évaluer les densités des flux de chaleur convectifs sur ces points pour évaluer par la suite le coefficient d'échange convectif local, h_{loc} . La méthode de mesure des densités des flux convectifs $\varphi_{conv-cap}$ est décrite dans le chapitre 3. À partir de ces mesures, le coefficient d'échange convectif local h_{loc} peut être déduit comme suit :

$$h_{loc} = \frac{\varphi_{conv-cap}}{A_{cap}(T_{sur} - T_{air-amb})} \quad \text{Équation 87}$$

où $\varphi_{cap-cap}$ et A_{cap} sont respectivement le flux convectif mesuré par le fluxmètre et la surface du capteur.

3.2. Modèle de Sparrow

La Figure 122 reproduit des courbes établies par Sparrow et Gregg [122] et donnant l'évolution de $Nu_X / (Gr_X/4)^{1/4}$ en fonction de la puissance n . Cette courbe proposée nous permet d'extraire des corrélations permettant de calculer le nombre de Nusselt pour des valeurs de puissance n comprise entre -0,8 et 3. Comme nous avons vu que la valeur de $n = 0,5$ conduit à des résultats proches en température. Nous retenons cette valeur pour la comparaison des valeurs du coefficient d'échange convectif par la suite.

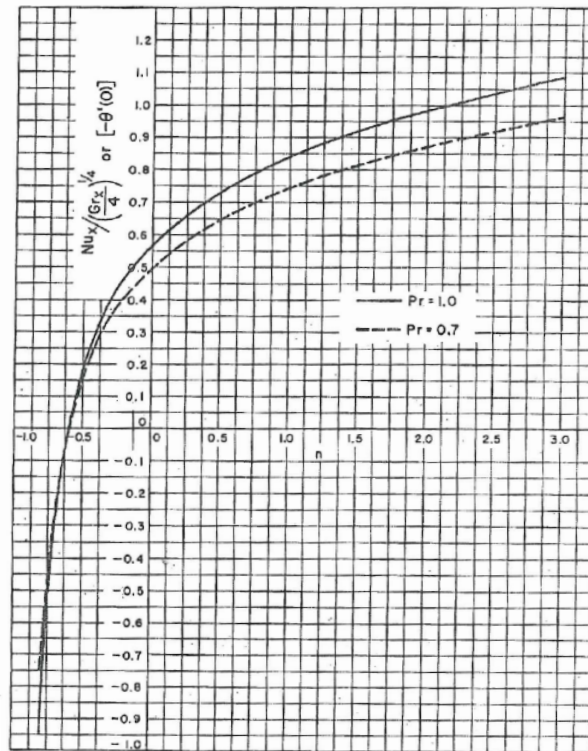


Figure 122 : Nombre Nusselt en fonction de la puissance n (Sparrow et Gregg [122])

À partir de la courbe tracée sur la Figure 122, on trouve que pour $n = 0,5$, le nombre de Nusselt local, Nu_x , peut être calculé comme suit :

$$Nu_x = 0,65 \left(\frac{Gr_x}{4}\right)^{1/4} \quad \text{Équation 88}$$

et par conséquent, le coefficient d'échange convectif local h_{loc} s'exprime :

$$h_{loc} = \frac{0,65 \lambda \left(\frac{Gr_x}{4}\right)^{1/4}}{X} \quad \text{Équation 89}$$

3.3. Résultats et discussions

Les valeurs du coefficient d'échange convectif obtenues pour les deux fenêtres TVC et PDC et à l'aide des 3 méthodes précédemment décrites sont présentées par la Figure 123. Étant donné que l'écoulement au-dessus de $X = 1015$ mm est perturbé par le cadre de la fenêtre. Nous ne présenterons que les valeurs de h_{loc} pour les hauteurs de $X \leq 1015$ mm.

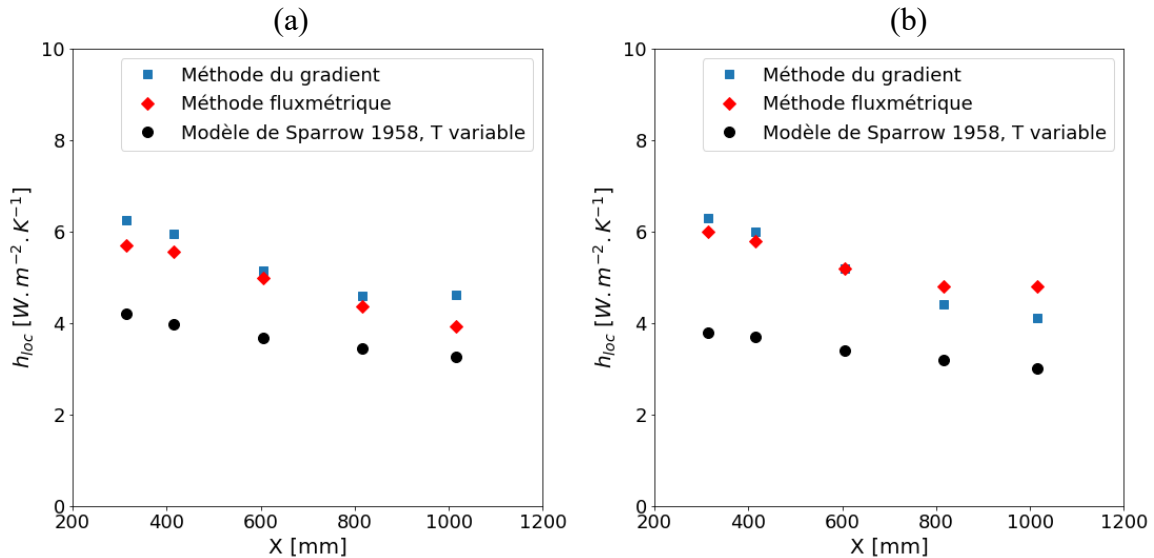


Figure 123 : Évolution du coefficient d'échange convectif local en fonction de la hauteur, (a) pour la fenêtre TVC, (b) pour la fenêtre PDC

On peut observer que la valeur du coefficient d'échange convectif local issue des 3 méthodes décroît avec la hauteur de la fenêtre. Concernant les méthodes expérimentales, la valeur de h_{loc} obtenue par la méthode du gradient pour la fenêtre TVC est de $6,3 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ en $X = 315$ mm. Elle diminue à $4,5 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ en $X = 1015$ mm. Les valeurs obtenues par la méthode fluxmétrique sont très proches de celles obtenues par la méthode du gradient. Elles présentent une différence maximale de $0,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Il en va de même pour la fenêtre PDC. À noter que, même si les deux méthodes expérimentales donnent des résultats semblables, la méthode du gradient est plus précise que la méthode fluxmétrique car la précision du micro-thermocouple est plus élevée que celle du capteur du fluxmètre utilisé. Nous retenons donc, par la suite, la méthode du gradient comme référence pour comparer en relatif les résultats expérimentaux aux résultats issus de la corrélation de Sparrow et Gregg [122].

La valeur de h_{loc} issue de la corrélation de Sparrow et Gregg [122] en $X = 315$ mm est de $4,2 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour la fenêtre TVC et de $3,8 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ pour la fenêtre PDC. Elle diminue avec la hauteur à $3,1 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et $2,9 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ respectivement. On peut donc observer que les valeurs de h_{loc} sont légèrement supérieures pour la fenêtre TVC dû au fait que sa température de surface est plus élevée et par conséquent les échanges convectifs sont plus importants. En comparant les résultats expérimentaux avec ceux de la corrélation de Sparrow et Gregg [122], on trouve que ces derniers sont toujours plus faibles. Pour la fenêtre TVC, l'écart entre la valeur expérimentale (méthode du gradient) et celle du modèle de Sparrow et Gregg représente 49 % de la valeur issue du modèle en $X = 315$ mm et 41 % en $X = 1015$. De même, pour la fenêtre PDC, cet écart est de 65 % en $X = 315$ mm et 36 % en $X = 1015$. Cette comparaison nous

montre que les valeurs expérimentales du coefficient d'échange convectif entre les parois des fenêtres étudiées et l'air ambiant sont bien supérieures à celles issues du modèle Sparrow et Gregg. L'utilisation de ce dernier conduit donc à sous-estimer les valeurs du coefficient h_{loc} et par conséquent la quantification des échanges convectifs.

Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons présenté des résultats expérimentaux d'une étude prospective de caractérisation de la couche limite à la surface d'une fenêtre à triple vitrage chauffant et d'une fenêtre pariétodynamique chauffante. Cette étude a été menée dans le but d'identifier un modèle disponible dans la littérature qui permettrait de calculer le coefficient d'échange convectif à la face 6 des fenêtres TVC et PDC.

Les caractérisations thermique et dynamique des écoulements montrent que, pour les deux fenêtres, la couche limite thermique est plus épaisse que la couche limite dynamique. En comparant les couches limites induites par les fenêtres TVC et PDC, on trouve que celles induites par la fenêtre TVC sont plus importantes. De même, à toute hauteur, la vitesse d'air maximale dans la couche limite dynamique induite par la fenêtre TVC est toujours supérieure à celle de la fenêtre PDC. Les deux derniers résultats sont liés au fait que la température de surface de la fenêtre à triple vitrage chauffant est plus élevée que celle de la fenêtre pariétodynamique chauffante. Par conséquent les forces motrices des écoulements (forces d'Archimède) induites par la surface de cette dernière sont moins importantes.

Les profils de température et de vitesse mesurés dans l'épaisseur des couches limites ont été comparés avec d'autres modèles de la littérature. Le profil théorique de température proposé par Sparrow et Gregg est le plus proche. Il correspond au cas d'un écoulement se développant le long d'une surface dont la température varie sous la forme d'une loi puissance ($N X^{0,5}$). Cependant, l'application de ce modèle aux écoulements étudiés a montré que son utilisation conduit à une large sous-estimation des valeurs du coefficient d'échange convectif par rapport aux méthodes expérimentales. Ce modèle n'est donc pas exploitable pour les écoulements induits par les fenêtres TVC et PDC.

Les mesures et les résultats présentés dans ce chapitre constituent les prémices de travaux devant permettre de définir un modèle approprié pour caractériser la couche limite et quantifier les échanges convectifs à la surface d'une fenêtre pariétodynamique chauffante. Les écoulements induits par une surface plane verticale dont l'évolution verticale de température superficielle est de forme logarithmique n'ont pas été étudiés dans la littérature. Les travaux de Sparrow et Gregg pourraient être repris dans le but d'établir des profils thermiques et dynamiques théoriques à partir d'une loi logarithmique pour la température superficielle. Puis d'en déduire une nouvelle corrélation permettant le calcul du coefficient d'échange convectif local.

Conclusion générale et perspectives

Les travaux de recherche présentés ici ont porté sur l'étude expérimentale des performances énergétiques d'une fenêtre pariétodynamique équipée d'un vitrage chauffant. Le principe de la fenêtre pariétodynamique consiste à faire circuler de l'air entre ses verres avant de l'introduire au sein du bâtiment. Une partie de l'énergie solaire absorbée par les vitrages et des déperditions thermiques à travers la fenêtre sont ainsi récupérées pour préchauffer l'air entrant. L'originalité de ce travail est la combinaison des fonctionnalités précitées de la fenêtre pariétodynamique avec le rôle d'émetteur de chaleur traditionnel. La circulation d'air derrière le vitrage chauffant contribue donc à chauffer l'air neuf et à réduire les pertes de chaleur en face arrière du film chauffant. La face intérieure de la fenêtre pariétodynamique quant à elle est assimilable à un panneau rayonnant. La fenêtre devient donc est un composant multifonctionnel. En plus de l'accès à la lumière, elle assure la ventilation et le chauffage de la pièce. L'ensemble des essais a été réalisé en conditions hivernales dans une enceinte climatique assimilable à une pièce d'habitation.

Dans une première partie, des résultats d'essais ont été présentés dans le but de caractériser la distribution de température sur la face intérieure d'une fenêtre à triple vitrage chauffant et d'une autre pariétodynamique chauffante en fonction de plusieurs paramètres, à savoir le débit d'air de ventilation et l'écart de température intérieur/extérieur. Ensuite, les flux de chaleurs échangés entre les fenêtres et l'enceinte climatique ont été évalués afin de quantifier l'efficacité de ces fenêtres. À cette fin, une nouvelle efficacité a été définie afin de tenir compte à la fois de l'effet pariétodynamique et de la présence du vitrage chauffant. Les résultats obtenus ont permis de mettre en évidence l'avantage du couplage de l'effet pariétodynamique avec le vitrage chauffant.

Concernant la distribution de température sur la face intérieure de la fenêtre, les résultats ont montré qu'elle est relativement homogène pour la fenêtre à triple vitrage chauffant. Par contre, lorsqu'il y a un écoulement d'air au sein du vitrage, les champs de température obtenus sont très hétérogènes et sont à l'image de la typologie de l'écoulement dans la deuxième lame d'air. Pour les mêmes conditions climatiques et de puissances de chauffe, les valeurs de température superficielle de la fenêtre à triple vitrage chauffant sont toujours supérieures à celles de la fenêtre pariétodynamique chauffante, ceci étant due au passage d'air entre les verres de cette dernière. L'effet de la puissance sur les valeurs de température superficielles est plus important que celui de l'écart de température intérieur / extérieur.

La quantification des flux convectifs et radiatifs a montré que les échanges par convection et par rayonnement entre la fenêtre à triple vitrage chauffant et l'enceinte sont plus importants que ceux échangés par la fenêtre pariétodynamique chauffante. Leur évolution avec la puissance est plus prononcée pour la fenêtre à triple vitrage chauffant, résultat en accord avec la distribution de température observée sur la face 6. Quant au flux apporté par l'air de renouvellement, les résultats ont montré que le chauffage de l'air neuf s'opère essentiellement dans la deuxième lame d'air au contact du verre intérieur, le flux de chaleur transmis dans la seconde lame d'air étant quatre fois supérieur à celui transmis dans la première lame d'air. Les pertes de chaleur dues au renouvellement d'air dans le cas de la fenêtre à triple vitrage non chauffant sont réduites de 44 % par la fenêtre pariétodynamique non chauffante grâce à la

récupération des pertes de chaleur par effet pariétodynamique. À partir d'une puissance donnée (100 W environ), la fenêtre pariétodynamique chauffante permet de chauffer l'air neuf à une température supérieure à celle de l'air ambiant. Par conséquent, elle apporte de la chaleur à l'enceinte par convection, rayonnement et par le renouvellement d'air.

Une efficacité a été définie au chapitre 3 dans le but de traduire la capacité d'une fenêtre à réduire les besoins de chauffage et à préchauffer l'air entrant par rapport à une fenêtre à double vitrage classique. Les résultats obtenus ont mis en évidence l'avantage de la fenêtre pariétodynamique chauffante par rapport à la fenêtre à triple vitrage chauffant en termes de performance énergétique. L'effet pariétodynamique permet d'accroître l'efficacité. La puissance du film chauffant le permet également, mais plus significativement. Elle agit d'ailleurs dans le sens de réduire la différence entre les efficacités de la fenêtre pariétodynamique chauffante et celle de la fenêtre à triple vitrage chauffante. Ceci est lié à la répartition différente des flux radiatifs et convectifs apportés par chacune des fenêtres. Enfin, il a été mis en évidence que l'efficacité dépend peu de l'écart de température de part et d'autre de la fenêtre (intérieur / extérieur) étant donné qu'une partie des pertes de chaleur sont récupérées par effet pariétodynamique.

Dans une deuxième partie, une étude comparative entre une fenêtre pariétodynamique chauffante, une fenêtre pariétodynamique non chauffante et une fenêtre à double vitrage classique a été menée dans le but d'étudier leur influence sur le confort thermique et la diffusion de l'air neuf dans la zone d'occupation. Les principaux enseignements de cette étude sont que la fenêtre pariétodynamique chauffante seule peut assurer le chauffage de l'enceinte sans avoir besoin d'un élément de chauffage traditionnel. Le confort thermique induit par la fenêtre pariétodynamique chauffante et la fenêtre pariétodynamique non-chauffante associée à un convecteur est amélioré par rapport à celui correspondant au cas d'une fenêtre à double vitrage classique associée à un convecteur. Il a également été mis en évidence que l'inversion de l'orientation du jet de soufflage de la fenêtre pariétodynamique chauffante ne présente aucun effet sur le confort thermique et la qualité d'air intérieure. Le mouvement d'air dans la zone d'occupation induit par le film chauffant favorise le mélange d'air dans l'enceinte et conduit à réduire la stratification thermique et à améliorer la qualité d'air intérieur. Par contre, le panache du convecteur induit une stratification thermique et une distribution non homogène de l'air neuf dans la zone d'occupation. Enfin, l'asymétrie de rayonnement est réduite par l'utilisation de fenêtres chauffantes.

Des essais spécifiques pour caractériser la couche limite se développant le long de la fenêtre à vitrage chauffant et la fenêtre pariétodynamique chauffante sont présentés dans une dernière partie. Les profils de température et de vitesse ont été déterminés au sein de la couche limite sur plusieurs hauteurs de la fenêtre. L'objectif de cette étude prospective est d'identifier un modèle disponible dans la littérature qui permettrait de calculer le coefficient d'échange convectif à la face 6 des fenêtres TVC et PDC. Les résultats de cette étude ont montré que pour les deux fenêtres étudiées, la couche limite thermique est plus épaisse que la couche limite dynamique. Étant donné que la température de surface de la fenêtre à triple vitrage chauffant est plus élevée que celle de la fenêtre pariétodynamique chauffante, les couches limites thermiques et dynamiques induites par cette dernière sont moins importantes. De même, la vitesse d'air maximale dans la couche limite dynamique induite par la fenêtre à triple vitrage

chauffante est toujours supérieure à celle de la fenêtre à triple vitrage chauffant. La comparaison des profils de température et de vitesse mesurés dans l'épaisseur des couches limites avec des résultats de modèles issus de la littérature a montré que le profil de température proposé par Sparrow et Gregg [122] est le plus proche. Par contre, les valeurs du coefficient d'échange convectif issues du modèle proposé par les auteurs sont fortement sous-estimées par rapport à celles obtenues expérimentalement.

Dans la continuité des travaux de cette thèse, plusieurs perspectives sont envisagées. Tout d'abord, concernant la fenêtre elle-même, la typologie de l'écoulement dans la deuxième lame d'air pourrait être améliorée de manière à réduire les zones de recirculation et favoriser par conséquent les flux de chaleur apportés à l'air de renouvellement. Dans la même idée, il serait pertinent d'intégrer à la fenêtre pariétodynamique chauffante un déflecteur Coanda tel que celui proposé dans le brevet de Fremaux *et al.* [79]. Ce dispositif utilise l'effet Coanda pour faire circuler l'air le long de la face intérieure de la fenêtre et contribue donc à chauffer davantage l'air de renouvellement et récupérer plus de chaleur du film chauffant. Il pourrait améliorer le confort thermique, réduire la consommation d'énergie fournie au film chauffant et davantage diffuser l'air neuf dans la zone d'occupation.

La température extérieure considérée dans cette étude n'est pas représentative du climat hivernal en Europe. La fenêtre pariétodynamique chauffante devrait être donc testée dans des conditions climatiques hivernales plus rudes et avec apports solaires.

Concernant les écoulements induits par le film chauffant et le convecteur, l'exploration fine des écoulements par anémométrie optique (PIV ou PTV) en partie supérieure de la fenêtre permettrait de mieux comprendre l'incidence des panaches et couches limites se développant à la surface intérieure de la fenêtre sur la diffusion d'air dans le bâtiment.

Enfin, la caractérisation des écoulements induits à la surface d'une fenêtre pariétodynamique chauffante effectuée dans le chapitre 5 de ce manuscrit pourrait être poursuivie. Elle permettrait, en reprenant les travaux de Sparrow et Gregg [122], de développer un modèle approprié pour quantifier les échanges convectifs le long d'une surface dont l'évolution verticale de la température superficielle est de forme logarithmique. Elle permettrait également de trouver les profils de température et de vitesse théoriques appropriés à ce type d'écoulement.

Bibliographie

- [1] Tout savoir sur le mix énergétique de la France : production, consommation, facture énergétique, histoire, (2013). <https://www.connaissancedesenergies.org/fiche-pedagogique/mix-energetique-de-la-france>.
- [2] ADEME, Isoler sa maison pour gagner en confort et dépenser moins, 2018.
- [3] W. Feist, J. Schnieders, Energy efficiency – a key to sustainable housing, *The European Physical Journal Special Topics*. 176 (2009) 141–153.
- [4] R. Greffet, Études expérimentale et numérique des performances énergétiques d'une fenêtre pariétodynamique, Thèse de doctorat, La Rochelle, 2016.
- [5] P.O. Fanger, Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering., 1970.
- [6] Intergovernmental Panel on Climate Change, P. Working Group 3, Bilan 2007 des changements climatiques: l'atténuation du changement climatique : résumé à l'intention des décideurs et résumé technique, Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, Genève, 2007.
- [7] Cadre d'action en matière de climat et d'énergie d'ici à 2030, Action Pour Le Climat - European Commission. (2016). https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_fr.
- [8] Statistical Office of the European Communities, M. Kotzeva, T. Brandmüller, Å. Önnersfors, Eurostat regional yearbook 2014., Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2014. <http://dx.publications.europa.eu/10.2785/54659>.
- [9] Ministère de la Transition écologique, Ministère de la Transition écologique, (n.d.). <https://www.ecologie.gouv.fr/>.
- [10] F. Gloriant, Caractérisation et modélisation d'une fenêtre parieto-dynamique à trois vitrages, Thèse de doctorat, Artois, 2014.
- [11] UFME, Union des fabricants de menuiseries extérieures, (n.d.). <https://www.ufme.fr/>.
- [12] A. Cannavale, F. Martellotta, P. Cossari, G. Gigli, U. Ayr, Energy savings due to building integration of innovative solid-state electrochromic devices, *Applied Energy*. 225 (2018) 975–985.
- [13] K.V. Wong, R. Chan, Smart Glass and Its Potential in Energy Savings, *Journal of Energy Resources Technology*. 136 (2014).
- [14] D. Cao, C. Xu, W. Lu, C. Qin, S. Cheng, Sunlight-Driven Photo-Thermochromic Smart Windows, *Solar RRL*. 2 (2018) 1700219.
- [15] Y. Wang, E.L. Runnerstrom, D.J. Milliron, Switchable Materials for Smart Windows, *Annu. Rev. Chem. Biomol. Eng.* 7 (2016) 283–304.
- [16] Norme ISO 10077-2 : Performance thermique des fenêtres, portes et fermetures — Calcul du coefficient de transmission thermique — Partie 2: Méthode numérique pour les encadrements, 2012.
- [17] Norme NF EN 673 : Verre dans la construction - Détermination du coefficient de transmission thermique, U, 2011.

- [18] Norme Standard NBN EN ISO 12567-1 - Thermal performance of windows and doors - Determination of thermal transmittance by the hot-box method - Part 1: Complete windows and doors, 2010.
- [19] Coefficient de transmission thermique d'une fenêtre (U_w) ou d'une porte, Energie Plus Le Site. (n.d.). <https://energieplus-lesite.be>.
- [20] Norme EN 14501 : Fermetures et stores – Confort thermique et lumineux – Caractérisation des performances et classifications, 2005.
- [21] La ventilation naturelle avantages, inconvénients, QuelleEnergie. (n.d.). <https://www.quelleenergie.fr/economies-energie/eco-travaux/la-ventilation-naturelle>.
- [22] Comment la ventilation mécanique contrôlée simple flux fonctionne, (2019). <https://vmc-installation-entretien.fr>.
- [23] S. Chaarani, B. Pelissier, Elaboration de travaux pratiques sur le thème de l'habitat du futur, Master thesis, Université de Lorraine, 2018.
- [24] J. Koffi, Analyse multicritère des stratégies de ventilation en maisons individuelles, Thèse de doctorat, La Rochelle université, 2009.
- [25] COSTIC, Comité Scientifique et Technique des Industries Climatiques : Ventilation mécanique par insufflation dans l'habitat individuel, 2017.
- [26] VMC Double Flux, (n.d.). <http://www.inovelec.com/autres-produits/vmc-double-flux>.
- [27] K. Hagström, E. Sandberg, H. Koskela, T. Hautalampi, Classification for the room air conditioning strategies, *Building and Environment*. 35 (2000) 699–707.
- [28] A. Cablé, Etude expérimentale et numérique du traitement des ambiances par le vecteur air dans les bâtiments à très basse consommation d'énergie, Thèse de doctorat, Université de La Rochelle, 2013.
- [29] X. Shan, J. Zhou, V.W.-C. Chang, E.-H. Yang, Comparing mixing and displacement ventilation in tutorial rooms: Students' thermal comfort, sick building syndromes, and short-term performance, *Building and Environment*. 102 (2016) 128–137.
- [30] Z. Lin, T.T. Chow, K.F. Fong, C.F. Tsang, Q. Wang, Comparison of performances of displacement and mixing ventilations. Part II: indoor air quality, *International Journal of Refrigeration*. 28 (2005) 288–305.
- [31] J. Zhou, H. Dominique, H.-W. Chau, Y. Kng, M. Noguchi, L. Aye, Comparing Mixing Ventilation and Displacement Ventilation in University Classrooms, in: 2018: p. 25.
- [32] Arrêté du 24 mars 1982 relatif à l'aération des logements, 1982. <https://www.legifrance.gouv.fr>.
- [33] Arrêté du 28 octobre 1983 : Modification de l'art. 4 de l'arrêté du 24-03-1982 relatif à l'aération des logements ETE DU 24-03-1982, 1983.
- [34] Environmental Protection, Agency (EPA), STRIVE Report - Indoor Air Pollution and Health, 2013.
- [35] P. Wargocki, L. Lagercrantz, T. Witterseh, J. Sundell, D.P. Wyon, P.O. Fanger, Subjective perceptions, symptom intensity and performance: a comparison of two independent studies, both changing similarly the pollution load in an office, *Indoor Air*. 12 (2002) 74–80.
- [36] J. Sundell, H. Levin, W.W. Nazaroff, W.S. Cain, W.J. Fisk, D.T. Grimsrud, F. Gyntelberg, Y. Li, A.K. Persily, A.C. Pickering, J.M. Samet, J.D. Spengler, S.T. Taylor,

- C.J. Weschler, Ventilation rates and health: multidisciplinary review of the scientific literature: Ventilation rates and health, *Indoor Air*. 21 (2011) 191–204.
- [37] L. Mosqueron, V. Nedellec, Observatoire de la qualité de l'air intérieur- Inventaire des données françaises sur la qualité de l'air intérieur des bâtiments, 2001.
- [38] H.B. Awbi, *Ventilation of Buildings*, Second edition, 2003.
- [39] M.W. Liddament, *A guide to energy efficient ventilation*. Air Infiltration and Ventilation Centre, Coventry (AIVC), (1996).
- [40] M. Sandberg, What is ventilation efficiency?, *Building and Environment*. 16 (1981) 123–135.
- [41] H. Sutcliffe, *A guide to air change efficiency*. Technical Note AIVC 28. Air Infiltration and Ventilation Centre, (1990).
- [42] C.A. Roulet, L. Vandaele, *Airflow patterns within buildings measurement techniques*. Technical Note AIVC 34. Air Infiltration and Ventilation Centre, Coventry (AIVC), (1991).
- [43] C. Brouns, *A guide to contaminant removal effectiveness*. Technical Note AIVC 28-2. Air Infiltration and Ventilation Centre, (1991).
- [44] H.B. Awbi, Energy efficient room air distribution, *Renewable Energy*. 15 (1998) 293–299.
- [45] M. Rahmeh, *Etude expérimentale et numérique des performances de la ventilation mécanique par insufflation: qualité de l'air intérieur dans les bâtiments résidentiels*, Thèse de doctorat, Université de La Rochelle, 2015.
- [46] E.S. Morse, Warming and ventilating apartments by the sun's rays, US246626A, 1881.
- [47] E.T. Fisk, Brevet - Sound excluding ventilating window, 2125669, 1938.
- [48] G.A. Powel, Brevet - Automatic ventilator window, 3034416, 1962.
- [49] W.S. WHITE, Heat exchanger window, 925945, 1975.
- [50] J.S. Carlos, H. Corvacho, P.D. Silva, J.P. Castro-Gomes, Real climate experimental study of two double window systems with preheating of ventilation air, *Energy and Buildings*. 42 (2010) 928–934.
- [51] J.S. Carlos, H. Corvacho, P.D. Silva, J.P. Castro-Gomes, Modelling and simulation of a ventilated double window, *Applied Thermal Engineering*. 31 (2011) 93–102.
- [52] J.S. Carlos, H. Corvacho, P.D. Silva, J.P. Castro-Gomes, Heat recovery versus solar collection in a ventilated double window, *Applied Thermal Engineering*. 37 (2012) 258–266.
- [53] J. Wei, J. Zhao, Q. Chen, Energy performance of a dual airflow window under different climates, *Energy and Buildings*. 42 (2010) 111–122.
- [54] P.H. Baker, M. McEvoy, Test cell analysis of the use of a supply air window as a passive solar component, *Solar Energy*. 69 (2000) 113–130.
- [55] D. Appelfeld, S. Svendsen, Experimental analysis of energy performance of a ventilated window for heat recovery under controlled conditions, *Energy and Buildings*. 43 (2011) 3200–3207.
- [56] J.R. Gosselin, Q. (Yan) Chen, A computational method for calculating heat transfer and airflow through a dual-airflow window, *Energy and Buildings*. 40 (2008) 452–458 453.
- [57] J. Wei, J. Zhao, Q. Chen, Optimal design for a dual-airflow window for different climate regions in China, *Energy and Buildings*. 42 (2010) 2200–2205.

- [58] M.E. McEvoy, R.G. Southall, P.H. Baker, Test cell evaluation of supply air windows to characterise their optimum performance and its verification by the use of modelling techniques, *Energy and Buildings*. 35 (2003) 1009–1020.
- [59] R.G. Southall, M.E. McEvoy, Investigations into the functioning of a supply air window in relation to solar energy as determined by experiment and simulation, *Solar Energy*. 80 (2006) 512–523.
- [60] D. Appelfeld, S. Svendsen, Experimental analysis of energy performance of a ventilated window for heat recovery under controlled conditions, *Energy and Buildings*. 43 (2011) 3200–3207.
- [61] M.-H. Kim, W.-J. Yang, An optimum design on the triple-glazed exhaust airflow window, *International Journal of Energy Research*. 26 (2002) 355–364.
- [62] F. Gloriant, P. Tittlein, A. Joulin, S. Lassue, Modeling a triple-glazed supply-air window, *Building and Environment*. 84 (2015) 1–9.
- [63] J.S. Carlos, H. Corvacho, Evaluation of the thermal performance indices of a ventilated double window through experimental and analytical procedures: U_w -values, *Renewable Energy*. 63 (2014) 747–754.
- [64] J.L. Wright, Effective U-values and Shading Coefficients of Preheat/Supply Air Glazing Systems, in: 1986.
- [65] D. van Dijk, Thermal and solar modelling and characterisation; the role of IEA SHC Task 27, (2002).
- [66] T. Korkala, Air intake arrangements of the supply air window from the view of comfort and ventilation efficiency, (1983).
- [67] R.F. Boehm, K. Brandle, testing of air-flow windows for evaluation and application, (1980).
- [68] K.A.R. Ismail, J.R. Henríquez, Two-dimensional model for the double glass naturally ventilated window, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 48 (2005) 461–475.
- [69] J. Haddad, A.H. Elmahdy, Comparison of the monthly thermal performance of a conventional window and a supply-air window - *ASHRAE Transactions* 104 (1): 1–10, (1998) 12.
- [70] J. Paziand, Brevet - Fenêtre à isolation dynamique par circulation d'air, 8205279, 1983.
- [71] Fenêtre EnR : Publication de deux documents techniques d'application, Groupe RIDORET. (2019). <http://www.groupe-ridoret.com/fenetre-enr-publication-de-deux-documents-techniques-dapplication/>.
- [72] COSTIC, CEBTP, Comité Scientifique et Technique des Industries Climatiques et Centre Expérimental de Recherche et d'Études du Bâtiment et des Travaux Publics, 1989.
- [73] C.G. Granqvist, A. Hultåker, Transparent and conducting ITO films: new developments and applications, *Elsevier Science*. 411 (2002) 1–5.
- [74] J. Kurnitski, J. Jokisalo, J. Palonen, K. Jokiranta, O. Seppänen, Efficiency of electrically heated windows, *Energy and Buildings*. 36 (2004) 1003–1010.
- [75] E.A. Ollokiegi, Electric heated windows, Thermal comfort and energy use aspects, University of GAVLE, 2013.
- [76] Norme NF EN 60335 - 2 - 30 : Appareils électrodomestiques et analogues - Sécurité - Règles particulières pour les appareils de chauffage des locaux, 2009.

- [77] Norme NF C15-100 : Installations électriques en basse tension, 2002.
- [78] J. Fremaux, R. Brechoi, Brevet - Fenêtre chauffante, 90400788, 1990.
- [79] J. Fremaux, J. Kozie, R. Brechoi, L. Legue, Brevet - Fenêtre à effet pariéto-dynamique amélioré, 0443946 B1, 1994.
- [80] P. Chaussade, F. Rigal, Assignee: Saint Gobain Vitrage, Courbevoie, 5677065, 1997.
- [81] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - Handbook , Fundamentals (SI), 2009.
- [82] N.A. Oseland, Predicted and reported thermal sensation in climate chambers, offices and homes, *Energy and Buildings*. (1995) 11.
- [83] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - Standard 55 : Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, 2010.
- [84] Norme NF EN ISO 7730 : Ergonomie des ambiances thermiques - Détermination analytique et interprétation du confort thermique par le calcul des indices PMV et PPD et par des critères de confort thermique local, 2006.
- [85] Norme ISO 8996 : Ergonomics of the thermal environment — Determination of metabolic rate, 2004.
- [86] S.V. Szokolay, Introduction to architectural science: the basis of sustainable design, 2nd ed, Elsevier, Architectural Press, Amsterdam, 2008.
- [87] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - Standard 55 : Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, 2004.
- [88] C.A. Balaras, E. Dascalaki, A. Gaglia, HVAC and indoor thermal conditions in hospital operating rooms, *Energy and Buildings*. 39 (2007) 454–470.
- [89] Norme NF EN ISO 7726 : Ergonomie des ambiances thermiques - Appareils de mesures des grandeurs physiques, 2001.
- [90] M.A. Humphreys, The optimum diameter for a globe thermometer for use indoors, *The Annals of Occupational Hygiene*. 20 (1977) 135–140.
- [91] K. Parsons, Human Thermal Environments: the Effect of Hot, Moderate and., CRC Press, London, 2002.
- [92] H.O. Nilsson, I. Holmer, Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer simulation models, *Indoor Air*. 13 (2003) 28–37.
- [93] T.L. Madsen, B.W. Olesen, N.K. Kristensen, Comparison between operative and equivalent temperature under typical indoor conditions, (1984).
- [94] Indice PMV – PPD de confort thermique, Beswic. (2016). <https://www.beswic.be/fr/themes/agents-physiques/ambiances-thermiques/indices-de-confort-et-de-contrainte-thermique/indice-pmv-ppd-de-confort-thermique>.
- [95] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers : Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy , Standard 55, 2013.
- [96] P. Bragança, Ventilation par mélange utilisant des dispositifs de diffusion munis d’inserts lobés : analyse des écoulements moteurs et du confort thermique induit, Thèse de doctorat, Université de La Rochelle, 2017.
- [97] Norme NF EN 15251 : Critères d’ambiance intérieur pour la conception et évaluation de la performance énergétique des bâtiments couvrant la qualité de l’air intérieur, la thermique, l’éclairage et l’acoustique, 2007.

- [98] M.A. Humphreys, J. Fergus Nicol, The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in every-day thermal environments, *Energy and Buildings*. 34 (2002) 667–684.
- [99] R. de Dear, G. Brager, D. Cooper, *Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference*, (1997).
- [100] J. Liu, R. Yao, R. McCloy, A method to weight three categories of adaptive thermal comfort, *Energy and Buildings*. 47 (2012) 312–320.
- [101] K.J. McCartney, J. Fergus Nicol, Developing an adaptive control algorithm for Europe, *Energy and Buildings*. 34 (2002) 623–635.
- [102] C. Zürcher, T. Frank, *Physique du Bâtiment - Construction et énergie*, 2014.
- [103] P.O. Fanger, A.K. Melikov, H. Hanzawa, J. Ring, Air turbulence and sensation of draught, *Energy and Buildings*. 12 (1988) 21–39.
- [104] Décret n°2002-120 du 30 janvier 2002 relatif aux caractéristiques du logement décent pris pour l'application de l'article 187 de la loi n° 2000-1208 du 13 décembre 2000 relative à la solidarité et au renouvellement urbains. - Article 4, 2002.
- [105] AGC, Energy-saving products | AGC Glass Europe, (n.d.). <http://www.agc-glass.eu/en/sustainability/environment-friendly-products/energy-saving-products>.
- [106] Norme NF EN 12898 : Glass in building. Determination of the emissivity, 2019.
- [107] Cofrac, Guide technique d'accréditation en température, in LAB GTA 08, (n.d.).
- [108] JCGM, GUM - Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement, (2008).
- [109] ASTM C 1371 : Standard Test Method for Determination of Emittance of Materials Near Room Temperature Using Portable Emitters, 2015.
- [110] D. Pajani, *Mesure par thermographie infrarouge*, ADD Ed., Le Plessis Robinson, France, 1989.
- [111] FLIR, Précision des caméras infrarouges et approximations de langage, (2018). <https://www.flir.fr/discover/rd-science/infrared-camera-accuracy-and-uncertainty-in-plain-language/>.
- [112] W. Minkina, S. Dudzik, *Infrared Thermography: Errors and Uncertainties*, John Wiley & Sons, 2009.
- [113] RT 2005, Règles Th-U - Fascicule 3 : Parois vitrées, calcul des coefficients thermiques des parois vitrées, 2005.
- [114] Règle de détermination de paramètre d'entrée du bâtiment à utiliser pour le calcul réglementaire Fascicule généralités, 2017.
- [115] J.A. Myhren, S. Holmberg, Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating, *Energy and Buildings*. 40 (2008) 524–536.
- [116] `pythermalcomfort.models`, 2020. https://pythermalcomfort.readthedocs.io/en/latest/_modules/pythermalcomfort/models.html#pmv_ppd.
- [117] F. Tartarini, S. Schiavon, T. Cheung, T. Hoyt, CBE Thermal Comfort Tool : online tool for thermal comfort calculations and visualizations., *SoftwareX* 12 (2020). <https://comfort.cbe.berkeley.edu>.
- [118] G. Ritoux, Evaluation numérique des facteurs de forme, *Revue de Physique Appliquée*. 17 (1982) 503–515.

- [119] Y. Cho, H.B. Awbi, A study of the effect of heat source location in a ventilated room using multiple regression analysis, *Building and Environment*. 42 (2007) 2072–2082.
- [120] Awbi - Ventilation of Buildings, Second edition.pdf, (n.d.).
- [121] K.J. Lomas, The U.K. applicability study: an evaluation of thermal simulation programs for passive solar house design, *Building and Environment*. 31 (1996) 197–206.
- [122] E.M. Sparrow, J.L. Gregg, Similar Solutions for Free Convection from a Nonisothermal Vertical Plate, (1958).
- [123] K.T. Yang, J.L. Novotny, Y.S. Cheng, Laminar free convection from a nonisothermal plate immersed in a temperature stratified medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 15 (1972) 1097–1109.
- [124] J. Padet, *Principes des Transferts Convectifs* - 2° Edition, 2010.
- [125] S. Ostrach, An analysis of laminar free-convection flow and heat transfer about a flat plate parallel to the direction of the generating body force, Undefined. (1953).
- [126] Y. Jaluria, Natural convection, heat and mass transfer, *Journal of Fluid Mechanics*, 107, 533-534, 1980.
- [127] E. Schmidt, W. Beckman, Das Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld vor einer Wiirme abgebenden senkrechten Platte bet natiirlicher Konvektion, (1930).
- [128] E.R. Eckert, T.W. Jackson, Analysis of Turbulent Free-Convection Boundary Layer on Flat Plate, National aeronautics and space administration Washington DC, 1950.
- [129] S.W. Churchill, H.H.S. Chu, Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 18 (1975) 1323–1329.
- [130] J.F. Sacadura, *Initiation aux transferts thermiques*, 1993.
- [131] B. Gebhart, Y. Jaluria, R. Mahajan, B. Sammakia, M. Yovanovich, *Buoyancy-Induced Flows and Transport*, 1988.
- [132] E.M. Sparrow, J.L. Gregg, Laminar free convection from a vertical Plate with uniform surface heat flux, (1956).
- [133] I. Beausoleil-Morrison, The adaptive simulation of convective heat transfer at internal building surfaces, *Building and Environment*. 37 (2002) 791–806.
- [134] C. Varga, S. Fohanno, G. Polidori, Turbulent boundary-layer buoyant flow modeling over a wide Prandtl number range, *Acta Mechanica*. 172 (2004) 65–73.
- [135] S. Lee, M.M. Yovanovich, Linearization method for buoyancy induced flow over a nonisothermal vertical plate, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 7 (1993) 158–164.
- [136] J. Yang, D.R. Jeng, K.J. De Witt, laminar free convection from a vertical plate with nonuniforme surface conditions, *Numerical Heat Transfer*. 5 (1982) 165–184.
- [137] T.-T. Kao, G.A. Domoto, H.G. Elrod, Free Convection Along A Nonisothermal Vertical Flat Plate, *Journal of Heat Transfer*. 99 (1977) 72–78.
- [138] W.M. Lewandowski, M. Rymys, H. Denda, E. Klugmann-Radziemska, Possibility of thermal imaging use in studies of natural convection heat transfer on the example of an isothermal vertical plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 78 (2014) 1232–1242.