



**HAL**  
open science

# Evaluation expérimentale des performances des systèmes de ventilation dans le bâtiment : efficacité de ventilation et confort thermique

Yacine Allab

## ► To cite this version:

Yacine Allab. Evaluation expérimentale des performances des systèmes de ventilation dans le bâtiment : efficacité de ventilation et confort thermique. Génie des procédés. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2017. Français. NNT : 2017ENAM0046 . tel-01708316

**HAL Id: tel-01708316**

**<https://pastel.hal.science/tel-01708316>**

Submitted on 13 Feb 2018

**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.

2017-ENAM-0046

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'ingénieur

**Doctorat ParisTech**

**T H È S E**

pour obtenir le grade de docteur délivré par

**l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers**

**Spécialité " Génie Energétique "**

*présentée et soutenue publiquement par*

**Yacine ALLAB**

le 12/12/2017

**Evaluation expérimentale des performances des systèmes de ventilation  
dans le bâtiment: efficacité de ventilation et confort thermique**

Directeur de thèse : **Olivier COUTIER DELGOSHA**

Co-encadrement de la thèse : **Andrea KINDINIS**

Co-encadrement de la thèse : **Sophie SIMONET**

Co-encadrement de la thèse : **Annie-Claude BAYEUL LAINE**

**Jury**

**M. Francis ALLARD**, Professeur émérite, CNU 60 section 10, Université La Rochelle

**M. Gian Vincenzo FRACASTORO**, Professeur, DENERG, Ecole Polytechnique de Turin

**M. Mohamed EL MANKIBI**, Directeur de recherche, Université de Lyon, ENTPE, LGCB, LTDS (CNRS 5513)

**M. Andrea KINDINIS**, Enseignant Chercheur, Université Paris-Est, IRC ESTP Paris

**Mme. Sophie SIMONET**, Maître de Conférences, UMR 8107, LML, ENSAM Lille

**Mme. Annie-Claude BAYEUL LAINE**, Maître de Conférences, UMR 8107, LML, ENSAM Lille

**M. Francesco CAUSONE**, Professeur Associé, ING-IND/11, Ecole Polytechnique de Milan

Président de Jury

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Invité

**T  
H  
È  
S  
E**







## RESUME :

Dans le bâtiment, la ventilation représente un levier considérable dans la quête à la santé et au confort des occupants, deux enjeux prépondérants dont l'intérêt ne cesse de croître. En effet, la ventilation a pour principales fonctions le renouvellement de l'air intérieur vicié pour la garantie d'une bonne qualité de l'air et le maintien de conditions thermo hygrométriques et aérauliques adéquates pour un confort thermique optimal. Toutefois, la ventilation est aujourd'hui confrontée à deux verrous essentiels. Le premier concerne l'efficacité énergétique et se traduit par l'émergence de tendances constructives, parfois inadaptées, pour le confort et la qualité de l'air intérieur : imperméabilisation à l'air de l'enveloppe, réduction des débits de ventilation, restrictions sur le fonctionnement des systèmes CVC. Le deuxième verrou constitue l'objet de cette présente thèse et concerne l'évaluation des performances des systèmes de ventilation, dans le cadre du commissionnement du bâtiment.

De manière générale, la performance d'un système ou d'un processus doit être bien définie, atteignable et surtout mesurable. Ce n'est pas le cas aujourd'hui pour la ventilation. D'une part, les performances des systèmes de ventilation sont habituellement exprimées sur des considérations énergétiques ou tout simplement sur une estimation trop approximative des débits de ventilation. Les performances liées au confort thermique et à la qualité de l'air intérieur sont abordées séparément à travers des outils d'évaluation dédiés. D'autre part, les outils d'évaluation existants sont aujourd'hui limités dans leur mise en pratique pour des mesures in situ, notamment lorsqu'il s'agit de ventilation naturelle et mixte. Nombreuses sont les normes qui décrivent les performances et méthodes d'évaluation telles que l'ISO 7730, l'EN 15251 ou l'ASHRAE 55 pour le confort thermique et l'ASHRAE 129 ou l'ISO 16000-8 pour l'efficacité de ventilation. Elles ne sont toutefois pas toutes adaptées aux stratégies de ventilation naturelle et mixte et présentent des limites pratiques en ventilation mécanique. L'objectif de cette thèse est alors d'examiner et d'expérimenter les techniques, méthodes expérimentales et protocoles existants à échelle réelle afin de proposer des améliorations et adapter des méthodes d'évaluation et des protocoles de commissionnement pour les systèmes de ventilation naturelle et mixte. Afin d'aborder les performances de ventilation de façon claire en évitant la confusion entre la fonction et la finalité de la ventilation, les performances sont ici déclinées sur i) la fonction de la ventilation avec des indicateurs dits « intrinsèques » pour les taux de ventilation (combien ?) et l'efficacité de ventilation (comment ?) ; ii) et sur la finalité de la ventilation avec des indicateurs dits « globaux » pour le confort thermique.

La première partie est consacrée à l'évaluation in situ des performances intrinsèques de ventilation (taux de ventilation, âges moyens de l'air et efficacité de renouvellement d'air), en se basant sur des techniques de gaz traceurs. Après une analyse théorique des différents indicateurs de performance de ventilation et de leurs techniques de mesure correspondantes, une étude expérimentale a été menée dans une salle de cours sous différentes stratégies de ventilation (mécanique, naturelle et mixte). Les analyses ont démontré l'importance de la mise en application des techniques de décroissance de gaz traceurs sur l'incertitude des taux de renouvellement d'air avec notamment une forte influence des temps de mesure et des concentrations de gaz utilisées. D'autre part, les écarts observés entre les différentes méthodes de calcul basées sur la technique de décroissance sont très faibles lorsque les conditions sont stationnaires (peu de fluctuations). Enfin, une méthodologie a été adaptée puis testée pour la mesure de l'efficacité de renouvellement d'air en ventilation mécanique, naturelle et mixte en s'affranchissant de mesures en bouches d'extraction (technique habituellement utilisée et préconisée par les normes).

La deuxième partie est consacrée à l'évaluation expérimentale *in situ* du confort thermique sous différentes configurations de ventilation. Différentes méthodes, standards et techniques d'évaluation ont été testés et comparés avec la perception des occupants. Les résultats ont démontré la présence de plusieurs inadéquations lors de la mise en pratique des méthodes et normes existantes. Principalement, il s'agit de l'inadéquation des méthodes statiques (PMV PPD) pour l'évaluation du confort en présence de conditions thermiques fluctuantes, y compris en ventilation mécanique. De plus, les normes et méthodes existantes ne traitent pas l'évaluation du confort thermique en ventilation mixte et en ventilation naturelle lors des périodes hivernale et mi saison. Egalement, nous avons constaté d'importants écarts entre les indices objectifs basés sur des mesures physiques et le ressenti des occupants basé sur des méthodes d'évaluation par questionnaires. Enfin, les analyses d'incertitudes liées aux erreurs de mesure ont démontré l'incohérence des normes actuelles dans la classification des catégories de confort.

**Mots clés :** commissionnement de la ventilation ; efficacité de ventilation ; gaz traceurs ; confort thermique ; ventilation naturelle.

## **ABSTRACT:**

Building ventilation represents a lever when looking for occupants' health and comfort, two increasing challenges whose interest continues to grow. In fact the main function of ventilation is renewing polluted indoor air in order to ensure a good indoor air quality (IAQ), and the guarantee of adequate thermo-hygrometric & aeraulic conditions for optimum thermal comfort. On the other hand, ventilation nowadays is facing two main obstacles. The first is related to energy efficiency which is reflected in the emergence of constructive trends, sometimes inadequate to the indoor air quality & comfort: envelope air tightness; reduction of ventilation rates, restrictions on the operation of HVAC systems. The second one is the issue of this present thesis and concerns the assessment of ventilation performance in the context of building commissioning.

Generally, the performance of a system or a process must be well defined, attainable and above all measurable. This is not the case today for ventilation. On the one hand ventilation performance is usually declined on energy efficiency considerations or simply on a rough estimation of ventilation rates. The performance related to thermal comfort and IAQ are addressed separately through dedicated evaluation tools. On the other hand, the existing evaluation tools today are nowadays limited in their practical applications for *in situ* measurements, in particular in the case of natural and mixed ventilation. There are many standards that describe performance & evaluation methods such as ISO 7730, EN 15521 or ASHRAE 55 for thermal comfort and ASHRAE 129 or ISO 16000-8 for ventilation efficiency. However, they are not all adapted to natural and mixed ventilation and have practical limits in mechanical ventilation. The aim of the present thesis is to examine & experiment the existing technics, experimental methods and protocols at full scale building in order to propose improvements and adapt evaluation methods and commissioning protocols for natural and mixed mode ventilation. In order to approach the ventilation performance clearly, avoiding the confusion between the function and the purpose of the ventilation, the performance is here declined in i) ventilation function with so-called "intrinsic" indexes for ventilation rates (How much?) and ventilation efficiency (How?) and; ii) in ventilation purpose with the so-called "global" indexes for thermal comfort.

The first part is devoted to the *in situ* assessment of intrinsic ventilation performance (ventilation rates, mean age of air, and air exchange efficiency), based on decay tracer gas techniques. After a theoretical analysis of the various performance indexes and their corresponding measurement techniques, an experimental study was carried out in a classroom under different ventilation strategies (mechanical, natural & mixed mode). The analysis proved the importance of the application of the tracer gas decay on ventilation rates accuracy with in particular a strong influence of measurement times and used tracer gas concentration. On the other hand, the differences observed between the different calculation methods based on the decay technic are very low in stationary conditions (low fluctuations). Finally, a methodology has been adapted and tested for the measurement of the air exchange efficiency in natural and mixed mode ventilation, by avoiding measurements in exhaust vents (a technique usually used and advocated by current standards).

The second part is devoted to *in situ* assessment of thermal comfort under different ventilation strategies. Different methods, standards and evaluation techniques were tested and compared with occupants' perception. The results demonstrated the presence of several inadequacies during the implementation of existing methods and standards. Mainly, it concerns the inadequacy of static methods (PMV PPD) for thermal comfort assessment in the presence of fluctuating thermal conditions, even with mechanical ventilation. In addition, existing standards and methods do not address thermal comfort assessment in natural and mixed mode ventilation during winter and mid-season. We also found significant gaps between the objective indexes based on physical measurements and the occupants' perceptions based on questionnaire evaluation methods. Finally, uncertainty analysis related to measurement errors has demonstrated the incoherence of current standards in the classification of comfort categories.

**Keywords :** ventilation commissioning; ventilation efficiency; tracer gas; thermal comfort; natural ventilation





## Sommaire

Liste des figures :	12
Liste des tableaux :	19
Nomenclature :	23
Abréviations:	27
Introduction générale.....	29
Chapitre I.....	35
« Indices de performances intrinsèques des systèmes ventilation ».....	35
I.1.Introduction.....	37
I.2. Taux de ventilation .....	38
I.2.1. Expression des taux de ventilation : principes et démarches .....	38
I.2.2. Expression des taux de ventilation : paramètres et grandeurs physiques.....	42
I.3. Efficacité de ventilation .....	46
I.3.1. Définitions et concepts .....	46
I.3.2. Paramètres d'efficacité de ventilation .....	48
Concept d'âge de l'air : .....	48
Paramètres d'âge de l'air : .....	49
I.3.3. Indices d'efficacité de ventilation : .....	51
Indice d'efficacité de renouvellement d'air: .....	51
Indice d'efficacité de renouvellement d'air par approche bypass : .....	52
Indice local d'efficacité de renouvellement d'air: .....	54
Indice de dépollution: .....	54
Indice de dépollution locale: .....	55
Indices dérivés: .....	55
I.4. Techniques et méthodes de mesure par gaz traceur.....	63
I.4.1 Mesure des taux de ventilation par gaz traceur .....	63
Solution générale de l'équation de continuité :.....	63
Techniques spécifiques de mesure de taux de ventilation : .....	65
I.4.2. Mesure des paramètres et indices d'efficacité de ventilation par gaz traceur .....	80
Mesure d'âge local de l'air : .....	81
Age moyen du local : .....	83
Efficacité de renouvellement d'air : .....	87
I.4.3. Dispositif de mesure et gaz traceurs.....	88
Équipement de gaz traceur.....	89
L'injection et la distribution .....	89

Échantillonnage et surveillance .....	90
I.5 Conclusion.....	91
Chapitre II .....	93
« Confort thermique, théorie et méthodes d'évaluation».....	93
II.1 Introduction .....	95
II.2. Les éléments de base affectant le confort thermique.....	96
II.2.1. Aspects physiques.....	96
Morphologie :.....	97
Production de chaleur métabolique :.....	97
Facteur de surface habillée : .....	98
Transferts de chaleur:.....	100
II.2.2. Aspects physiologiques.....	103
II.2.3. Aspects psychologiques .....	104
II.3. Evaluation du confort thermique .....	107
II.3.1. Théorie statique :.....	109
II.3.2. Théorie adaptative.....	123
II.3.3. Les normes et les indices d'évaluation du confort thermique.....	132
III. Conclusion :.....	144
Chapitre III .....	147
« Evaluation expérimentale des performances des systèmes de ventilation» .....	147
III.1. Introduction .....	149
Partie 1.....	151
« Evaluation des performances intrinsèques de stratégies de ventilation : taux de ventilation et efficacité de ventilation» .....	151
III.2. Evaluation des performances intrinsèques de stratégies de ventilation : taux de ventilation et efficacité de ventilation .....	153
III.2.1. Présentation du cas d'étude .....	155
III.2.2. Démarche expérimentale et méthodologie .....	159
III.2.2.1. Mesures auxiliaires .....	160
III.2.2.2. Mesure des performances intrinsèques .....	165
III.2.3 Résultats et analyses .....	169
III.2.3.1 Mesures auxiliaires : étanchéité de l'enveloppe à l'air et volume effectif ventilé .....	169
III.2.3.2. Analyse des résultats en ventilation mécanique.....	171
III.2.3.3 Analyse de la ventilation naturelle mono façade .....	188
III.2.3.4 Analyse de la ventilation traversante .....	199

III.2.3.5. Ventilation mixte .....	208
III.2.4. Discussions et conclusions .....	213
Résultats en ventilation mécanique : .....	213
Résultats en ventilation naturelle: .....	215
Résultats en ventilation mixte : .....	215
Partie 2.....	217
« Evaluation de l’impact de stratégies de ventilation sur le confort thermique des occupants» .....	217
III.3. Evaluation de l’impact de stratégies de ventilation sur le confort thermique des occupants.....	219
III.3.1. Présentation des cas d’étude .....	219
III.3.2. Démarche expérimentale et méthodologie .....	221
III.3.2.1. Démarche expérimentale .....	221
III.3.2.2. Méthode d’évaluation .....	222
III.3.2.3. Protocole expérimental .....	222
III.3.3 Résultats et analyses .....	223
III.3.3.1. Campagnes expérimentales sur la salle L21 à l’ESTP Paris.....	223
III.3.3.3. Campagnes expérimentales sur la salle 3201 à l’ESIEE .....	253
III.3.4. Synthèse des résultats, discussions et conclusions .....	262
Conclusion générale .....	273
Perspectives .....	281
Références .....	285
Références Chapitre I : .....	286
Références chapitre II : .....	288
Références chapitre III : .....	293
Annexes .....	296
Annexe II.1:.....	297
Annexe II.2 : questionnaire confort thermique .....	306
Annexe III.1 : rapport détaillé des résultats des tests d’infitrométrie .....	310
Information sur le bâtiment .....	310
Essai selon la norme NF EN 13829 et le GA P50-784, méthode A .....	310
Annexe III.2 : roses des vents pour les 18 tests de ventilation naturelle mono façade .....	315
Annexe III.3 : roses des vents pour les 18 tests de ventilation naturelle traversante .....	316
Annexe III.4. ....	317
Annexe III. 5 .....	319

## Liste des figures :

Figure 1: contrôle d'un polluant dominant avec des taux de ventilation [2] .....	40
Figure 2: (a) schématisation des flux d'air clés par Persily [3]; (b) schéma général d'un bâtiment présentant les différents écoulements impliqués [6] .....	43
Figure 3: éléments affectant le volume effectif ventilé [8] .....	44
Figure 4: schématisation de l'efficacité de renouvellement d'air selon Fracastoro [1] .....	47
Figure 5: distribution d'air frais (en bleu) dans une ventilation piston idéale [10] .....	47
Figure 6: distribution des concentrations de polluants dans le cas d'une ventilation court-circuitée [10] .....	48
Figure 7: schématisation théorique de l'âge de l'air en un point donné.....	48
Figure 8: schématisation théorique des âges de l'air: âge de l'air; temps résiduel et temps de résidence.....	49
Figure 9: résultats de mesures d'âges locaux dans une salle de conférence sur trois hauteurs différentes avec occupation (haut) et sans occupation (bas) [19] .....	50
Figure 10: classification des indices d'efficacité de ventilation par familles et échelles [10]..	51
Figure 11: schématisation des différents types de distribution d'air [10].....	52
Figure 12: schématisation du principe de bypass artificiel [11].....	53
Figure 13: influence du flux thermique autour d'un occupant pour une ventilation en déplacement [10].....	58
Figure 14: schématisation de la technique de décroissance .....	66
Figure 15: schématisation de la technique de concentration constante.....	69
Figure 16: schématisation de la technique à injection constante .....	72
Figure 17: schématisation de la technique d'injection pulsée .....	73
Figure 18: principe de mesure de paramètres et indices d'efficacité de ventilation [2] .....	80
Figure 19: dispositif expérimental utilisé par un système de mesure de gaz traceur [33] .....	89
Figure 20: représentation schématique des interactions entre le corps humain et son environnement selon l'ASHRAE [7].....	96
Figure 21: abaques pour la correction des isolations sur des sujets habillés en fonction de la vitesse relative du vent (Y) et de la vitesse de marche (X) selon la norme ISO 9920, valables pour une vitesse de marche allant jusqu'à 1.2 m/s et une vitesse relative du vent jusqu'à 3.5 m/s [16] .....	100
Figure 22: diagramme de régulation de la température chez l'être humain [4, 22].....	103
Figure 23: représentation schématique du modèle à deux nœuds par Auliciems et Szololay [11] .....	110
Figure 24: abaque pour l'estimation de la nouvelle température effective en fonction de la mouillure cutanée [7] .....	112
Figure 25: schématisation du modèle de Fanger par Davis [52].....	116
Figure 26: tracé de l'expression du PPD en fonction du PMV [19] .....	117
Figure 27: PPD en fonction du PMV selon les études recensées par van Hoff [50].....	119
Figure 28 : vitesses de l'air acceptables en fonction de l'indice DR selon l'ASHRAE 55 [2] .....	121
Figure 29 : abaque pour l'estimation des insatisfaits quant au gradient vertical de température [2] .....	122
Figure 30 : inconfort thermique local due à l'asymétrie radiante pour différents cas selon l'ISO 7730 [19] .....	122

Figure 31 : schématisation des actions adaptatives d'après de Dear [69] présentée par Moujalled [6].....	124
Figure 32 : schématisation de la méthode AHP adoptée par Liu et al. [70].....	125
Figure 33 : facteurs de pondération selon les catégories d'adaptation (a) et les facteurs influençant l'adaptation (b) [70] .....	126
Figure 34: corrélations de Humphreys entre la température neutre et la température extérieure pour deux types de bâtiments [6] .....	127
Figure 35: corrélations entre les températures de confort et les températures extérieures mesurées [73] .....	129
Figure 36: corrélation des températures de confort et des températures moyennes mobiles indice 80 pour les différentes campagnes expérimentales menées dans le cadre du projet SCATs [73] .....	130
Figure 37: corrélation entre la température de confort, l'indice PMV et l'algorithme RP884 et la température moyenne mensuelle extérieures pour des bâtiments climatisés [6].....	131
Figure 38: corrélation entre la température de confort, l'indice PMV et l'algorithme RP884 et la température moyenne mensuelle extérieure pour des bâtiments naturellement ventilés [6] .....	132
Figure 39: récapitulatif des normes Européennes sur l'évaluation du confort thermique selon D'Ambrosio Alfano [74].....	132
Figure 40: valeurs de base de la température opérative intérieure en fonction de la température moyenne glissante extérieure pour des bâtiments non climatisés en fonction des catégories de confort de l'EN 15251 [75].....	137
Figure 41: vitesse de l'air requise pour compenser une augmentation de température selon l'EN 15251 [75].....	137
Figure 42: diagramme psychrométrique de confort de l'ASHRAE 55 [22].....	138
Figure 43: températures admises par l'ASHRAE 55 [2] pour des vitesses de l'air spécifiées	139
Figure 44: températures acceptables pour les bâtiments naturellement ventilés selon l'ASHRAE 55 [2] .....	139
Figure 45: schématisation de la démarche adoptée lors de la première étude expérimentale	154
Figure 46: (a) situation géographique du campus de l'ESTP Paris à Cachan; (b) situation du bâtiment Laplace sur le campus .....	155
Figure 47: localisation de la salle L21 dans le bâtiment Laplace en vue aérienne (a) et sur photo prise de l'extérieur (b) .....	155
Figure 48: système de chauffage du bâtiment Laplace: (a)- production par RCU; (b) distribution par pompes de distribution; (c) terminaux type radiateurs à eau .....	157
Figure 49: plan 2 D de la salle L21 et des espaces adjacents (a) et (plan détaillé de la salle L21 (b) .....	157
Figure 50: représentation 3D de la salle L21 .....	158
Figure 51: photos des bouches de ventilation (a) extraction; (b) soufflage .....	159
Figure 52: schéma récapitulatif des mesures effectuées en phase auxiliaire .....	160
Figure 53: calcul de la surface effective d'ouverture selon Caldoni et Ferrazzini [8] et reportée par Caciolo [9].....	161
Figure 54: Configuration et installation de la porte soufflante (a) au niveau de la porte d'entrée; (b) au niveau de la fenêtre vue de l'intérieur; (c) au niveau de la fenêtre vue de l'extérieur .....	163
Figure 55: emplacement de la station météorologique de l'ESTP Paris.....	163

Figure 56: station climatique intérieure élaborée à l'ESTP à partir de capteurs et de système d'acquisition LSI Lastem.....	164
Figure 57: fils chauds omnidirectionnels pour la mesure du profil vertical de l'air au niveau de la fenêtre.....	165
Figure 58: doseur échantillonneur Innova 1303 (a) et analyseur Innova 1412i (b).....	166
Figure 59: principe de mesure par spectroscopie photo acoustique de l'analyseur Innova 1412i [14].....	167
Figure 60: modèle géométrique choisi pour la répartition des points de mesure basé sur un modèle 3D à 2 factoriel, proposé par C-A Roulet [16].....	168
Figure 61: représentation 3D de la zone testée avec le positionnement des points de mesure.....	168
Figure 62: courbes débit-pression des 6 tests en dépression effectués sur la L21.....	169
Figure 63: moyennes sur les 3 régimes des âges moyens locaux pour les 3 méthodes de calcul ISO (ligne continue) Nordtest (points) et ASHRAE (ligne discontinue).....	180
Figure 64: âges moyens locaux pour l'ensemble des points de mesures incluant les 3 régimes haut (pointillés); bas (ligne discontinue) et manuel (ligne continue).....	181
Figure 65: âges moyens du local mesurés et calculés suivant les méthodes TN34 (orange); ASHRAE (vert) et par la par la variante proposée (bleu).....	183
Figure 66: constante nominale de temps mesurée et calculée par la méthode TN34 (orange); ASHRAE (vert) et par la variante proposée (bleu).....	185
Figure 67: efficacité de renouvellement d'air mesuré et calculé selon les méthodes TN34 (orange) ; ASHRAE (vert) et la variante proposée (bleu) pour les 18 tests en ventilation mécanique.....	186
Figure 68: rose des vents (vitesse et direction) pour l'ensemble des mesures sur les 18 tests.....	189
Figure 69: résultats des 18 essais affichés sur le diagramme de Warren.....	191
Figure 70: influence du gradient de température sur le taux de renouvellement d'air pour des vents en parallèle inférieurs à 3,5 m/s.....	191
Figure 71: influence de la vitesse du vent sur le gradient de température.....	192
Figure 72: âge moyen du local en fonction du taux de renouvellement d'air.....	194
Figure 73: âges moyens locaux pour l'ensemble des tests répartis en 4 catégories fonction du profil de distribution des âges en ventilation mono façade.....	195
Figure 74: efficacité de renouvellement d'air global pour les 18 tests en ventilation mono façade.....	196
Figure 75: indices d'efficacité de renouvellement d'air local pour l'ensemble des tests en ventilation mono façade.....	196
Figure 76: indice d'efficacité de renouvellement d'air local en fonction du taux de renouvellement d'air.....	197
Figure 77: rose des vents pour l'ensemble des tests effectués en ventilation traversante.....	199
Figure 78: taux de renouvellement de l'air en fonction de la vitesse du vent (à gauche) et en fonction des vitesses du vent aux ouvertures (à droite) avec les résultats pour la fenêtre ouest F1 en bleu et la fenêtre nord F2 en orange.....	201
Figure 79: âges moyens du local en fonction des taux de renouvellement d'air pour les 18 tests en ventilation traversante.....	202
Figure 80: âges moyens locaux des 18 tests en ventilation traversante répartis selon le profil de distribution spatiale.....	204
Figure 81: résultats des efficacités de renouvellement d'air global pour les 18 tests effectués en ventilation traversante.....	205

Figure 82: résultats des efficacités de renouvellement d'air local sur les 5 zones des 18 tests effectués en ventilation traversante .....	206
Figure 83 : évolution des efficacités de renouvellement d'air local en fonction du taux de renouvellement d'air pour les 18 tests en ventilation traversante.....	207
Figure 84: âge moyen du local en fonction du taux de renouvellement d'air pour les 13 tests effectués en ventilation mixte .....	210
Figure 85: résultats des âges moyens locaux sur les 5 zones répartis en fonction du profil de distribution spatiale pour les 13 tests effectués en ventilation mixte.....	211
Figure 86: efficacités de renouvellement d'air global mesurées pour les 13 tests en ventilation mixte.....	212
Figure 87: résultats des efficacités de renouvellement d'air local sur les 5 zones et pour les 13 tests en ventilation mixte.....	212
Figure 88: efficacités de renouvellement d'air local en fonction des taux de renouvellement d'air pour les 13 tests en ventilation mixte .....	213
Figure 89: photo de la salle 3201 à l'ESIEE (a) et photo de la salle CAO120 à l'ENSAM Lille (b) .....	220
Figure 90: schématisation du déroulement d'une journée type de mesure .....	223
Figure 91: données climatiques intérieures durant les deux campagnes menées à l'ESTP avec les températures de l'air, moyenne radiante et opérative.....	225
Figure 92: résultats des analyses de confort thermique durant la première campagne à l'ESTP en ventilation mécanique basées sur le PMV horaire et le pourcentage horaire cumulé du PMV .....	226
Figure 93: résultats des analyses de confort durant la première campagne à l'ESTP en ventilation mécanique basées sur l'approche adaptative horaire et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort.....	227
Figure 94: résultats des analyses de confort thermique durant la deuxième campagne à l'ESTP en ventilation mécanique basées sur le PMV horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé du PMV pour les quatre stratégies de ventilation appliquées.....	228
Figure 95: résultats des analyses de confort durant la deuxième campagne à l'ESTP pour les quatre stratégies de ventilation appliquées, basées sur l'approche adaptative horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort .....	230
Figure 96: résultats des évaluations subjectives lors de la première campagne à l'ESTP selon la norme ISO 10551 .....	232
Figure 97: Confort thermique objectif (PMV, PMV avec clo réel, aPMV avec clo réel) et subjectif (Sensation thermique et préférence thermique) en fonction de la température opérative pour la première campagne à l'ESTP.....	233
Figure 98: Sensation thermique en fonction du PMV clo réel pour la première campagne à l'ESTP .....	234
Figure 99: résultats des PMV avec les erreurs engendrées par les incertitudes de mesure des paramètres physiques et leurs influences sur la répartition entre catégories.....	235
Figure 100: résultats des analyses de confort par approche adaptative avec les erreurs engendrées par les incertitudes de mesure des paramètres physiques et leurs influences sur la répartition entre catégories .....	236
Figure 101: résultats des analyses de confort thermique suivant le PMV avec deux types de stations climatiques intérieures, ASHRAE Classe II (LSI Lastem) et ASHRAE Classe III (data logger) .....	238

Figure 102: résultats des analyses de confort thermique suivant l'approche adaptative avec deux types de stations climatiques intérieures, ASHRAE Classe II (LSI Lastem) et ASHRAE Classe III (data logger).....	239
Figure 103: données climatiques intérieures durant les deux campagnes menées à l'ENSAM avec les températures de l'air, moyenne radiante et opérative .....	241
Figure 104: résultats des analyses de confort thermique durant la première campagne à l'ENSAM en ventilation naturelle basées sur le PMV horaire et le pourcentage horaire cumulé du PMV .....	242
Figure 105: résultats des analyses de confort durant la première campagne à l'ENSAM en ventilation naturelle basées sur l'approche adaptative horaire et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort.....	243
Figure 106: résultats des analyses de confort thermique durant la deuxième campagne à l'ENSAM en ventilation naturelle basées sur le PMV horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé du PMV .....	244
Figure 107: résultats des analyses de confort durant la deuxième campagne à l'ENSAM en ventilation naturelle, basées sur l'approche adaptative horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort .....	245
Figure 108: résultats des évaluations subjectives lors de la première campagne à l'ENSAM selon la norme ISO 10551 .....	247
Figure 109: résultats des évaluations subjectives lors de la deuxième campagne à l'ENSAM selon la norme ISO 10551 .....	248
Figure 110: Confort thermique objectif (PMV, PMV avec clo réel, aPMV avec clo réel) et subjectif (Sensation thermique et préférence thermique) en fonction de la température opérative pour la première campagne à l'ENSAM .....	249
Figure 111: Sensation thermique en fonction du PMV clo réel pour la première campagne à l'ENSAM .....	250
Figure 112: Confort thermique objectif (PMV, PMV avec clo réel, aPMV avec clo réel) et subjectif (Sensation thermique et préférence thermique) en fonction de la température opérative pour la deuxième campagne à l'ENSAM.....	251
Figure 113: Sensation thermique en fonction du PMV clo réel pour la deuxième campagne à l'ENSAM .....	252
Figure 114 : données climatiques intérieures durant les deux campagnes menées à l'ESIEE avec les températures de l'air, moyenne radiante et opérative .....	254
Figure 115: résultats des analyses de confort thermique durant la première campagne à l'ESIEE en ventilation naturelle basées sur le PMV horaire et le pourcentage horaire cumulé du PMV .....	255
Figure 116: résultats des analyses de confort durant la première campagne à l'ESIEE en ventilation naturelle basées sur l'approche adaptative horaire et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort.....	256
Figure 117: résultats des analyses de confort thermique durant la deuxième campagne à l'ESIEE en ventilation naturelle basées sur le PMV horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé du PMV .....	257
Figure 118: résultats des analyses de confort durant la deuxième campagne à l'ESIEE en ventilation naturelle, basées sur l'approche adaptative horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort .....	258
Figure 119: résultats des évaluations subjectives lors de la première campagne à l'ESIEE selon la norme ISO 10551 .....	259

Figure 120: résultats des évaluations subjectives lors de la deuxième campagne à l'ESIEE  
selon la norme ISO 10551 ..... 261



## Liste des tableaux :

Tableau 1: classifications des polluants rencontrés dans le bâtiment par type de polluant et de sources [5] .....	41
Tableau 2: grandeurs et unités de mesure des taux de ventilation .....	46
Tableau 3: Valeurs d'efficacité de renouvellement d'air correspondantes aux différents types de distribution d'air .....	52
Tableau 4: interprétation théorique des valeurs d'efficacité de dépollution.....	54
Tableau 5: Valeurs du coefficient de performance de renouvellement d'air correspondantes aux différents types de distribution d'air.....	56
Tableau 6: interprétation des valeurs de rendement de dépollution [14] .....	56
Tableau 7: récapitulatif des principaux indices de ventilation.....	60
Tableau 8: périodes de mesure minimales en fonction des taux de renouvellement d'air [28]	68
Tableau 9: temps nécessaire pour atteindre l'équilibre pour différents taux de renouvellement d'air [28] .....	71
Tableau 10: comparaison des différentes techniques de mesure et méthodes de résolution pour l'estimation des taux de ventilation .....	74
Tableau 11: nombre minimum de points de mesure pour chaque modèle en 2D et 3D [13]..	84
Tableau 12: exemples de représentations matricielles pour quelques modèles 2D et 3D [9]..	85
Tableau 13: calcul de l'efficacité de renouvellement d'air en fonction des concentrations à l'extraction [13] .....	88
Tableau 14 caractéristiques des gaz traceurs les plus utilisés [33] .....	89
Tableau 15: échelles d'évaluation de la sensation thermique selon Bedford (à gauche) et l'ASHRAE (à droite) .....	104
Tableau 16: évaluation de l'astreinte thermique selon l'ISO 10551 [26] .....	105
Tableau 17: résultats de l'analyse comparative entre la température neutre et la température préférée pour le calcul de la variable de divergence sémantique [5] .....	106
Tableau 18: résumé des différents types d'indices d'évaluation du confort thermique à long terme selon Carlucci [36] .....	108
Tableau 19: équivalences entre le MET et le Clo pour la standardisation du SET selon Aulicems [11].....	112
Tableau 20: classification d'Aulicems pour l'expression de la sensation thermique, de l'inconfort thermique et de la réponse physiologique en fonction du SET [11].....	113
Tableau 21: limite de variations cycliques et saut de température limite fixées par l'ASHRAE [2] .....	118
Tableau 22: valeurs du facteur "e" pour la correction du PMV dans des bâtiments non climatisés [63] .....	120
Tableau 23: détails des définitions de ventilation naturelle et free running selon le projet ASHRAE RP 884 et le projet SCATs .....	128
Tableau 24: algorithmes de calcul du confort adaptatif selon les pays du projet SCATs [73] .....	130
Tableau 25: catégories de confort thermique selon l'EN ISO 7730 et l'EN 15251 [22, 75] ..	133
Tableau 26: Catégories de confort global et local selon l'EN ISO 7730 [22] et l'EN 15251[75] d'après Alfano [74]. .....	134
Tableau 27: exemples de critères de conception pour le confort thermique selon l'EN ISO 7730 [22] .....	135

Tableau 28: températures préconisées par l'EN 15251 pour la conception de bâtiments climatisés pour des combinaisons de PMV standardisés [75].....	136
Tableau 29: algorithmes de calcul des températures limites selon les catégories fixées par l'EN 15251 [75] .....	136
Tableau 30: caractéristiques métrologiques préconisés par la norme ISO 7726 pour la mesure des paramètres physiques de confort thermique [20].....	140
Tableau 31: facteur d'aire projetée pour une personne, une sphère et un ellipsoïde [20] .....	141
Tableau 32: hauteurs de mesures des paramètres physiques du confort en fonction de la position selon l'ISO 7726 [20].....	143
Tableau 33: description de l'enveloppe du bâtiment Laplace .....	156
Tableau 34: caractéristiques géométriques de la salle L21 .....	158
Tableau 35: configuration des stratégies de ventilation testées .....	160
Tableau 36: caractéristiques techniques des stations climatiques intérieure et extérieure.....	164
Tableau 37: caractéristiques techniques de l'analyseur Innova 1412i [14] .....	167
Tableau 38: résultats des tests de pressurisation par porte soufflante.....	170
Tableau 39: Résultats des taux de ventilation pour les 18 tests en ventilation mécanique ....	173
Tableau 40: débits de ventilation par personne mesurés en L21, exigés par le code du travail et préconisés par l'EN15251 .....	174
Tableau 41: durées minimales préconisées par l'ASTM E751 pour la mesure du taux de renouvellement d'air par technique de décroissance .....	174
Tableau 42: incertitudes de mesure de taux de renouvellement d'air en fonction des taux de renouvellement d'air et des périodes de mesures pour une technique de décroissance par moyenne [19].....	175
Tableau 43: incertitudes de mesure, de mélange et totales pour les 18 tests de ventilation mécanique.....	176
Tableau 44:âges moyens locaux de l'air par méthode ISO 1600-8; Nordtest NVVTS 18; ASHRAE 129 et incertitude de mesure pour les 18 tests en ventilation mécanique .....	178
Tableau 45: récapitulatif des paramètres d'efficacité de renouvellement d'air mesurés et des indices d'efficacité de renouvellement d'air calculés suivant 3 méthodes différentes.....	187
Tableau 46: résultats taux de renouvellement d'air et conditions climatiques moyennes intérieures et extérieures pour les 18 tests effectuées en stratégie de ventilation mono façade .....	188
Tableau 47: paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air pour les 18 tests en ventilation mono façade .....	193
Tableau 48: taux de renouvellement d'air, vitesse du vent à l'extérieur et aux ouvertures pour les 18 tests effectués en ventilation traversante .....	200
Tableau 49: résultats des paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air pour les 18 tests en ventilation traversante .....	203
Tableau 50: résultats des mesures de taux de renouvellement d'air pour les 13 tests effectués en ventilation mixte.....	208
Tableau 51: résultats des paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air pour les 13 tests en ventilation mixte.....	209
Tableau 52: récapitulatif des campagnes expérimentales .....	219
Tableau 53 : résumé des caractéristiques techniques des 3 salles de cours .....	221
Tableau 54: récapitulatif des valeurs des paramètres physiques enregistrés durant les deux campagnes à l'ESTP.....	224

Tableau 55: récapitulatif des valeurs des paramètres physiques enregistrés durant les deux campagnes à l'ENSAM.....	240
Tableau 56: récapitulatif des valeurs des paramètres physiques enregistrés durant les deux campagnes à l'ESIEE .....	253
Tableau 57: récapitulatif des résultats des analyses de confort thermique normatives pour l'ensemble des campagnes effectuées.....	267
Tableau 58: récapitulatif des résultats des analyses subjectives sur l'ensemble des campagnes effectuées.....	269
Tableau 59: récapitulatif des résultats d'analyses subjectives et objectives croisées avec les corrélations entre les indices et les températures opératives et les températures neutres .....	271



## Nomenclature :

$\bar{\tau}_p$  = Âge moyen local de l'air

$h_c$  = coefficient d'échanges convectif

$h_e$  = coefficient d'évaporation surfacique

$h_r$  = coefficient d'échanges radiatif

$A_{d,cl}$  = surface de Dubois du corps vêtu

$A_d$  = surface de Dubois

$A_e$  = la surface évaporative

$E_{sw,comf}$  = puissance cédée en sudation en situation de neutralité

$I_T$  = isolation du vêtement incluant la couche d'air

$I_a$  = isolation de la couche d'air entre la peau et le vêtement

$I_{cl}$  = résistance totale des vêtements

$I_{clu,i}$  = l'isolation effective de chaque vêtement  $i$

$P_{aH_2O}$  = pression de vapeur d'eau dans l'air

$P_{skH_2O}$  = pression de l'air saturé sur la peau à la température de la peau

$PMV_{new}$  = indice PMV corrigé avec la variable correctrice d'incohérence des données d'entrée

$T_h$  = température mesurée par thermomètre à bulbe humide

$T_{DMn-1}$  = température journalière moyenne du jour précédent

$T_{RM}$  = température extérieure en moyenne mobile

$T_{RM-1}$  = température moyenne mobile du jour précédent

$T_a$  = température de l'air

$T_{b,c}$  = température du corps interne de l'extrémité chaude

$T_{b,f}$  = température du corps interne de l'extrémité froide

$T_b$  = température du corps interne

$T_c$  = température de confort

$T_{cl}$  = température du vêtement

$T_{exp}$  = température de l'air expiré

$T_{ext}$  = température de l'air extérieur

$T_g$  = température mesurée par thermomètre à globe noir

$T_i$  = température de l'air intérieur

$T_m$  = Température de l'air extérieur en moyenne mensuelle

$T_{max,Icl}$  = température opérative maximale pour la résistance  $I_{cl}$

$T_{min,Icl}$  = température opérative minimale pour la résistance  $I_{cl}$

$T_{mr}$  = température moyenne radiante  
 $T_n$  = température de neutralité thermique  
 $T_o$  = température opérative  
 $T_{sk,comf}$  = température de la peau à neutralité  
 $T_{sk}$  = température surfacique de la peau  
 $f_{cl}$  = ratio entre la surface des vêtements et la surface de la peau nue  
 $f_{pcl}$  = facteur de perméabilité des vêtements  
 $i_m$  = efficacité de perméabilité des vêtements  
 $p_a$  = pression de vapeur partielle dans l'air  
 $p_{sET}$  = pression de vapeur saturée  
 $v_{ar}$  = vitesse de marche de l'occupant  
 $v_w$  = vitesse relative de l'air par rapport à l'occupant  
 $\varepsilon_a$  = Efficacité de renouvellement d'air  
 $\varepsilon_c$  = Efficacité de dépollution  
 $\varepsilon_e$  = Efficacité absolue de dépollution  
 $\varepsilon_p$  = Efficacité d'exposition  
 $\varepsilon_t$  = Efficacité d'extraction de la chaleur  
 $\tau_n$  = Constante de temps nominale pour la chambre  
 $C$  = flux de chaleur sensible échangé par convection par unité de surface  
 $c$  = constante de demi-vie  
 $C_e$  = Concentration de polluant dans l'air extrait  
 $C_i$  = Concentration dans l'air de soufflage  
 $C_p$  = Concentration moyenne de polluant dans la zone occupée  
 $C_{pi}$  = Concentration initiale de polluant dans un point  
 $C_{pt}$  = Concentration après un temps  $t$  dans le même point  
 $C_{res}$  = flux de chaleur échangé par convection respiratoire par unité de surface  
 $C_s$  = Concentration de polluant dans l'air de soufflage  
 $CV$  = vote sur l'échelle de perception de l'ASHRAE  
 $E_{dif}$  = flux de chaleur maximal échangé par diffusion à travers la peau par unité de surface (calculé depuis le bilan énergétique sur le corps humain)  
 $E_{res}$  = flux de chaleur échangé par évaporation respiratoire par unité de surface  
 $E_{sk}$  = flux de chaleur latente échangé par évaporation à la surface de la peau par unité de surface  
 $H$  = production nette de chaleur métabolique (M-W)  
 $HR$  = humidité relative  
 $K$  = flux de chaleur sensible échangé par conduction par unité de surface

$L$  = pertes de chaleur sensible en respiration  
 $M$  = taux de production de chaleur métabolique par unité de surface d'échange  
 $M_a$  = chaleur métabolique musculaire due à l'activité  
 $M_b$  = chaleur métabolique de base  
 $M_p$  = chaleur métabolique musculaire due à la posture  
 $N_c$  = Nombre de qualité d'air  
 $N_t$  = Nombre de confort  
 $Q$  = Débit de ventilation  
 $R$  = flux de chaleur sensible échangé par rayonnement par unité de surface  
 $R$  = flux radiatif  
 $S$  = taux de variation d'énergie interne du corps par unité de surface d'échange  
 $t_c$  = Température moyenne de control  
 $T_p$  = Température dans la zone d'occupation  
 $T_r$  = Température de l'air extrait  
 $T_s$  = Température de l'air neuf  
 $t_x$  = Température locale de l'air  
 $U_p = Q$  (taux d'alimentation en air)  
 $v_x$  = Vitesse de l'air dans le local.  
 $W$  = travail externe par unité de surface d'échange  
 $\alpha$  = angle entre le mouvement de l'occupant et le flux d'air  
 $CET$  = température effective corrigée  
 $DR$  = Draught rate (effet de courant d'air)  
 $ET$  = température effective  
 $LR$  = ratio de Lewis égal au ratio entre le coefficient évaporatif et le coefficient convectif)  
 $PMV$  = vote moyen prévisible  
 $PMV$  =  $PMV$  corrigé pour bâtiments non climatisés  
 $PPD$  = pourcentage de personnes insatisfaites  
 $SET$  = température effective standardisée  
 $TL$  = charges thermiques  
 $Tu$  = intensité turbulente définie par l'écart type de la vitesse  
 $aPMV$  = indice  $PMV$  adaptatif  
 $corrI_T$  = facteur correctif pour l'isolement thermique du à l'air  
 $corrI_T$  = facteur correctif pour l'isolement thermique total  
 $l$  = taille  
 $m$  = poids

$w$  = mouillure de la peau (ratio de peau mouillée par rapport à la peau sèche)

$\eta$  = rendement mécanique

$\theta$  : Température effective

## **Abréviations:**

ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

ATC: Adaptive Thermal Comfort

BBCA: Bâtiment Bas Carbone

BRREAM: Building Research Establishment Environmental Assessment Method

CVC: Chauffage Ventilation et Conditionnement de l'air

HQE: Haute Qualité Environnementale

LEED: Leadership in Energy and Environmental Design

PAS : Photo Acoustic Spectroscopy

QAI : Qualité de l'Air Intérieur

QCI : Qualité du Climat Intérieur

RT: Réglementation Thermique

SHON<sub>RT</sub>: Surface Hors Œuvre Nette selon la réglementation thermique

VMC: Ventilation Mécanique Contrôlée



# **Introduction générale**



Avec près de 40 % des consommations en énergie finale, le bâtiment reste aujourd'hui le secteur le plus énergivore en France, malgré les politiques restrictives menées ces dernières années sur les consommations énergétiques. Ces tendances restrictives continuent de croître sous l'impulsion d'une réglementation thermique de plus en plus contraignante (RT 2012, RT 2020), et de l'apparition de labels énergie-carbone (effinergie, BBCA, E+C-, etc) de plus en plus demandés par les acteurs de la chaîne de décision (collectivités, aménageurs, promoteurs, maîtres d'ouvrages, preneurs). D'autre part, l'intérêt grandissant pour le confort et la santé de l'occupant implique une redéfinition de la notion de performance du bâtiment qui en plus des critères habituels sur l'énergie, intègre le confort et la santé des occupants. On assiste notamment à l'émergence de nombreuses certifications environnementales telles que HQE, BREEAM ou LEED qui incluent les performances énergie-carbone et les performances liées au confort et à la santé des occupants. On distingue également des certifications exclusivement consacrées au confort et à la santé de l'occupant telle que la certification WELL.

Dans ce contexte, la ventilation dans le bâtiment représente un enjeu et un levier considérable dans la quête au confort et à la santé des occupants. Les systèmes de ventilation ont en effet pour objectif de i) garantir une bonne qualité de l'air en fournissant et distribuant efficacement l'air frais dans la zone occupée (et/ou de respiration) et en diluant (et/ou en dépolluant) les polluants émis par les sources intérieures ; et ii) garantir un confort thermique optimal en maintenant des conditions thermo hygrométriques optimales et des écoulements adéquats pour le bien être des occupants. Cependant, la ventilation est confrontée à deux verrous principaux : i) économies d'énergie ; ii) manque d'outils d'évaluation. Dans le souci d'économies d'énergies, on assiste à l'émergence de tendances constructives qui vont à l'encontre du confort des occupants : imperméabilisation de l'enveloppe ; réduction des débits de ventilation ; restrictions sur le fonctionnement des systèmes CVC. Ce verrou peut être levé par des équipements plus performants (ventilateurs plus performants, réduction de pertes de charges des conduites, imperméabilisation des conduits, récupération d'énergie), une gestion plus intelligente (programmes horaires, détection de présence) ou encore des systèmes innovants (couplage avec l'enveloppe, ventilation hybride, ventilation nocturne, ventilation naturelle, etc). Le deuxième verrou concerne l'évaluation et la prise en compte de la performance de la ventilation et constitue l'objet de cette présente thèse. Les performances de la ventilation sont ici déclinées suivant les principales fonctions de la ventilation, telles que définies précédemment. Les performances dites globales, liées au confort thermique ; et des performances dites intrinsèques liées la fonction « ventilation » qui inclut les taux de ventilation (combien on ventile ?) et l'efficacité de ventilation (comment on ventile ?).

Aujourd'hui, on constate un manque d'outils d'évaluation expérimentale (techniques, méthodes et protocoles), en particulier lorsqu'il s'agit de ventilation naturelle ou mixte. Nombreuses sont les normes qui décrivent des méthodes d'évaluation telles que l'ISO 7730, l'EN 15251 et l'ASHRAE 55 pour le confort thermique et l'ISO 16008 et l'ASHRAE 129 pour l'efficacité de ventilation. En revanche, elles ne sont pas toutes adaptées aux ventilations naturelle et mixte et peuvent parfois présenter des limites pratiques pour les systèmes de ventilation mécanique. L'efficacité de ventilation est aujourd'hui définie uniquement pour des systèmes de ventilation mécaniques par mesures de gaz traceurs à l'extraction. Concernant le confort thermique, les normes préconisent l'utilisation du PMV pour des bâtiments mécaniquement ventilés et l'approche adaptative pour les bâtiments naturellement ventilés en été. Or l'utilisation du PMV se limite à des conditions stationnaires, ce qui n'est pas

forcément le cas pour tous les bâtiments mécaniquement ventilés. D'autre part, l'approche adaptative s'applique uniquement pour des bâtiments naturellement ventilés en été.

L'objectif de la thèse est d'étudier et de tester les différents outils (techniques, protocoles et normes) pour l'évaluation *in situ* des performances de ventilation avec comme principales perspectives :

- i) L'analyse des limites théoriques des outils existants
- ii) L'étude de la faisabilité des outils existants sur différentes stratégies de ventilation : mécanique, naturelle et mixte
- iii) L'analyse des limites pratiques des outils pour leur application *in situ*

Pour répondre à ces objectifs, la thèse a été déclinée en trois chapitres distincts :

Le premier chapitre, théorique, est consacré à l'évaluation des performances intrinsèques de la ventilation : taux de ventilation et efficacité de ventilation. Basé sur une analyse bibliographique, le chapitre a pour objectif de recenser et d'examiner les différents concepts de performances de ventilation. Dans un premier temps, il s'agit de décrire les différents concepts théoriques existants pour les taux de ventilation et l'efficacité de ventilation. En particulier, l'efficacité de ventilation est décrite et classée en différents paramètres (paramètres d'âge de l'air), familles (efficacité de renouvellement et efficacité de dépollution) et indices (indice globaux, indices locaux et indices dérivés). Ensuite, les paramètres et indices sont analysés afin d'étudier leur limites, notamment dans l'optique d'une utilisation en ventilation naturelle. Enfin, les paramètres et indices sont analysés d'un point de vue « évaluation expérimentale ». Il s'agit alors d'étudier les limites techniques et pratiques des techniques, méthodes et protocoles existants pour l'évaluation expérimentale *in situ* des taux de ventilation, paramètres et indices d'efficacité de ventilation.

Le deuxième chapitre, également théorique, est consacré à l'évaluation du confort thermique, décrit dans cette thèse comme état l'une des principales performances globales de la ventilation. L'objectif du chapitre est d'étudier le confort thermique sous différents points de vue dans le but d'interpréter l'influence de la ventilation sur le confort thermique. D'abord, d'un point de vue purement théorique afin de décrire les différents phénomènes mis en jeu (phénomènes physiques, physiologiques et psychologiques). Ensuite, afin d'appréhender l'évaluation expérimentale, les théories et indices existants sont décrits et analysés. Principalement, il s'agit d'étudier les limites des théories statique (PMV-PPD) et adaptative (ATC) ainsi que les différents indices qui en découlent. Enfin, le confort thermique est abordé d'un point de vue applicatif et normatif. Les normes Française, Européennes et Américaines ainsi que les protocoles existants sont étudiés dans le but d'analyser les principales limites pour l'évaluation *in situ* du confort thermique sous l'influence des différents aléas climatiques et typologies de ventilation.

Le troisième chapitre, expérimental, est consacré à l'étude expérimentale *in situ* des performances de ventilation intrinsèques et globales, respectivement décrites et analysées théoriquement dans les chapitres 1 et 2. Les études sont exclusivement basées sur des mesures effectuées dans des salles de cours, sur des campus universitaires (ESTP Paris à Cachan, ESIEE Paris à Noisy le champ et ENSAM Lille). Le chapitre est ainsi scindé en deux parties : i) étude des taux de ventilation et de l'efficacité de ventilation ; ii) étude du confort thermique.

La première partie consacrée aux performances intrinsèques a pour objectif l'étude des techniques existantes et le développement de protocoles de mesure pour les taux de

renouvellement de l'air, les paramètres d'efficacité de ventilation (âge moyen local, âge moyen du local, constante nominale de temps) et les indices d'efficacité de renouvellement d'air (indice local et indice global). Principalement il s'agit de :

- i) Tester et analyser les différentes méthodes de mesure du taux de renouvellement d'air basées sur la technique de décroissance de gaz traceur (méthodes multipoint, méthode intégrale, méthode linéaire)
- ii) Tester et analyser les différentes méthodes de mesure d'âges moyens locaux, d'âges moyens du local, de constantes nominales de temps en se basant sur la méthode de décroissance de gaz traceurs (méthodes ASHRAE, méthodes ISO et méthodes NORDTEST).
- iii) Mettre en place un protocole qui permet de mesurer simultanément les taux de renouvellement de l'air et les paramètres d'efficacité de ventilation, en fonction des conditions aux limites de concentration de gaz traceur et de temps de mesure.
- iv) Mettre en place un protocole qui permet de mesurer l'efficacité de renouvellement de l'air pour tout type de ventilation, en s'affranchissant des contraintes des protocoles normalisés existants conçus pour une utilisation exclusive en ventilation mécanique
- v) Mettre en place des mesures auxiliaires pour la définition des conditions expérimentales : local testé (géométrie, équipements ; ouvrants naturels et étanchéité de l'enveloppe) ; conditions climatiques intérieures et extérieures pour la compréhension des phénomènes mis en jeu en ventilation naturelle.

La deuxième partie consacrée au confort thermique a pour objectif l'étude des méthodes d'évaluation existantes avec comme perspective, l'analyse des points critiques soulevés lors de l'étude bibliographique menée dans le chapitre 2. Principalement, il s'agit de :

- i) Tester et analyser les indices objectifs du confort thermique en se basant sur des mesures *in situ* dans une salle de cours occupée, notamment en comparant la théorie statique (PMV-PPD) décrite par les normes ISO 7730 et ASRAE 55, et la théorie adaptative décrite par les normes EN15251 et ASHRAE 55.
- ii) Analyser les limites des indices de confort lors de la mise en application sous différents aléas climatiques et systèmes de ventilation.
- iii) Evaluer le confort thermique subjectif perçu par les occupants à travers des enquêtes questionnaires.
- iv) Comparer les résultats du confort objectif à ceux du confort subjectif

L'étude expérimentale présentée dans le troisième chapitre est exclusivement effectuée dans des salles de cours sur des campus universitaires. En plus des contraintes techniques et des objectifs fixés, les protocoles sont adaptés pour une utilisation *in situ* durant l'occupation pour les tests de confort thermique et en dehors des heures d'occupation pour les tests d'efficacité de ventilation. Au total, l'étude de l'efficacité de ventilation présente les résultats de 67 tests de gaz traceur effectués en dehors des heures de cours. Quant à l'étude du confort thermique, elle a été menée sur une période de quatre mois pour un total de 70 jours de mesure et 870 questionnaires distribués et remplis.



# Chapitre I

**« Indices de performances intrinsèques des systèmes ventilation »**



## **I.1.Introduction**

La ventilation dans le bâtiment est fortement associée à la notion de Qualité du Climat Intérieur (QCI). Ce qui revient souvent à évaluer un système de ventilation sur sa capacité à garantir une bonne qualité de l'air (ventilation hygiénique) ainsi que des conditions de confort thermique satisfaisantes (ventilation pour le confort). Cependant, pour évaluer les performances intrinsèques d'un système de ventilation, il est important de distinguer la finalité d'un système de ventilation (garantir la QCI), de sa fonction intrinsèque (renouveler, distribuer et dépolluer l'air). En effet, la ventilation a pour fonction, le renouvellement et la distribution de l'air intérieur. Autrement dit, il s'agit de dépolluer l'air intérieur par un approvisionnement en air frais (et/ou l'extraction des polluants) et assurer une distribution adéquate des champs de concentration de polluants, des vitesses de l'air et des températures. L'évaluation des performances intrinsèques d'un système de ventilation revient alors à décrire l'écoulement de l'air induit par la ventilation dans un local, impliquant à la fois des considérations quantitatives (combien on ventile ?) et qualitatives (comment on ventile ?).

Ces performances intrinsèques sont abordées dans ce chapitre à travers une revue bibliographique incluant une compilation des concepts de performances de ventilations existants sur la base d'une analyse de l'ensemble des indices de performances de ventilation ainsi qu'une revue des techniques et procédures de commissionnement de ces indices. Ce chapitre est organisé en trois parties distinctes avec : i) dans un premier temps, la performance de la ventilation est prise en compte sur la base de taux de ventilation, ce qu'on définit ici comme étant des considérations quantitatives (combien on ventile ?). Cette partie met en perspective le concept de taux de ventilation et définit les grandeurs physiques et les indices correspondants ; ii) ensuite, dans une deuxième partie, les performances intrinsèques de la ventilation sont abordées en termes de distribution et de dépollution. Ce qu'on définit ici comme étant des considérations qualitatives (comment on ventile ?). Cette partie inclut la définition des différents concepts théoriques d'efficacité de ventilation ainsi que l'analyse des paramètres, indices et familles d'efficacité de ventilation ; enfin iii) la troisième et dernière partie de ce chapitre est consacrée au commissionnement de ces performances intrinsèques de ventilation. Le commissionnement est ici abordé et défini comme un outil de garantie et de vérification de la performance. Cela implique la revue et l'analyse des techniques de mesure principalement basées sur les gaz traceurs ainsi que l'analyse des méthodologies et protocoles d'évaluation des indices de performance de ventilation préalablement définis dans les deux premières parties de ce chapitre.

## I.2. Taux de ventilation

Les taux de ventilation exprimés en débits de ventilation ou encore en taux de renouvellement de l'air sont aujourd'hui les indices les plus utilisés dans l'expression des performances et des exigences de ventilation [1]. L'utilisation des taux de ventilation est principalement justifiée du fait de sa simplicité tant dans l'expression et le commissionnement, que dans sa polyvalence. Les taux de ventilation peuvent en effet concerner des sujets de santé (qualité de l'air) ; de confort de l'occupant (confort thermique et olfactif) mais surtout des sujets environnementaux (performance énergétique), principal levier aujourd'hui dans le bâtiment.

D'un point de vue énergétique la tendance dans le bâtiment consiste aujourd'hui à garantir une maîtrise des flux de ventilation. Cela consiste à renforcer l'étanchéité à l'air de l'enveloppe et à maîtriser la quantité et la qualité des flux d'air à travers les systèmes de ventilation mécaniques, ce qui permet de maîtriser les déperditions énergétiques dues à la ventilation. C'est pourquoi les taux de ventilation prennent une place importante dans le bâtiment avec cette dimension énergétique et donc économique.

Concernant la qualité de l'air, les taux de ventilation sont aujourd'hui largement utilisés pour qualifier la qualité d'un système de ventilation par rapport aux exigences des normes et certification environnementales (HQE, BREEAM, LEED, WELL). Le concept repose sur le fait qu'un débit d'air neuf puisse diluer les polluants générés à l'intérieur d'un local ventilé. De plus, les taux de ventilation peuvent concerner une ou plusieurs zones en assumant des distributions d'air et de polluant homogènes. En revanche, il est important de noter que sur ce thème de la QAI, les taux de ventilation sont limités car il s'agit uniquement de quantifier en se basant sur une hypothèse forte de mélange d'air frais avec l'air vicié. C'est pourquoi, les taux de ventilation doivent être accompagnés d'indices d'efficacité de ventilation lorsqu'il s'agit de QAI, auquel cas, l'évaluation de la ventilation comme moyen d'atteindre une bonne QAI serait erronée. A titre d'exemple, une norme ou une certification qui fixe un débit de ventilation admet des hypothèses fortes sur le mélange de l'air frais avec l'air vicié. Généralement ces normes et certifications admettent un mélange parfait ou une ventilation piston où l'ensemble de l'air neuf serait disponible pour diluer et dépolluer l'air vicié. Or, ce n'est jamais le cas dans le bâtiment (tertiaire et logement).

### I.2.1. Expression des taux de ventilation : principes et démarches

Les taux de ventilation requis pour la garantie de la qualité de l'air (débits hygiéniques) dépendent principalement de la quantité, du nombre et de la nature des polluants présents dans l'espace ventilé [2]. Dans un cas idéal avec un seul polluant dont la génération est connue, les taux de ventilation minimums sont calculés en fonction des taux de ventilation requis pour diminuer la concentration du polluant jusqu'aux limites fixées par les standards, en se basant sur un bilan de masse du volume ventilé. L'équation (1) exprime la conservation de la masse appliquée sur un volume ventilé (mono zone) pour un polluant unique [3]. Il s'agit d'appliquer un bilan sur la quantité de polluant dont la grandeur physique est exprimée par la concentration. L'évolution de la concentration du polluant dans le volume ventilé (terme à gauche de l'équation) est ainsi fonction de i) la génération de polluant à travers une source intérieure (1<sup>er</sup> terme de l'équation) ; ii) de l'apport en polluant provenant de l'extérieur (deuxième terme de l'équation) ; iii) du débit de ventilation permettant de diluer le polluant (3<sup>ème</sup> terme de l'équation) ; et enfin ; iv) de la quantité de polluant non traité par la ventilation (4<sup>ème</sup> terme de l'équation) qui peut concerner la présence d'un purificateur ou le dépôt du

polluant sur les surfaces du volume ventilé. Cette équation peut être simplifiée en fonction du type de polluant traité. Ce qui configure l'équation avec la présence ou non des sources internes et externes ainsi que le dépôt/ filtration ou non du polluant.

$$V \frac{dC}{dt} = G(t) + QPC_{out} - QC - L(t) \quad (1)$$

Avec

$V$  = volume de la zone ventilée [ $m^3$ ]

$C$  = concentration du polluant [ $mg/m^3$ ]

$t$  = temps [h]

$G(t)$  = taux d'émission du polluant par sa source [ $mg/h$ ]

$Q$  = débit de ventilation [ $m^3/h$ ]

$P$  = coefficient de pertes de polluants par filtration et par déposition sur les surfaces []

$C_{out}$  = concentration du polluant à l'extérieur [ $mg/m^3$ ]

$L(t)$  = taux d'élimination des polluants par filtration et déposition sur les surfaces [ $mg/h$ ]

Lorsqu'il s'agit d'un seul type de polluant émis par plusieurs sources dans un volume donné, les taux de ventilation sont calculés pour l'émission totale du polluant (additions des émissions de toutes les sources). Dans un cas pratique, cela peut être appliqué à des taux de ventilation calculés en fonction de l'occupation i.e génération de  $CO_2$  par occupant. Enfin, lorsqu'il s'agit d'un espace qui présente plusieurs types de polluants, les taux de ventilations sont calculés sur le polluant dominant i.e le polluant qui exige le plus grand taux de ventilation pour être dilué [2]. Ce principe de calcul de taux de ventilations minimum est reporté par Liddament à travers le schéma illustré dans la figure 1. Le graphe est basé sur trois grandeurs principales dont le taux de ventilation sur l'axe des abscisses qui représente la variable principale ; la concentration de polluant dans le premier axe des ordonnées qui représente une variable d'influence de QAI sur le taux de ventilation ; et la demande d'énergie finale qui représente une variable d'influence énergétique et économique sur le taux de ventilation. Ce principe de calcul basé sur les concentrations de polluants a été normalisé par l'ASHRAE en proposant une procédure applicable dans les phases de conception et de commissionnement. La procédure présentée dans la norme ASHRAE 62.1 [4] sous le nom de « indoor air quality procedure for minimum ventilation rates » est répartie en quatre points clés :

- i) la détection de sources de contaminants probables
- ii) la définition des limites cibles pour chaque type de polluant en fonction des concentrations limites et des durées d'exposition limites
- iii) la prédiction du pourcentage d'occupants insatisfaits quant à la qualité de l'air à travers des votes d'acceptabilité exprimés par des occupants sur les odeurs
- iv) application du bilan de masse

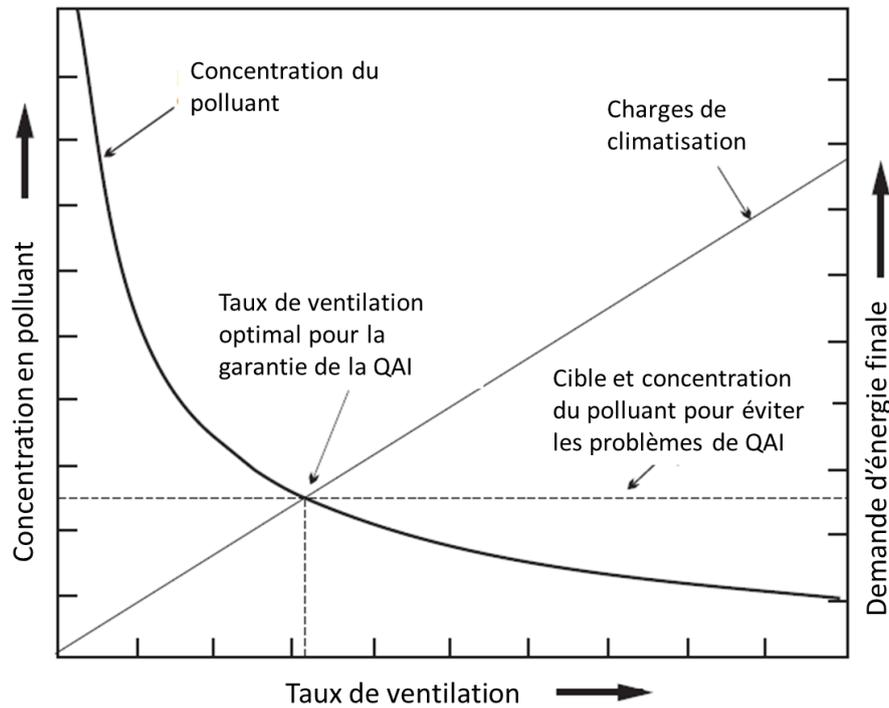


Figure 1: contrôle d'un polluant dominant avec des taux de ventilation [2]

Cependant, il est important de rappeler que ces considérations théoriques et les procédures IAQ ne sont pas toujours valables et applicables que ça soit en phase de conception ou en phase de commissionnement et ce, pour les raisons suivantes :

- i) la multitude de polluants existants et la difficulté de l'appréhension des sources et concentrations de polluants sur l'ensemble des phases de vie du bâtiment
- ii) la complexité de la mesure des polluants pour la phase de commissionnement
- iii) la capacité d'un système de ventilation à éliminer tous les polluants

La multitude de polluants car il existe aujourd'hui plusieurs types de polluants dans les bâtiments pouvant provenir d'environnements extérieurs ; des systèmes CVC ; de l'activité humaine (métabolisme ou activités quotidiennes) ; ou encore des matériaux et ameublements. Le tableau 1 résume les types de polluants rencontrés dans le bâtiment ainsi que les sources correspondantes. Au vu de cette multitude de polluants, il est aujourd'hui difficile de contrôler et de contrecarrer l'ensemble des sources de polluants car d'une part, on ne maîtrise pas l'ensemble des polluants et leurs effets sur l'occupant ; et d'autre part il est difficile de mettre en œuvre une solution unique dans le processus de construction d'un bâtiment. En effet, il n'existe pas au jour d'aujourd'hui une solution unique pour optimiser la QAI dans les bâtiments mais un ensemble de solutions qui s'appuient sur un choix judicieux des matériaux ; une ventilation adaptée tant en termes de débits que de distribution ; et enfin une démarche intégrée dans le processus de construction à travers des plans de QAI à chaque phase de vie du bâtiment. Concernant la complexité de la mesure de polluants, il s'agit principalement de limites techniques et économiques que présente la métrologie en QAI. Limites techniques car l'ensemble des polluants ne sont pas ou sont difficilement mesurables ; et limites économiques car la mesure de la QAI reste inaccessible pour bon nombre d'opérations immobilières.

Le dernier point suscite des réflexions quant à la relation entre la ventilation et la qualité de l'air. Si la ventilation conserve un rôle primordial dans le maintien de la qualité de l'air, elle peut être insuffisante et parfois inadaptée dans certains cas. En effet, si pour certains polluants, un débit de ventilation suffit à diluer pour atténuer l'impact sur la qualité de l'air, d'autres polluants tels que les COV (composés organiques volatils) doivent être éliminés à la source, captés ou encore court-circuités pour éviter que l'occupant y soit exposé [2]. Ainsi, il est important de distinguer les sources de pollution inévitables qui proviennent des activités de l'occupant (polluants métaboliques principalement) des sources évitables qui proviennent des matériaux et des meubles ou encore de l'environnement extérieur [2]. Dans le cas de sources évitables, il est donc préférable de travailler sur la réduction ou l'élimination de la source pour consacrer la ventilation aux sources inévitables.

Tableau 1: classifications des polluants rencontrés dans le bâtiment par type de polluant et de sources [5]

<i>Famille</i>	<i>Polluant</i>	<i>Exemples de sources</i>	<i>Famille de sources (provenance)</i>
<b>Combustion</b>	Monoxyde de carbone (CO)	- Pollution urbaine extérieur dont trafic automobile	Environnement extérieur (Air extérieur/sources diffuses)
		- Appareils de chauffage et de production d'eau chaude - Fumées de tabac	Equipements et hygiène générale (Dysfonctionnement CVC) Occupants/Activités (Vie quotidienne)
<b>Gaz inorganique</b>	Dioxyde d'azote (NO <sub>2</sub> )	- Pollution urbaine extérieur dont trafic automobile - Combustion au gaz	Environnement extérieur (Air extérieur/sources diffuses) Equipements et hygiène générale (Dysfonctionnement CVC)
	Radon	- Sol - Matériaux de construction	Environnement extérieur (Sols pollués/sources enterrées) Matériaux et ameublements (Matériaux anciens et/ou dégradés)
<b>Composés Organiques Volatils (COV)</b>	Benzène	- Carburants - Fumées de tabac - Produits de bricolage - Ameublement, produits de construction et de décoration	Environnement extérieur (Air extérieur/sources diffuses) Occupants/Activités (Tabac) Occupants/Activités (Loisirs et bricolage) Matériaux et ameublements (Matériaux neufs ou peu anciens)
		Formaldéhyde	- Panneaux de particules, panneaux de fibres, en bois aggloméré - Panneaux de bois brut, peintures à phase solvant, matériaux contenant des composés à base de formaldéhyde (liants ou colles urée-formol) - Livres et magazines neufs - Produits d'usage courant (produits d'entretien et de traitement, produits d'hygiène corporelle et cosmétiques) - Combustion, fumées de tabac - Photocopieurs - Photochimie
<b>Particules</b>	Particules fines	- Pollution urbaine extérieur dont trafic automobile - Conduits dégradés, vides sanitaires, sous-sols  - Combustion fioul, charbon, bois - Entretien des surfaces, fumées de tabac, cuisine	Environnement extérieur (Air extérieur/sources diffuses) Environnement extérieur (Air extérieur/sources diffuses) Equipements et hygiène générale (Caractéristiques de construction) Occupants/Activités (Vie quotidienne) Occupants/Activités (Vie quotidienne)

L'autre méthode proposée par l'ASHRAE 62.1 [4] pour le calcul et l'expression des taux de ventilation est basée sur des débits de ventilation en fonction de l'occupation et du type de bâtiment (activités, morphologie, espace). Des débits de ventilation sont alors calculés par personne et par unité de surface selon l'équation suivante :

$$V_{bz} = R_p P_z + R_a A_z \quad (2)$$

Avec :

$V_{bz}$  = débit d'air à fournir en zone de respiration [m<sup>3</sup>/h]

$R_p$  = débit d'air requis par personne [m<sup>3</sup>/h.personne]

$P_z$  = le nombre maximal de personnes présentes dans la zone en question [ ]

$R_a$  = débit d'air requis par unité de surface [m<sup>3</sup>/h. m<sup>2</sup>]

$A_z$  = la surface nette occupée du plancher [m<sup>2</sup>]

Les débits de ventilation pour l'occupation concernent principalement les émissions de CO<sub>2</sub> par personne et sont sélectionnés en fonction de la densité d'occupation par surface. En revanche, les débits de ventilation pour le bâtiment concernent les polluants qui proviennent du bâtiment. Ces débits consacrés au type de bâtiments sont alors modulés en fonction du type d'espace, de la catégorie d'occupants, du degré de pollution du bâtiment ainsi que de la qualité de l'air extérieure de la zone du bâtiment.

A l'échelle Européenne, la norme EN15251 propose une méthode similaire avec une partie des débits consacrée à l'occupation en fonction de la densité d'occupation par surface, et une partie consacrée à la pollution provoquée par le bâtiment. Les débits de ventilation consacrés au bâtiment sont modulés en fonction de la catégorie de pollution : bâtiment très peu polluant ; bâtiment peu polluant ; et bâtiment polluant. Enfin, l'une des principales différences avec l'ASHRAE est que la norme EN 15251 propose de moduler les débits de ventilation en fonction de la catégorie environnementale du bâtiment : i) catégorie I, bâtiment avec un niveau d'attente attendu recommandé pour les espaces occupés par des personnes très fragiles et sensibles (catégorie I) ; ii) catégorie II, niveau normal attendu qu'il convient d'utiliser pour des bâtiments neufs ou rénovés ; iii) catégorie III, niveau modéré acceptable attendu qui peut être utilisé dans les bâtiments existants ; et enfin iv) catégorie IV, valeurs en dehors des critères de la catégorie III où il convient que cette catégorie soit acceptée seulement durant une partie restreinte de l'année.

Les certifications environnementales sont aujourd'hui principalement basées sur ces deux normes. La certification HQE utilisée en France s'appuie sur la norme Européenne EN 15251 pour fixer les débits adéquats ; les certifications LEED et WELL Américaines se basent principalement sur la norme ASHRAE 62.1 ; et enfin la certification BREEAM Britannique accepte les deux normes ASHRAE 62.1 et EN 15251.

## **I.2.2. Expression des taux de ventilation : paramètres et grandeurs physiques**

Pour l'expression des taux de ventilation, on distingue plusieurs grandeurs, unités de mesures et terminologies en fonction du type de ventilation et du type de flux d'air. La norme EN 15242 [6] propose une schématisation (figure 2-a) des différents types de flux de ventilation impliqués dans un bâtiment en considérant une zone ventilée (mono zone) sous 4 différentes catégories dont :

- i) ventilation mécanique
- ii) ventilation à travers les fenêtres
- iii) ventilation à travers les orifices (bouches de ventilation)
- iv) fuites d'air

Lorsqu'il s'agit de système de ventilation mécanique, on distingue aussi plusieurs types de flux. Persily [3] a proposé une schématisation des flux de ventilation mécanique (figure 2-b) à partir des définitions de l'ASHRAE 62.1 [4] avec deux catégories de flux dont :

- i) les flux centralisés (air d'appoint extérieur, air extrait, air recyclé, air soufflé et enfin, air repris)
- ii) flux décentralisés (soufflage local et extraction locale)

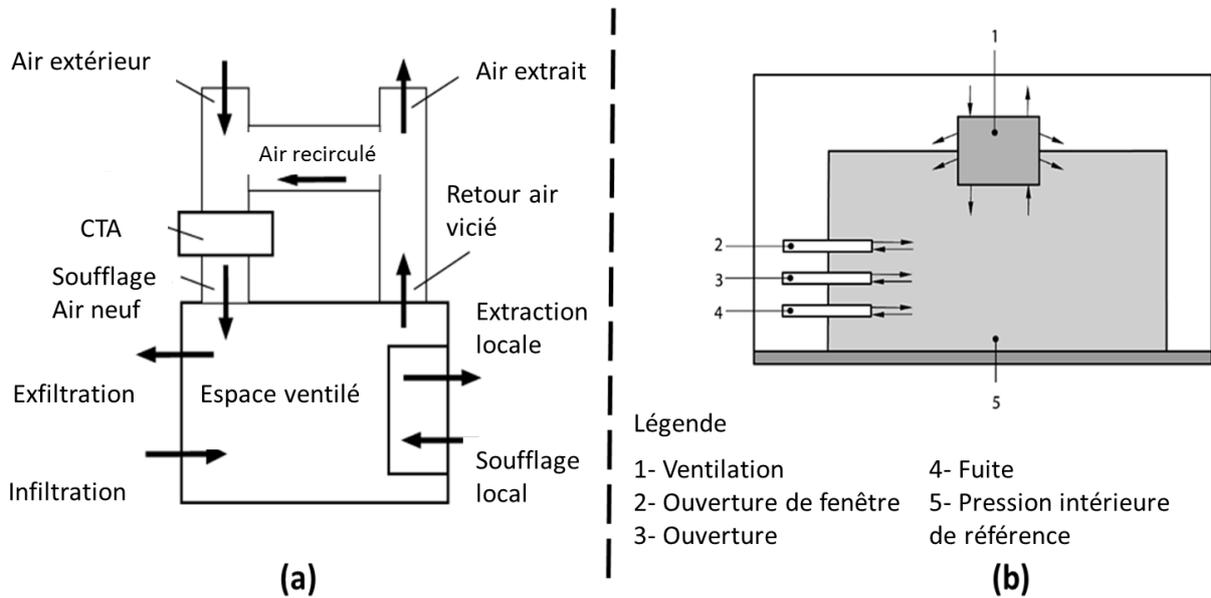


Figure 2: (a) schématisation des flux d'air clés par Persily [3]; (b) schéma général d'un bâtiment présentant les différents écoulements impliqués [6]

Ces définitions sont spécifiques aux équipements mécaniques (ventilateur, CTA, VMC) et ne sont toutefois pas valables pour exprimer les taux de ventilation en ventilation naturelle. De plus, si on considère le volume ventilé comme système (et non l'équipement mécanique), il est plus judicieux d'exprimer les taux de ventilation en débit d'air neuf total ou encore en taux de renouvellement d'air. Le taux de renouvellement d'air est défini par Etheridge [7] comme étant le débit d'air neuf ramené au volume ventilé i.e débit d'air neuf divisé par le volume ventilé ou encore, le nombre de fois où l'air est renouvelé dans le volume ventilé en l'espace d'une heure (équation 3). Ce qui permet d'exprimer les taux de ventilation en proportion géométrique de la zone ventilée.

$$\lambda = \frac{Q}{V} \quad [h^{-1}] \quad (3)$$

Avec :

$\lambda$  = taux de renouvellement d'air [ $h^{-1}$ ]

$Q$  = débit d'air [ $m^3/h$ ]

$V$  = volume de la zone ventilée [ $m^3$ ]

Si le taux de renouvellement d'air demeure le paramètre le plus utilisé en ventilation, il est important de noter que son utilisation est parfois incomplète, voire erronée [7] et ce, pour 3 raisons principales :

Premièrement, il s'agit de bien définir la grandeur « débit d'air neuf ». Persily [3] a défini le taux de renouvellement d'air comme étant le taux d'air rentrant de l'extérieur (outdoor air change rate) incluant les débits de ventilation « intentionnels » et les débits d'air par infiltration/exfiltration à travers les défauts d'étanchéité. De même pour Etheridge [7] qui a défini le débit d'air neuf comme étant le débit d'air total entrant à travers l'enveloppe à travers un système de ventilation ou par infiltration. Il est alors important de prendre en compte les débits d'infiltration ou d'exfiltration à travers l'enveloppe lorsqu'on exprime les

taux de renouvellement d'air ou du moins, présenter les caractéristiques de l'enveloppe en termes d'étanchéité à l'air.

Deuxièmement, il s'agit de la notion de volume ventilé qui ne correspond pas au volume géométrique, d'où la notion de « volume effectif ventilé ». En effet, le volume géométrique ne correspond pas au volume que l'air occupe et ce, en raison de la présence d'objets volumineux ou encore de volumes morts tels que les faux plafonds (figure 3). Le volume effectif ventilé a été défini par Riffat [8] comme étant « le volume dans lequel l'air se brasse qui est soit supérieur au volume géométrique en présence de volumes morts, ou inférieur au volume géométrique en présence d'objet volumineux ». Selon l'étude réalisée par Riffat [8], dans une situation standard, la différence entre le volume effectif et le volume géométrique peut varier de 1,5% pour une faible présence d'objets dans la zone ventilée jusqu'à 2,7% pour une forte densité d'objets. Si les différences peuvent paraître assez faibles, la répercussion sur le calcul des débits peut s'avérer importante. En utilisant le volume effectif au lieu du volume géométrique, les résultats des tests de Riffat ont démontré des différences significatives sur les valeurs des débits allant de 4,5% à 14,3 %.

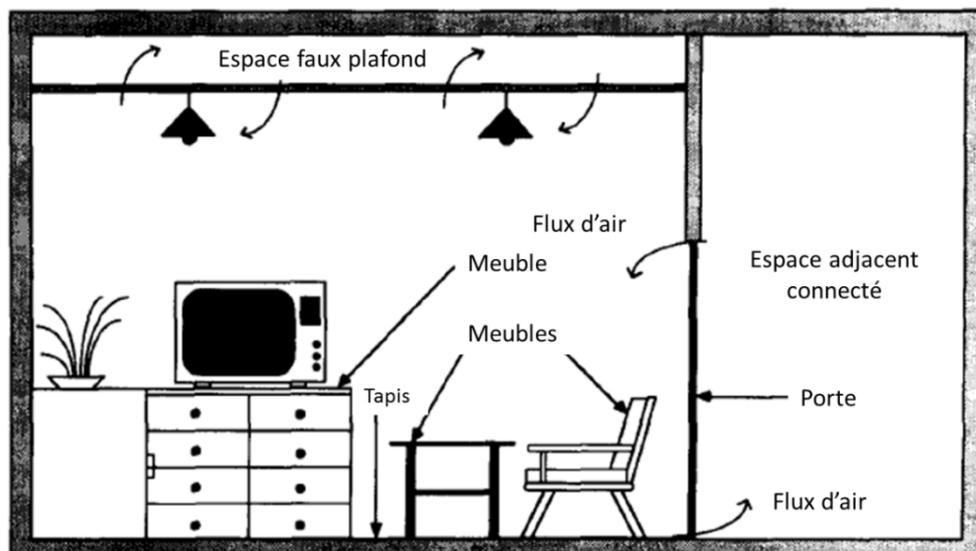


Figure 3: éléments affectant le volume effectif ventilé [8]

Le volume effectif s'agit ainsi d'un paramètre prépondérant avec des enjeux non négligeables dans toutes les phases de vie du bâtiment. En préconception ou conception, lors des études CVC et des démarches de certifications environnementales. Dans ce cas, selon la méthode d'expression des taux de ventilation, des erreurs peuvent être commises lors de la conversion des débits de ventilation en taux de renouvellement d'air et vice versa. En phase d'exécution ou des erreurs de dimensionnement peuvent être faites et impacter les bilans aérauliques ainsi que les consommations énergétiques. Enfin, en phase d'exploitation où des écarts peuvent être constatés avec les études de conception et d'exécution ; des écarts qui peuvent porter préjudice au bâtiment lors d'une démarche de certification. Typiquement, dans le cas où les taux de renouvellement d'air ne correspondraient pas à ceux imposés par les certifications ; ou encore le fait que l'incertitude générée par ce paramètre soit exploitée par un bureau d'étude pour ajuster les résultats lors de la conversion. A titre d'exemple, si le taux de renouvellement d'air imposé par une certification ou un cahier des charges est des  $2 \text{ h}^{-1}$  pour un volume de  $300 \text{ m}^3$ , le débit de ventilation pourrait varier de  $514,20 \text{ m}^3/\text{h}$  et  $685,80 \text{ m}^3/\text{h}$  avec l'incertitude maximale estimée par Riffat [8] dans le paragraphe précédent (14,3 %).

Ce paramètre reste toutefois difficile à appréhender dans toutes les phases de vie du bâtiment. La seule technique pour l'estimation du volume effectif aujourd'hui est une technique d'injection pulsée de gaz traceur. La technique est présentée en détail dans la section « techniques de mesure ».

Enfin, le dernier point concerne le sens physique du phénomène de renouvellement d'air. En effet, si on considère la définition, cela correspondrait à un renouvellement total du volume d'air contenu dans la zone ventilée en un temps défini. Pour mieux comprendre la signification du renouvellement d'air, Etheridge [7] propose d'exprimer le taux de renouvellement par unité de temps à travers la notion de temps référence qu'il définit comme un temps où l'ensemble des molécules d'air vicié sont remplacées par de l'air frais (équation 4). Or, cette notion est théorique car en réalité, le temps qu'il faut pour remplacer l'ensemble des molécules d'air est supérieur au temps de référence.

$$\tau_{ref} = \frac{V}{Q_{ext}} \quad [h] \quad (4)$$

Avec :

$\tau_{ref}$  = temps de référence [h]

$V$  = volume de la zone ventilée [m<sup>3</sup>]

$Q_{ext}$  = débit d'air neuf extérieur [m<sup>3</sup>/h]

La notion de temps référence est traduite par la plupart des ouvrages [1 ; 2 ; 9 ; 10 ; 11] en « constante nominale de temps » et définie comme le ratio entre le volume de la zone ventilée et le débit d'air neuf. Toutefois, si la plupart des auteurs ont adopté la même définition, son interprétation physique et son calcul sont parfois différent selon les auteurs. En effet, Liddament [2] définit la constante nominale de temps comme étant le temps minimum qu'il faut pour remplacer l'air d'une zone ventilé et l'exprime comme l'inverse du taux de renouvellement d'air (équation 5). C-A Rouet [9] quant à lui défini la constante nominale de temps comme le ratio entre le volume de la zone ventilé et le flux d'air neuf, y compris l'infiltration ou encore à travers le ratio entre la masse d'air contenue dans la zone ventilée et le débit massique d'air neuf (équation 6). Les deux définitions sont en réalité complémentaires car la première correspond à une description théorique et physique tandis que la deuxième présente une vision pratique.

$$\tau_n = \frac{V}{Q} = \frac{1}{\lambda} \quad [h] \quad (5)$$

Avec:

$\tau_n$  = constante nominale de temps [h]

$V$  = volume [m<sup>3</sup>]

$Q$  = débit d'air [m<sup>3</sup>/h]

$\lambda$  = taux de renouvellement d'air [h<sup>-1</sup>]

$$\tau_n = \frac{V}{Q} = \frac{m}{\dot{m}} \quad [h] \quad (6)$$

Avec:

$m$  = masse d'air contenue dans le local ventilé [kg]

$\dot{m}$  = débit massique d'air neuf [kg/h]

Le tableau 2 résume les différentes grandeurs et unités de mesures utilisées pour l'expression des taux de ventilation.

Tableau 2: grandeurs et unités de mesure des taux de ventilation

<i>Grandeurs</i>	<i>Unités</i>
Taux de ventilation	
<b>Taux de renouvellement de l'air</b>	1/h
<b>Débit de renouvellement d'air</b>	m <sup>3</sup> /h ; l/s ; l/s.m <sup>2</sup> ; l/s.personne
<b>Constante nominale de temps</b>	h
Taux spécifiques	
<b>Débits de soufflage</b>	m <sup>3</sup> /h ; l/s ; l/s.m <sup>2</sup> ; l/s.personne
<b>Débits d'extraction</b>	m <sup>3</sup> /h ; l/s

### I.3. Efficacité de ventilation

#### I.3.1. Définitions et concepts

L'efficacité de ventilation est un concept qui répond à la problématique posée en début de chapitre sur « comment on ventile ? ». Dans l'absolu, le concept d'efficacité de ventilation a pour but de décrire comment la ventilation est effectuée par rapport au mélange air frais/polluants. Autrement dit, il s'agit de comprendre et de caractériser le comportement de mélange et de distribution d'air frais et vicié (polluants) dans une zone soumise à un flux de ventilation [11]. Cependant, ce concept revêt plusieurs définitions et approches qui diffèrent selon les études et surtout plusieurs paramètres et indices pour l'exprimer [12]. En effet, selon les auteurs on retrouve parfois plusieurs définitions et symboles pour le même concept [13]. Ainsi, Liddament [2] définit l'efficacité de ventilation comme « une série d'indices ou de paramètres caractérisant le mélange de l'air et la distribution de polluants à l'intérieur d'un local » [14].

Si on considère le système « zone ou volume ventilé », la ventilation est sujette à deux composants que sont l'air frais et l'air vicié. Si on revient à la fonction de la ventilation, il s'agit d'approvisionner en air frais, extraire les polluants et en assurer une distribution adéquate. Le concept d'efficacité de ventilation est alors subdivisé en deux familles principales dont l'efficacité de renouvellement d'air qui traite le comportement de l'air frais et l'efficacité de dépollution qui traite le comportement des polluants [10].

L'efficacité de renouvellement d'air appelée parfois par d'autres auteurs « efficience de ventilation » [15] ou encore « efficacité relative de diffusion de l'air » [16] exprime la capacité d'un système de ventilation à renouveler l'air et à distribuer l'air frais dans la zone ventilée (particulièrement au niveau de la zone de respiration). Autrement dit, il s'agit d'exprimer comment l'air vicié est remplacé par l'air frais [13]. Son interprétation physique peut être effectuée avec deux approches dont une basée sur le bypass artificiel et l'autre sur les âges de l'air [11].

L'approche bypass artificiel proposée par Janssen [18] consiste à exprimer l'efficacité de renouvellement en fonction de la fraction d'air bypassé (court-circuité) dans la zone d'occupation [11]. Autrement dit, il s'agit de déterminer la quantité d'air neuf qui contribue au renouvellement de l'air de la zone ventilée. Le principe a été schématisé par Fracastoro [1] et présenté par la figure 4.

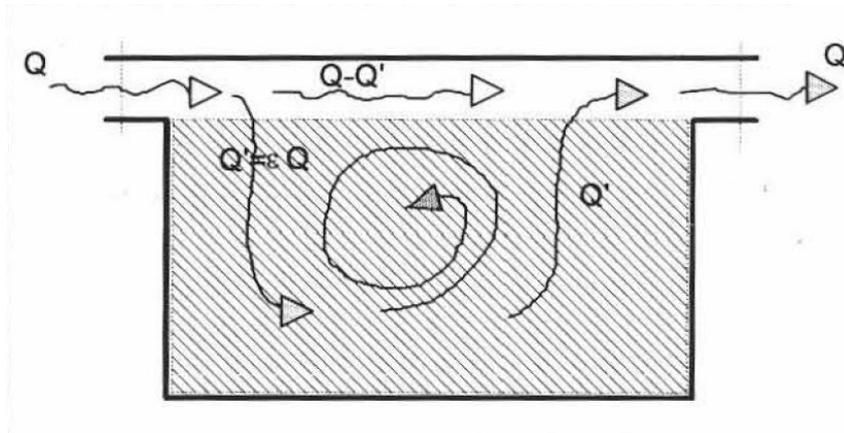


Figure 4: schématisation de l'efficacité de renouvellement d'air selon Fracastoro [1]

L'approche basée sur les âges de l'air est quant à elle basée sur la théorie du mélange temporel. Elle consiste à analyser la distribution des particules d'air frais dans le local ventilé et ce, en comparant le temps qu'il faut à une particule pour être remplacée par rapport à un temps minimum idéal (figure 5). Ce qui permet de distinguer les particules d'air frais des particules d'air vicié et d'en déduire ainsi la distribution.

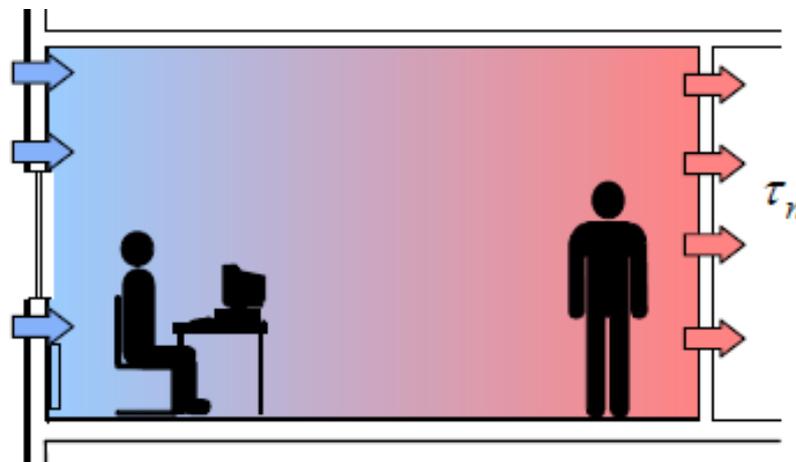


Figure 5: distribution d'air frais (en bleu) dans une ventilation piston idéale [10]

L'efficacité de dépollution appelée par d'autres auteurs « efficacité de ventilation » [17] ou encore « efficacité d'élimination des polluants » [14] peut être traduite comme la capacité d'un système de ventilation à extraire les polluants d'une zone ventilée. Son interprétation physique est basée sur le champ de distribution de concentration des polluants dans une zone ventilée par rapport au point d'extraction où les polluants sont censés se regrouper pour laisser la zone occupée propre de tout polluant. La figure 6 schématise un cas critique de court-circuit où la concentration en zone occupée est égale à la concentration en zone d'extraction.

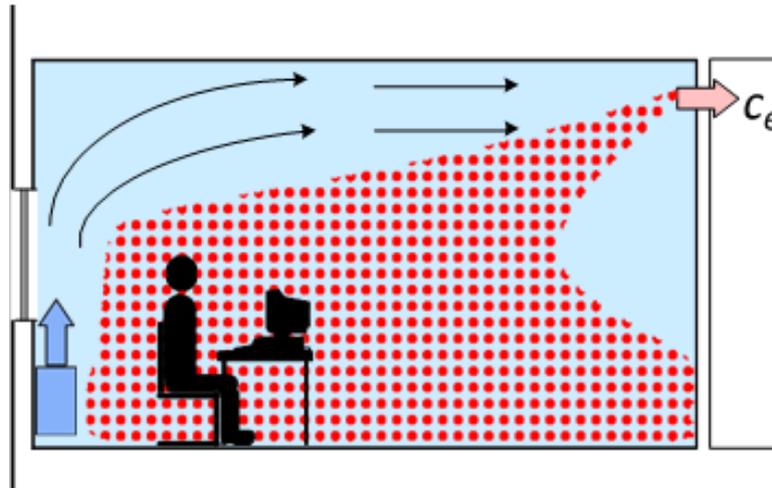


Figure 6: distribution des concentrations de polluants dans le cas d'une ventilation court-circuitée [10]

### I.3.2. Paramètres d'efficacité de ventilation

#### Concept d'âge de l'air :

L'âge de l'air est le temps écoulé depuis l'entrée de l'air dans un local. En un point P donnée d'une zone ventilée, il s'agit du temps que met l'air pour se déplacer de l'entrée d'air jusqu'au point P (figure 7). Sandberg [17] a introduit cette notion pour caractériser la fraîcheur de l'air en considérant l'air frais comme de l'air propre qui se charge de polluants au fur et à mesure qu'il traverse l'espace ventilé.

Par définition, un point est un volume infiniment petit dont la concentration en polluants représente le ratio entre le nombre de molécules contenues dans le volume et le volume lui-même [7]. En réalité, en tout point de la zone ventilée, on dispose d'un mélange de particules d'air et de polluants constamment en mouvement. Ainsi, du fait que les molécules d'air et de polluants soient en mouvement, l'âge d'un ensemble de particules d'air ne peut être estimé à travers une moyenne spatiale mais statistiquement à travers une distribution en fréquences des âges des molécules d'air passant par le volume fini [7].

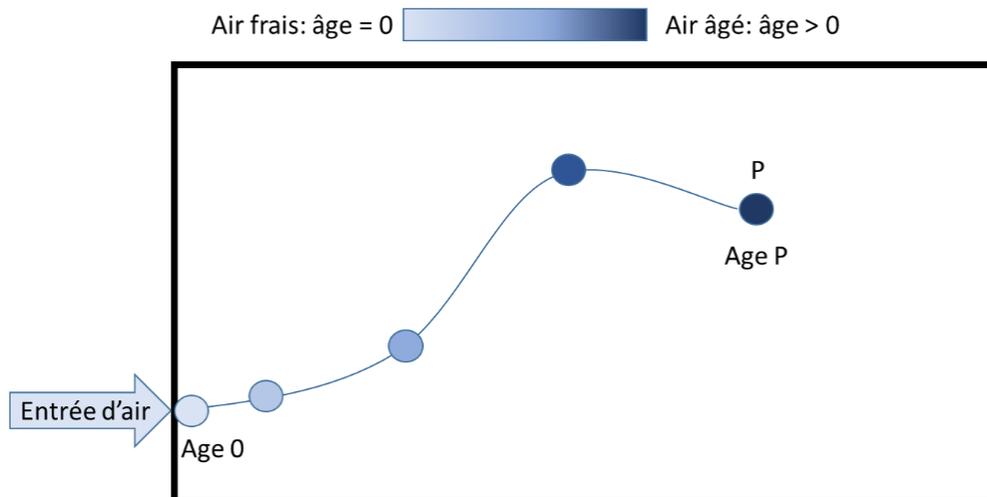


Figure 7: schématisation théorique de l'âge de l'air en un point donné

En supposant un volume fini  $dV$  contenant un nombre de molécules  $N$  dont chacune est caractérisée par un âge  $\tau$ , la fraction de molécules ayant un âge compris entre  $\tau$  et  $\tau + d\tau$  est représentée par la fonction  $f \left[ \frac{1}{h} \right]$  :

$$\int_0^{\infty} f(\tau) \cdot d\tau = 1 \quad (7)$$

Avec

$f$  = fonction de distribution en fréquences  $\left[ \frac{1}{h} \right]$

$\tau$  = variante d'âge [h]

L'âge moyen des molécules d'air contenues dans le volume est alors exprimé par :

$$\bar{\tau}_p = \int_0^{\infty} f(\tau) \cdot \tau \cdot d\tau = 1 \quad [h] \quad (8)$$

Avec :

$\bar{\tau}_p$  = âge moyen des molécules d'air contenues dans le volume [h]

Le volume étant infiniment petit, l'âge moyen du volume  $\bar{\tau}$  est alors considéré comme étant l'âge du point communément appelé « âge local ».

#### Paramètres d'âge de l'air :

En plus de l'âge local de l'air, on distingue deux autres paramètres pour caractériser la distribution de l'air frais : le temps résiduel et le temps de résidence. Le temps résiduel est le temps que met la particule depuis le point P jusqu'à sa sortie de la zone ventilée [7]. L'addition de l'âge local et du temps résiduel donne le temps de résidence local qui correspond à la durée de séjour de la particule dans la zone ventilée (figure 8). Appelé aussi temps de renouvellement, le temps de résidence correspond à l'âge local de l'air à l'extraction.

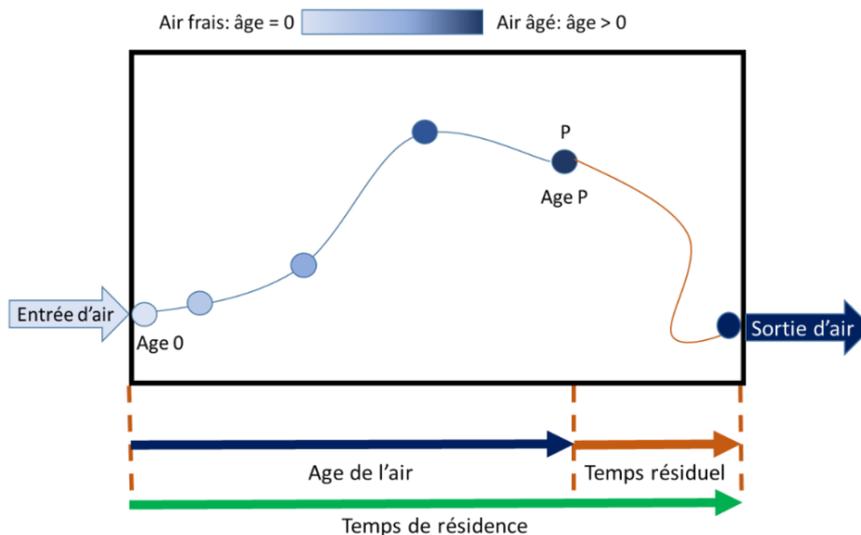


Figure 8: schématisation théorique des âges de l'air: âge de l'air; temps résiduel et temps de résidence

A l'échelle globale de la zone ventilée, il est possible de quantifier l'âge moyen à travers une moyenne spatiale. En déterminant les âges moyens de l'air dans chacun des points de la zone ventilée, la distribution de l'air peut être déterminée et ainsi définir le type de distribution de l'air frais. En moyennant les âges locaux, on obtient l'âge moyen de la zone ventilée :

$$\langle \bar{\tau} \rangle = \frac{1}{V} \oint \bar{\tau}_p \cdot dv [h] \quad (9)$$

Avec :

$\langle \bar{\tau} \rangle$  = âge moyen de la zone ventilée [h]

$V$  = volume de la zone ventilée [ $m^3$ ]

A l'échelle de la zone ventilée, le temps de résidence de la zone ventilée correspond au double de l'âge moyen de la zone ventilée [7, 17] :

$$\langle \tau_r \rangle = 2 \langle \bar{\tau} \rangle \quad (10)$$

Avec :

$\langle \tau_r \rangle$  = temps de résidence [h]

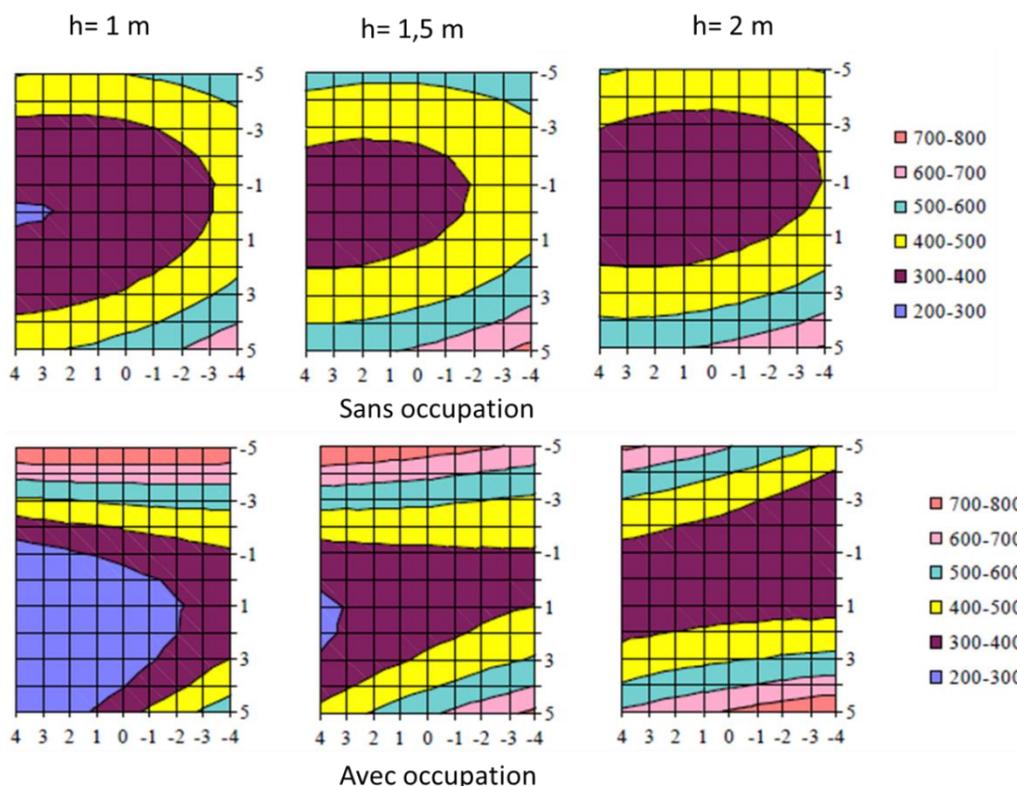


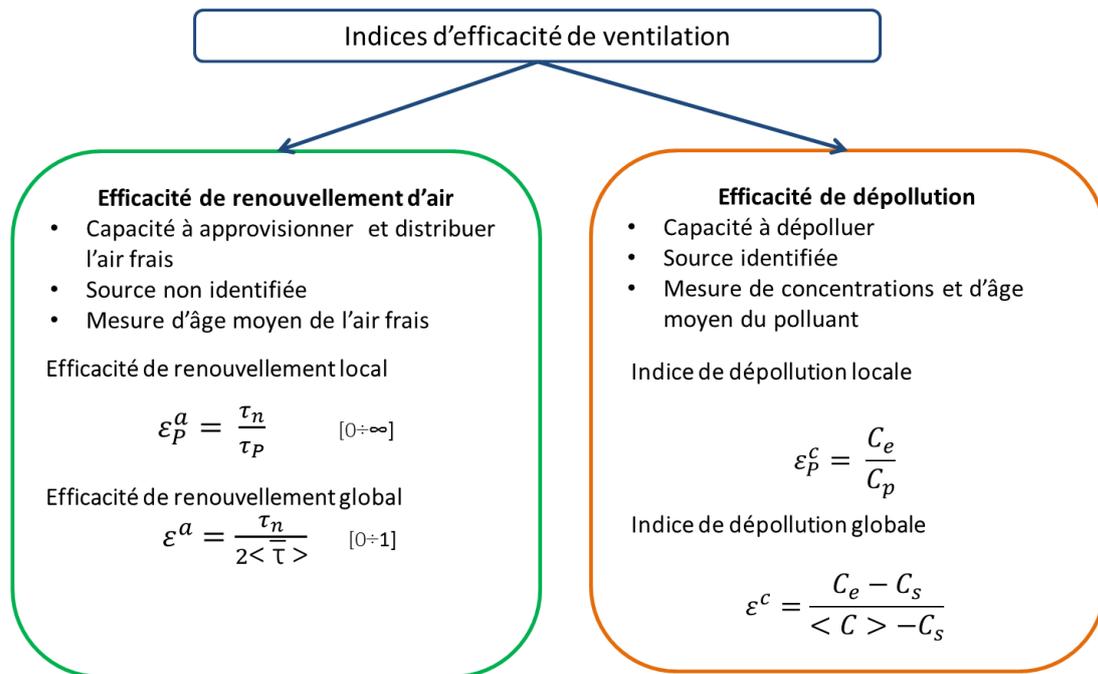
Figure 9: résultats de mesures d'âges locaux dans une salle de conférence sur trois hauteurs différentes avec occupation (haut) et sans occupation (bas) [19]

En plus d'être des paramètres pour l'évaluation de l'efficacité de renouvellement d'air, les âges de l'air peuvent être utilisés comme indices de ventilation. En effet, l'âge moyen de la zone ventilée permet de caractériser la rapidité avec laquelle l'air frais est fourni. Les âges locaux peuvent aussi être utilisés pour localiser d'éventuelles zones mortes ou encore évaluer

la rapidité de renouvellement d'air dans des zones sensibles telle que la zone de respiration. A titre d'exemple, dans une étude réalisée par C-A Roulet [19], les âges locaux ont été utilisés pour cartographier une salle de conférences sous plusieurs configurations pour déterminer la distribution d'air frais et ainsi localiser les zones mortes (figure 9).

### I.3.3. Indices d'efficacité de ventilation :

Les indices d'efficacité de ventilation sont subdivisés en deux familles (efficacité de renouvellement d'air et efficacité de dépollution) et peuvent être exprimées à l'échelle locale (un point donné de la zone ventilée) ou pour l'ensemble de la zone ventilée (figure 10).



$\tau_n$ : constante nominale de temps (inverse du taux de renouvellement de l'air);  $\tau_p$ : âge moyen local;  $< \bar{\tau} >$ : âge moyen du local;  $C_e$ : concentration à l'extraction;  $C_p$ : concentration au point p;  $C_s$ : concentration au soufflage;  $< C >$ : concentration moyenne du local

Figure 10: classification des indices d'efficacité de ventilation par familles et échelles [10]

#### Indice d'efficacité de renouvellement d'air:

L'indice d'efficacité de renouvellement d'air est le ratio entre la constante nominale de temps  $\tau_n$  qui correspond au temps minimum pour le renouvellement d'air et le temps de résidence moyen de la zone ventilée  $< \tau_r >$  :

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_n}{< \tau_r >} = \frac{\tau_n}{2 < \bar{\tau} >} \cdot 100 \quad [\%] \quad (11)$$

Avec :

$\varepsilon^a$  = efficacité de renouvellement d'air [%]

L'efficacité de renouvellement d'air est exprimée en pourcentage où le maximum (100%) correspond à une ventilation théorique par piston i.e toutes les particules de l'air sortent au même instant. Pour une distribution mixée, l'efficacité de ventilation est de 50%. Pour des valeurs inférieures à 50%, la distribution de l'air contient des zones mortes où l'air est stagnant (tableau 3 et figure 11).

Tableau 3: Valeurs d'efficacité de renouvellement d'air correspondantes aux différents types de distribution d'air

Type de distribution d'air	Efficacité de renouvellement d'air $\varepsilon^a$
Ventilation théorique par piston	100 %
Ventilation par déplacement	$50 \% < \varepsilon^a < 100\%$
Ventilation mixée	50 %
Ventilation court-circuitée	$< 50 \%$

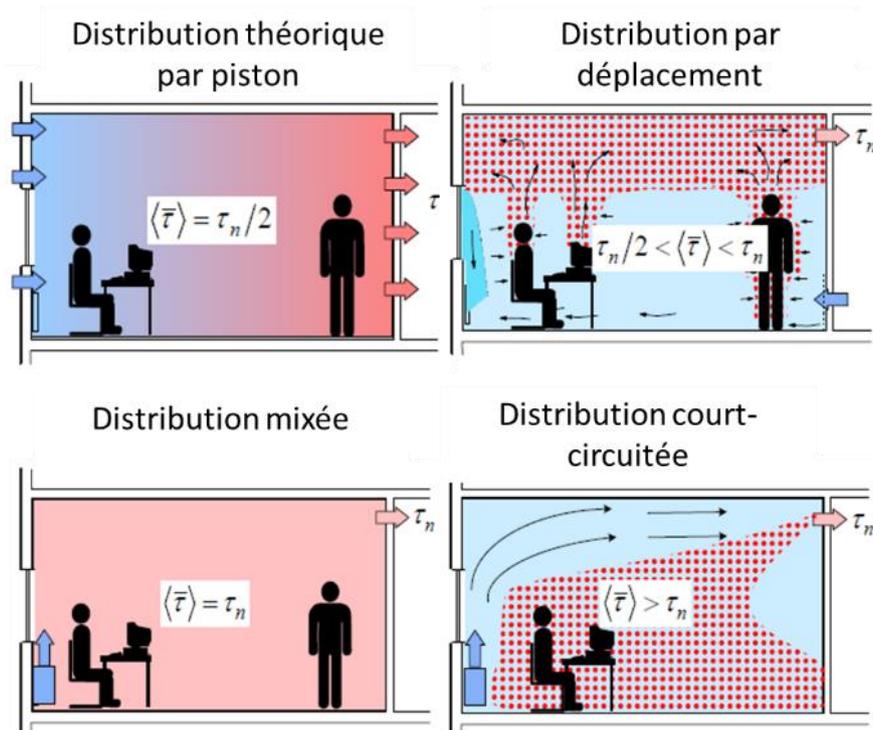


Figure 11: schématisation des différents types de distribution d'air [10]

#### Indice d'efficacité de renouvellement d'air par approche bypass :

Cette approche est adaptée pour les systèmes de ventilation double flux avec une extraction et un soufflage avec recirculation de l'air (figure 12) où R représente la fraction d'air recirculé, S la fraction d'air bypassé,  $f_o$  le débit d'air neuf et  $f_s$  le débit d'air soufflé. Ainsi, trois notions de temps sont définies :

- L'âge de l'air noté  $\alpha$  qui correspond au temps passé par une particule d'air de son entrée dans le local jusqu'au point où l'âge est mesuré ;
- Le temps de renouvellement nominal noté  $\tau_n$  qui est défini comme le ratio entre la masse d'air contenue dans la zone ventilée et le débit massique d'air extérieur ;
- Le temps de retard zonal  $T$  qui correspond au temps passé par une particule d'air depuis la bouche de soufflage jusqu'à la bouche d'extraction et qui est défini comme le ratio entre la masse d'air contenue dans la zone ventilée et le débit d'air soufflé.

Ainsi l'âge moyen de l'ensemble des particules d'air traversant la zone ventilée est calculé comme suit :

$$\bar{\tau}_p = \frac{T(1+R)}{2(1-R)} \quad [h] \quad (12)$$

Avec:

$\bar{\tau}_p$  = l'âge moyen de l'air [h]

$T$  = temps de retard zonal [T]

$R$  = taux de recirculation []

En pratique, l'air ne se comporte pas de la façon schématisée dans la figure 12 car l'âge de l'air à l'extraction est indépendant de la distribution de l'air dans la zone ventilée et il est égal à  $T$ , le temps de retard zonal. L'âge moyen de l'air est alors calculé comme suit:

$$\bar{\tau}_p = \bar{\tau}_{pR=0} + \frac{TR}{1+R} \quad [h] \quad (13)$$

L'efficacité de renouvellement d'air est alors calculée en fonction du temps de rotation nominal (constante nominale de temps) et de l'âge moyen de l'air comme suit:

$$\varepsilon_a = \frac{\tau_n}{\langle \bar{\tau} \rangle} \quad [\%] \quad (14)$$

Avec:

$\varepsilon_a$  = efficacité de renouvellement d'air [%]

$\langle \bar{\tau} \rangle$  = âge moyen de la zone ventilée [h]

$\tau_n$  = constante nominale de temps [h]

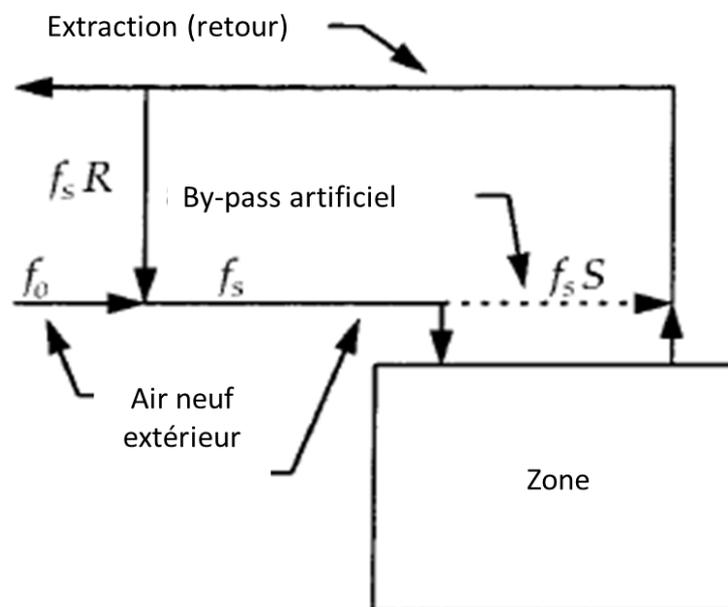


Figure 12: schématisation du principe de bypass artificiel [11]

### Indice local d'efficacité de renouvellement d'air:

L'indice correspond au ratio entre la constante nominale de temps  $\tau_n$  et l'âge local  $\bar{\tau}_p$  correspondant au point de mesure. Il exprime la capacité d'un système de ventilation à renouveler l'air en un point de la zone ventilée:

$$\varepsilon_p^a = \frac{\tau_n}{\bar{\tau}_p} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (15)$$

Avec :

$\varepsilon_p^a$  = efficacité de renouvellement d'air local [%]

L'indice d'efficacité de renouvellement d'air permet de qualifier le type de distribution sans pour autant indiquer exactement les localisations des zones mortes. L'indice local d'efficacité de ventilation permet quant à lui de détecter et de qualifier l'efficacité de ventilation en chaque point de la zone ventilée. Il indique la même interprétation que l'âge local mais de façon relative.

### Indice de dépollution:

L'indice de dépollution correspond au ratio entre la concentration d'un polluant à l'extraction et la concentration moyenne du même polluant dans la zone ventilée [10]:

$$\varepsilon^c = \frac{C_e}{\langle C \rangle} \text{ [%]} \quad (16)$$

Avec :

$\varepsilon^c$  = indice de dépollution [%]

$C_e$  = concentration de polluant dans l'air extrait [ $\text{mg}/\text{m}^3$ ]

$\langle C \rangle$  = concentration moyenne de polluant dans la zone ventilée [ $\text{mg}/\text{m}^3$ ]

Cette équation est uniquement valable lorsque l'air frais est supposé complètement propre. Dans le cas où l'air soufflé contient déjà une quantité de polluant, l'équation devient :

$$\varepsilon^c = \frac{C_e - C_s}{\langle C \rangle - C_s} \text{ [%]} \quad (17)$$

Avec:

$C_s$  = la concentration du polluant en question au soufflage [ $\text{mg}/\text{m}^3$ ]

L'efficacité de dépollution optimale correspond à la valeur maximale de l'indice. Une valeur supérieure à 100 % correspond à une distribution en piston, ce qui signifie que la totalité de l'air frais entrant ressort chargée de polluants. Pour une ventilation mixée, l'indice est d'une valeur de 100 %, ce qui correspond à une perte de la moitié d'air frais non chargé de polluants. Enfin pour des valeurs inférieures à 100 % la ventilation est court-circuitée ce qui correspond à une grande perte en air frais sans qu'il soit chargé de polluants.

Tableau 4: interprétation théorique des valeurs d'efficacité de dépollution

Type de distribution d'air	Efficacité de dépollution $\varepsilon^c$
Ventilation théorique par piston	> 100 %
Ventilation mixée	100 %
Ventilation court-circuitée	< 50 %

Une autre approche est proposée par Fracastoro [1] pour estimer l'efficacité de dépollution en appliquant le concept d'âge aux polluants. Il s'agit alors du ratio entre la constante nominale de temps et la constante nominale de polluant (temps de résidence moyen).

$$\varepsilon^c = \frac{\tau_n}{\tau_{n,c}} \cdot 100 \quad (18)$$

Avec:

$\tau_{n,c} = \langle C \rangle \frac{V}{q}$ , la constante nominale du polluant [h]

$q$  = débit volumique du contaminant [mg/h]

$\langle C \rangle$  = concentration moyenne du polluant en question dans la zone ventilée [mg/m<sup>3</sup>]

$V$  = le volume de la zone ventilée [mg/m<sup>3</sup>]

Indice de dépollution locale:

Egalement appelé indice local de qualité de l'air, l'indice de dépollution local correspond au ratio entre la concentration du polluant à l'extraction et la concentration au point où l'indice est estimé [10].

$$\varepsilon_p^c = \frac{C_e - C_s}{C_p - C_s} [\%] \quad (19)$$

Avec :

$\varepsilon_p^c$  = efficacité de dépollution locale au point p [%]

$C_p$  = concentration en polluant local au point p [mg/m<sup>3</sup>]

Comme pour l'indice d'efficacité de renouvellement d'air local, cet indice permet d'apprécier l'influence de la ventilation sur une zone localisée. Ce qui permet de desceller les zones potentiellement polluées contrairement à l'indice de dépollution qui qualifie la dépollution de manière globale sur la zone ventilée.

Indices dérivés:

*Coefficient de performance de renouvellement d'air:*

Le coefficient de performance de renouvellement d'air est le double de l'indice d'efficacité de ventilation. Les deux indices expriment exactement le même principe mais sur des échelles différentes (tableau 5).

$$\eta = \frac{\tau_n}{\langle \bar{\tau} \rangle} [\%] \quad (20)$$

Avec :

$\eta$  = coefficient de performance de renouvellement d'air [%]

$\langle \bar{\tau} \rangle$  = âge moyen de la zone ventilée [h]

$\tau_n$  = constante nominale de temps [h]

Tableau 5: Valeurs du coefficient de performance de renouvellement d'air correspondantes aux différents types de distribution d'air

Type de distribution d'air	Coefficient de performance de renouvellement d'air $\eta$
Ventilation théorique par piston	200 %
Ventilation par déplacement	100 % < $\eta$ < 200%
Ventilation mixée	100 %
Ventilation court-circuitée	< 100 %

Degré de contamination:

Le degré de contamination est un indice dérivé de l'indice d'efficacité de dépollution. Il exprime le même principe mais sur une échelle inversée. Il correspond à l'inverse de l'indice d'efficacité de dépollution:

$$\mu_c = \frac{1}{\varepsilon^c} \quad (21)$$

Avec :

$\mu_c$  = degré de contamination [%]

L'indice a été proposé pour qu'une valeur faible de l'indice signifie une bonne qualité de l'air.

Rendement de dépollution:

Tout comme l'indice précédent, le rendement de dépollution est dérivé de l'indice d'efficacité de dépollution. Il permet d'exprimer l'efficacité de dépollution correspondante à chaque type de flux (tableau 6).

$$\eta_c = \frac{\varepsilon^c}{1 + \varepsilon^c} \quad (22)$$

Avec :

$\eta_c$  = rendement de dépollution []

$\varepsilon^c$  = indice de dépollution [%]

Tableau 6: interprétation des valeurs de rendement de dépollution [14]

Type de distribution d'air	Rendement de dépollution $\eta_c$
Ventilation théorique par piston	0,5 < $\eta_c$ < 1
Ventilation mixée	0,5
Ventilation court-circuitée	< 0,5

Akoua [14, 23] propose une nouvelle formulation normalisée en introduisant le débit nominal  $Q_{nom}$  :

$$\varepsilon_{nom}^c = \frac{\left(\frac{Q_v}{Q_{nom}}\right) \cdot C_e - C_s}{< C > - C_s} = \frac{\left(\frac{S_p}{Q_{nom}}\right) - C_s}{< C > - C_s} \quad (23)$$

Avec:

$Q_v$  = débit de ventilation [ $m^3/h$ ]

$S_p$  = débit de production de polluant [kg/s]

$Q_{nom}$  = débit nominal [ $m^3/h$ ]

L'analyse de cet indice couplé au rapport débit de ventilation/ débit nominal permet de quantifier l'efficacité de dépollution tout en estimant les performances énergétiques [14].

*Débit de purge:*

Le débit de purge est un indice dérivé de l'indice de dépollution local proposé par Sandberg [16]. Il caractérise la capacité d'un système de ventilation à purger un polluant en un point donné directement au niveau de la source de polluant.

$$U_p = \frac{Q \cdot C_e}{C_p} \quad (24)$$

Avec :

$U_p$  = débit de purge [ $m^3/h$ ]

$Q$  = débit de ventilation [ $m^3/h$ ]

$C_e$  = concentration de polluant à l'extraction [ppm]

$C_p$  = concentration moyenne de polluant en zone occupée [ppm].

Une autre étude a été menée pour le développement d'un indicateur dimensionnel pour exprimer l'efficacité de ventilation en termes de performances de dépollution. « Net Escape Velocity » est un indice fondamental de la ventilation qui évalue l'efficacité de dépollution par le PFR (Purging Flow Rate) [20]

Suivant différentes échelles de sources de pollution, Kato [21] a proposé une définition d'échelles d'efficacité de ventilation :

- SVE1 : Moyenne spatiale de concentration de polluant dans une chambre ou en mono source
- SVE2 : Rayon moyen de la concentration de diffusion du polluant
- SVE3 : Temps de passage moyen requis pour atteindre un point où la génération de polluant est uniforme

*Indices locaux de qualité de l'air:*

Les indices locaux de qualité de l'air (équations 25, 26 et 27) sont dérivés de l'indice de dépollution local. Ils expriment la même performance en substituant le point de mesure P par des zones particulières dont: zone occupée; zone de respiration et zone d'inhalation. La zone occupée correspond au volume prévu pour occupation. La zone de respiration se situe quant à elle à une hauteur correspondante à la tête de l'occupant. La zone d'inhalation est définie en fonction de la présence de l'occupant en considérant l'interférence que peut créer l'occupant de par son dégagement de chaleur (figure 13) [10].

$$\varepsilon_{oz}^e = \frac{C_e}{C_{oz}} \quad (25)$$

$$\varepsilon_b^e = \frac{C_e}{C_b} \quad (26)$$

$$\varepsilon_{exp}^e = \frac{C_e}{C_{exp}} \quad (27)$$

Avec :

$\varepsilon_{oz}^e$  = indice de qualité de l'air en zone occupée []

$\varepsilon_b^e$  = indice de qualité de l'air en zone de respiration []

$\varepsilon_{exp}^e$  = indice de qualité de l'air en zone d'inhalation []

$C_e$  = concentration du polluant [ppm]

$C_{oz}$  = concentration du polluant en zone d'occupation [ppm]

$C_b$  = concentration du polluant en zone de respiration [ppm]

$C_{exp}$  = concentration du polluant en zone d'inhalation [ppm]

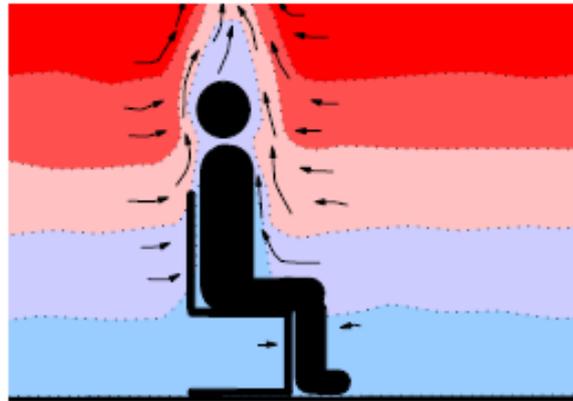


Figure 13: influence du flux thermique autour d'un occupant pour une ventilation en déplacement [10]

*Efficacité d'extraction de la chaleur:*

L'efficacité d'extraction de chaleur est un indice qui se réfère à la distribution de température. Elle est définie par :

$$\varepsilon_t = \frac{T_r - T_s}{T_p - T_s} \quad (28)$$

Avec :

$\varepsilon_t$  = efficacité d'extraction de la chaleur []

$T_r$  = température de l'air extrait [°C]

$T_s$  = température de l'air neuf [°C]

$T_p$  = température dans la zone d'occupation [°C]

*ADPI:*

La performance de distribution d'air est souvent comparée aux paramètres d'avant-projet prévue dans les zones occupées. En utilisant la température d'avant-projet, une procédure analytique (Air Diffusion Performance Index) a été établie en se basant sur la mesure de température et de vitesse de l'air dans des espaces uniformes. Le nombre de points à la température effective d'avant-projet définit une limite spécifique de confort thermique exprimée en pourcentage par rapport au nombre total de points [20]. La température effective est définie par :

$$\theta = (t_x - t_c) - 8(v_x - 0.15) \quad (29)$$

Avec :

$\theta$  = température effective [°C]

$t_x$  = température d'air locale [°C]

$t_c$  = température moyenne de consigne [°C]

$v_x$  = vitesse de l'air locale [m/s]

ADI:

L'indice ADI (Air Distribution Index) permet de lier les performances d'un système de ventilation par rapport à la qualité de l'air et au confort thermique. Le confort thermique est exprimé à travers le nombre de confort  $N_t$  et la qualité de l'air avec le nombre de qualité de l'air  $N_c$ . L'indice est alors calculé en combinant les deux indices de confort thermique et de qualité de l'air.

$$N_t = \frac{\varepsilon_t}{PPD} \quad (29)$$

$$N_c = \frac{\varepsilon_c}{PD_{IAQ}} \quad (30)$$

$$ADI = \sqrt{N_t N_c} \quad (31)$$

Avec :

$N_t$  = nombre de confort []

$N_c$  = nombre de qualité de l'air []

ADI = indice de distribution de l'air []

$\varepsilon_t$  = efficacité d'extraction de la chaleur []

$\varepsilon_c$  = indice de dépollution []

PPD = pourcentage de personnes insatisfaites quant au confort thermique, à partir de l'indice PMV [%]

$PD_{IAQ}$  = pourcentage de personnes insatisfaites quant à la qualité de l'air intérieur, à partir de la concentration relative en  $CO_2$  [%]

Récemment, Awbi [20] a reformulé son indice avec l'apparition d'indice de confort thermique subjectif (S) et l'utilisation des paramètres d'âge de l'air (constante nominale de temps et âge moyen local) :

$$ADI_{new} = \left[ \left( 1 - \frac{S}{3} \right) \varepsilon_t \right] + \left[ \left( \frac{\tau_n}{\tau_p} \right) \varepsilon_c \right] \quad (32)$$

Avec :

S = la valeur absolue de la sensation thermique globale []

$\tau_n$  = constante nominale de temps [h]

$\tau_p$  = âge moyen local []

Le tableau 7 présente un récapitulatif des différents paramètres et indices présentés précédemment.

Tableau 7: récapitulatif des principaux indices de ventilation

Indice	Symbole	Définition	Equation	Référence
<b>Taux de ventilation</b>				
Débit d'air	$Q$	Permet de caractériser les taux de ventilation		[2 ; 3 ; 7]
Taux de renouvellement	$\lambda$	Permet de caractériser les taux de ventilation dans les proportions de la zone ventilée	$\lambda = \frac{Q}{V} \quad [h^{-1}]$	[2 ; 7]
Débit de renouvellement	$Q_r$	Permet de caractériser les taux de ventilation en incluant l'infiltration à travers l'enveloppe		[3 ; 4]
Débit de soufflage	$Q_s$	Permet de caractériser le débit d'air neuf à travers un terminal de soufflage		[3 ; 4]
Débit d'extraction	$Q_e$	Permet de caractériser le débit d'air neuf à travers un terminal d'extraction		[3 ; 4]
Constante nominale de temps	$\tau_n$	Permet d'apprécier la rapidité de renouvellement d'air	$\tau_n = \frac{V}{Q} = \frac{m}{\dot{m}} = \bar{\tau}_{extraction} \quad [h]$	
Volume effectif	$V_e$	Permet de délimiter le volume réel que les flux de ventilation occupent		[1 ; 2 ; 9 ; 10]
<b>Paramètres d'efficacité de ventilation</b>				
Age moyen de l'air	$\bar{\tau}_p$	Permet de caractériser la rapidité d'approvisionnement d'air frais en un point donné	$\bar{\tau}_p = \int_0^{\infty} f(\tau) \cdot \tau \cdot d\tau \quad [h]$	[7 ; 13]
Temps résiduel de l'air	$\tau_{rl}$	Permet de caractériser la rapidité d'extraction de polluant		[7 ; 13]
Temps de résidence de l'air	$\tau_r$	Permet de caractériser le temps de séjour de l'air dans un point donné	$\langle \tau_r \rangle = 2 \langle \bar{\tau} \rangle$	[7 ; 13]
Age moyen de la zone	$\langle \bar{\tau} \rangle$	Permet d'apprécier la rapidité avec laquelle la zone ventilée est approvisionnée en air frais	$\langle \bar{\tau} \rangle = \frac{1}{V} \int \bar{\tau}_p \cdot dv \quad [h]$	[7 ; 13]
<b>Indices d'efficacité de ventilation</b>				

Indice d'efficacité de renouvellement d'air	$\varepsilon^a$	Permet de caractériser l'influence de la ventilation sur le renouvellement d'air	$\varepsilon^a = \frac{\tau_n}{2 < \bar{\tau} >} \cdot 100$ [%]	[7 ; 10 ; 13]
Indice d'efficacité de renouvellement d'air local	$\varepsilon_p^a$	Permet de caractériser l'influence de la ventilation sur le renouvellement d'air en un point donné	$\varepsilon_p^a = \frac{\tau_n}{\bar{\tau}_p} \cdot 100$ [%]	[7 ; 10 ; 13]
Indice de dépollution	$\varepsilon^c$	Permet de caractériser l'influence de la ventilation sur l'extraction des polluants	$\varepsilon^c = \frac{C_e - C_s}{< C > - C_s}$ [%]	[7 ; 10 ; 13]
Indice de dépollution locale	$\varepsilon_p^c$	Permet de caractériser l'influence de la ventilation sur l'extraction en un point donnée	$\varepsilon_p^c = \frac{C_e - C_s}{C_p - C_s}$ [%]	[7 ; 10 ; 13]
<b>Indices dérivés</b>				
Coefficient de performance de renouvellement d'air	$\eta$	Permet d'apprécier l'efficacité de dépollution sur une échelle différente de l'indice de dépollution	$\eta = \frac{\tau_n}{< \bar{\tau} >}$ [%]	[13]
Degré de contamination	$\mu_c$	Permet d'apprécier l'efficacité de dépollution en échelle proportionnelle à la qualité de l'air	$\mu_c = \frac{1}{\varepsilon^c}$	[14 ; 22]
Rendement de dépollution	$\eta_c$	Permet d'exprimer l'efficacité de dépollution de façon normalisée à chaque type de flux	$\eta_c = \frac{\varepsilon^c}{1 + \varepsilon^c}$	[14]
Rendement de dépollution normalisé	$\varepsilon_{nom}^c$	Permet de quantifier l'efficacité de dépollution tout en estimant l'efficacité énergétique	$\varepsilon_{nom}^c = \frac{\left(\frac{Q_v}{Q_{nom}}\right) \cdot C_e - C_s}{< C > - C_s} = \frac{\left(\frac{S_p}{Q_{nom}}\right) - C_s}{< C > - C_s}$	[14 ; 21]
Débit de purge	$U_p$	Permet de caractériser la capacité à purger en un point donné un polluant	$U_p = \frac{Q \cdot C_e}{C_p}$	[14]
Indice local de qualité de l'air en zone occupé	$\varepsilon_{oz}^e$	Permet d'évaluer l'efficacité de dépollution dans une zone d'occupation	$\varepsilon_{oz}^e = \frac{C_e}{C_{oz}}$	[10]
Indice local de qualité de l'air en zone de respiration	$\varepsilon_b^e$	Permet d'évaluer l'efficacité de dépollution dans une zone de respiration	$\varepsilon_b^e = \frac{C_e}{C_b}$	[10]
Indice local de qualité de l'air en zone d'inhalation	$\varepsilon_{exp}^e$	Permet d'évaluer l'efficacité de dépollution dans une zone d'inhalation	$\varepsilon_{exp}^e = \frac{C_e}{C_{exp}}$	[10]
Efficacité d'extraction de la chaleur	$\varepsilon_t$	Permet d'évaluer la distribution de la température dans la zone ventilée	$\varepsilon_t = \frac{T_r - T_s}{T_p - T_s}$	[20]

ADPI	$\theta$	Définit une limite spécifique de confort thermique exprimé en pourcentage par rapport au nombre total de points	$\theta = (t_x - t_c) - 8(v_x - 0.15)$	[20]
Nombre de qualité de l'air	$N_c$	Permet de lier la qualité de l'air subjective et l'efficacité de ventilation	$N_c = \frac{\varepsilon_c}{PD_{IAQ}}$	[20]
Nombre de confort	$N_t$	Permet de lier le confort thermique subjectif et l'efficacité de ventilation	$N_t = \frac{\varepsilon_t}{PPD}$	[20]
ADI	$ADI$	Permet de lier les performances d'un système de ventilation par rapport à la qualité de l'air et au confort thermique	$ADI = \sqrt{N_t N_c}$	[20]
New ADI	$ADI_{new}$		$ADI_{new} = \left[ \left(1 - \frac{S}{3}\right) \varepsilon_t \right] + \left[ \left(\frac{\tau_n}{\tau_p}\right) \varepsilon_c \right]$	[20]

## I.4. Techniques et méthodes de mesure par gaz traceur

La mesure des performances des systèmes de ventilation dans le bâtiment implique plusieurs méthodes et techniques. Elle peut porter un intérêt sur la compréhension des phénomènes et mécanismes physiques mis en jeu ou encore, le développement et la caractérisation de nouvelles technologies. Dans ce cas, il s'agit principalement de mesures effectuées en laboratoire (cellules expérimentales). Lorsqu'il s'agit de mesures *in situ* sur des bâtiments réels l'intérêt est porté sur le commissionnement des systèmes de ventilation dans les bâtiments neufs ou existants.

Dans ce chapitre nous nous intéressons à l'évaluation des performances de la ventilation en considérant une zone ventilée. Comme indiqué précédemment, une zone ventilée peut être soumise à des flux provenant de systèmes de ventilation ainsi qu'à des flux provenant de défauts d'étanchéité de l'enveloppe. Lorsque la zone est soumise à un flux d'air contrôlé dans le cas d'un local complètement étanche et équipé de ventilation mécanique, il est possible d'estimer les taux de ventilation par des mesures directes sur conduit. Cependant, lorsqu'il s'agit de mesurer les taux de ventilation en incluant les infiltrations, les techniques de gaz traceur sont les plus appropriées [3]. De plus, lorsqu'il s'agit de systèmes de ventilation naturelle ou hybride, il est pratiquement impossible de mesurer les taux de ventilation pour une zone ayant plus d'une ouverture [2]. D'autre part, les techniques de gaz traceur sont les seules qui permettent de mesurer les paramètres et indices d'efficacité de ventilation décrits précédemment.

### I.4.1 Mesure des taux de ventilation par gaz traceur

Pour la mesure des taux de ventilation, les techniques de gaz traceur reposent sur la loi de conservation de la masse. Le principe consiste à injecter une quantité de gaz dit « traceur » dans une zone ventilée et d'en mesurer l'évolution de la concentration. Un bilan de masse est alors effectué sur l'air contenant le gaz traceur pour en déduire les taux de ventilation. Ces techniques peuvent alors être classées en fonction de plusieurs critères dont : la méthode de résolution de l'équation de continuité sur le mélange air-gaz traceur ; la méthode d'injection et de contrôle du gaz traceur ; et le nombre de zones ventilées [25]. Dans le cas d'une zone supposée unique et homogène, Sherman [24] a décrit et analysé la théorie sur les techniques de gaz traceurs proposant ainsi une classification en deux niveaux. D'abord une solution générale en fonction de la méthode de résolution de l'équation de continuité puis des techniques spécifiques en fonction de la méthode de contrôle et d'injection du gaz.

Solution générale de l'équation de continuité :

En faisant abstraction de la méthode d'injection, l'équation de conservation de la masse de l'air pour une zone unique donnée peut être écrite comme suit :

$$\frac{d(\rho_{in}V)}{dt} + q_{in} - q_{out} = 0 \quad (33)$$

Avec :

$\rho_{in}$  = masse volumique de l'air à l'intérieur de la zone ventilée [kg/m<sup>3</sup>]

$V$  = volume de la zone ventilée [m<sup>3</sup>]

$q_{in}$  = débit massique d'air entrant [kg/h]

$q_{out}$  = débit massique d'air sortant [kg/h]

Pour la conservation de la masse du gaz, une équation analogue à la précédente est écrite comme suit :

$$\frac{d(\rho_{in}VC_{in})}{dt} + C_{out}q_{in} - C_{in}q_{out} = q_T \quad (34)$$

Avec :

$C_{in}$  = concentration du gaz traceur à l'intérieur du local ventilé [ppm]

$C_{out}$  = concentration du gaz traceur à l'extérieur [ppm]

$q_T$  = débit massique de gaz traceur injecté dans la zone ventilée [kg/m<sup>3</sup>]

L'équation de continuité est alors régie par la combinaison des deux équations précédentes :

$$\rho_{in}V \frac{dC_{in}}{dt} + q_{in}(C_{in} - C_{out}) = q_T \quad (35)$$

En assumant une concentration relative  $C$  entre l'intérieur et l'extérieur, l'expression de l'équation de continuité en grandeur volumétriques devient alors :

$$V\dot{C} + QC = Q_T \quad (36)$$

Avec :

$\dot{C} = \frac{dC_{in}}{dt}$ , la variation temporelle de la concentration du gaz traceur [ppm/h]

$Q$  = débit d'air [m<sup>3</sup>/h]

$C = C_{in} - C_{out}$ , la concentration relative du gaz traceur à l'intérieur de la zone ventilée [ppm]

$Q_T$  = débit d'injection de gaz traceur [kg/h]

L'équation peut alors être résolue pour estimer le débit de ventilation ou l'évolution de la concentration comme suit :

$$Q = \frac{Q_T - V\dot{C}}{C} \quad (37)$$

$$C(t) = \int_{-\infty}^t \frac{Q_T(t')}{V(t')} e^{\int \lambda(t'') dt''} \cdot dt' \quad (38)$$

La première méthode de résolution proposée par Sherman est la régression. En partant de l'équation 38, la méthode assume les taux de ventilation ainsi que le volume de la zone ventilée comme étant constants tout au long de la période de mesure. La régression est alors effectuée sur les données de concentration et d'injection du gaz selon l'équation suivante :

$$C(t) = C_R e^{-\lambda_R t} + \int_0^t \frac{Q_T(t')}{V_R} e^{-\lambda_R(t-t')} \cdot dt' \quad (39)$$

Avec :

$C_R$  = concentration relative en régression [ppm]

$\lambda_R$  = taux de renouvellement d'air en régression [h<sup>-1</sup>]

$V_R$  = volume effectif de la zone ventilée [m<sup>3</sup>]

Les paramètres  $C_R$  et  $\lambda_R$  étant considérés comme des inconnues, la régression résultante pour la solution optimale permet alors d'estimer ces deux paramètres. Il est toutefois important de noter que cette méthode de résolution est uniquement valable pour des taux de ventilation constants puisqu'il s'agit là d'estimer les taux de ventilation pour une combinaison de données et non sur l'ensemble de la durée du test. L'utilisation de cette méthode peut alors donner des résultats biaisés lorsqu'il s'agit d'estimer des taux de ventilation transitoires [24], typiquement dans le cas de stratégies de ventilation naturelles.

La deuxième méthode de résolution proposée par Sherman [24] est l'intégrale. En partant de l'équation 36, les séries de données de quantité et de concentration de gaz est intégrée sur une période en assumant des débits de ventilation constants tout au long de la période de mesure :

$$Q = \frac{\int_0^T Q_T(t) \cdot dt + V (C_{initial} - C_{final})}{\int_0^T C(t) \cdot dt} \quad (40)$$

Avec :

$T$  = période d'intégration [h]

$C_{initial}$  = concentration de gaz traceur au début de la période d'intégration [ppm]

$C_{final}$  = concentration de gaz traceur à la fin de la période d'intégration [ppm]

$Q_T$  = débit d'injection de gaz traceur [kg/h]

La troisième et dernière méthode de résolution proposée par Sherman est la résolution par moyenne. Contrairement aux deux méthodes précédentes, cette méthode ne considère pas les taux de ventilation comme étant constants. Il s'agit alors de donner une valeur moyenne des taux de ventilation pendant la période de mesure. Ce qui permet de donner des résultats certes moyennés, mais non biaisés par des hypothèses simplificatrices. En partant de l'équation 37, les termes sont moyennés pour le calcul du débit de ventilation moyen comme suit :

$$\bar{Q} = \left( \frac{\overline{Q_T}}{\bar{C}} \right) - \frac{V}{T} \ln \left( \frac{C_{final}}{C_{initial}} \right) \quad (41)$$

Avec :

$\left( \frac{\overline{Q_T}}{\bar{C}} \right)$  = valeur moyennée des ratios  $\frac{Q_T}{C}$  [m<sup>3</sup>/h]

#### Techniques spécifiques de mesure de taux de ventilation :

Les techniques spécifiques proviennent de la simplification des solutions générales en adaptant les termes d'injection de gaz traceur. En appliquant le critère d'injection, on distingue alors 4 techniques spécifiques :

- i) décroissance de concentration
- ii) injection constante
- iii) concentration constante
- iv) injection pulsée

*Décroissance de concentration :*

La technique de décroissance de concentration consiste à injecter une quantité de gaz traceur dans la zone vtille teste et assurer l'homogénéité spatiale des concentrations de gaz traceur en brassant à l'aide de ventilateurs d'appoint. Enfin, une fois que l'homogénéité et la concentration initiale sont atteintes, la ventilation est active permettant ainsi à la concentration du gaz de décroitre (figure 14).

Contrairement à d'autres techniques, l'estimation des taux de ventilation se fait après l'injection. Ce qui fait que la technique est considre comme étant transitoire. En effet, contrairement aux autres techniques ou le terme d'accumulation de gaz traceur dans la zone ventile est nglige, la décroissance permet d'estimer les taux de renouvellement d'air uniquement à partir des valeurs des concentrations de gaz. Le taux de renouvellement de l'air est alors déduit des valeurs des concentrations suivant les méthodes de résolution prsentes précédemment.

Cependant, il est important de noter que l'estimation des débits de ventilation peut engendrer des incertitudes du fait de l'imprécision dans l'estimation du volume effectif [24] :

$$\frac{\partial Q^2}{Q^2} = \frac{\partial \lambda^2}{\lambda^2} + \frac{\partial V^2}{V^2} \tag{42}$$

Avec :

$Q$  = débit de ventilation [ $m^3/h$ ]

$\lambda$  = débit de ventilation [ $h^{-1}$ ]

$V$  = volume de la zone ventile [ $m^3$ ]

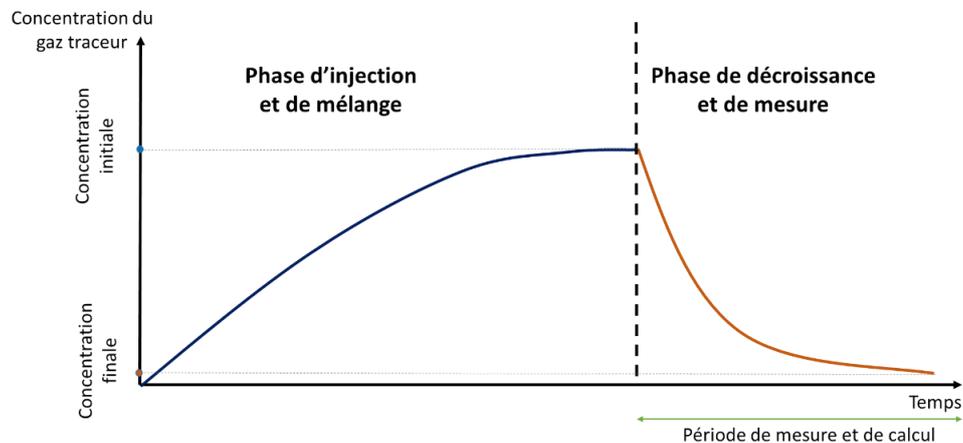


Figure 14: schématisation de la technique de décroissance

Pour une résolution par régression, l'équation 39 est simplifie en supprimant le terme d'injection de gaz et devient :

$$C(t) = C_R e^{-\lambda_R t} \tag{43}$$

Avec :

$C(t)$  = concentration en fonction du temps [ppm]

$C_R$  = concentration relative en régression [ppm]

$\lambda_R$  = taux de renouvellement d'air en régression [ $h^{-1}$ ]

$t$  = temps [h]

La régression étant non linéaire dans ce cas, l'équation est souvent simplifiée par un logarithme pour obtenir le taux de renouvellement de l'air à partir d'une régression linéaire :

$$\ln(C) = \ln(C_R) - \lambda_R(t) \quad (44)$$

Le calcul peut ainsi être fait en appliquant la méthode des moindres carrés. Cette méthode proposée par la norme ISO 12569 [26] appelée méthode par décroissance multipoints est appliquée selon l'équation suivante :

$$\lambda = \frac{(\sum_{i=1}^N t_i) \cdot \sum_{i=1}^N \ln C_i - N \cdot \sum_{i=1}^N t_i \cdot \ln C_i}{N \cdot \sum_{i=1}^N t_i^2 - (\sum_{i=1}^N t_i)^2} \quad (45)$$

Avec :

$t_i$  = temps correspondant à chaque mesure  $i$  [h]

$C_i$  = concentration en gaz traceur correspondante à la mesure  $i$  [ppm]

$N$  = nombre total de points de mesure []

Cette méthode de résolution est toutefois biaisée si le taux de renouvellement d'air n'est pas constant durant la période de mesure.

Pour une résolution par intégrale, l'équation 40 est simplifiée en supprimant le terme d'injection de gaz et devient :

$$\lambda = \frac{C_{initial} - C_{final}}{T \cdot \bar{C}} \quad (46)$$

Avec :

$\bar{C} = \frac{\int_{initial}^{final} C(t) \cdot dt}{T}$ , la concentration moyenne durant la période  $T$  [ppm]

La norme ISO 12569 [26] préconise une variante de la méthode intégrale appelée « concentration dégressive du gaz d'évacuation ». Contrairement à la méthode proposée par Sherman [24], il s'agit de mesurer la concentration du gaz à l'extraction. Ce qui limite cette méthode à la présence de bouche d'extraction. Cependant, cette technique est avantageuse pour des mélanges imparfaits puisqu'elle nécessite un mélange parfait uniquement pour le premier point de mesure. Le calcul est alors donné par l'équation suivante :

$$\lambda = \frac{C_{initial}}{\int_{initial}^{\infty} C_{extraction}(t) \cdot dt} \quad (47)$$

Pour une résolution par moyenne, le taux de renouvellement d'air est calculé à partir de deux points de mesure i.e concentrations initiale et finale :

$$\bar{\lambda} = \frac{1}{t_{final} - t_{initial}} \ln\left(\frac{C_{initial}}{C_{final}}\right) \quad (48)$$

Si le résultat ne donne qu'une valeur moyenne et non instantanée, cette méthode de résolution demeure la moins biaisée lorsqu'il s'agit de mesurer des taux de ventilation transitoires. Ce qui est généralement le cas pour des systèmes de ventilation naturelle.

En faisant abstraction de la méthode de résolution, la faisabilité de la technique de décroissance de concentration est fonction de la validité des hypothèses de base :

- Le gaz est considéré comme inerte (pas de réaction chimique avec l'espace ventilé pouvant affecter la concentration du gaz).
- L'air est considéré comme étant un mélange parfait durant toute la durée des mesures
- Le renouvellement de l'air provient uniquement de l'extérieur. L'échange avec d'autres espaces intérieurs est négligé

Enfin, cette technique peut avoir des limites d'utilisation, notamment dues au fait que la technique de mesure ne permette pas de contrôler la quantité de gaz traceur une fois que la mesure est entamée. Ce qui limite son utilisation pour des taux de renouvellement d'air importants, au risque que la quantité de gaz contenue dans la zone ventilée ne soit pas suffisante. Un temps optimal de mesure de l'ordre de la constante nominale du temps est alors recommandé pour la validation de la mesure [27]. A titre d'exemple, des taux de renouvellement d'air de l'ordre de 0.1 h<sup>-1</sup> nécessiteraient une décroissance d'environ 10 h [24]. Sherman a ainsi proposé des temps de mesures en fonction des taux de renouvellement d'air sur la base d'incertitudes générées. Le tableau 8 proposé par Laussman [28] présente les périodes de mesures minimales proposées par Sherman et recommandées par les normes ASTM E741 [29] et VDI 2001 [30].

Tableau 8: périodes de mesure minimales en fonction des taux de renouvellement d'air [28]

<i>Taux de renouvellement (1/h)</i>	<i>Durée minimum du test (h)</i>
0.05	20
0.125	8
0.25	4
0.5	2
1	1
2	0.5
4	0.25
10	0.1

L'incertitude de mesure engendrée par cette technique peut être estimée à partir des incertitudes de mesures des concentrations selon la formule proposée par Sherman [24] :

$$\frac{\partial \lambda^2}{\lambda^2} = \frac{\partial \bar{C}^2}{\bar{C}^2} + \frac{\partial C_{initial}^2 + \partial C_{final}^2}{(C_{initial} + C_{final})^2} \quad (49)$$

Pour une résolution en moyennes sur les concentrations initiale et finale, Sherman propose la formule suivante :

$$\partial \lambda^2 = \frac{1}{T^2} \left( \frac{\partial C_{initial}^2}{C_{initial}^2} + \frac{\partial C_{final}^2}{C_{final}^2} \right) \quad (50)$$

*Concentration constante :*

La technique de concentration constante consiste à injecter une quantité de gaz traceur pendant que la ventilation est active et ce, de façon rétroactive afin de maintenir une concentration constante cible en tout point de la zone ventilée. Autrement dit, il s'agit d'adapter la quantité de gaz à injecter dans chacun des points de mesure de sorte à maintenir une concentration cible constante [2]. Le débit de ventilation est alors calculé en fonction de

la quantité de gaz injecté (équation 50). Ce qui requiert une mesure précise et surtout un contrôle précis sur l'injection du gaz. Contrairement à la technique de décroissance, le débit de ventilation est directement mesuré, sans passer par le volume effectif de la zone ventilée. Ce qui permet de réduire les erreurs induites par l'estimation de ce dernier [2].

$$\bar{Q} = \frac{\bar{Q}_T}{C_T} \quad (51)$$

Avec :

$\bar{Q}$  = débit de ventilation mesuré par méthode de concentration constante [m<sup>3</sup>/h]

$C_T$  = concentration cible [ppm]

$Q_T$  = débit d'injection de gaz traceur [kg/h]

Si cette méthode est considérée comme stationnaire du fait que l'accumulation du gaz soit négligée, elle permet néanmoins de détecter les évolutions rapides de débits de ventilation. Ceci est dû au fait que la mesure et l'injection soit adaptée à chaque intervalle de mesure. De plus, il est important de noter qu'elle implique un mélange parfait tout au long de la durée de la mesure.

La norme NF EN ISO 12569 [26] propose le calcul de débit instantané. Ce qui permet de répondre aux fluctuations de débit :

$$Q(t) = \frac{Q_T(t)}{C_T} \quad (52)$$

Enfin, une des limites les plus importantes réside dans l'instrumentation et le coût du test. En effet, l'instrumentation doit être en mesure d'assurer une bonne précision dans le contrôle de la concentration au risque d'engendrer des incertitudes importantes [24]. Sherman propose l'estimation de l'incertitude pour cette technique en fonction des incertitudes sur le débit de gaz injecté et la concentration :

$$\frac{\partial Q^2}{Q^2} = \frac{\partial \bar{Q}_T^2}{\bar{Q}_T^2} + \frac{\partial \bar{C}_T^2}{\bar{C}_T^2} + \frac{V^2 \partial \bar{C}^2}{\bar{Q}_T^2} \quad (53)$$

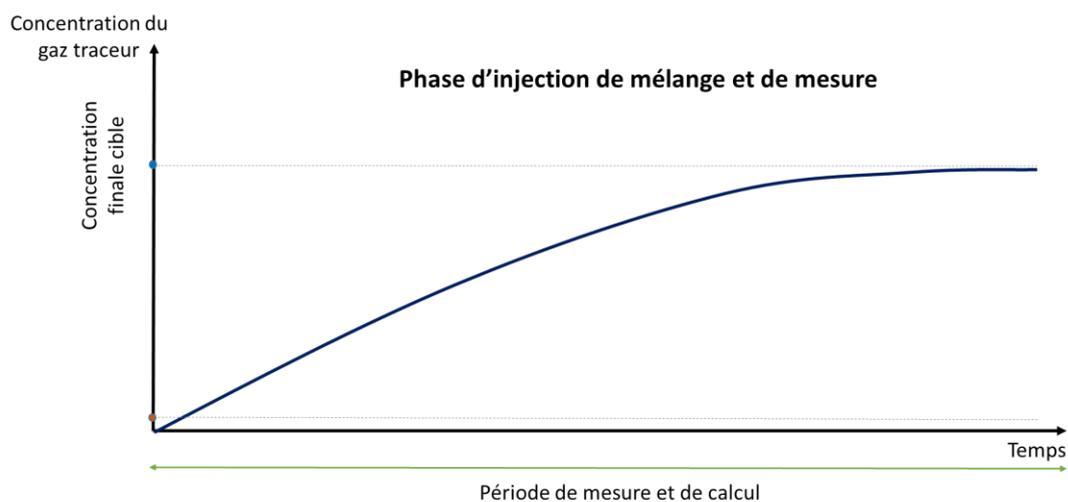


Figure 15: schématisation de la technique de concentration constante

*Injection constante :*

La technique d'injection constante (ou dose continue) consiste à injecter une quantité de gaz traceur de façon constante et continue tout en mesurant la concentration du gaz dans la zone ventilée. Contrairement à la technique de concentration constante, le contrôle du débit de gaz injecté n'est pas nécessaire (figure 16). Dans ce cas, l'injection étant constante, l'équation 38 est simplifiée et devient :

$$C(t) = \frac{Q_T}{Q_R} + (C_R - \frac{Q_T}{Q_R})e^{-\lambda_R t} \quad (54)$$

Le débit de ventilation ainsi que le volume effectif peuvent alors directement être estimés par régression [24] pour des conditions transitoires.

Lorsque le mélange du gaz est parfait, la norme NF EN ISO 12569 [26] préconise un calcul par moyenne de concentration inverse. En supposant que la concentration à l'extraction soit égale à la concentration dans l'ensemble de la zone ventilée, cette technique admet la fluctuation des débits de ventilation puisqu'il s'agit d'une valeur moyenne de débit qui est estimée. Cependant, le calcul doit intégrer une valeur précise du volume effectif. Le calcul est donné suivant l'équation suivante :

$$\bar{Q} = \left[ \frac{Q_T}{C} \right] + \frac{V_e}{t_{final} - t_{initial}} \cdot \ln\left(\frac{C_{initial}}{C_{final}}\right) \quad (55)$$

Avec :

$V_e$  = volume effectif de la zone ventilée

Si toutefois, l'objectif est d'estimer le débit de ventilation instantané, il est possible d'obtenir un débit pour chaque instant en appliquant la relation suivante sur une courte période:

$$Q(t) = \frac{\bar{Q}_T}{\bar{C}} - \frac{V_e}{t_{final} - t_{initial}} \left[ \frac{C_{final} - C_{initial}}{\bar{C}} \right] \quad (56)$$

Pour une résolution sous des conditions stationnaires (stabilisation de la concentration), le débit de ventilation est calculé en fonction du débit de gaz injecté pour atteindre la concentration finale. Le débit peut alors être calculé par régression selon l'équation suivante :

$$Q_R = \frac{Q_T}{C(t)} \quad (57)$$

Avec :

$Q_R$  = débit de ventilation calculé par régression [ $m^3/h$ ]

Cette technique est considérée comme étant une technique stationnaire. Ce qui implique un débit de ventilation constant tout au long de la période de mesure pour éviter que les résultats soient biaisés. Toutefois, les résultats ne seront pas biaisés si cette condition est validée :

$$\left| \ln\left(\frac{C_{final}}{C_{initial}}\right) \right| \ll \bar{\lambda} T \quad (58)$$

Ainsi, si le débit est constant tout au long de la période de mesure, la norme NF EN ISO 12569 [26] préconise un calcul par moyenne pour une valeur unique de débit d'air à partir de l'équation 55 :

$$Q = \frac{\bar{Q}_T}{\bar{C}} - \frac{V_e}{t_{final} - t_{initial}} \left[ \frac{C_{final} - C_{initial}}{\bar{C}} \right] \quad (59)$$

La norme NF EN ISO 12569 [26] propose une autre méthode de calcul pour des conditions stationnaires et ce en fonction de la concentration à l'extraction selon la relation suivante :

$$Q = \frac{Q_T}{C_{extraction}} \quad (60)$$

Avec :

$C_{extraction}$  = concentration du gaz traceur à l'extraction [ppm]

L'incertitude peut être calculée en fonction de l'incertitude sur la concentration et le débit de gaz injecté et ce en négligeant l'erreur due au terme d'accumulation [24] :

$$\frac{\partial Q^2}{Q^2} = \frac{\partial \bar{C}^2}{\bar{C}^2} + \frac{\partial \bar{Q}_T^2}{\bar{Q}_T^2} \quad (61)$$

Au-delà des limites que présente cette technique quant à une utilisation pour des conditions transitoires, la technique d'injection constante requière l'utilisation de quantités importantes de gaz traceur. De plus, l'équilibre peut parfois être difficile à atteindre pour de grandes zones ventilées [2]. En effet, l'estimation du débit de ventilation est effectuée à partir d'un équilibre équivalent à 95% de la concentration d'équilibre [28]. Ainsi, pour de faibles débits de ventilation le temps qu'il faut pour atteindre l'équilibre peut être inadéquat d'un point de vue pratique. Selon Laussmann [28], le temps qu'il faudrait pour atteindre l'équilibre pour un taux de renouvellement d'air de 0.1 h<sup>-1</sup> serait estimé à plusieurs jours. Il propose des ordres de grandeurs de temps d'équilibre pour différents taux de renouvellement d'air (tableau 9).

Tableau 9: temps nécessaire pour atteindre l'équilibre pour différents taux de renouvellement d'air [28]

$\lambda$ [h <sup>-1</sup> ]	<i>Temps nécessaire pour atteindre l'équilibre [h]</i>		
	95% de l'équilibre	98% de l'équilibre	99% de l'équilibre
0.01	300	400	460
0.05	60	80	92
0.1	30	40	46
0.2	15	20	23
0.3	10	13	15
0.4	7.5	10	11.5
0.5	6	8	9.2
1	3	4	4.6
1.5	2	2.7	3
3	1	1.3	1.5

Enfin, cette technique peut être utilisée en appliquant une moyenne sur une longue période de mesure. Il s'agit d'une variante communément appelé « intégrale à long terme » ou encore « techniques passives ». Selon Sherman [24], il s'agit d'une technique stationnaire où le terme d'accumulation est minimisé en injectant de façon continue et en moyennant sur une longue période. Le deuxième terme de l'équation 54 est alors négligé.

La période de mesure peut aller de quelques heures à plusieurs mois [2]. Les gaz traceurs utilisés sont exclusivement des gaz PFT's (volatile per fluoro tracers). Contrairement aux autres techniques, elle a comme avantage la possibilité d'effectuer la mesure en période

d'occupation puisque l'instrumentation de mesure est passive et non néfaste à la santé des occupants. L'instrumentation consiste en une série de tubes d'injection et d'adsorption. Le tube d'injection contenant un liquide permet d'injecter le gaz traceur par évaporation tandis que le tube d'adsorption permet de mesurer la quantité de gaz contenue dans la zone ventilée. Le tube d'adsorption est alors analysé en laboratoire pour mesurer la quantité totale de gaz adsorbée tout au long de la période de mesure. Le débit de ventilation est calculé en appliquant la même procédure que pour l'injection constante standard. Cette technique présente comme avantage d'être peu coûteuse et non biaisée pour des valeurs moyennes de débits de ventilation. Cependant, son utilisation demeure limitée pour des débits de ventilation constants [2].

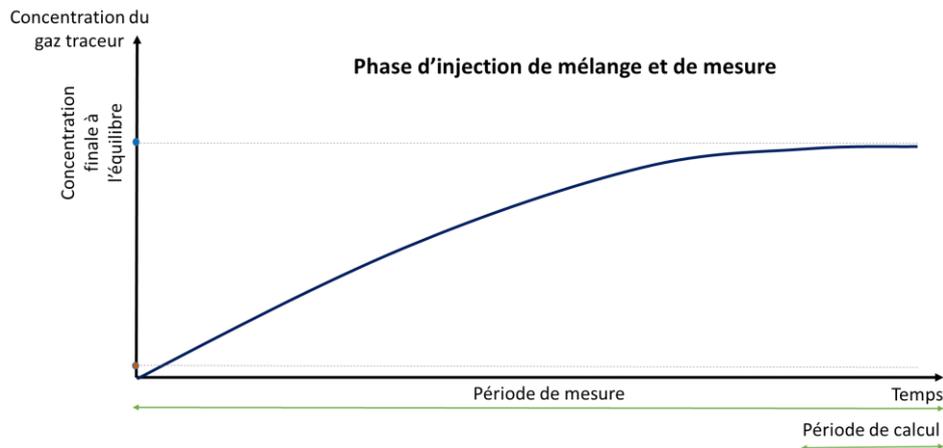


Figure 16: schématisation de la technique à injection constante

*Injection pulsée :*

La technique d'injection pulsée consiste à injecter rapidement une petite quantité de gaz traceur et mesurer la réponse en concentration dans la zone ventilée (figure 17). Il s'agit d'une variante de la technique à décroissance [24]. En plus de la mesure de la décroissance de la concentration du gaz, elle implique aussi la partie de croissance. Le débit de ventilation est alors calculé en fonction de la quantité de gaz injectée ainsi que de la concentration moyenne du gaz traceur [7] :

$$Q = \frac{\bar{Q}_T}{\bar{C}} \quad (62)$$

La norme NF EN ISO 12569 [26] propose une méthodologie semblable à celle décrite par Sherman. Appelée « injection pulsée », elle consiste à mesurer la concentration uniquement à l'extraction. Le débit de ventilation est ainsi calculé en fonction de la quantité de gaz traceur injecté et des concentrations de gaz à l'extraction :

$$Q = \frac{Q_T}{\int_{initial}^{\infty} C_{extraction}(t). dt} \quad (63)$$

L'incertitude est calculée en fonction des incertitudes sur le volume effectif, la concentration ainsi que le débit de gaz injecté [24] :

$$\frac{\partial Q^2}{Q^2} = \frac{\partial \bar{Q}_T^2}{\bar{Q}_T^2} + \frac{\partial \bar{C}_T^2}{\bar{C}_T^2} + \frac{V^2 \partial \bar{C}^2}{\bar{Q}_T^2} \quad (64)$$

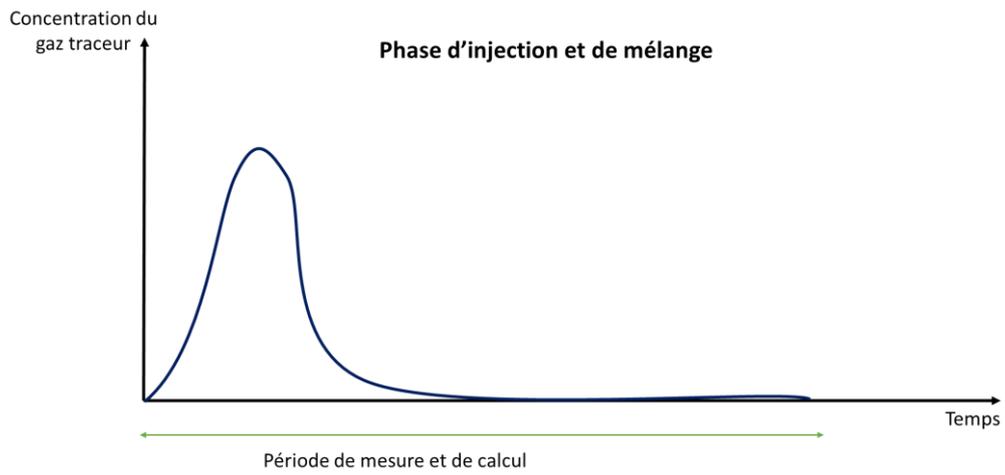


Figure 17: schématisation de la technique d'injection pulsée

Le tableau 10 présente une synthèse récapitulative des différentes techniques de mesure présentées précédemment.

Tableau 10: comparaison des différentes techniques de mesure et méthodes de résolution pour l'estimation des taux de ventilation

*Techniques de mesure et méthodes de calcul*

<b>Décroissance de la concentration</b>				
Quantités mesurées	Taux de renouvellement d'air			
Spécificités pratiques	Cout moyen			
	Simple d'utilisation			
	Matériel simple (gaz + analyseur + ventilateurs de mélange)			
	Temps de mesure moyen			
	Mesure au même temps les taux de ventilation dues à l'infiltrométrie			
<b><u>Méthodes de calcul dérivées</u></b>				
Méthodes	Spécificités	Taux de ventilation stationnaires	Taux de ventilation transitoires	
<b>Régression non linéaire</b>	Technique transitoire	Oui	Non, valeur biaisée	
	Uniformité spatiale de la concentration			
	Mesure continue des concentrations			
<b>Régression linéaire, méthode des moindres carrés</b>	Technique transitoire	Oui	Non, valeur biaisée	
	Uniformité spatiale de la concentration			
	Mesure des concentration tout au long de la décroissance			
<b>Intégrale</b>	Technique transitoire	Oui	Non, valeur biaisée	
	Uniformité spatiale de la concentration			
	Mesure continue des concentrations			

<b>Concentration dégressive du gaz à l'évacuation</b>	Technique transitoire Mesure continue des concentrations à l'extraction Uniformité spatiale de la concentration non nécessaire	Oui	Non, valeur biaisée
<b>Moyenne à deux points</b>	Technique transitoire Uniformité spatiale de la concentration au début et à la fin uniquement Mesure des concentrations au début et à la fin uniquement	Oui	Oui
<b>Concentration constante</b>			
Quantités mesurées	Débit de ventilation		
Spécificités pratiques	Coût élevé Utilisation complexe Matériel complexe (gaz + analyseur + injecteur + débitmètre de précision + système de commande + ordinateur + ventilateurs de mélange) Temps de mesure élevé Mesure au même temps le volume effectif Permet de détecter les fluctuations rapides de ventilation		
<b><u>Méthodes de calcul dérivées</u></b>			
Méthodes	Spécificités	Taux de ventilation	Taux de ventilation transitoires

			stationnaires	
<b>Calcul instantané</b>	Technique stationnaire		Oui	Oui
	Uniformité spatiale de la concentration			
	Mesure continue des concentrations			
	Mesure des fluctuations de ventilation			
<b>Moyenne</b>	Technique stationnaire		Oui	Oui
	Uniformité spatiale de la concentration			
	Mesure des concentration tout au long de la décroissance			
	Prise e ncompte des fluctuation de ventilation			
<b>Injection constante</b>				
Quantités mesurées	Débit de ventilation			
Spécificités pratiques	Cout très élevé			
	Utilisation relativement simple			
	Matériel complèxe (gaz + analyseur +injecteur+débitmètre de précision +ordinateur+ ventilateurs de mélange)			
	Temps de mesure très élevé			
	Mesure au même temps le volume effectif			
<b><u>Méthodes de calcul dérivées</u></b>				
Méthodes		Spécificités	Taux de ventilation stationnaires	Taux de ventilation transitoires
<b>Régression non linéaire</b>	Technique statonaire		Oui	Oui

	Mesure des concentration tout au long de la croissance		
<b>Régression linéaire</b>	Technique statonaire Mesure des concentration tout au long de la croissance	Oui	Oui, valeure biaisée
<b>Moyennes de concentrations inverses</b>	Technique statonaire Mesure précise du volume effectif nécessaire Uniformité spatiale de la concentration Mesure des concentration au débit et à la fin uniquement Valeurs de dosages et de concentrations instantannés requis	Oui	Oui
<b>Moyenne instantannée</b>	Technique statonaire Mesure précise du volume effectif nécessaire Valeurs de dosages et de concentrations instantannés requis Uniformité spatiale de la concentration nécessaire Mesure des concentration tout au long de la croissance	Oui	Oui
<b>Concentrations moyennes</b>	Technique statonaire Mesure précise du volume effectif nécessaire Uniformité spatiale de la concentration nécessaire	Oui	Oui

<b>Concentration stationnaire</b>	Mesure des concentration tout au long de la croissance		
	Technique statonaire	Oui	Non, résultat biaisé
<b>Intégrale à long terme</b>	Concentration finale stable		
	Mesure des concentration tout au long de la croissance à l'extraction		
	Technique statonaire	Oui	Oui
	Temps de mesures très élevé		
	Valable en période d'occupation		
	Détecte les fluctuations de ventilation		
	Requiert des gaz traceurs et du matériel de mesure spécifique (adsorption)		
<b>Injection pulsée</b>			
Quantités mesurées	Débit de ventilation et volume effectif		
Spécifités pratiques	Cout élevé		
	Utilisation complèxe		
	Matériel complèxe (gaz + analyseur +injecteur+débitmètre de précision +ordinateur+ ventilateurs de mélange)		
	Mélange parfait difficilement atteignable		
	Temps de mesure très faible		
	Mesure au même temps le volume effectif		
<b><u>Méthodes de calcul dérivées</u></b>			
<b>Méthodes</b>	Spécificités	Taux de ventilation	Taux de ventilation

		stationnaires	transitoires
<b>Impulsion</b>	Technique stationnaire	Oui	Non, résultat biaisé
	Mesure des concentration tout au long de la croissance et de la décroissance à l'extraction		
<b>Impulsion moyenne</b>	Technique stationnaire	Oui	Non, résultat biaisé
	Mesure des concentrations tout au long de la croissance et de la décroissance		

## I.4.2. Mesure des paramètres et indices d'efficacité de ventilation par gaz traceur

L'estimation des paramètres et indices d'efficacité de ventilation repose principalement sur la mesure des concentrations de gaz traceur. Selon le paramètre ou indice à mesurer, le gaz traceur peut être utilisé de deux manières : i) traceur d'air frais ; ii) traceur de polluant.

Lorsqu'il s'agit de mesurer l'efficacité de dépollution, le principe consiste à simuler un polluant pour caractériser son comportement sous l'influence du système de ventilation (figure 18). Le gaz traceur fait ainsi office de traceur de polluant. Les concentrations du gaz traceur sont alors directement utilisées pour l'estimation des indices d'efficacité de dépollution. La méthode consiste à injecter une quantité de gaz traceur en un point de la zone ventilée représentant une source de polluant et ensuite mesurer la dispersion du gaz traceur et l'efficacité de dépollution en appliquant les formules décrites précédemment dans ce chapitre.

Lorsqu'il s'agit de mesurer les paramètres d'âge de l'air et les indices d'efficacité de renouvellement d'air, le principe consiste à marquer l'air frais pour caractériser son comportement sous l'influence du système de ventilation (figure 18). Les concentrations de gaz traceur sont alors utilisées pour estimer les paramètres et indices d'efficacité de renouvellement de l'air. Il est tout de même important de noter que l'approche de base repose sur l'âge moyen de l'air. Les indices d'efficacité de renouvellement d'air sont alors déduits des valeurs d'âge moyens de l'air. En effet, selon Etheridge [7], le principe de base consiste à marquer l'air à son entrée dans la zone ventilée et en mesurer la réponse en fréquence de la concentration au point de mesure se trouvant dans la zone ventilée. La mesure de paramètres et d'indices d'efficacité de renouvellement d'air est ainsi subdivisée en 3 niveaux : la mesure d'âge moyen local de l'air, la mesure d'âge de l'air moyen de la zone ventilée et enfin, la mesure d'efficacité de renouvellement d'air. Une autre possibilité est d'utiliser ce principe d'âge de l'air non pas pour marquer l'air frais mais le polluant. Dans ce cas, en utilisant les temps résiduel, il est possible de mesurer le temps résiduel du polluant (temps que met le polluant depuis sa source jusqu'à son extraction).

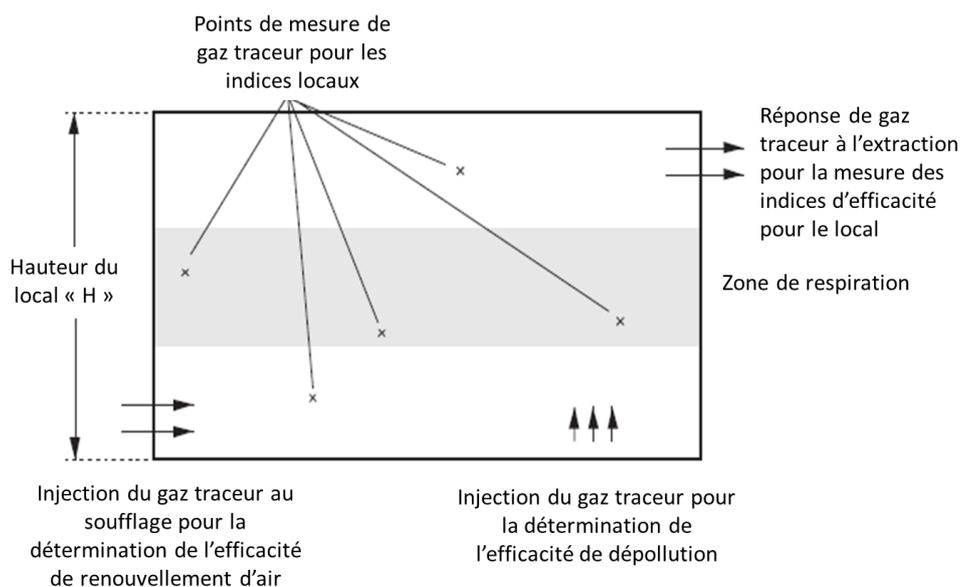


Figure 18: principe de mesure de paramètres et indices d'efficacité de ventilation [2]

### Mesure d'âge local de l'air :

L'âge local de l'air est mesuré à partir de la distribution en fréquences des âges de l'air en un point de la zone ventilée et ce, à partir des valeurs de concentrations de gaz traceur [25]. On distingue principalement trois techniques de mesures. Il s'agit de trois des quatre techniques utilisées pour la mesure des taux de ventilation:

- Décroissance de la concentration
- Injection constante
- Injection pulsée

Lorsqu'il s'agit de la technique de décroissance, le gaz traceur est injecté dans la bouche de soufflage ou directement dans la zone ventilée tout en assurant le mélange. Comme pour la mesure du taux de renouvellement de l'air, la concentration du gaz décroît de manière exponentielle jusqu'à évacuation de tout le gaz. Ce qui peut être soit une valeur nulle pour un gaz non présent dans l'air ambiant (SF<sub>6</sub>) en concentration de fond pour un gaz présent dans l'air ambiant (CO<sub>2</sub>). L'âge moyen local de l'air est alors calculé en fonction des concentrations durant la décroissance et de la concentration initiale (avant le début de la décroissance). La norme française NF EN ISO 16000-8 [31] préconise un calcul par intégrale à partir du quotient de l'intégrale de la courbe de concentration et de la concentration initiale

$$\bar{\tau}_p = \frac{\int_0^{\infty} C(t) dt}{C(0)} \quad (65)$$

Avec :

$\bar{\tau}_p$  = âge moyen local [h]

$C(0)$  = concentration du gaz traceur avant le début de la décroissance [ppm]

L'intégrale est alors résolue numériquement par une méthode trapézoïdale :

$$\int_0^{\infty} C(t) dt = \int_0^e C(t) dt + \int_e^{\infty} C(e) dt \cdot e^{\lambda_{tail}(t-e)} \cdot dt \quad (66)$$

Avec :

$e$  = temps correspondant au début de la courbe exponentielle [h]

$\lambda_{tail}$  = valeur absolue de la pente calculée sur la courbe logarithmique de concentration sur la phase exponentielle [h<sup>-1</sup>]

$$\lambda_{tail} = \frac{\ln C(e) - \ln C(t)}{t - e} \quad (67)$$

Il est important de noter que le calcul se fait que sur la partie exponentielle de la courbe. Il faut alors dans un premier temps afficher la courbe et choisir la section de courbe correspondante [31].

La norme Américaine ASHRAE 129 [32] préconise quant à elle un calcul par moyenne en fonction des concentrations moyennes et de la concentration initiale:

$$\bar{\tau}_p = (t_{final} - t_{initial}) \frac{\bar{C}_p}{C(0)} \quad (68)$$

La particularité de cette technique est qu'elle consiste en une méthode de traçage inverse. C'est-à-dire que l'air est d'abord tracé par le gaz et c'est l'air frais qui est soufflé dans la zone ventilée. D'autre part, cette technique est la seule qui peut être utilisée en ventilation naturelle ou mixte. L'injection au soufflage n'est pas obligatoire ce qui permet de faire abstraction de tout composant mécanique (bouches de soufflage et d'extraction). Enfin, un des avantages les plus conséquents que présente cette technique est le fait qu'elle permette de mesurer l'âge local de l'air en prenant en compte les infiltrations. En effet, contrairement aux autres techniques où le gaz traceur est obligatoirement injecté au soufflage, l'air frais qui peut provenir de la ventilation ou de défauts d'étanchéité à l'air (air non tracé).

Lorsqu'il s'agit de la technique d'injection constante, le gaz traceur est injecté dans la bouche de soufflage à débit constant jusqu'à attendre la concentration d'équilibre tout comme la technique d'injection constante stationnaire utilisée pour la mesure du débit de ventilation. L'âge local de l'air est alors calculé en fonction des concentrations de gaz traceur à l'équilibre et du débit de gaz injecté.

La norme NF EN ISO 16000-8 [31] préconise un calcul à l'équilibre selon la formule suivante :

$$\bar{\tau}_p = \frac{C(\text{equilibre})}{Q_T/V} \quad (69)$$

Avec

$C(\text{equilibre})$  = concentration du gaz traceur à l'équilibre [ppm]

$Q_T/V$  = débit de gaz injecté ramené au volume de la zone ventilée [ppm]

L'âge local peut aussi être obtenu par intégrale selon la formule proposée par Roulet [25] :

$$\bar{\tau}_p = \int_0^{\infty} \left(1 - \frac{C(t)}{C(\infty)}\right) dt \quad (70)$$

Avec :

$C(\infty)$  = la concentration du gaz traceur à l'équilibre [ppm]

La norme Américaine ASHRAE 129 [32] préconise quant à elle un calcul par moyenne en fonction des concentrations moyennes et de la concentration initiale:

$$\bar{\tau}_p = \left(t_{\text{final}} - t_{\text{initial}}\right) \left(1 - \frac{\bar{c}_p}{C(\text{final})}\right) \quad (71)$$

Avec :

$C(\text{final})$  = la concentration du gaz traceur à la fin du test (équilibre) [ppm]

Enfin pour la méthode à injection pulsée, il s'agit de la même procédure que pour la mesure du débit de ventilation à part que l'injection est effectuée au soufflage. Le calcul de l'âge de l'air dans ce cas est proposé par Han [1] selon la formule suivante :

$$\bar{\tau}_p = \frac{\int_0^{\infty} t \cdot C(t) dt}{\int_0^{\infty} C(t) dt} \quad (72)$$

### Age moyen du local :

D'un point de vue théorique, l'âge moyen de la zone ventilée est estimé à travers une moyenne spatiale de l'ensemble des âges locaux de la zone en question. En pratique, ce concept est limité par le nombre de points de mesures possibles. Ce qui requiert des hypothèses simplificatrices. Il existe alors trois possibilités pour la mesure de l'âge moyen de la zone ventilée.

La première possibilité et la plus simple est d'appliquer une moyenne sur les âges locaux mesurés. Pour un nombre de points de mesure  $N$ , l'âge moyen de la zone ventilée est une moyenne des  $N$  âges locaux [25] :

$$\langle \tau \rangle = \frac{\sum_{i=1}^N \tau_i}{N} \quad (73)$$

Avec :

$\langle \tau \rangle$  = âge moyen de la zone ventilée [h]

$\tau_i$  = âge moyen local au point  $i$  [h]

$N$  = nombre de points de mesure []

Cependant, il est important de noter que cette méthode peut présenter des imprécisions à cause du nombre limité de points de mesure. A titre d'exemple, si une zone morte présentant un âge élevé n'est pas mesuré, l'âge moyen du local serait biaisé et sous-estimé. Ainsi, la répartition des points de mesure doit être faite de façon à représenter de façon optimale l'ensemble des sous zones de la zone ventilée. Il serait alors plus judicieux de cartographier la zone ventilée en choisissant des points de mesure représentatifs. Roulet [13] a proposé une méthode pour cartographier une zone ventilée à partir d'un nombre minimum de mesures permettant ainsi d'avoir une mesure plus précise et plus réaliste des âges locaux. Une moyenne est ensuite appliquée sur ces âges locaux pour obtenir l'âge moyen de la zone ventilée.

Si on considère l'âge local comme étant une variable  $(x, y, z)$ , l'interpolation entre chaque point de la zone ventilée permet de donner une carte des âges locaux. Cependant, le nombre de points de mesure limite la faisabilité de ces interpolations. A titre d'exemple si on discrétise chaque axe à 5 points, le nombre de point de mesure s'élèverait à 125. Roulet a alors proposé une méthodologie qui permet de cartographier les âges locaux avec un minimum de mesures en développant la fonction  $v(x, y, z)$  en série de Taylor autour de chaque point de mesure. Pour un modèle linéaire (1 degré), le nombre minimum de point de mesure est de 4. Les coefficients d'interpolation sont alors obtenus par régression linéaire en moindres carrés :

$$v = a + \sum_i b_i x_i \quad (74)$$

Avec :

$x_i$  = coordonnées spatiales  $(x, y, z)$

$a$  et  $b_i$  = coefficients d'interpolation

Pour un modèle quadratique, le nombre minimum de points de mesure s'élève à 10 :

$$v = a + \sum_i b_i x_i + \sum_i b_{ij} x_i x_j + \sum_{i \neq j} b_{ii} x_i^2 \quad (75)$$

Un modèle intermédiaire a été proposé par Roulet [13] en appliquant un modèle en interaction avec un nombre minimum de point de mesure de 7 :

$$v = a + \sum_i b_i x_i + \sum_i b_{ij} x_i x_j \quad (76)$$

Ces modèles peuvent aussi être appliqués pour des représentations en deux dimensions, ce qui réduit le nombre de points de mesure. Le tableau 11 résume le nombre de points de mesure correspondant à chaque modèle pour des représentations en deux et trois dimensions.

Tableau 11: nombre minimum de points de mesure pour chaque modèle en 2D et 3D [13]

<i>Modèle/ Dimensions</i>	<i>Linéaire</i>	<i>Interaction</i>	<i>Quadratique</i>	<i>Cubique</i>	<i>4 ème degré</i>
2 D	3	4	6	10	15
3 D	4	7	10	20	35

D'autre part, le choix des points de mesure dans la zone ventilée peut porter préjudice notamment lorsqu'il s'agit d'un modèle réduit (linéaire). Ainsi, tous les points de mesure près des murs, plafond et du plancher sont exclus puisqu'ils ne sont pas représentatifs de la zone ventilée en termes d'âge de l'air et du fait de la présence d'éventuelles couches limites ou zones mortes. Les modèles imposent alors une distance de sécurité de l'ordre de 0,1 fois la dimension caractéristique de la zone ventilée (maximum des dimensions en longueur, largeur et hauteur). Ce qui fait que la zone cartographiée peut être réduite de près de 20% de la zone réelle en termes de volume [9].

Le tableau 12 résume les dispositions de points de mesure proposées par Roulet [9] en fonction du modèle et de la dimension. Il s'agit d'une représentation simplifiée par matrice rectangulaire.

Enfin, pour le calcul de l'âge moyen de la zone ventilée, Roulet [13] propose l'utilisation des coefficients d'interpolation. Pour un modèle linéaire, l'âge moyen de la zone sera égal au premier terme :

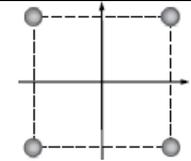
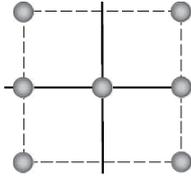
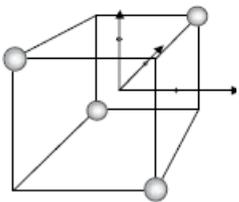
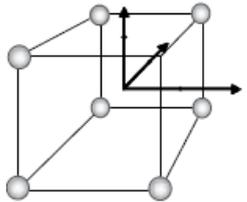
$$\langle \tau \rangle = a \quad (77)$$

Pour un modèle quadratique, l'âge moyen de la zone ventilée sera égal à la somme du premier terme et de deux tiers des autres coefficients :

$$\langle \tau \rangle = a + \frac{2}{3} \sum_i b_{ii} \quad (78)$$

Enfin, dans le cas d'un système de ventilation avec une bouche d'extraction, il est possible d'obtenir l'âge moyen du local en fonction de l'âge local à l'extraction [25]. Cette méthode part du principe qu'en présence d'une seule extraction, la totalité des polluants est amenée à passer à travers l'extraction. L'âge moyen du local est alors calculé indépendamment de la distribution des âges locaux dans la zone ventilée.

Tableau 12: exemples de représentations matricielles pour quelques modèles 2D et 3D [9]

<i>Modèle</i>	<i>Coordonnées</i>	<i>Représentation graphique</i>
2D-interaction	<ul style="list-style-type: none"> <li>• X (-1) ; Y (-1)</li> <li>• X (1) ; Y (-1)</li> <li>• X (-1) ; Y (1)</li> <li>• X (1) ; Y (1)</li> </ul>	
2D-quadratique	<ul style="list-style-type: none"> <li>• X (-1) ; Y (-1)</li> <li>• X (1) ; Y (-1)</li> <li>• X (-1) ; Y (1)</li> <li>• X (1) ; Y (1)</li> <li>• X (-1) ; Y (0)</li> <li>• X (1) ; Y (0)</li> </ul>	
3D-linéaire	<ul style="list-style-type: none"> <li>• X (-1) ; Y (-1) ; Z (1)</li> <li>• X (1) ; Y (-1) ; Z (-1)</li> <li>• X (-1) ; Y (1) ; Z (-1)</li> <li>• X (1) ; Y (1) ; Z (1)</li> </ul>	
3D-interaction	<ul style="list-style-type: none"> <li>• X (-1) ; Y (-1) ; Z (-1)</li> <li>• X (1) ; Y (-1) ; Z (-1)</li> <li>• X (-1) ; Y (1) ; Z (-1)</li> <li>• X (1) ; Y (1) ; Z (-1)</li> <li>• X (-1) ; Y (-1) ; Z (1)</li> <li>• X (1) ; Y (-1) ; Z (1)</li> <li>• X (-1) ; Y (1) ; Z (1)</li> <li>• X (1) ; Y (1) ; Z (1)</li> </ul>	

Pour la technique de décroissance de concentration, l'âge local (équation 65) peut être moyenné sur l'ensemble de la zone ventilée [25] :

$$\langle \tau \rangle = \frac{\int_0^{\infty} \langle C(t) \rangle dt}{C(0)} \quad (79)$$

Cependant, pour éviter les erreurs produites par une distribution spatiale non adéquate, l'âge moyen du local est exprimé en fonction de l'âge local à l'extraction et ce, en appliquant le bilan de masse pour estimer la quantité de gaz extrait [25] :

$$\int_0^{\infty} \langle C(t) \rangle dt = \frac{Q}{V} \int_0^{\infty} t C_e(t) dt \quad (80)$$

Avec :

$C_e$  = concentration du gaz traceur à l'extraction [ppm]

L'âge moyen de la zone ventilée est alors donné par la formule suivante [25] :

$$\langle \tau \rangle = \frac{Q}{V} \int_0^{\infty} t \left( \frac{C_e(t)}{C_e(0)} \right) dt \quad (81)$$

Pour la technique, d'injection constante, il s'agit d'appliquer la même procédure. En moyennant l'âge local sur l'ensemble des points de la zone ventilée, l'équation 70 devient [25] :

$$\langle \tau \rangle = \int_0^{\infty} \left( 1 - \frac{\langle C(t) \rangle}{C(\infty)} \right) dt \quad (82)$$

En appliquant un bilan de masse, on obtient alors la formule suivante [25] :

$$\int_0^{\infty} \left( 1 - \frac{\langle C(t) \rangle}{C(\infty)} \right) dt = \frac{Q}{V} \int_0^{\infty} t \left( 1 - \frac{C_e(t)}{C(\infty)} \right) dt \quad (83)$$

L'âge moyen de la zone ventilée est alors calculé selon la formule suivante [25] :

$$\langle \tau \rangle = \frac{Q}{V} \int_0^{\infty} t \left( 1 - \frac{C_e(t)}{C_e(\infty)} \right) dt \quad (84)$$

Pour la technique d'injection pulsée, la moyenne spatiale des âges locaux l'équation 72 devient [25] :

$$\langle \tau \rangle = \frac{\int_0^{\infty} t \cdot \langle C(t) \rangle dt}{\int_0^{\infty} \langle C_e(t) \rangle dt} \quad (85)$$

En appliquant un bilan de masse, on obtient alors la formule suivante [25] :

$$\int_0^{\infty} t \cdot \langle C(t) \rangle dt = \frac{Q}{2V} \int_0^{\infty} t^2 C_e(t) dt \quad (86)$$

L'âge moyen de la zone ventilée est alors obtenu selon la formule suivante [25] :

$$\langle \tau \rangle = \frac{Q}{2V} \frac{\int_0^{\infty} t^2 C_e(t) dt}{\int_0^{\infty} C_e(t) dt} \quad (87)$$

### Efficacité de renouvellement d'air :

La mesure d'efficacité de renouvellement d'air repose sur les techniques citées précédemment. Il s'agit alors d'adapter les techniques de mesure pour appliquer les formules d'efficacité de renouvellement d'air. En effet, l'efficacité de renouvellement d'air est fonction de la constante nominale de temps et d'âge moyen de la zone ventilée. Pour mesurer l'efficacité de renouvellement d'air, il suffirait de mesurer simultanément l'âge moyen de la zone ventilée et la constante nominale de temps. Cependant, si les formules font abstraction du type de système, la mesure d'efficacité de renouvellement d'air est exclusivement appliquée aux systèmes de ventilation mécanique justifiant une extraction bien définie.

Le calcul d'efficacité de renouvellement d'air défini par Roulet [13] repose sur la mesure de concentrations de gaz traceurs à l'extraction. Ce qui permet de mesurer en simultané la constante nominale de temps (âge local à l'extraction) et l'âge moyen de la zone ventilée en fonction des concentrations à l'extraction. Les formules proposées par Roulet [13] sont présentées dans le tableau 13 pour chaque technique.

La norme ASHRAE 129 [32] qui restreint l'efficacité de ventilation à la zone de respiration propose une variante de calcul. En effet, elle préconise le calcul de l'efficacité de ventilation non pas pour l'ensemble de la zone ventilée mais uniquement à la zone de respiration. Ainsi, le calcul de l'âge moyen de la zone ventilée n'est pas basé sur la mesure de l'âge local à l'extraction. La constante nominale de temps quant à elle est mesurée à l'extraction et pondérée en fonction des débits d'extraction. A noter que cette méthode est valable même dans le cas où le système de ventilation présente plusieurs extractions.

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_n}{2 < \bar{\tau} >} \cdot 100 \quad [\%] \quad (88)$$

Avec:

$\varepsilon^a$  = efficacité de renouvellement d'air [%]

$\tau_n$  = constante nominale de temps [h]

$< \bar{\tau} >$  = âge moyen de la zone ventilée [h]

La constante nominale de temps est mesurée à l'extraction et calculée selon l'équation suivante :

$$\tau_n = \frac{\sum_m(Q_{e,m} \bar{\tau}_{e,m})}{\sum_m(Q_{e,m})} \quad (89)$$

Avec :

$Q_{e,m}$  = débit d'extraction de l'extraction m [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$\bar{\tau}_{e,m}$  = âge local à l'extraction de l'extraction m [h]

Les deux principales limites dans la généralisation des techniques et méthodes de mesures existantes sur tout type de système de ventilation résident dans l'estimation des deux paramètres que sont : la constante nominale de temps et l'âge moyen de la zone ventilée. En effet, aujourd'hui les formules préconisées en littérature ou par les normes en vigueur sont uniquement basées sur des mesures à l'extraction i.e mesure simultanée de constante nominale de temps et d'âge moyen de la zone ventilée. Or, pour mesurer l'efficacité de renouvellement d'air pour un système de ventilation ne présentant pas d'extraction bien

définie, la problématique réside dans la mesure des deux paramètres en simultanément. Cette problématique sera abordée dans le chapitre 3 où une solution de substitution sera proposée et validée par des mesures expérimentales.

Tableau 13: calcul de l'efficacité de renouvellement d'air en fonction des concentrations à l'extraction [13]

<i>Technique d'injection</i>	<i>Formule pour le calcul de l'âge moyen de la zone ventilée en fonction de la concentration à l'extraction</i>
Injection pulsée	$\frac{\int_0^{\infty} C_e(t) dt}{\int_0^{\infty} t^2 C_e(t) dt}$
Injection constante	$\frac{1}{2 \int_0^{\infty} t \left(1 - \frac{C_e(t)}{C_e(\infty)}\right) dt}$
Décroissance de concentration	$\frac{1}{2 \int_0^{\infty} t \left(\frac{C_e(t)}{C_e(0)}\right) dt}$

### I.4.3. Dispositif de mesure et gaz traceurs

La mesure s'effectue à l'aide d'un dispositif incluant un analyseur pour la mesure des concentrations de gaz traceur, un injecteur qui permet de mesurer et de contrôler le débit de gaz injecté. Le gaz doit répondre à des critères de sécurité et de mesure. Un gaz traceur idéal devrait avoir les caractéristiques suivantes [28, 29]:

- Le gaz traceur ne doit pas être présent en grande quantité (concentration), cela modifie les mesures de concentrations. Où s'il est présent sa concentration doit être constante.
- La densité du gaz traceur doit être égale à la densité de l'air afin de faciliter le brassage
- Pendant les mesures il ne doit pas y avoir de réactions entre le gaz traceur d'autres substances
- Le gaz traceur ne doit pas se déposer ou être absorbé par les surfaces ou d'autres objets de la pièce.
- Le gaz traceur doit être facilement disponible et à coût raisonnable. C'est-à-dire, qu'il doit être dans les stocks de plusieurs fournisseurs de gaz
- Le gaz traceur doit être mesurable par des équipements commerciaux qu'on peut facilement se procurer.
- Il doit être non-toxique, non-inflammable, et écologique.

Une grande variété de gaz est utilisée comme gaz traceur. Les traceurs les plus utilisés sont le CO<sub>2</sub> (dioxyde de carbone), le N<sub>2</sub>O (oxyde nitreux) et SF<sub>6</sub> (hexafluorure de soufre). Le CO<sub>2</sub> (dioxyde de carbone) est un bon gaz traceur, car il a une masse moléculaire similaire à l'air et est bien mélangé avec de l'air. Toutefois, il a une concentration d'environ 400/450 ppm de fond (naturellement présent dans l'air), et elle est produite par des personnes et par la combustion des combustibles dans des espaces occupés. L'effet de la production devrait être compensé. Le SF<sub>6</sub> n'est pas présent dans l'air ambiant normal et peut être utilisé à des concentrations très faibles. Ceci minimise la quantité de gaz traceur nécessaire pour un test. Cependant, il a un poids moléculaire cinq fois supérieure à celui de l'air, et doit être dilué et / ou bien mélangé avec l'air environnant lors de l'injection [33]. Quant au traceur fluoré (IRP) et

fréons, ils peuvent être utilisés dans les méthodes passives et multi-traceuses. Certaines propriétés des gaz traceurs les plus couramment utilisés sont données dans le tableau 14. Pour les mesures de qualité de l'air, le gaz traceur doit être bien mélangé dans l'espace de test. Ceci est habituellement réalisé à l'aide de petits ventilateurs de mélange.

Tableau 14 caractéristiques des gaz traceurs les plus utilisés [33]

<i>Gaz</i>	<i>Masse moléculaire [kg/mol]</i>	<i>Densité (15°) [kg/m<sup>3</sup>]</i>	<i>Concentration maximale acceptable [ppm]</i>	<i>Concentration en air ambiant [ppm]</i>
Dioxyde de Carbone	44	1.98	4000	400 à 450
Fréon 12	121	5.13	0.05	-
Hélium	4	0.17	-	5.24
Oxyde nitreux	44	1.85	25	0.1
Hexafluorure de soufre	146	6.18	1000	0.1
IRP	200÷400	-	-	0.001 ppb

### Équipement de gaz traceur

Un système classique de gaz traceur est composé d'un injecteur/distributeur, d'un système d'échantillonnage et de surveillance, et d'un système d'acquisition de données et de commande. Un exemple type de dispositif expérimental est représenté sur la figure 19.

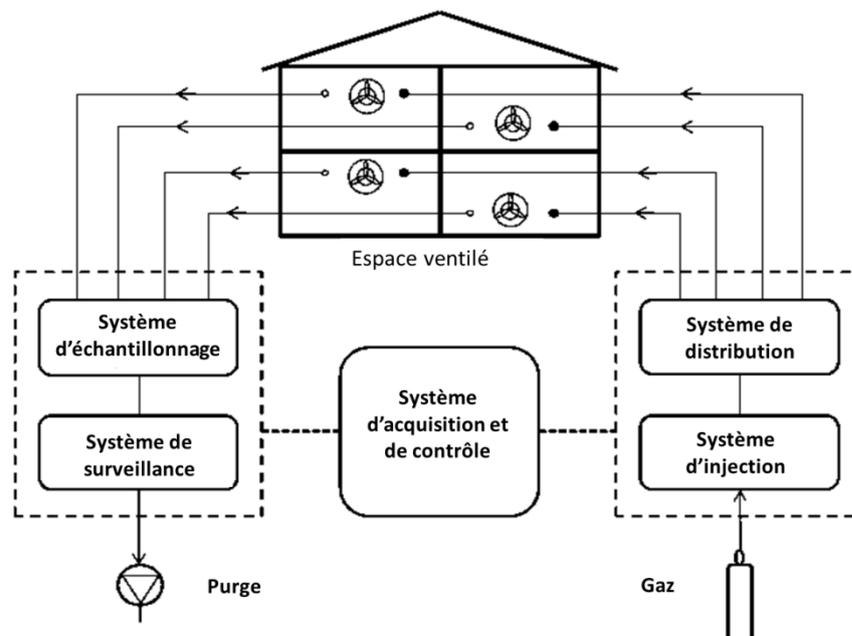


Figure 19: dispositif expérimental utilisé par un système de mesure de gaz traceur [33]

### L'injection et la distribution

Le système d'injection et de distribution libère une quantité appropriée de gaz traceur dans l'espace ou dans le conduit et le distribue dans l'espace. Il existe plusieurs moyens d'injection de gaz traceur, que ce soit manuellement ou automatiquement. Une seringue graduée ou d'autres récipients d'un volume connu peuvent être utilisés pour des injections manuelles simples. Pour les systèmes d'injection automatisés, une alimentation en gaz traceur comprimée est reliée à une conduite de gaz avec un régulateur de débit massique électronique ou d'autres dispositifs de mesure du débit et de contrôle du gaz traceur [33].

Un système de distribution automatique comprend un réseau de tubes qui distribue un gaz traceur par l'intermédiaire de collecteurs et de soupapes automatiques, et des soupapes de pression à commande qui arrêtent l'écoulement lorsque le tube est pas sous pression. Il devrait n'y avoir aucune fuite dans le tuyau. Enfin, un ventilateur de mélange est fréquemment utilisé pour un bon mélange des gaz traceurs dans une zone [33].

#### Échantillonnage et surveillance

Des prélèvements d'air peuvent être réalisés manuellement ou automatiquement. Les échantillonneurs manuels peuvent comprendre des seringues, des bouteilles souples, ou des sacs de prélèvement d'une capacité d'au moins trois fois la taille minimum de l'échantillonneur de l'analyseur de gaz utilisé. Les échantillonneurs automatiques peuvent utiliser soit un réseau d'échantillonnage ou échantillonneurs automatisés. Les réseaux d'échantillonnage sont constitués d'un tube, d'un collecteur ou interrupteur de sélection qui est typiquement entraîné par solénoïde, et une pompe qui attire des échantillons d'air à travers le réseau. Les molécules de gaz traceur ne doivent pas adhérer à la tuyauterie ou des surfaces multiples. Les matériaux qui absorbent le gaz traceur peuvent causer d'importantes erreurs de mesure. Il existe différents types d'analyseurs de gaz basés sur des principes tels que la spectroscopie infrarouge, la chromatographie en phase gazeuse ou spectrométrie de masse. Enfin, un analyseur de gaz doit être adapté au gaz traceur utilisé, et la gamme de concentration étudiée [33].

## **I.5 Conclusion**

Ce chapitre est exclusivement consacré à la notion de performance intrinsèque de ventilation dans la perspective d'un commissionnement d'une évaluation expérimentale. Aujourd'hui, on distingue plusieurs indices, techniques, normes et guides qui définissent la performance d'un système de ventilation. Ce chapitre a comme objectif : i) distinguer, homogénéiser et hiérarchiser les différents notions de performances ; ii) analyser les différents indices d'évaluation de performance ; iii) analyser les principales techniques expérimentales pour l'évaluation et le commissionnement de la ventilation. Ces objectifs s'inscrivent dans une perspective visant à mettre en évidence les performances intrinsèques telles que décrites en introduction (taux et efficacité de ventilation pour la garantie de la QAI). Ce qui implique un point de vue sur le volume ventilé pour inclure tout type de ventilations (naturelle, mécanique, mixte) et non sur les composants d'un système de ventilation (ventilateurs, fenêtres, registres, etc.).

Le chapitre est scindé en trois parties. La première partie est consacrée aux taux de ventilation. Selon les normes, les pays, les techniques et parfois de façon aléatoire, les taux de ventilation peuvent être exprimés de différentes manières (débit de ventilation, débit d'air neuf, débit d'air repris, taux de renouvellement d'air, etc). Une revue des principes et démarches existants pour l'utilisation et l'expression des taux de ventilation a été effectuée. Exprimé en débit ou en taux de renouvellement d'air, le taux de ventilation est sans doute le plus utilisé pour exprimer la performance d'un système de ventilation ou encore, pour dimensionner un système de ventilation. En effet, les normes Européennes et Américaines se basent principalement sur les débits de ventilation pour exprimer la performance de la ventilation, en partant de l'occupation et de la pollution intérieure et extérieure. La deuxième partie est consacrée à l'efficacité de ventilation. L'une des problématiques majeures lorsqu'on traite l'efficacité de ventilation est certainement le manque d'homogénéité dans les indices et le vocabulaire. Plus de 22 paramètres et indices ont été recensés à travers l'analyse bibliographique menée dans ce chapitre, incluant des références sur des articles scientifiques, des thèses, des ouvrages pédagogiques ou encore différentes normes internationales. Ces paramètres et indices ont ainsi été analysés selon les différentes définitions et méthodes d'expression existantes dans la littérature. Elles ont ensuite été classifiées en : i) paramètres d'efficacité de ventilation ; ii) indices d'efficacité de renouvellement d'air ; iii) indices d'efficacité de dépollution ; et enfin iv) indices divers. La troisième et dernière partie de ce chapitre a été consacrée aux techniques d'évaluation expérimentale et à la mise en pratique de ces indices de performance de ventilation. Principalement basés sur les techniques de gaz traceurs, les techniques permettant la mesure et le calcul de ces indices ont été déclinées, analysées et regroupées selon les différentes normes Européennes et Américaines.

Ce chapitre théorique représente la base de la première partie du chapitre 3 sur l'évaluation des performances intrinsèques de la ventilation sur un local ventilé, sous différentes stratégies (mécanique, naturelle, mixte). Cette analyse bibliographique nous a notamment permis de réutiliser des indices non utilisés dans les normes et qui permettent une utilisation plus opérationnelle. Principalement, il s'agit de l'utilisation de l'indice d'efficacité de renouvellement d'air qui est exclusivement réservé à la ventilation mécanique par les normes quand d'autres formulation de cet indice ouvrent des perspectives pour une utilisation en ventilation naturelle et mixte, en faisant abstraction de la présence de bouches de soufflage et d'extraction comme c'est actuellement le cas dans la norme ASHRAE 129.



# **Chapitre II**

**« Confort thermique,  
théorie et méthodes  
d'évaluation »**



## II.1 Introduction

La notion de confort peut avoir plusieurs définitions en fonction du domaine d'application. Intrinsèquement, le confort est directement lié à la sensation de bien-être de l'occupant dans son environnement sous des conditions données et peut être défini comme un état d'absence d'inconfort. Dans le bâtiment, bien que le confort d'un usager dépende de plusieurs paramètres et services, il est souvent ramené au concept de qualité environnementale intérieure (QEI) qui inclut : la qualité de l'air, le confort thermique, acoustique et visuel. En effet, la QEI est aujourd'hui considérée comme une performance attribuée au bâtiment pour deux raisons principales : la volonté d'améliorer le confort des usagers dont les exigences sont de plus en plus accrues ; et l'impact de la QEI sur l'efficacité énergétique. Ce chapitre aborde la notion de confort d'un point de vue thermique uniquement à travers un état de l'art sur les mécanismes physiologiques, physiques et perceptifs mis en jeu pour la caractérisation du confort thermique ainsi que sur les théories et indices du confort thermique.

Le confort thermique exprime la satisfaction et le bien-être de l'utilisateur par rapport à un environnement thermique. Ce qui implique des mécanismes d'interaction entre un environnement caractérisé par des grandeurs physiques (température de l'air, température moyenne radiante, humidité relative, vitesse de l'air) ; et l'occupant caractérisé par un ensemble de mécanismes physiologiques (homéothermie, régulation des échanges thermiques et de masse) et psychologiques (perception du confort et adaptation). La plupart des définitions sur le confort thermique mettent en avant les deux points de vue que sont l'occupant et l'environnement thermique. Certains le définissent avec l'occupant comme référence : « *le degré de désagrément ou de bien être provoqué par les caractéristiques d'un environnement intérieur en interaction avec l'occupant* » [1]. L'ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers) a défini le confort thermique comme « *l'état d'esprit qui exprime la satisfaction avec l'environnement thermique* » [2]. D'autres le définissent comme étant l'ensemble des interactions entre l'occupant et son environnement où l'individu est considéré comme un élément du système thermique [3]. Dans ses travaux de thèse, Hansen [4] a défini le confort thermique comme « un état dans lequel il n'y a pas d'impulsions de conduite pour corriger l'environnement par le comportement ». Ainsi, selon Nicol [5], l'étude du confort thermique implique l'analyse et la prise en compte de trois types d'éléments: physique, physiologique et psychologique.

Ce chapitre est consacré à la notion de confort thermique et présente un état de l'art articulé sur trois thématiques. D'abord, il s'agit de passer en revue les éléments physiques, physiologiques et psychologiques qui concernent le confort thermique. Ensuite, une analyse bibliographique présente et décrit l'ensemble des théories, modèles et indices existants pour l'évaluation du confort thermique dans le bâtiment. Enfin, le confort thermique est abordé d'un point de vue applicatif et normatif avec les normes Internationales, Européennes et Françaises.

## II.2. Les éléments de base affectant le confort thermique

### II.2.1. Aspects physiques

Si on considère la capacité homéotherme du corps humain (capacité à maintenir la température constante, environs 37°C), on considère que le corps humain est en recherche permanente d'état d'équilibre avec l'environnement dans lequel il se trouve [6]. D'un point de vue thermodynamique, le corps humain peut être considéré comme un système en équilibre avec l'environnement qui l'entoure ce qui implique : une production de chaleur et de matière ; des échanges (gains et pertes) avec l'environnement qui l'entoure à travers différents modes de transfert de chaleur (conduction, convection, rayonnement) et de matière (évaporation, respiration). L'ensemble de ces échanges peuvent alors être retranscrits dans une équation de bilan du corps humain [7, 8] :

$$S = M \pm W \pm R \pm C \pm K - E_{sk} - E_{res} - C_{res} \quad (90)$$

Avec :

$S$  = chaleur stockée par le corps humain [ $W/m^2$ ]

$M$  = production de chaleur métabolique [ $W/m^2$ ]

$W$  = taux de travail mécanique accompli [ $W/m^2$ ]

$R$  = chaleur échangée entre la peau et l'environnement par rayonnement [ $W/m^2$ ]

$C$  = chaleur échangée entre la peau et l'environnement par convection [ $W/m^2$ ]

$K$  = chaleur échangée entre la peau et l'environnement par conduction [ $W/m^2$ ]

$E_{sk}$  = chaleur latente échangée par la peau [ $W/m^2$ ]

$E_{res}$  = chaleur latente échangée par respiration [ $W/m^2$ ]

$C_{res}$  = chaleur échangée par convection lors de la respiration [ $W/m^2$ ]

Pour un équilibre thermique, l'équation du bilan s'annule ( $S=0$ ). Ainsi, la chaleur produite par le corps (métabolisme) est dissipée vers l'environnement par voie respiratoire en chaleur sensible et latente ainsi que depuis la peau ou à travers les vêtements (figure 20).

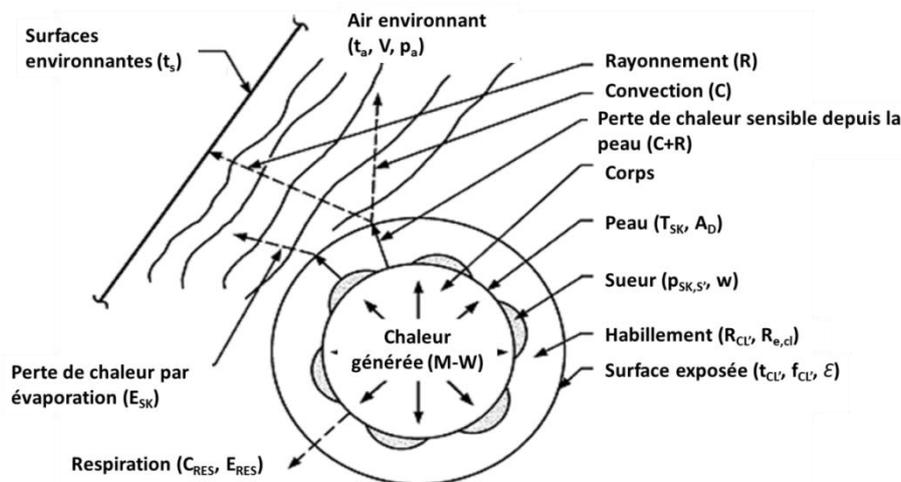


Figure 20: représentation schématique des interactions entre le corps humain et son environnement selon l'ASHRAE [7]

### Morphologie :

La morphologie est un paramètre clé dans l'expression des échanges de chaleur dans le corps humain puisque l'ensemble des échanges sont exprimés en densité de flux (flux par unité de surface de peau). Une surface de peau effective a été introduite par Dubois sous le nom de surface de Dubois peut être exprimée en fonction du poids et de la taille de l'individu selon la formule suivante [9] :

$$A_d = 0.2025 m^{0.425} l^{0.725} \quad (91)$$

Avec :

$A_d$  = surface de Dubois (surface totale de la peau) [ $m^2$ ]

$m$  = poids [kg]

$l$  = la taille [m]

En plus de la surface effective, la morphologie peut avoir un impact sur la production de chaleur métabolique [10]. Selon Auliciems [11], la production de chaleur métabolique est proportionnelle à la masse corporelle. L'âge et le genre ont un rôle tout aussi important dans la perception du confort mais aussi au niveau de l'équilibre thermique. En effet, dans son étude, Auliciems [11] a précisé que les femmes ont tendance à préférer une température de confort  $1^\circ\text{C}$  plus grande que celle des hommes. Toutefois, d'autres recherches ont contredit cette théorie en mettant en évidence cette différence par la variété vestimentaire homme/femme.

### Production de chaleur métabolique :

Le corps humain produit en permanence de l'énergie à partir de son activité métabolique. Dans l'étude du confort thermique, le métabolisme est considéré par la norme ISO 89 96 [12] comme « une mesure du cout énergétique de la charge musculaire » et défini comme étant « la transformation d'énergie chimique potentielle en énergie thermique et en énergie mécanique » [12]. Si en moyenne, un être humain produit 115 W [13], la production de chaleur métabolique dépend de plusieurs facteurs dont la morphologie, l'activité et la posture de l'individu. Candas [9, 10] propose une répartition des types de chaleurs métaboliques en trois catégories [11] :

- Chaleur métabolique de base ( $M_b$ ) : due au processus biologique, sa production est continue et non contrôlée par l'homme.
- Chaleur métabolique musculaire due à la posture ( $M_p$ ) : due à la position de l'individu (allongé, assis, debout)
- Chaleur métabolique musculaire due à l'activité : ( $M_a$ )

Le calcul du métabolisme est donné par la formule suivante :

$$M = M_b + M_p + M_a \quad (92)$$

Avec :

$M$  = production de chaleur métabolique totale [ $\text{W}/m^2$ ]

$M_b$  = production de chaleur métabolique de base [ $\text{W}/m^2$ ]

$M_p$  = production de chaleur métabolique de posture physique [ $\text{W}/m^2$ ]

$M_a$  = production de chaleur métabolique d'activité physique [ $\text{W}/m^2$ ]

La norme ISO 8996 [12] propose plusieurs classifications en fonction de l'activité physique, de la posture, de la profession lorsqu'il s'agit d'ambiances de travail. Le métabolisme de base est estimé à  $45 \text{ W/m}^2$  [9]. Le métabolisme de posture est selon la norme ISO 8996 [12] de  $0 \text{ W/m}^2$  pour une position assise ;  $10 \text{ W/m}^2$  pour une position agenouillée ou accroupi;  $15 \text{ W/m}^2$  pour une position debout et enfin  $20 \text{ W/m}^2$  pour une position debout penché. Les valeurs de métabolismes d'activités ont aussi été normalisées par la norme ISO 8996 [12] et peuvent varier de  $40 \text{ W/m}^2$  à  $410 \text{ W/m}^2$  (Tableau A1 en annexe II.1).

Enfin selon une étude réalisée par Luo [14], la production de chaleur métabolique est fortement influencée par les conditions thermiques auxquelles l'individu est exposé et donc à son système de thermorégulation. Selon l'auteur, dans une position de repos, le métabolisme est 15.8% plus grand dans une ambiance à  $16^\circ\text{C}$  que dans une ambiance à  $26^\circ\text{C}$  de température opérative. D'autre part, l'auteur souligne l'importance de la résistance thermique des vêtements avec une réduction de 9.2% en passant d'une résistance de 0.42 clo ( $1 \text{ clo} = 0.155 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$ ) à une résistance de 0.91 clo pour une température opérative de  $16^\circ\text{C}$  [14].

#### Facteur de surface habillée :

Tout comme une isolation permet d'influencer sur les échanges thermiques à travers l'enveloppe du bâtiment, les vêtements portés par une personne influencent fortement sur les échanges thermiques entre le corps humain et son environnement. Les résistances thermiques des vêtements sont généralement estimées sur base de valeurs standardisées provenant de tests effectués en laboratoire sur des mannequins. La norme ISO 99 20 [16] propose des méthodes d'estimation des résistances thermiques de vêtements à partir de tables sur une liste de différentes pièces vestimentaires ou encore à travers des valeurs d'ensembles vestimentaires complets. La résistance totale des vêtements est ensuite calculée en agrégeant les isolements individuels selon l'équation suivante :

$$I_{cl} = 0.161 + 0.835 \sum_i^n I_{clu,i} \quad (93)$$

Avec :

$I_{cl}$  = résistance totale des vêtements [clo]

$I_{clu,i}$  = isolation effective de chaque vêtement  $i$  portés [clo]

Le tableau A2 en annexe II.1 présente quelques exemples de résistances thermiques pour des vêtements standards.

Il est tout de même important de noter que les valeurs sont statiques puisque déterminées sous des conditions stationnaires contrôlées en laboratoire. Du fait de son caractère dynamique et aléatoire, l'effet des vêtements sur une personne en activité demeure complexe [6]. Selon Havenith [15], les valeurs proposées par les normes surestiment la résistance thermique de par leur caractère stationnaire et statique, négligeant ainsi l'effet du mouvement du corps et de l'air sur les transferts thermiques [15].

Pour un modèle statique, le modèle simple s'appuie sur la détermination des échanges convectifs et radiatifs en fonction des températures de peau et opérative ainsi que des résistances thermiques des couches peau-air-vêtements [15] :

$$R + C = \frac{T_{sk} - T_{cl}}{I_{cl}} = \frac{T_{cl} - T_o}{I_a/f_{cl}} = \frac{T_{sk} - T_o}{I_T} \quad (94)$$

Avec :

$R + C$  = chaleur sensible totale échangée par la peau [ $\text{W/m}^2$ ]

$T_{sk}$  = température de la peau [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_{cl}$  = température des vêtements [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$T_o$  = température opérative de l'environnement [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$f_{cl}$  = facteur d'habillement []

$I_a$  = isolation de la couche d'air entre la peau et le vêtement [clo]

$I_T$  = isolation du vêtement incluant la couche d'air [clo]

L'ASHRAE 55 [2] propose une alternative pour le calcul des échanges radiatifs et convectifs selon l'équation suivante :

$$R + C = F_{cl}(h_c + h_r)(T_{sk} - T_o) \quad (95)$$

Avec :

$$f_{cl} = \frac{1}{(h_c - h_r)I_T} \quad []$$

$h_c$  = coefficient d'échanges convectif [ $\text{W/m}^2 \text{K}$ ]

$h_r$  = coefficient d'échanges radiatif [ $\text{W/m}^2 \text{K}$ ]

(96)

Le  $f_{cl}$  peut aussi être évalué par l'équation décrite par Djongyang [9] :

$$f_{cl} = \frac{A_{d,cl}}{A_d} = 1 + 0.31I_{cl} \quad (97)$$

Avec :

$A_d$  = surface de Dubois [ $\text{m}^2$ ]

$A_{d,cl}$  = surface de Dubois du corps vêtu [ $\text{m}^2$ ]

Enfin, suite à un projet nommé « BIOMED », des algorithmes de correction ont été mis en place [15 ; 17 ; 18] pour la prise en compte du mouvement de l'air et de l'occupant à travers deux études dont une sur des personnes en conditions réelles et une sur des mannequins en déplacement. Les résultats ont été ensuite inclus dans une version corrigée de la norme ISO 9920 [16] qui propose des facteurs de correction pour des situations types ou des abaques (figure 21) selon l'équation ci-dessous (en fonction des vitesses relatives de l'air et de marche des occupants) :

$$I_{T,r} = corr I_T. I_T = e^{[-0.28.(v_{ar}-0.15)+0.044.(v_{ar}-0.15)^2-0.492v_w+0.176v_w^2]}. I_T \quad (98)$$

Avec :

$v_{ar}$  = vitesse relative de l'air (relative à l'occupant et non à un point fixe) [m/s]

$v_w$  = vitesse de l'occupant (vitesse de marche) [m/s]

$I_{T,r}$  = isolation du vêtement incluant la couche d'air et le mouvement de l'occupant [clo]

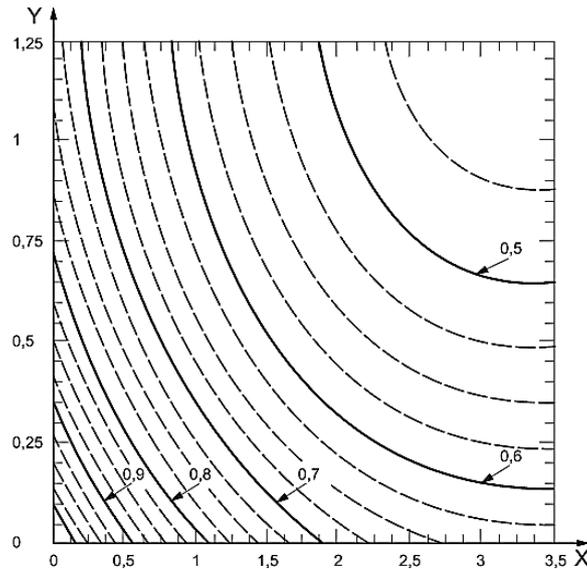


Figure 21: abaques pour la correction des isolations sur des sujets habillés en fonction de la vitesse relative du vent (Y) et de la vitesse de marche (X) selon la norme ISO 9920, valables pour une vitesse de marche allant jusqu'à 1.2 m/s et une vitesse relative du vent jusqu'à 3.5 m/s [16]

### Transferts de chaleur:

Le transfert de chaleur entre le corps humain et son environnement se fait principalement à travers la peau et la respiration sous forme de chaleur sensible et/ou latente. Concernant, les échanges cutanés, on retrouve les trois types d'échanges sensibles (convection, rayonnement et à un degré moindre, la conduction) ainsi que des échanges de chaleur latente (évaporation). Les échanges par respiration intègrent des échanges convectifs et évaporatifs.

#### *Convection:*

La convection cutanée correspond aux échanges entre le corps, directement avec la peau ou au travers des vêtements avec l'air environnant. Ce phénomène est régi par la présence d'un gradient de température entre la peau ou le vêtement et l'air. Il est aussi fortement influencé par le mouvement de l'air caractérisé par la vitesse relative de l'air. Le flux convectif échangé par le corps a été décrit par l'ASHRAE [7] selon l'équation suivante:

$$C = F_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) \quad (99)$$

Avec :

C = flux de chaleur sensible échangé par convection par unité de surface [ $W/m^2$ ]

Les échanges convectifs cutanés peuvent aussi être exprimés selon la relation décrite par Candas [9, 10] qui propose de substituer la température des vêtements :

$$C = h_c (T_a - T_{sk}) A_c F_{cl} \quad (100)$$

$A_c$  = surface convective [ $m^2$ ]

Le calcul du coefficient de convection dans ce cas se fait selon les équations suivantes [9] :

$$h_c = 3.5 + 5.2 v_{ar} \quad \text{pour } v_{ar} \leq 1 \frac{m}{s} \quad (101)$$

$$h_c = 8.7 v_{ar}^{0.6} \quad \text{pour } v_{ar} \geq 1 \frac{m}{s} \quad (102)$$

Avec :

$v_{ar}$  = résultante des vitesses de l'air incluant la vitesse de l'air dans l'ambiance  $v_a$  ainsi que celle générée par les déplacements de l'occupant [9] :

$$v_{ar} = v_a + 0.0052(M - 58) \quad (103)$$

La convection par respiration intègre des échanges sensibles et latents entre l'air inhalé/expiré et l'air ambiant. Selon l'ASHRAE [7], l'expression de ces échanges sont exprimés selon l'équation suivante :

$$C_{res} = 0,0014M (T_{exp} - T_a) \quad (104)$$

Avec :

$C_{res}$  = flux de chaleur échangé par convection respiratoire par unité de surface [ $W/m^2$ ]

$T_{exp}$  = température de l'air expiré [ $^{\circ}C$ ]

*Rayonnement:*

Dans l'étude du confort thermique, le rayonnement intervient dans les échanges entre le corps (peau ou vêtements) et les parois et objets environnants. Le phénomène est régi par les températures surfaciques du corps et des parois ainsi que le l'angle d'exposition du corps par rapport aux parois (facteurs de forme). Cependant, avec la complexité des échanges radiatifs, des équations simplifiées sont proposées par l'ASHRAE [7] :

$$R = h_r F_{cl}(T_{cl} - T_{mr}) \quad (105)$$

Avec:

$R$  = flux de chaleur sensible échangé par rayonnement par unité de surface [ $W/m^2$ ]

$T_{mr}$  = température moyenne radiante [ $^{\circ}C$ ]

Le coefficient d'échanges radiatifs  $h_r$  est donné par selon l'équation suivante [9, 10] :

$$h_r = 4\sigma\varepsilon_{sk} \left( \frac{T_{mr} + T_{sk}}{2} \right)^3 \quad (106)$$

$\sigma$  = constante de Boltzman [ $5.67 \times 10^{-8} W/m^2K^4$ ]

$\varepsilon_{sk}$  = émissivité de la peau (estimée à 0.97) [ ]

La température moyenne radiante peut être estimée par une formule (équation 107) empirique ou mesurée à l'aide d'un thermomètre à globe noir comme le décrivent les normes [19, 20].

$$T_{mr} = [(T_g)^4 + 2.5 \cdot 10^8 \cdot v_{ar}^{0.6}(T_g - T_a)]^{\frac{1}{4}} \quad (107)$$

Avec:

$T_g$  = température mesurée par thermomètre à globe noir [ $^{\circ}C$ ];

Beshir et Ramsey ont proposé un modèle simplifié [9, 21] basé sur le modèle empirique :

$$T_{mr} = T_g + 1.8\sqrt{v_a}(T_g - T_a) \quad (108)$$

L'ASHRAE [7] propose de combiner les effets convectifs cutanés et les effets radiatifs dans une seule équation à travers l'intégration de la température opérative :

$$C + R = h F_{cl}(T_{cl} - T_o) \quad (109)$$

Avec :

$h$  = addition des coefficients d'échanges radiatifs et convectifs

$T_o$  = température opérative calculée selon l'équation suivante [7] :

$$T_o = \frac{h_r T_r + h_c T_a}{h_r + h_c} \quad (110)$$

*Conduction :*

Ce mode de transfert de chaleur ne concerne qu'une légère partie du corps humain (partie en contact directe avec une surface).

*Evaporation :*

Le phénomène d'échange de chaleur latente par évaporation intervient au niveau des échanges cutanés ainsi qu'au niveau des échanges par respiration. Au niveau de la peau, l'évaporation concerne le changement d'état de la sueur qui est utilisé comme moyen de régulation par le système de thermorégulation du corps humain. Le phénomène d'évaporation est ainsi régi par le gradient de pression de vapeur entre la peau et l'air environnant et dépend fortement de la quantité d'eau se trouvant sur la surface de la peau [7].

Ces échanges sont régis par l'équation suivante [9, 10]:

$$E_{sk} = h_e (P_{aH_2O} - P_{skH_2O}) A_e F_{pcl} \quad (111)$$

Avec :

$E_{sk}$  = flux de chaleur latente échangé par évaporation à la surface de la peau par unité de surface [ $W/m^2$ ]

$P_{aH_2O}$  = pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans l'air [Pa]

$P_{skH_2O}$  = pression partielle de la vapeur d'eau au niveau de la peau [Pa]

$F_{pcl}$  = facteur de peau mouillée [ ]

La surface d'évaporation  $A_e$  (surface potentiellement exposée à l'évaporation) est estimée par l'équation :

$$A_e = \left( \frac{A_e}{A_d} \right) A_d \quad (112)$$

Avec :

$\frac{A_e}{A_d}$  = ratio de surface mouillée [ ]

Il est généralement estimé à une plage de [0.06-1] (0.06 quand il y a perte de chaleur via la diffusion de la sueur contenue dans la peau sans thermorégulation ; et 1 quand la peau est complètement mouillée). Sa valeur peut parfois décroître jusqu'à 0.02 pour des états de déshydratation.

## II.2.2. Aspects physiologiques

L'aspect physiologique dans l'étude du confort thermique concerne la propriété homéotherme qui est assurée par le système de thermorégulation dont le corps humain est doté. L'énergie produite par le métabolisme du corps humain en continue est dissipée et contrôlée à travers les échanges décrits précédemment de sorte à maintenir une température corporelle constante [7]. La température de contrôle au niveau du cerveau (hypothalamus) est en moyenne entre 36.8 °C pour une activité de repos et 37.9°C pour une forte activité. Au contraire, la température de la peau, varie de 29°C à 35°C (selon la partie du corps) de façon inversement proportionnelle avec l'activité i.e la température de la peau diminue avec l'augmentation de l'activité [6,7, 23]. Selon Hensel [22], le système de thermorégulation chez l'être humain se comporte de façon non linéaire. Il se base sur des données d'entrées recueillies par des thermorécepteurs internes ou cutanés pouvant détecter les interactions avec l'environnement et la production de chaleur métabolique ; et actionne des mécanismes de thermorégulation physiologiques et comportementaux (figure 22). On distingue trois mécanismes de régulation physiologique : la sudation ; les frissons ; et la vasomotricité (vasodilatation ou vasoconstriction) [24]. Les mécanismes de régulation comportementaux conscients ou inconscients sont quant à eux fortement liés à la perception thermique et jouent à la fois le rôle d'actionneur et de contrôleur [4]. Enfin, il est important de noter qu'au-delà de l'aspect physiologique, la thermorégulation comportementale concerne aussi des aspects psychologiques pouvant influencer l'adaptation de l'occupant à un microenvironnement ou à plus large échelle, à un environnement.

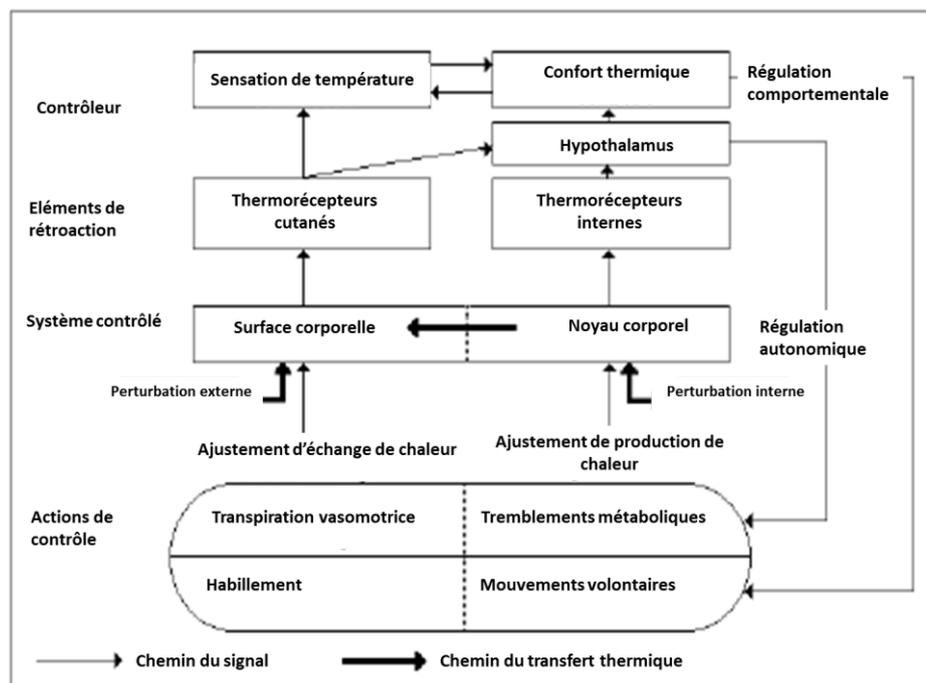


Figure 22: diagramme de régulation de la température chez l'être humain [4, 22]

### II.2.3. Aspects psychologiques

Les aspects psychologiques du confort thermique sont fortement associés aux aspects physiques et physiologiques cités précédemment. Ils relèvent principalement du caractère subjectif (sensation) de l'être humain quant à l'environnement climatique et/ou microclimatique auquel il est exposé. La sensation thermique est directement affectée par les conditions climatiques instantanées et ce, à travers les messages sensoriels transmis par les thermorécepteurs cutanés au niveau local ; ou encore par l'hypothalamus de façon plus globale [4, 22].

La notion de sensation thermique peut avoir plusieurs définitions qui peuvent mener à confusion sur la manière dont elle est évaluée mais aussi sur la manière dont elle est corrélée aux paramètres physiques de confort (température principalement). Lorsqu'il s'agit d'évaluer une ambiance thermique par des mesures physiques, le confort est exprimé avec des plages de températures acceptables ; une température de confort optimale ; une température de neutralité, ou encore des échelles de confort (échelle ASHRAE ou Bedford) [25]. L'échelle de Bedford a été l'une des premières à être utilisée. Il s'agit d'une échelle d'évaluation mono polaire sur sept points qui va de 1 (très froid) à 7 (très chaud) avec comme point de référence confort 4 (tableau 15). Elle a ensuite été intégrée et modifiée par l'ASHRAE sur une échelle bipolaire à 7 points en intégrant le zéro comme point de neutralité thermique :

Tableau 15: échelles d'évaluation de la sensation thermique selon Bedford (à gauche) et l'ASHRAE (à droite)

<i>Echelle de Bedford</i>	<i>Echelle de l'ASHRAE</i>
7 Très chaud	+3 Très chaud
6 Chaud	+2 Chaud
5 Confortablement chaud	+1 Légèrement chaud
4 Confortable	0 Neutre
3 Confortablement froid	-1 Légèrement froid
2 Froid	-2 Froid
1 Très froid	-3 Très Froid

Lorsqu'il s'agit de recueillir la sensation de l'occupant sur son confort thermique, il est important de distinguer l'évaluation de l'occupant de son état thermique personnel et de l'ambiance dans laquelle il se trouve. La sensation thermique est évaluée en recueillant l'avis de l'occupant à travers des questions sur sa perception du confort thermique. La norme ISO 10551 [26] propose une méthodologie d'évaluation subjective du confort thermique qui intègre 5 types d'évaluations dont 3 sur l'état thermique personnel (perception, jugement affectif et préférence) et 2 sur l'évaluation de l'ambiance thermique par l'occupant (acceptabilité et tolérance). La norme préconise des questions pour le recueil du vote de l'occupant et des échelles d'évaluation pour chacune des 5 évaluations (tableau 16) [26]. Il est toutefois important de noter que la méthode est recommandée pour une utilisation adaptée: « conditions climatiques stables » ; « sur des occupants ayant une activité sédentaire ( $60W/m^2 < M < 70W/m^2$ ) » ; « sur des occupants habillés de façon courante ( $0.5 \text{ clo} \pm 0.2 \text{ clo} < I_{cl} < 1.0 \text{ clo} \pm 0.2 \text{ clo}$ ) » ; « sur des occupants ayant effectué un séjour d'au moins 30 minutes dans le local où se déroule l'évaluation » [26].

Tableau 16: évaluation de l'astreinte thermique selon l'ISO 10551 [26]

	1	2	3	4	5
<b>Type de jugements</b>	<b>Jugements perceptifs</b>	<b>Jugements évaluatifs affectifs</b>	<b>Jugements de préférence thermique</b>	<b>Jugement d'acceptabilité personnelle</b>	<b>Jugement de tolérance personnelle</b>
<b>Contenu des jugements</b>	<i>Etat thermique personnel</i>			<i>Ambiance thermique</i>	
<b>Formulation</b>	“Comment vous sentez vous (en ce moment précis?”  7 ou 9 degrés, de très (ou extrêmement) FROID à très (ou extrêmement) CHAUD	“Trouvez-vous cela?”  4 ou 5 degrés, de CONFORTABLE à très (ou extrêmement) INCONFORTBLE	“Veuillez indiquer comment vous préféreriez être maintenant”  7 (ou 3) degrés, de (beaucoup) PLUS FROID à (beaucoup) PLUS CHAUD	“Comment jugez-vous cet environnement (climat local) d'un point de vue personnel ?”  2 catégories, PLUTOT ACCEPTABLE, PLUTOT INACCEPTABLE	“Est-ce?...  5 degrés, de parfaitement TOLERABLE à IMPOSSIBLE à TOLERER

Cependant, selon Brager [27], dans la plupart des études, on confond souvent la notion de neutralité thermique aux notions de confort, d'acceptabilité, de préférence et de tolérance. Des études d'évaluation sur le confort thermique ont démontré une incohérence entre la température optimale basée sur la perception et les températures optimales basées sur la préférence et l'acceptabilité [27]. Par ailleurs, de Dear [5,31] a relevé des corrélations entre la neutralité thermique et le climat extérieur. Ce qui est la base du modèle adaptatif du confort thermique présenté par Auliciems et Humphreys [32] qui stipule qu'une personne habituée à des climats froids décrit sa préférence thermique comme une ambiance tiède et confortable tandis qu'une personne habituée aux climats chauds décrit sa préférence thermique comme une ambiance fraîche. La notion de « divergence sémantique » a alors été introduite dans le cadre du projet ASHRAE RP-884 [5] pour clarifier les différences entre les notions de neutralité thermique et de température préférée. La variable DISCREP qui représente la divergence sémantique est alors calculée en substituant la température préférée de la température neutre [5]. La température neutre est calculée en corrélant la température opérative intérieure et l'échelle de sensation thermique pour un vote nul (0) désignant la neutralité thermique ; tandis que la température préférée est calculée en corrélant la température opérative intérieure à l'échelle de préférence pour un vote nul (0) désignant le souhait de maintenir les mêmes conditions thermiques. Les valeurs de divergence sémantiques estimées dans le cadre du projet ASHRAE-RP884 [5] sont présentées dans le tableau 17. En moyenne, la divergence sémantique est positive pour les bâtiments climatisés et les bâtiments ventilés naturellement (température préférée plus haute que la température neutre) [5]. Toutefois, il subsiste des différences significatives dans l'analyse de l'impact du climat extérieur (saisons) sur les différents systèmes de ventilation avec des corrélations significatives pour les systèmes CVC ce qui n'est pas le cas des systèmes de ventilation naturelle [5]. En effet, les analyses reportées dans le tableau 17 mettent en évidence des corrélations significatives sur la divergence sémantique pour les bâtiments climatisés uniquement, et non sur les bâtiments ventilés naturellement [5], ce qui confirme et mets en avant la sensibilité des occupants habitués aux bâtiments climatisés (conditions stationnaires)

contrairement aux occupants des bâtiments naturellement ventilés qui présente une température préférée proche de la température neutre.

Tableau 17: résultats de l'analyse comparative entre la température neutre et la température préférée pour le calcul de la variable de divergence sémantique [5]

	<i>Systèmes CVC</i>	<i>Ventilation naturelle</i>	<i>Ventilation mixte</i>
Nombre de bâtiments dans l'échantillon estival	43/62 (17 valeurs manquantes)	23/24 (9 valeurs manquantes)	1/1 (1 valeur manquante)
Divergence sémantique moyenne pour l'échantillon estival	0.7 (±0.78)	0.2 (±1.38)	-0.14 (±0)
Nombre de bâtiments dans l'échantillon hivernal	13/22 (10 valeurs manquantes)	6/6 (aucune valeur manquante)	1/1 (1 valeur manquante)
Divergence sémantique moyenne pour l'échantillon hivernal	0.0 (±0.45)	0.3 (±1.00)	-0.7 (±0)

Au-delà de la capacité de l'occupant à qualifier et à quantifier le confort thermique, il peut parfois être influencé par ses expériences thermiques précédentes, sa culture et ses habitudes [6]. Selon Nicol [28], la sensation d'inconfort est le plus souvent perceptible lorsque l'environnement (la température principalement) évolue de manière inhabituelle : fluctuation rapide ; en dehors des limites habituelles ; inattendu ; possibilités de contrôle limitées. D'après une étude réalisée par PIOT-ZIEGER [29] sur les perspectives psychologiques de la surchauffe, la sensation de confort dépend de plusieurs facteurs en fonction du type d'activité dont : la liberté individuelle dans les actions correctives contre l'inconfort ; le sentiment de contrôle sur l'environnement qui est influencé par le nombre d'actions dont l'occupant dispose pour contrôler l'environnement ; le besoin d'informations sur l'environnement intérieur et extérieur ; et enfin, l'association de l'inconfort thermique à d'autres sources de gêne conflictuelles.

Dans l'étude du confort thermique dans le bâtiment ; la notion d'adaptation psychologique a été un élément clé dans le développement de théorie et d'indices pour l'évaluation du confort thermique. En effet, la théorie adaptative du confort thermique intègre les effets de mécanismes d'adaptation de l'occupant et a notamment soulevé des différences significatives en fonction du type de système CVC (ventilation mécanique centralisée ou ventilation naturelle). Le type de système de ventilation influence sur le confort thermique principalement à travers deux paramètres : la variabilité des conditions climatiques intérieures et le degré de contrôle des conditions mécaniques. Pour les systèmes CVC centralisés, les conditions climatiques sont plus stables, ce qui selon Nicole et Humphreys [30] peut exposer l'occupant à une forte sensibilité aux fluctuations de température et générer des inconforts dès que l'occupant est exposé à des conditions différentes de celles auxquelles il a été habitué. D'autre part, le degré de contrôle limité qu'offre un système CVC centralisé réduit les opportunités de contrôle, ce qui induit à une situation de gêne et d'inconfort [30]. Les mécanismes d'adaptation au confort thermique ne concernent pas que les aspects psychologiques, mais ils intègrent aussi les aspects physiologiques et comportementaux. Ces processus sont décrits en détail dans le paragraphe sur la théorie du confort adaptatif.

### II.3. Evaluation du confort thermique

L'étude du confort thermique implique la compréhension des phénomènes physiques, physiologiques et psychologiques cités précédemment avec comme finalité, la garantie du confort thermique de l'occupant dans son environnement. Dans le bâtiment, en plus du confort de l'occupant, les recherches sur le confort thermique sont motivées par plusieurs enjeux dont : le contrôle et la réduction des consommations énergétiques, l'amélioration de la productivité des occupants dans les environnements de travail et enfin, l'amélioration des normes pour l'expression et la prise en compte du confort thermique dans le processus de conception [33 34, 35]. Pour appréhender ces enjeux, la problématique principale réside dans l'évaluation et la quantification du confort thermique. En effet, dans la plupart des études sur le confort thermique, l'objectif principal est l'obtention ou l'optimisation d'un indice (ou algorithme) pour prédire et/ou évaluer le confort thermique, ce qui revient à décrire la relation entre un environnement et la sensation thermique de l'occupant [36].

L'une des premières réflexions sur le concept d'évaluation du confort thermique remonte aux travaux de Blagden et de son équipe [35, 37] qui a participé à une série de tests en 1775 sur les limites physiologiques d'exposition du corps humain aux fortes chaleurs avec comme moyen d'expression du confort un thermomètre. Le premier indice a ensuite été introduit par les travaux de Hill, Barnard et Sequeira en 1897 [38] avec le modèle de transfert de chaleur dans le corps humain concrétisé ensuite en 1917 avec le Kathathermomether qui intègre à la fois la mesure de la température de l'air, la température moyenne radiante et la vitesse de l'air [35, 39]. Aujourd'hui, on compte plus de 80 indices provenant pour la plupart d'essais expérimentaux dont le plus étudié et utilisé, le Predicted Mean Vote (PMV) de Fanger [40].

Le tableau A3 en annexe II.1 présente une liste chronologique de 90 indices d'évaluation du confort thermique provenant des états de l'art réalisés respectivement par Epstein [41], Carlucci [36], et Taleghani [35]. Ces indices proviennent de différents types d'études incluant des indices d'inconforts thermiques globaux, des indices d'inconforts thermiques locaux, des indices de stress thermo physiologique, ainsi que des indices de confort dérivés de modèles de confort (modèles statiques et adaptatifs). Ces indices peuvent être classés de différentes manières en fonction de leur origine. En effet, dans les nombreuses revues bibliographiques sur les indices d'évaluation du confort thermique, on retrouve 4 types de classifications en fonction de : (1) théories du confort ; (2) provenance des résultats expérimentaux ; (3) types de données d'entrée pour le calcul de l'indice ; (4) durée de l'évaluation.

La classification sur la base des théories du confort relève de la coexistence des deux théories statique et adaptative qui feront l'objet du prochain paragraphe. Les indices qui proviennent de ces théories sont généralement utilisés pour des environnements modérés dans les bâtiments résidentiels et tertiaires et non pour des environnements particuliers qu'on peut avoir en industrie ou dans d'autres activités spécifiques. La classification sur la base de la provenance des résultats expérimentaux décline les modèles et indices de confort thermique en deux catégories d'études : les études réalisées en cellules expérimentales ; et les études réalisées sur des bâtiments réels (*in situ*). Cependant, cette classification est généralement confondue avec la classification par théories puisque le développement des deux théories du confort est directement lié au type d'essais expérimentaux. Les études en cellules expérimentales ont pour but de développer des modèles statiques, sous des conditions microclimatiques contrôlées. Selon Taleghani [35], l'une des raisons principales de l'utilisation de cette approche est la possibilité d'affiner les modèles en gardant le contrôle sur

l'ensemble des variables physiques et physiologiques. Les études *in situ* ont quant à elles l'objectif d'exprimer le confort sous des conditions réelles, notamment à travers la possibilité qu'a l'occupant de s'adapter dans un bâtiment. En effet, l'hypothèse de base de ce type d'études est selon Nicol [30] la possibilité que peut avoir l'occupant pour le contrôle de son environnement à travers son comportement.

La classification proposée par MacPherson [42] et reportée par Carlucci [36] est plus exhaustive car elle est basée sur le type de données d'entrées et les bases théoriques utilisées dans le développement des indices. Elle décline les indices d'évaluation du confort en trois familles selon : (a) les indices basés sur le calcul de l'équilibre du corps humain ; (b) les indices basés sur le calcul de stress thermo physiologique ; (c) les indices basés sur la mesure de paramètres physiques d'ambiance.

Enfin, dans ses travaux de thèse, Carlucci [36] propose une nouvelle famille d'indices pour l'évaluation du confort thermique dans les bâtiments, à long terme. Il s'agit d'une classification sous forme matricielle qui prend en compte d'une part la méthode de calcul à long terme, et d'autre part, les familles d'indices selon les bases théoriques et normatives (tableau 18). Pour les méthodes de calcul, il s'agit d'indices par pourcentages ; cumulatifs ; par risques et enfin des indices moyennés. Concernant les familles d'indices, Carlucci décline cinq familles dont : les indices basés sur les modèles de confort ; les indices basés sur les catégories de confort ; les indices symétriques ; les indices applicables uniquement en période estivale et enfin les indices avec seuil de confort.

Tableau 18: résumé des différents types d'indices d'évaluation du confort thermique à long terme selon Carlucci [36]

Familles d'indices	Indices d'inconfort à long terme	Basés sur un modèle de confort*	Dépend de catégories de confort	Symétrie que	Applicable unique ment en été	Avec des limites de confort
Par pourcentage	Percentage outside the (PMV)	F	✓	✓		✓
	Percentage outside the( $\Theta_{op}$ , PMV) range	F	✓	✓		✓
	Percentage outside the ( $\Theta_{op}$ , adaptative) range	A <sub>EU</sub>	✓	✓		✓
	CIBSE guide J criterion				✓	✓
	CIBSE guide A criterion				✓	✓
	PPD weighted criterion	F	✓			
Cumulatifs	Accumulated PPD	F		✓		
	Degree-hour criterion	F	✓			
	Degree-hour criterion	A <sub>EU</sub>	✓			
	ExceedancePPD	F	✓		✓	
Par risque	ExceedanceAdaptative	A <sub>USA</sub>	✓		✓	
	Nicol et al.'s Overheating risk	A <sub>EU</sub>			✓	
Moyennés	Robinson-Haldi's Overheating risk			✓	✓	✓
	Average PPD	F		✓		

\* F modèle de Fanger , A<sub>EU</sub> EN modèle adaptatif, A<sub>USA</sub> modèle adaptatif ASHRAE

Dans cette présente thèse, nous nous intéressons à l'évaluation du confort thermique comme critère de performance d'un système de ventilation incluant des stratégies de ventilation naturelle, mécanique et mixte. Ce qui nous a amené à accentuer notre état de l'art sur deux des quatre classifications cités dans le paragraphe précédents : les théories du confort et les indices d'évaluation à long terme. Aujourd'hui, la problématique dans l'évaluation du confort thermique sous différentes stratégies de ventilation est l'absence d'indices et de normes applicables à tout type de système de ventilation, en particulier pour la ventilation naturelle. Ainsi, il s'agit d'analyser les modèles adéquats pour l'évaluation du confort thermique dans les bâtiments dotés des systèmes de ventilation mécanique, naturelle et mixte d'un et d'autre part, investiguer sur les indices d'évaluation à long terme qui proposent au-delà des indications pour le long terme, des aspects pratiques, notamment sur l'expression des théories du confort dans l'évaluation en phase de commissionnement et/ou en post occupation.

### II.3.1. Théorie statique :

La théorie statique du confort thermique considère l'occupant comme « récepteur passif des changements climatiques auxquels il est soumis » [25]. En d'autres termes, la théorie est basée sur la faculté de l'occupant à s'adapter physiologiquement et à un degré moindre par son comportement en adaptant sa vêtue. L'ensemble des modèles et indices qui se basent sur cette théorie ont été exclusivement développés dans des cellules expérimentales, sous des conditions stationnaires contrôlées ; d'où l'appellation théorie ou modèle « statique » du confort thermique. La plupart des indices cités précédemment se basent sur la théorie statique, des tests de Blagden en 1775 jusqu'aux essais *in situ* et à l'apparition du concept d'adaptation par les travaux de McIntyre en 1983 [43] ; et les premières corrélations de Auliciems [44] en 1969 et de Humphreys [45] en 1975. Cependant, jusqu'au premier modèle de l'équilibre thermique proposé par Gagge en 1936, les indices tels que la température équivalente de Houghton and Yaglou [46] ou la température opérative de Winslow [47] se limitaient à une description des variables climatiques à travers des relations empiriques.

L'indice de température effective décline les conditions de confort pour des paramètres d'ambiance standardisés (équation 113). Elle est définie comme la température d'une enceinte saturée qui en l'absence de rayonnement échangerait les mêmes quantités de chaleur et produirait le même effet sur l'occupant qu'une enceinte réelle [46]. L'indice a ensuite été corrigé par Vernon puis Bedford intégrant l'effet des échanges radiatifs par la température de globe noir pour deux types de résistances thermiques de vêtements (respectivement à 0,5 et 1 clo, équations 114 et 115) [11]. Les deux indices sont ensuite exprimés sur des abaques qui délimitent les zones de confort incluant aussi des paliers de vitesse de l'air entre 0.1 et 7 m/s.

$$ET = T_a - 0.4 (T_a - 10) \left( 1 - \frac{HR}{100} \right) \quad (113)$$

$$CET (1 \text{ clo}) = \frac{(1.21 T_g - 0.21 T_h)}{(1 + 0.029 (T_g - T_h))} \quad (114)$$

$$CET (0.5 \text{ clo}) = \frac{(0.944 T_g - 0.056 T_h)}{(1 + 0.022 (T_g - T_h))} \quad (115)$$

Avec :

$ET$  = température effective [°C]

$HR$  = humidité relative [%]

$T_h$  = température humide [°C]

$CET$  = température effective corrigée [°C]

Les indices analytiques ont ensuite été initiés par les modèles d'équilibre thermique du laboratoire J B Pierce (modèles des deux nœuds) et de Fanger (modèle PMV) qui intègrent en plus des paramètres d'ambiance, des paramètres physiologiques.

Le modèle à deux nœuds considère les échanges thermiques et massiques entre le corps humain et l'environnement à travers deux éléments concentriques que sont le noyau interne et la peau. Le compartiment peau est modélisé avec une épaisseur de 1,6 mm et qui représente 10% du corps total dépend principalement de la quantité de sang qui le traverse. Cependant, ce compartiment est considéré dans le model comme isotherme. Les échanges s'effectuent alors à travers deux nœuds dont le premier représente les échanges entre le noyau du corps où l'ensemble de la chaleur métabolique est produite et la peau ; le deuxième représente les échanges entre la peau et l'environnement qui l'entoure (figure 23). Le modèle schématisé par Aulicems dans la figure 23 intègre la production de chaleur métabolique à travers le terme  $M$  ( $1 - \eta$ ) qui représente la production nette où  $\eta$  désigne l'efficacité de la conversion du travail mécanique en chaleur. Il intègre également l'ensemble des échanges de chaleur et de masse présentés précédemment.

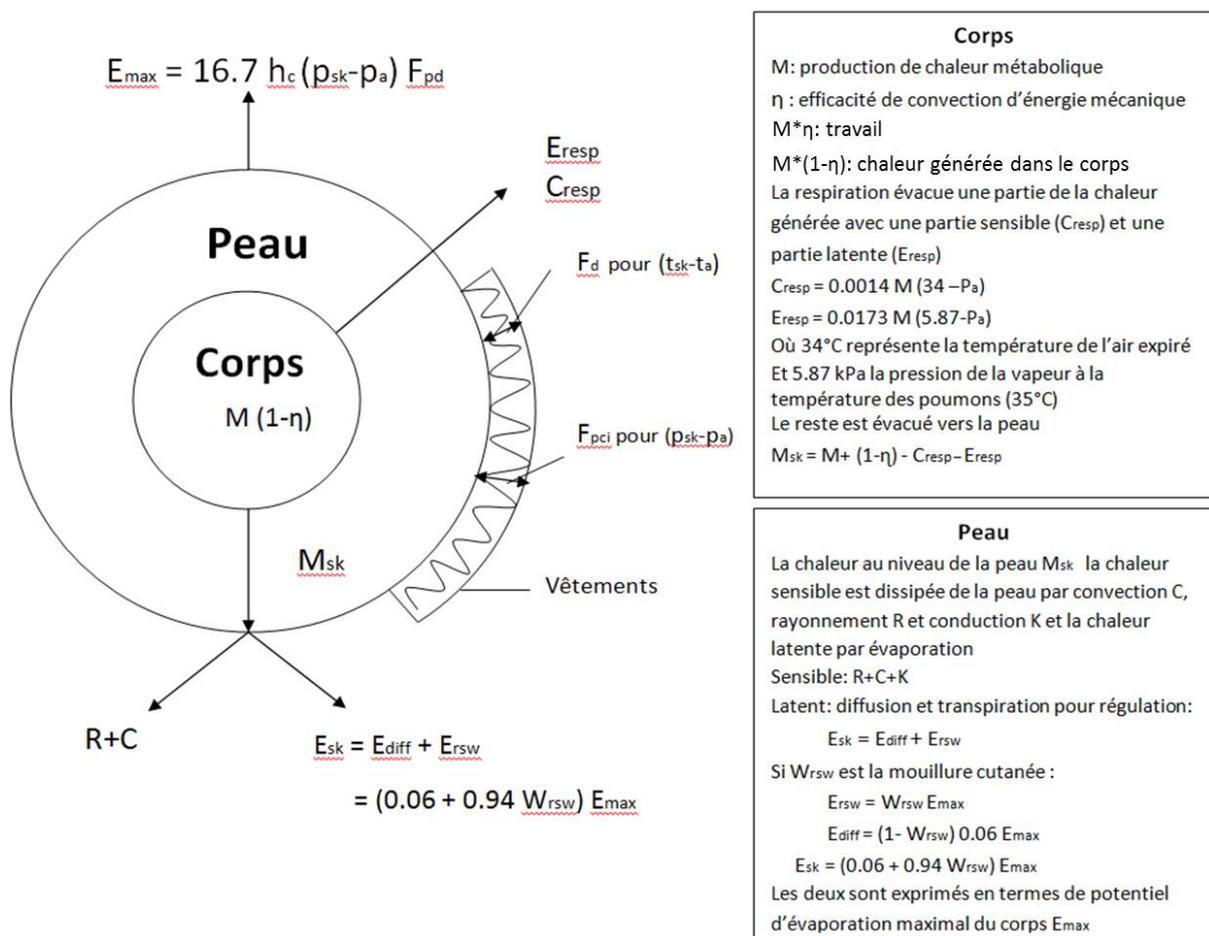


Figure 23: représentation schématique du modèle à deux nœuds par Aulicems et Szololay [11]

L'équation de bilan thermique du corps humain est alors exprimée comme suit :

$$\Delta S = M [(1 - \eta) - 0.0173 (5.87 - p_a) - 0.0014 (34 - t_a)] - 16.7 (0.06 + 0.94 W_{rsw}) h_c (p_{sk} - p_a) f_{pcl} - h (t_{sk} - t_a) f_{cl} \quad (116)$$

Avec :

$\eta$  = rendement mécanique [%]

$W_{rsw}$  = la moullure cutanée (surface de la peau mouillée) [ ]

$f_{pcl}$  = facteur de perméabilité des vêtements [ ]

A partir de ce modèle à deux nœuds, les indices ET\* (new effective température) et SET (standard effective température) ont été développés pour exprimer des conditions de confort sous des conditions standardisées et ce, dans le but d'exprimer le confort thermique sur l'échelle de perception thermique de l'ASHRAE. L'indice de nouvelle température effective introduit par Gagge et al [48] qui à partir du modèle à deux nœuds, intègre les effets de production de chaleur métabolique ainsi que la résistance thermique des vêtements. La nouvelle température effective a été définie comme « la température sèche équivalente d'une enceinte isotherme à 50 % d'humidité relative, dans laquelle un sujet échangerait la même quantité de chaleur et aurait la même moullure cutanée que dans l'enceinte réelle dans laquelle il se trouve. » [6]. L'ASHRAE [7] a ensuite adopté cet indice en proposant sur base de l'équation 113, des échelles de confort standardisées pour de faibles activités physiques et des ambiances à faible vitesse de l'air ( $V_a < 0.2$  m/s) [6, 11]. Cependant, comme on peut le voir sur la figure 24 proposée par l'ASHRAE [7] depuis les travaux de Gonzalez et al [49], les valeurs de la nouvelle température effective dépendent fortement de la moullure cutanée et de la perméabilité de vêtements qui peuvent évoluer avec l'évolution de la vêtue et de l'activité de l'occupant [7]. L'indice ET\* a ainsi été standardisé et exprimé par l'indice SET (standard effective temperature) défini comme « la température d'une enceinte à 50% d'humidité relative ; à vitesse de l'air inférieure à 0.1 m/s ; dans laquelle les échanges entre un occupant à 0.6 clo et 1 Met éprouverait le même stress thermique (température de la peau et moullure cutanée) que l'enceinte réelle » [7].

$$ET^* = T_0 + W_{rsw} * i_m + LR * (p_a - 0.5 * p_{SET}) \quad (117)$$

Avec :

$W_{rsw}$  = la moullure cutanée (surface de la peau mouillée) [ ]

$i_m$  = efficacité de perméabilité des vêtements [%]

$LR$  = ratio de Lewis (ratio entre le coefficient évaporatif et le coefficient convectif) [ ]

$p_a$  = pression de vapeur partielle dans l'air [Pa]

$p_{SET}$  = pression de vapeur saturée [Pa]

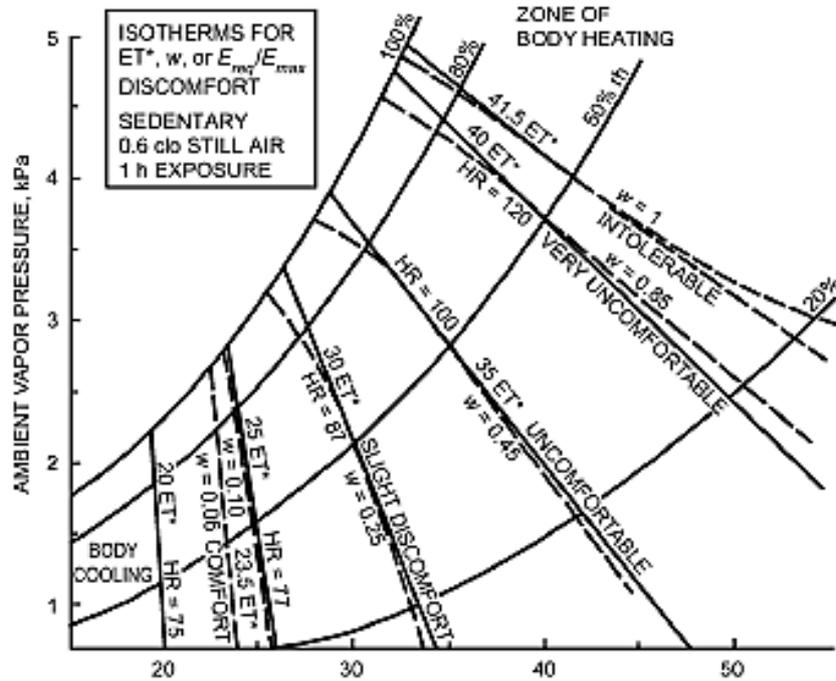


Figure 24: abaque pour l'estimation de la nouvelle température effective en fonction de la mouillure cutanée [7]

L'indice SET (Standard Effective Temperature) est une combinaison de l'indice ET\* et du modèle à deux nœuds qui se base sur un processus itératif. Il permet d'exprimer le confort thermique sur une échelle de perception (température ressentie, TSENS) et sur une échelle d'inconfort (inconfort global, DISC). Son estimation se fait en plusieurs étapes: d'abord l'estimation des paramètres d'ambiance avec les relations empiriques (température opérative, vitesse de l'air et humidité), ensuite le calcul des paramètres physiologiques (température du corps interne pour Aulicems [11] ou température du corps interne, température de la peau et mouillure cutanée pour l'ASHRAE [7]); enfin, exprimer la sensation et l'inconfort thermique respectivement à travers les algorithmes TSENS et DISC. En effet, Aulicems [11] préconise l'utilisation de la température du corps interne  $T_b$  comme paramètre de contrôle en s'appuyant sur le MET et le Clo comme paramètres de standardisation. Aulicems [11] propose une relation inversement proportionnelle entre le MET et le Clo pour exprimer des équivalences d'équilibre thermique i.e compensation entre le MET et le Clo (tableau 19).

Tableau 19: équivalences entre le MET et le Clo pour la standardisation du SET selon Aulicems [11]

<i>Met</i>	<i>Clo</i>
1	0.67
1.25	0.57
2	0.39
3	0.26
4	0.19

Il propose ensuite des températures d'équilibre SET (bilan thermique nul) en se basant sur le modèle à deux nœuds:

$$\text{Entre } 23^{\circ}\text{C et } 41^{\circ}\text{C} : SET = 34.95 T_o - 1247.6 \quad (118)$$

$$\text{En dessous de } 23^{\circ}\text{C} : SET = 23 - 6.13 (36.4 - T_o)^{0.7} \quad (119)$$

$$\text{Au-delà de } 41^{\circ}\text{C} : SET = 41 + 5.58 (T_o - 36.9)^{0.87} \quad (120)$$

La sensation et l'inconfort sont ensuite exprimés en fonction des plages de valeurs du SET calculé, selon la classification suivante:

Tableau 20: classification d'Aulicems pour l'expression de la sensation thermique, de l'inconfort thermique et de la réponse physiologique en fonction du SET [11]

SET	Vote	Sensation	Physiologie
>37.5	>3	Très chaud, grand inconfort	Echec de la régulation d'évaporation
37.5-34.5	+2 à +3	Chaud, très inacceptable	Sueur abondante
34.5-30	+1 à +2	Tiède, inconfortable, inacceptable	Sueur
30-25.6	+0.5 à 1	Légèrement tiède, légèrement inacceptable	Sueur légère, vasodilatation
25.6-22.2	-0.5 à +0.5	Confortable, acceptable	Neutralité thermo physiologique
22.2-17.5	-1 à -0.5	Légèrement frais, légèrement inacceptable	Vasoconstriction initiale
17.5-14.5	-2 à -1	Frais, inacceptable	Refroidissement lent du corps
14.5-10	-3 à -2	Froid, très inacceptable	Début de frissons

Dans le modèle du SET décliné par l'ASHRAE [7], en plus de l'estimation de la température du corps interne, le modèle exige l'estimation de la température de la peau et la mouillure cutanée. L'expression de la sensation et de l'inconfort est ensuite basée sur les mêmes échelles que celles de Aulicems qui étendent l'échelle de Bedford et de l'ASHRAE avec des degrés supplémentaires sur les extrémités chaudes et froides (+/-4 et +/- 5). Les indices TSENS et DISC sont alors exprimés en fonction de l'écart entre la température du corps interne entre les extrémités chaude ( $T_{b,c}$ ) et froide ( $T_{b,f}$ ):

$$T_{b,f} = \frac{0.194}{58.15} (M - W) + 36.301 \quad (121)$$

$$T_{b,c} = \frac{0.347}{58.15} (M - W) + 36.669 \quad (122)$$

Avec :

$T_{b,c}$ =température du corps interne de l'extrémité chaude [°C]

$T_{b,f}$ =température du corps interne de l'extrémité froide [°C]

$T_b$ =température du corps interne [°C]

La sensation thermique (TSENS) est alors estimée comme suit:

$$0.4685 (T_b - T_{b,c}) \quad \text{pour } T_b < T_{b,h} \quad (123)$$

$$4.7\eta \frac{(T_b - T_{b,c})}{(T_{b,h} - T_{b,c})} \quad \text{pour } T_{b,f} < T_b < T_{b,c} \quad (124)$$

$$4.7\eta + 0.4685 (T_b - T_{b,h}) \quad \text{pour } T_{b,f} < T_b \quad (125)$$

L'inconfort thermique est estimé selon l'équation suivante [7]:

$$0.4685 (T_b - T_{b,c}) \quad \text{pour } T_b < T_{b,f} \quad (126)$$

$$\frac{4.7 (E_{res} - E_{res,requis})}{(E_{res,max} - E_{res} - E_{dif})} \quad \text{pour } T_{b,f} < T_b \quad (127)$$

Avec :

$E_{res}$  = flux de chaleur échangé par évaporation respiratoire par unité de surface [ $W/m^2$ ]

$E_{res, req}$  = flux de chaleur requis échangé par évaporation respiratoire par unité de surface (calculé depuis le bilan énergétique sur le corps humain) [ $W/m^2$ ]

$E_{res, max}$  = flux de chaleur maximal échangé par évaporation respiratoire par unité de surface (calculé depuis le bilan énergétique sur le corps humain) [ $W/m^2$ ]

$E_{diff}$  = flux de chaleur maximal échangé par diffusion à travers la peau par unité de surface (calculé depuis le bilan énergétique sur le corps humain) [ $W/m^2$ ]

Le modèle statique adopté par Fanger est basé sur quatre éléments: 1) le bilan énergétique du corps humain; 2) la température de la peau; 3) le taux de sudation; 4) l'absence d'inconfort local [50].

Contrairement aux modèles à deux nœuds, l'équation du bilan énergétique considère le stockage d'énergie nul. Ce qui signifie qu'à stockage zéro, il y a équilibre thermique. Le modèle admet l'intervention de la physiologie du corps humain pour le maintien du confort par des processus tels que la transpiration, la régulation du flux sanguin, les tremblements musculaires etc, admettant que la neutralité thermique est la condition pour un confort thermique optimal [51].

Afin d'approfondir sur cette notion de neutralité thermique, Fanger [23] s'est intéressé au confort thermique dans des plages autour du l'état de neutralité. Il a conclu que seule la sudation (transpiration) et la température moyenne de la peau pouvaient servir de régulation. En effet, après deux études consécutives sur 183 occupants sous différentes conditions thermiques puis sur 20 occupants sous différents niveaux d'activités et de vêtements, il a développé deux relations linéaires : corrélation entre le niveau d'activité et la température moyenne de la peau (équation 128) ; corrélation entre le niveau d'activité et le taux de sudation (équation 129). En combinant ces deux corrélations, Fanger a développé son modèle de confort décrivant la neutralité. Le modèle de confort a été implémenté avec les résultats d'un échantillon de 1396 occupants provenant de plusieurs études donnant ainsi naissance au modèle PMV (Predicted Mean Vote) qui exprime le niveau de confort thermique sur l'échelle de perception thermique de l'ASHRAE pour un grand groupe de personnes exposées au mêmes conditions climatiques intérieures. Fanger [40] a toutefois considéré que la plage du PMV se trouvant entre -1 et +1 peut être considérée comme acceptable pour l'occupant. Cependant, Fanger [40] a précisé que l'utilisation du modèle PMV se limitait à la plage -2 +2 et qu'au-delà de cette plage, le PMV est source d'erreurs significatives dans l'expression du confort thermique.

$$T_{sk,comf} = 35,7 - 0,0275(M - W) \quad (128)$$

$$E_{sw,comf} = 0,42(M - W - 58,15) \quad (129)$$

Avec :

$T_{sk,comf}$  = température de la peau à neutralité [ $^{\circ}C$ ]

$E_{sw,comf}$  = puissance cédée en sudation en situation de neutralité [ $W/m^2$ ]

Le modèle statique de Fanger schématisé par Davis [52] dans la figure 25 décline la base du modèle de Fanger à travers l'écriture de la double équation production interne/transfert de la peau à la surface externe des vêtements/ pertes de chaleur (équation 130) puis à travers l'équation d'équilibre des charges thermiques (équation 131).

$$H = E_{diff} - E_{rsw} - E_{resp} - L = K = R + C \quad (130)$$

$$TL = H - E_{diff} - E_{rsw} - E_{resp} - L - R - C \quad (131)$$

Avec :

H=production nette de chaleur métabolique (M-W) [W/m<sup>2</sup>]

TL = charges thermiques [W/m<sup>2</sup>]

A partir de la « double équation », Fanger a ensuite corrélé le vote exprimé par les sujets questionnés aux charges thermiques exprimées pour estimer le PMV (predicted mean vote) selon l'équation suivante:

$$PMV = [0.303 \cdot e^{-(0.036 \cdot M)} + 0.028] \cdot \quad (132)$$

$$(M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6.995 \cdot (M - W) - p_a] - 0.42[(M - W) - 58.15]$$

$$-1.7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) - 0.0014 \cdot M \cdot (34 - t_a)$$

$$-3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(t_{cl} + 273) - (t_r + 273)^4] - f_{cl} \cdot h_c(t_{cl} - t_a)$$

Avec :

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028 \cdot (M - W) - I_{cl} \{ 3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(f_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot h_{cl}(t_{cl} - t_a) \} \quad (133)$$

$$h_c = \begin{cases} 2.38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0.25} & \text{pour } 2.38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0.25} > 1.28 \cdot \sqrt{v_{ar}} \\ 12.1 \cdot \sqrt{v_{ar}} & \text{pour } 2.38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0.25} > 1.28 \cdot \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (134)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 100 + 1.290 I_{cl} & \text{pour } I_{cl} \leq 0.078 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \\ 1.05 + 0.645 I_{cl} & \text{pour } I_{cl} > 0.078 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{cases} \quad (135)$$

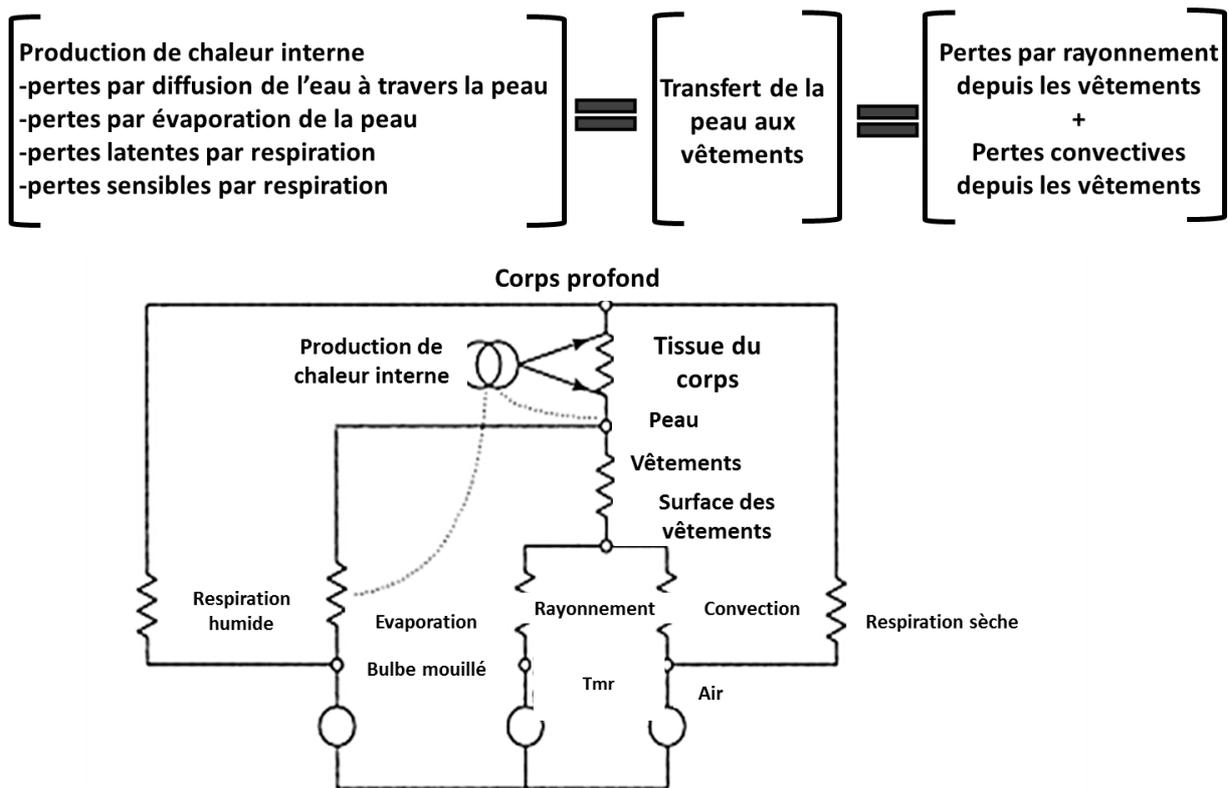


Figure 25: schématisation du modèle de Fanger par Davis [52]

L'indice PMV a ensuite été corrélé à un indice quantitatif d'insatisfaction, le PPD (predicted percentage of dissatisfied) En se basant sur l'échelle de l'ASHRAE, Fanger [53] a jugé inconfortable les occupants qui répondent +/-2 et +/- 3. Au contraire de ceux qui votent +/- 1 ou 0 qui sont quant à eux considérés comme étant confortables [53]. L'équation du PPD en fonction du PMV est décrite par l'ISO 7730 comme suit :

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{(-0.3353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2)} \quad (136)$$

La relation PPD/PMV est une symétrie quasi parfaite correspondant à la neutralité thermique (0) qui est un des points clés du modèle de Fanger. De plus, comme on peut le voir sur le tracé du PPD en fonction du PMV (figure 26), même quand le PMV est nul (neutre), il reste un minimum de 5% d'occupants insatisfaits.

Si le modèle de base du PMV est aujourd'hui le plus étudié et le plus cité (plus de 40 000 citations), il demeure contesté sur plusieurs points dont : les hypothèses statiques du modèle ; l'absence de corrélations avec les conditions extérieures et sa limitation en terme de zones climatiques ; l'incertitude sur les plages de paramètres d'entrée et enfin, un des point critiques qui concerne directement la présente thèse est son application sur divers types de ventilations (naturelle en particulier) du fait de la présence de conditions climatiques transitoires [50].

Concernant les hypothèses de base, il est important de rappeler que le PMV se base sur l'équilibre thermo physiologique du corps humain et donc sur la neutralité thermique comme condition de confort. Or, la température neutre ne désigne pas forcément la température préférée. De nombreuses études ont démontré un écart entre les températures neutres et préférées [50]. Brager et de Dear [54] ont estimé des différences allant de 2,1 °C à 3,4°C sur des bâtiments naturellement ventilés. Dans une étude bibliographique effectuée par

Humphreys [55] sur des essais en 8 différentes cellules expérimentales l'écart a été estimé entre 0.8°C et 3 °C ; toutes en surestimation.

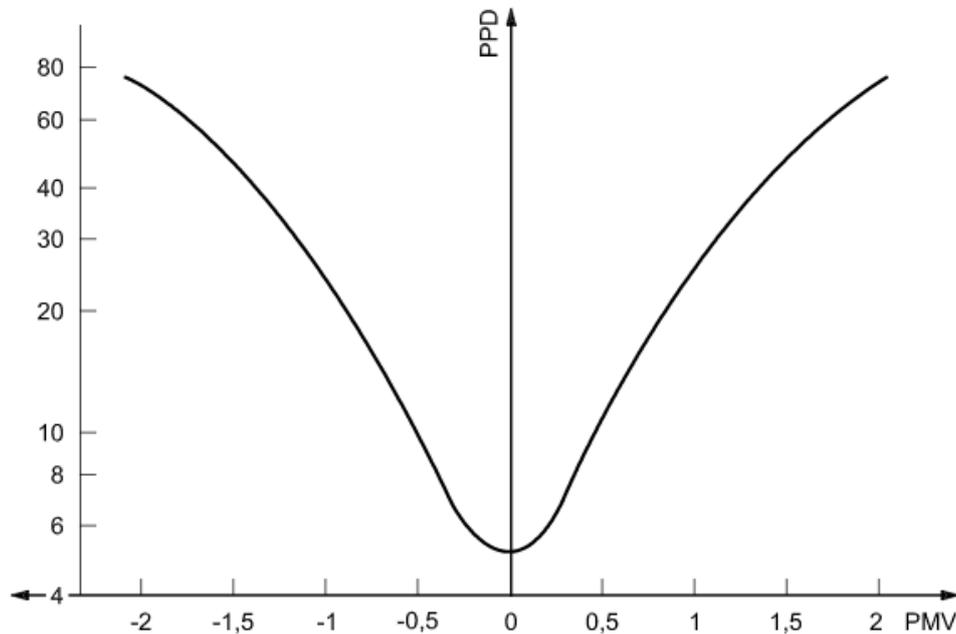


Figure 26: tracé de l'expression du PPD en fonction du PMV [19]

Le PMV a toutefois été jugé valide par Humphreys [56] lorsqu'il s'agit d'évaluer des conditions autour de la neutralité. Humphreys et Nicol ont estimé la précision du PMV dans la prédiction du confort thermique à 0.11 +/- 0.01 sur l'échelle de perception de l'ASHRAE [50, 56] tout en indiquant que plus les conditions s'éloignent de la neutralité moins le PMV est précis. Dans sa version initiale, Fanger avait fixé une plage de -2 à +2 pour la validité de son indice tandis que Humphreys et Nicol [56] avaient réduit la plage de validité à +/-0.5. De nombreuses validations ont été effectuées sur le PMV de Fanger, notamment lors du projet RP 884 [25] et ont pour la plupart montré des écarts entre les températures de confort évaluées subjectivement et les températures prédites par le PMV. Enfin, il est important de souligner que le PMV ne prétend pas prédire les températures de confort d'une personne mais le confort thermique d'un groupe de personnes toutes exposées aux mêmes conditions climatiques, avec la même activité et vêtues exactement de la même manière [23]. En effet, selon van Hoff [50], le PMV a été mis en place pour prédire la sensation thermique d'une personne « moyenne » ou la sensation moyenne d'un groupe de personnes exposées aux mêmes conditions [50]. De nombreuses études ont mis en évidence la présence d'inter-individualités en termes de préférence thermique même lorsque l'ensemble des personnes sont exposées aux mêmes conditions climatiques. Fanger et Langkilde [57] ont estimé les différences à une unité sur l'échelle de l'ASHRAE.

Concernant la mise en pratique du modèle PMV, on en revient aux hypothèses et conditions de mise en place du PMV. Le PMV a été développé pour la première fois dans une cellule expérimentale et a ensuite été confirmé sur un bâtiment totalement climatisé. Ce qui rend sa généralisation sur tous types de bâtiments peu évidents, en particulier sur les bâtiments naturellement ventilés. La ventilation naturelle est un des points critiques de l'application du PMV pour l'évaluation du confort thermique et ce, pour deux raisons spécifiques : le degré de contrôle et de flexibilité qu'offre la ventilation naturelle aux occupants ; et la fluctuation des

conditions climatiques intérieurs. de Dear [58] a soulevé l'influence de la ventilation naturelle sur la perception du confort thermique démontrant que les occupants de bâtiments naturellement ventilés avaient une tendance à accepter des conditions climatiques plus flexibles. Autrement dit, dans les bâtiments naturellement ventilés, les plages de confort sont plus larges. Le même auteur avait conclu 7 ans auparavant que les occupants des bâtiments climatisés sont plus sensibles à un changement de température que les occupants des bâtiments non climatisés [50].

Fanger avait bien précisé que son modèle n'était pas compatible dans des conditions transitoires. Ce qui n'est pas toujours le cas dans les bâtiments qui peuvent présenter en fonction de l'enveloppe du bâtiment, du système CVC et du contrôle des conditions intérieures des variations périodiques, des sauts et des dérives de températures pouvant affecter le confort des occupants. Selon l'ASHRAE 55 [2], ces variations affectent l'occupant uniquement lorsqu'elles ne sont pas voulues ou contrôlées par ce dernier. L'ASHRAE 55 définit les phénomènes de variations périodiques, saut et dérive de température en fixant des valeurs limites. Les variations cycliques réfèrent à une situation où la température opérative fluctue de façon répétée dans une période de 15 minutes. Si la période dépasse les 15 minutes, on considère alors l'effet de fluctuation comme saut de température (tableau 21).

Tableau 21: limite de variations cycliques et saut de température limite fixées par l'ASHRAE [2]

<i>Variations cycliques acceptable de la température opérative [°C]</i>					
1.1					
Limites de saut de température en fonction du temps					
Période [h]	0.25	0.5	1	2	4
Ecart maximal [°C]	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3

Lorsqu'il s'agit de variations prévues par l'occupant, les plages de variations n'ont pas le même effet puisqu'elle permette d'élargir les plages de confort individuel sous le contrôle de l'occupant. Palonen [59] a conclu qu'un environnement sans control devait assurer des températures opératives entre 21 et 23 °C tandis qu'un en offrant la possibilité de contrôler leur propres confort, les occupants préféreraient une température optimale de 22°C avec une fluctuation entre 20 °C et 24 °C [50]. Selon Fountain et al. [60] la variation des conditions climatiques intérieures en relation avec le confort thermique est surtout une question d'attentes et d'habitudes. Selon l'auteur, « les attentes des occupants suivent les variations cycliques des conditions climatiques, qui à leurs tours suivent les changements climatiques à court (nocturne/diurne), moyen (saisons) et long terme ; et après plusieurs expositions répétées à ces variations, les attentes de l'occupant sont plus flexibles ».

D'autres études ont investigué la validité du modèle PMV à travers l'indice PPD qui traduit la satisfaction des occupants en fonction du PMV. Dans sa revue sur le modèle PMV, van Hoff [50] a comparé les différentes corrélations entre le PMV et l'indice PPD (figure 27). Les 5% d'insatisfaits données par un PMV de 0 dans le modèle de Fanger n'ont pas toujours été validés. Yoon [61] a décelé une asymétrie qui tend vers le négatif lors d'une étude réalisée en cellule expérimentale en proposant une correction à l'indice PPD avec un optimum de 18% de PPD pour un PMV de -0.8 (équation 138).

$$PPD = 11.37 PMV^2 + 18.34 PMV + 24.42 \quad (137)$$

Au contraire, Mayer [62] a décelé un glissement vers la sensation chaude en proposant la correction suivante:

$$PPD = 100 - 84.3 e^{(0.01 (PMV-0.4)^4 + 0.5479(PMV-0.4)^2)} \quad (138)$$

Van Hoff [50] a mis en évidence le fait que ces différences soient à prendre avec précaution puisqu'il s'agit d'études effectuées dans différents contextes (chambre climatique, bâtiment à ventilation mécanique ou naturelle) ainsi que la valeur statistique des études qui est faible compte tenu du nombre de sujets et de réponses subjectives.

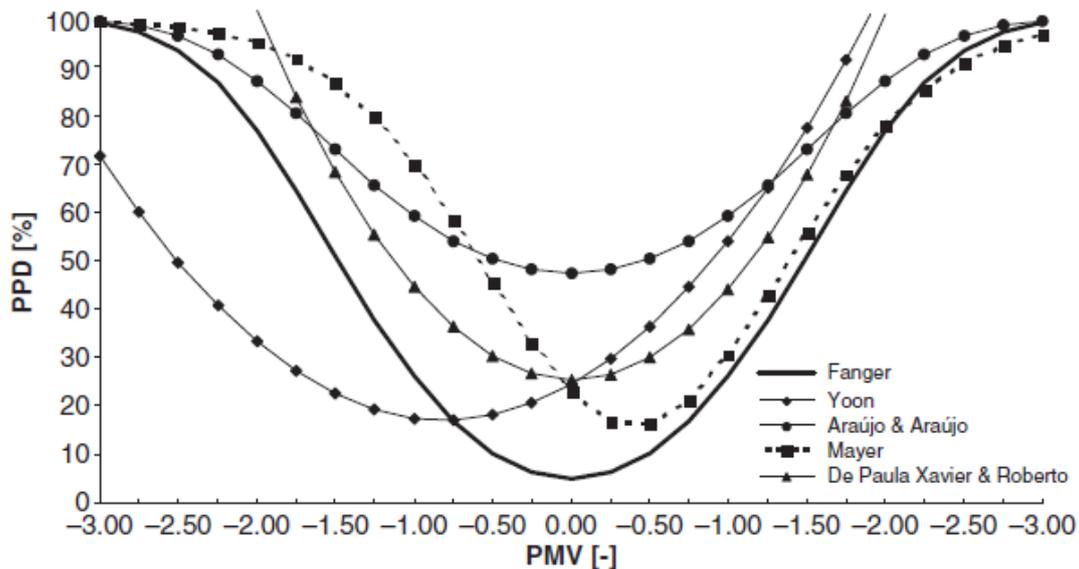


Figure 27: PPD en fonction du PMV selon les études recensées par van Hoff [50]

Face à ces points critiques de la mise en pratique du modèle PMV, de nombreux développements ont été effectués. L'un des plus importants est la validation effectuée par Humphreys et Nicol [56] en proposant un nouvel indice PMV basé sur une analyse statistique des données d'entrées. Concernant les températures, Humphreys et Nicol ont analysé l'effet de la température opérative en assumant une faible différence entre la température de l'air et la température moyenne radiante ( $0.5^{\circ}\text{C}$ ) sur l'échantillon de données testé. Contrairement à l'ISO 7730 qui propose une limite supérieure de  $35^{\circ}\text{C}$ , les auteurs ont réduit la validité du PMV pour une température opérative de  $27^{\circ}\text{C}$ . Concernant la vitesse de l'air, les auteurs ont confirmé la validité du PMV pour de faibles vitesses ( $< 0.2 \text{ m/s}$ ). Ils ont toutefois identifié des erreurs pour des vitesses supérieures à  $0.45 \text{ m/s}$  remettant en question la plage de  $0$  à  $1 \text{ m/s}$  fixée par les standards. Concernant l'humidité, les auteurs ont confirmé la validité du PMV pour des valeurs d'humidité relative inférieures à  $60\%$ . Ce qui n'est pas loin de la plage fixée par les standards ( $30\text{-}70\%$ ). Toutefois, les auteurs estiment que pour des valeurs de PMV positives, l'impact de l'humidité relative est surestimé. Enfin, les valeurs de métabolisme et de résistance thermique des vêtements ont été respectivement réduites à  $1.4 \text{ Met}$  (au lieu de  $4 \text{ met}$ ) et  $1.2 \text{ clo}$  (au lieu de  $2 \text{ clo}$ ). Enfin, à travers l'estimation de l'impact de chacune de ces données d'entrée, du type de bâtiment (ventilation mécanique ou naturelle) et de la température extérieure, les auteurs ont proposé une variable d'incohérence avec les votes sur l'échelle de l'ASHRAE pour corriger le PMV :

$$D_{PMV-ASHRAE} = -4.03 + 0.0949 T_o + 0.00584 HR + 1.201 (M \cdot I_{cl}) + 0.000838 T_{ext}^2 \quad (139)$$

Avec :

$D_{PMV-ASHRAE}$  = variable corrective du PMV selon les incohérences des données d'entrée du modèle PMV [ ]

$T_{ext}$  = température de l'air extérieur [°C]

Le PMV a ainsi été ajusté proposant l'indice new PMV suivant l'équation 51 :

$$PMV_{new} = 0.8 (PMV - D_{PMV-ASHRAE}) \quad (140)$$

Avec :

$PMV_{new}$  = indice PMV corrigé avec la variable corrective d'incohérence des données d'entrée [ ]

Dans la même année, Fanger et Toftum [63] ont proposé une nouvelle version du PMV adaptée aux bâtiments naturellement ventilés. Les auteurs ont proposé un facteur de correction pour ajuster le PMV dans différents types de climats sur base d'une étude *in situ* réalisée sur 3 différents climats (Bangkok, Singapour, Athènes et Brisbane). Le PMVe de fanger et Toftum est alors calculé en multipliant la valeur du PMV calculé par le facteur e en fonction du climat et du degré d'attente des occupants (tableau 22).

Tableau 22: valeurs du facteur "e" pour la correction du PMV dans des bâtiments non climatisés [63]

Attente	Classification des bâtiments non climatisés		e
	Région	Périodes chaudes	
Forte	Beaucoup de bâtiments climatisés	Arrive brièvement durant la saison	0.9-1.0
Modérée	Peu de bâtiments climatisés	Tout l'été	0.7-0.9
Faible	Très peu de bâtiments climatisés	Toute l'année	0.5-0.7

En partant du ePMV de Fanger et Toftum, Yao [64] a proposé un PMV adaptatif en tenant compte de l'influence de l'adaptation pour les climats chauds et froids selon l'équation 141. Le facteur correctif « a » a été fixé par Yao à 0.293 et -0.125 respectivement pour des climats chauds et froids.

$$aPMV = \frac{PMV}{1 + a \times PMV} \quad (141)$$

Avec :

$aPMV$  = indice PMV adaptatif [ ]

a = facteur correctif du PMV adaptatif [ ]

Le PMV permet d'estimer le confort global sur l'hypothèse que la perception soit transmise via la température interne du corps. Des inconforts locaux peuvent cependant créer des sensations de gêne. Les inconforts locaux ont été définis et listés par les normes ISO 7730 [7] et ASHRAE 55 [2] : courants d'air, gradient vertical de température ; plancher chaud ou froid ; et asymétrie radiante.

L'effet de courant d'air est défini par la norme ASHRAE 55 comme l'effet négatif des courants d'air DR (Draught Rate). Il est exprimé en pourcentage de gens insatisfaits selon la formule suivante :

$$DR = (34 - T_a)(v - 0.05)^{0.62}(0.37 v Tu + 3.14) \quad (142)$$

Avec :

$DR$  = draught rate (taux de courant d'air) [%]

$Tu$  = intensité turbulente définie par l'écart type de la vitesse [%]

$v$  = vitesse moyenne de l'air [m/s]

L'ASHRAE 55 propose sur la base de cet indice, des vitesses acceptables suite à un courant d'air, en fonction de la température de l'air, de la vitesse moyenne de l'air ainsi que de l'intensité turbulente (figure 28).

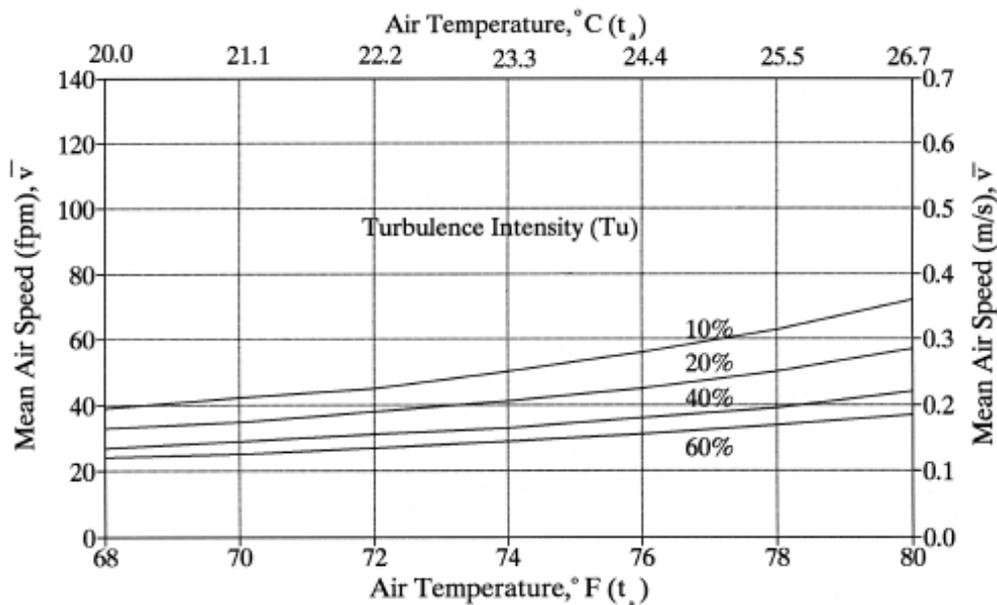
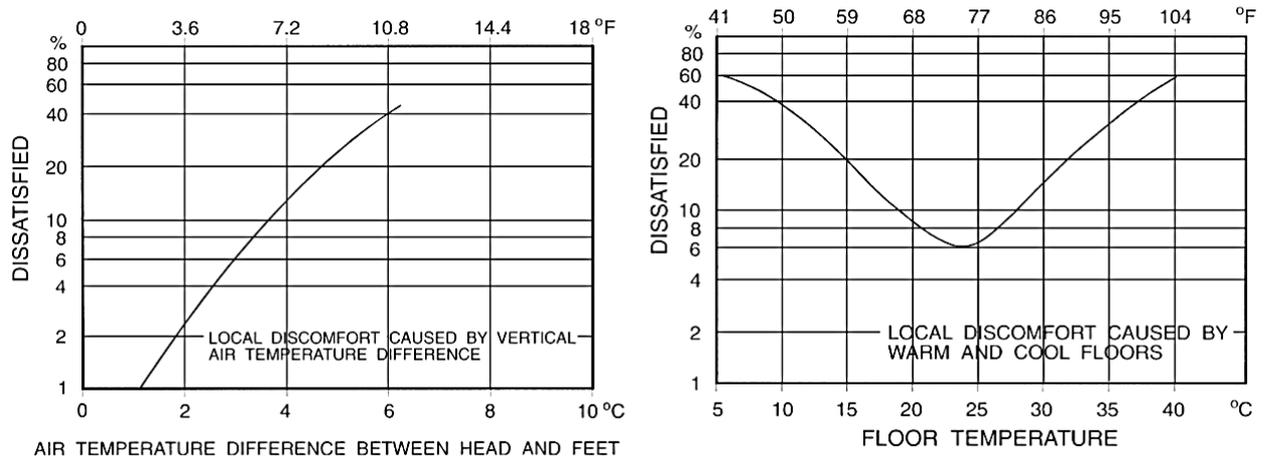


Figure 28 : vitesses de l'air acceptables en fonction de l'indice DR selon l'ASHRAE 55 [2]

L'effet de gradient vertical de température est défini par l'ISO 7730 [30] comme la différence de température entre le niveau des chevilles et le niveau de la tête. L'ASHRAE propose des abaques pour estimer le pourcentage d'insatisfaits quant au gradient vertical de température (figure 29 a) et l'effet d'un plancher froid ou chaud (figure 29 b). Le gradient vertical admis pour un minimum d'insatisfaits est de l'ordre de 1 °C et atteint un nombre maximal d'insatisfaits pour une valeur de 6 °C. Le pourcentage d'insatisfaits en fonction de la température du plancher est à son optimum pour une valeur de température de surface de 24°C (6 % d'insatisfaits) tandis que le pourcentage maximal d'insatisfait est atteint de façon quasi symétrique pour les planchers chauds (40 °C) et les planchers froids (5 °C).



(a) Effet du gradient vertical de température

(b) Effet d'un plancher froid ou chaud

Figure 29 : abaque pour l'estimation des insatisfaits quant au gradient vertical de température [2]

L'asymétrie radiante a été définie par Olesen [65] comme étant un échange hétérogène d'énergie par transfert radiatif. Ce qui découle directement de l'enveloppe du bâtiment (construction, opacité et orientation) et du système CVC (panneaux rayonnants et ventilation). Olesen préconise des asymétries radiantes à ne pas dépasser pour différents types de parois exprimées en températures de surfaces : 5°C pour un plancher et/ou un plafond; et 10°C pour les parois verticales froides. Cet inconfort local a été pris en compte par l'ISO 7730 [19] qui propose un abaque pour l'estimation du pourcentage d'insatisfaits en fonction de chaque type d'asymétrie radiante (figure 30).

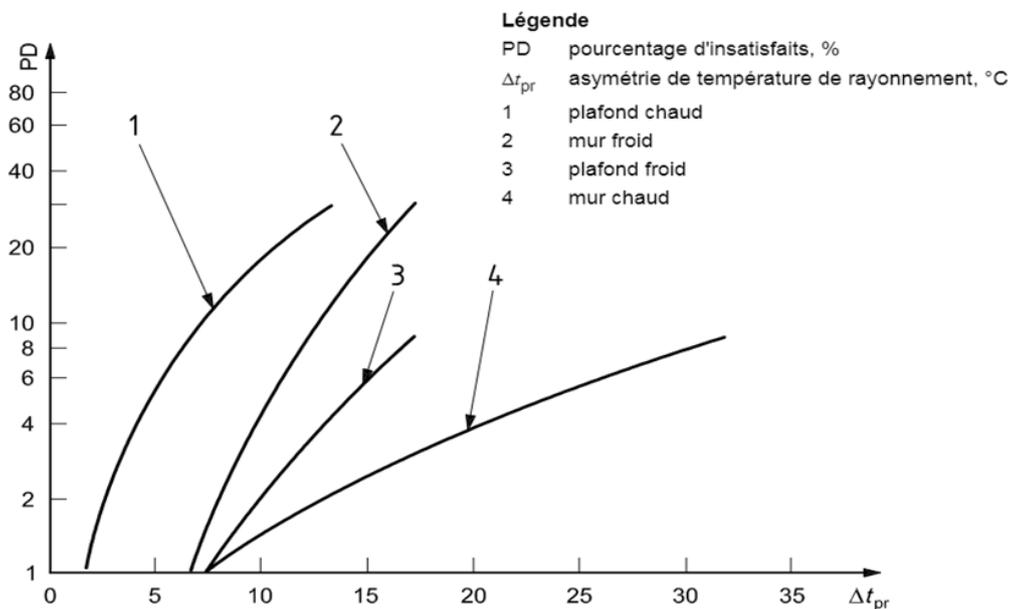


Figure 30 : inconfort thermique local due à l'asymétrie radiante pour différents cas selon l'ISO 7730 [19]

### II.3.2. Théorie adaptative

La théorie adaptative du confort thermique est une suite de la théorie statique puisqu'elle a été développée pour corriger les incertitudes et les limites proposées principalement par le modèle PMV, qui a été retenu pour standardiser l'évaluation du confort thermique. La théorie adaptative fait suite à l'application du PMV sur des bâtiments réels, principalement à travers les écarts constatés entre le PMV et la perception du confort des occupants de bâtiments naturellement ventilés. Après avoir été l'un des principaux contributeurs des études sur l'adaptation, Nicol a conclu que « l'approche statique de Fanger a échoué dans l'évaluation du confort thermique dans les bâtiments naturellement ventilés et que l'approche adaptative présente une solution à cette problématique » [66]. Fanger a quant à lui émis des réserves par rapport aux hypothèses de la théorie d'adaptation en déclarant que « ce n'était pas à l'occupant de s'adapter aux microclimats intérieurs mais que c'était aux systèmes CVC d'assurer le confort des occupants » [67]. Malgré l'existence de ses deux approches, les deux théories ne sont pas forcément contradictoires puisque dans le cadre du projet RP 884 (mis en place pour le développement de l'approche adaptative), la théorie statique a été définie comme une approche partiellement adaptative. Ce point de vue est motivé par le fait que l'approche statique intègre les éléments de base de l'approche adaptative que sont l'activité métabolique et la résistance thermique des vêtements.

En plus des éléments de base du confort pris en compte par l'approche statique, l'approche adaptative intègre dans sa définition de base l'influence de paramètres sociaux (genre, âge, statut économique) ; contextuels (conception du bâtiment ; fonction du bâtiment ; saison ; climat ; etc) et cognitifs (préférence et attentes) [25]. Toutefois, la prise en compte de toutes ces influences est difficilement réalisable dans un bâtiment réel, ce qui est l'objet de l'étude du confort adaptatif [25]. Le principe adaptatif a été défini par le groupe du projet RP 884 comme suit : « si un changement a lieu et pouvant provoquer l'inconfort de l'occupant, ce dernier réagit pour restaurer son confort » [25]. Dans leur définition de l'approche adaptative, Nicol et Humphreys [68] définissent l'adaptation comme « une diminution progressive de la réponse de l'occupant aux stimulations environnementales répétées, réponse qui peut être comportementale (vêtements, fenêtres, ventilateurs), physiologique (acclimatation) ou psychologique (attente) » [68]. Selon les différentes définitions des actions adaptatives, on en distingue principalement 3 familles dont : l'adaptation physiologique ; l'adaptation psychologique et enfin, l'adaptation comportementale [69]. de Dear a schématisé les processus d'adaptation à partir de boucles rétroactives en suivant la base linéaire de l'approche statique [6, 69] schéma présenté par la figure 31).

L'adaptation physiologique est considérée comme étant une réponse de régulation inconsciente du corps humain à un stimulus thermique. On en distingue deux types dont : une adaptation génétique, de génération en génération ; et une adaptation à court terme appelée acclimatation [54, 70]. L'adaptation générationnelle n'est pas étudiée en ingénierie au vue de son échelle temporelle. L'acclimatation est quand a elle été étudiée notamment par Gagge et al. [48] qui a mesuré les températures de surfaces de différents types d'occupants en fonction de leur activité habituelle. L'étude conclut que les personnes habituées à des activités sédentaires répondent plus rapidement par rapport à des personnes habituées aux changements d'activité.

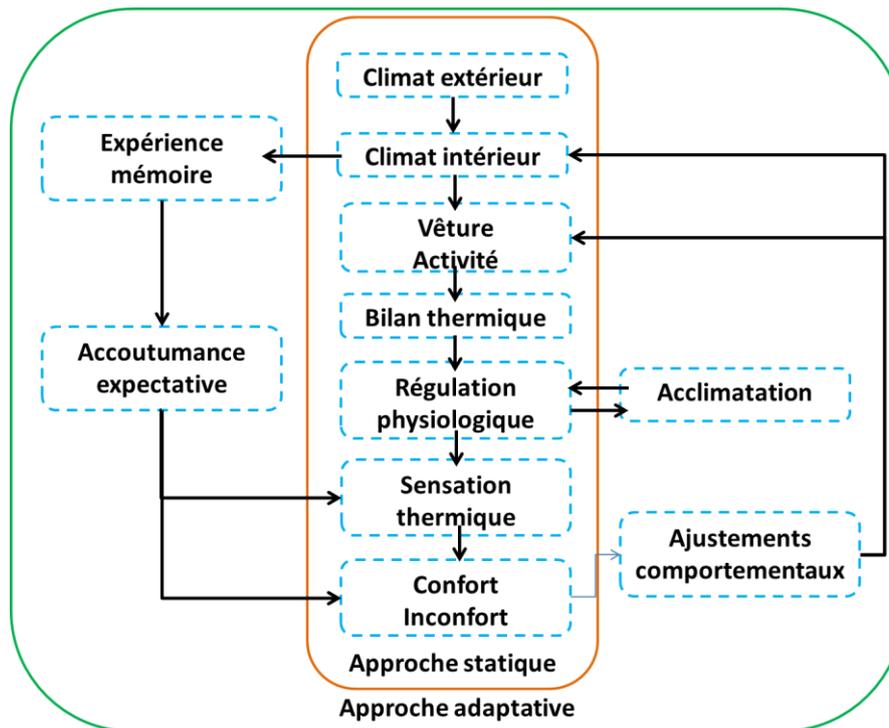


Figure 31 : schématisation des actions adaptatives d'après de Dear [69] présentée par Moujalled [6]

L'adaptation comportementale a été classée par Brager et de Dear [54] en trois types « d'ajustements » dont : a) ajustements personnels (ajustement d'activité ; posture ; boissons et nourritures ; et enfin déplacements dans des endroits plus appropriés) ; b) ajustements technologiques (ouvrir/fermer une fenêtre ; contrôler le système HVAC ; etc) ; c) ajustements culturels (planification d'activités, siestes, codes vestimentaires, etc).

L'adaptation psychologique ne peut pas être détectée directement. Elle inclut selon Brager et de Dear [54] des variables « cognitives » et « culturelles » et décrit « la mesure dans laquelle l'habituation et l'attente modifient la perception et la réaction à l'information sensorielle ».

En plus de ces trois catégories d'adaptation, la notion d'opportunité d'adaptation est à la base du développement du modèle adaptatif puisque selon Humphereys [55], les opportunités « aident à différencier les bâtiments dans lesquels une relation déterministe entre l'environnement et l'occupant est applicable, et ceux dans lesquels une boucle de rétroaction adaptative est totalement opérationnelle » [25]. Humphereys a ainsi classé les opportunités et contraintes adaptatives en 5 familles : a) contraintes climatiques (la présence de conditions extrêmes peut freiner l'adaptation des occupants par éléments du bâtiment) ; b) contraintes économiques (cout des systèmes de contrôle) ; c) contraintes sociales et normatives (vêtements fixés par la mode, ou la religion et limites normatives sur l'utilisation d'équipements spécifiques) ; d) contraintes dues aux tâches et à l'occupation (codes vestimentaires au travail ou horaires d'occupation) ; e) contraintes dues à la conception du bâtiment.

Les deux concepts statiques et adaptatifs peuvent parfois être interprétés comme des cas extrêmes. Si le concept statique repose sur le fait d'exposer des personnes dans des conditions climatiques constantes en leur imposant des vêtements et des activités, l'approche adaptative est tout aussi extrême du fait qu'elle puisse reposer sur des combinaisons de paramètres individualisés i.e une personne, dans un environnement donné, sous des contraintes données, ce qui ouvre l'adaptation à plusieurs opportunités d'adaptation et donc, à plusieurs probabilités dans l'estimation de l'adaptation [25].

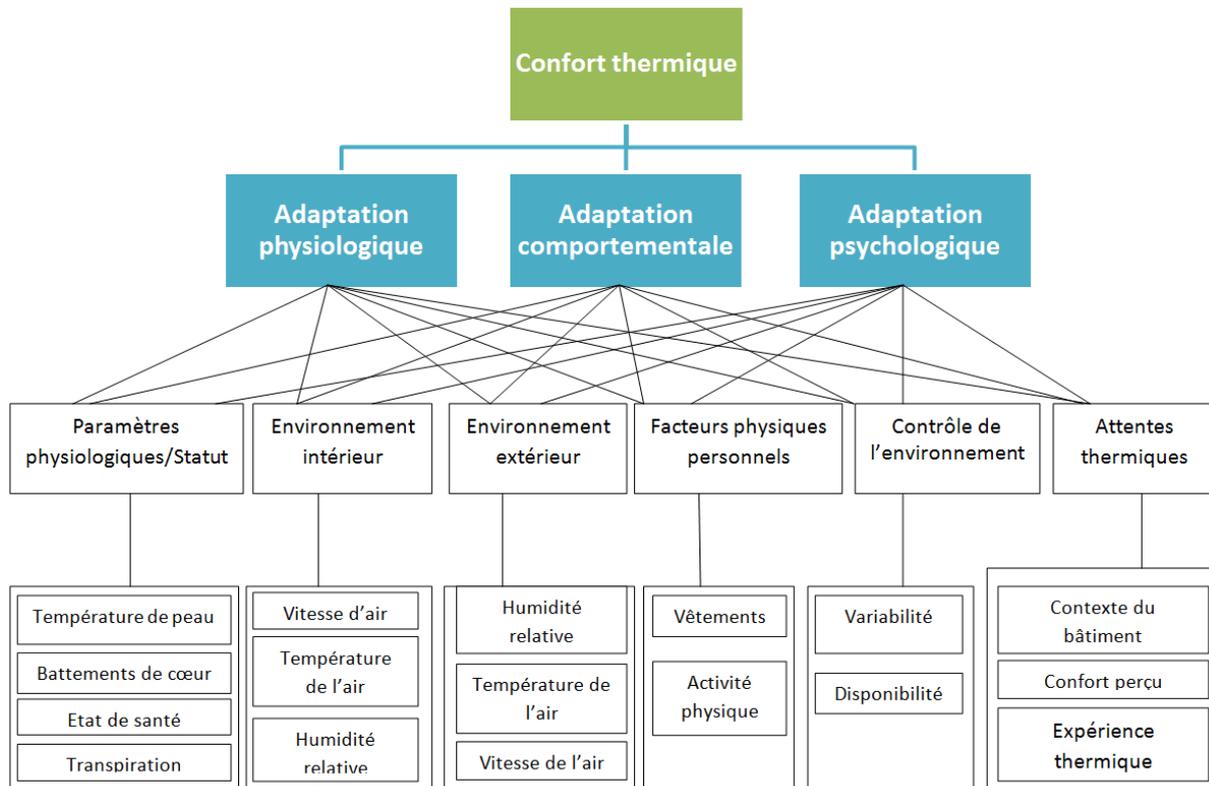


Figure 32 : schématisation de la méthode AHP adoptée par Liu et al. [70]

Jing Liu et al. [70] proposent une méthode pour évaluer et pondérer l'effet des différentes actions adaptatives en se basant sur la méthode AHP (Analytic Hierarchy Process). Les auteurs ont analysé les trois catégories d'adaptation en relation avec plusieurs variables influençant le confort thermique, en vue de déterminer l'influence et la signification de chaque action adaptative (figure 32) et ce en trois étapes : Hiérarchisation des éléments affectant le confort thermique selon l'objectif de chaque étude analysée ; quantification des pondérations de chaque critère d'évaluation ; et enfin création et résolution d'une matrice de comparaison. Les auteurs ont conclu que l'adaptation physiologique est la plus dominante (figure 33) dans le processus de création de conditions acceptables. Les adaptations psychologiques et comportementales sont quasi égales mêmes s'il paraît clairement (figure 33) que l'adaptation comportementale est plus importante en Grande Bretagne en comparaison avec l'échantillon de mesures effectuées en Chine. De part ces conclusions, les auteurs ont préconisé l'idéologie de Fanger qui consiste à concevoir des systèmes CVC plus adaptés à l'occupant. Cependant, ils recommandent une prise en compte des facteurs socio-économiques dans la conception pour pallier aux écarts entre le confort prédit et la sensation thermique des occupants.

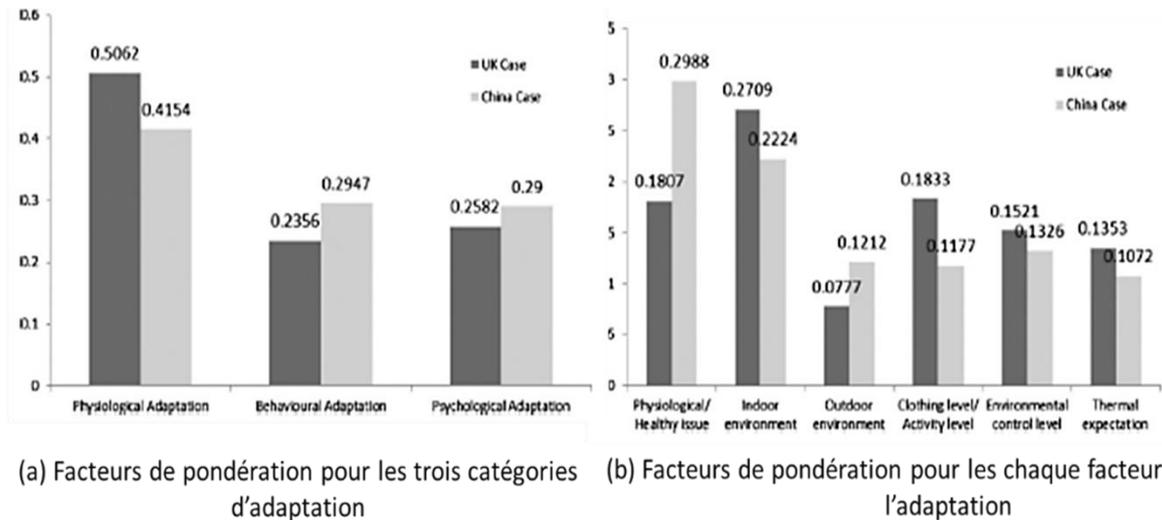


Figure 33 : facteurs de pondération selon les catégories d'adaptation (a) et les facteurs influençant l'adaptation (b) [70]

Si la notion d'adaptation remonte aux modèles statiques qui permettent de prendre en compte l'évolution des vêtements et des activités, les premières études sur le confort adaptatif remontent aux études de Humphrey en 1975 [45] qui a évalué le confort thermique de 36 occupants venant de différents pays. Humphreys [45] a ainsi constaté une forte corrélation statistique ( $R=0.96$ ) entre la neutralité thermique évaluée subjectivement et les températures de l'air et moyenne radiante (équation 143).

$$T_n = 2,56 + 0,83 T_i \quad (143)$$

Avec :

$T_i$  = température de l'air intérieur [°C]

$T_n$  = température de neutralité thermique [°C]

Cette étude a révélé que les occupants avaient des températures de confort dans une plage de 13°C. Ce qui a permis à Humphreys de conclure que « la grande plage de confort estimée contribue à l'acceptabilité des conditions thermiques » à travers le processus d'adaptation de chacun des 36 occupants [25]. En raisonnant sur le même principe d'élargissement de la plage de confort à cause de l'adaptation, Auliciems [25] a corrélié les températures neutres aux températures extérieures (moyennes mensuelles), en supposant une relation entre la température interne et la température externe dans des bâtiments naturellement ventilés. Humphrey (figure 34) a ensuite proposé une régression linéaire en suivant la suggestion de Auliciems mais pour des bâtiments naturellement ventilés ( $R=0.97$ ) et pour des bâtiments climatisés ( $R=0.96$ ) suivant les équations 144 et 145, respectivement.

$$T_n = 11,9 + 0,534 T_m \quad (144)$$

$$T_n = 23,9 + 0,295 (T_m - 22) \exp\left(-\left(\frac{T_m - 22}{24\sqrt{2}}\right)^2\right) \quad (145)$$

Avec :

$T_n$  = température de neutralité thermique [°C]

$T_m$  = température extérieure moyenne mensuelle [°C]

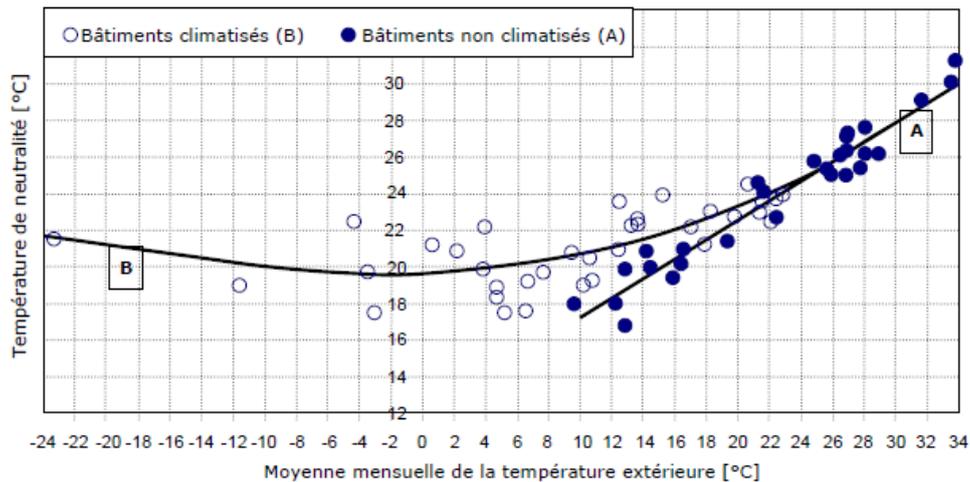


Figure 34: corrélations de Humphreys entre la température neutre et la température extérieure pour deux types de bâtiments [6]

Auliciems a proposé une autre corrélation ( $R=0.95$ ) incluant les températures intérieure et extérieure dans le calcul de la température neutre :

$$T_n = 0,48 T_i + 0,14 T_m + 9,22 \quad (146)$$

La corrélation décrite par Auliciems est d'un point de vue théorique assez réaliste. Toutefois, Brager et de Dear ont conclu que d'un point de vue statistique, la présence de ces deux variables peut provoquer une instabilité du modèle du fait des inter-corrélations qui peuvent se produire entre la température intérieure et la température extérieure [71]. D'autres études ont mis en évidence les écarts dans la prédiction du confort thermique entre les bâtiments naturellement ventilés, et les bâtiments climatisés. Le tableau A4 en annexe II.1 résume les études qui préconisent la séparation des algorithmes pour les différents types de ventilations d'après la revue de Van Hoff [50].

Selon Nicol et Humphreys [30], de toutes les actions adaptatives on en distingue des actions rapides (ouvrir une fenêtre) et des actions plus lentes (changement de code vestimentaire hiver/été). Ce qui rend la moyenne mensuelle moins réaliste et moins dynamique. Les auteurs ont alors proposé de remplacer la moyenne mensuelle par la moyenne mobile qui permettrait une prise en compte plus dynamique des actions adaptatives rapides et de suivre l'impact des évolutions les plus récentes [30]. Nicole a ainsi proposé en 1997 [72] la moyenne mobile exponentielle qui permet de pondérer l'influence des conditions extérieures en fonction de leur durée :

$$T_{RM} = cT_{RMn-1} + (1 - c) T_{DMn-1} \quad (147)$$

Avec :

$T_{RM}$  = température moyenne mobile du jour en question [°C]

$T_{RM-1}$  = température moyenne mobile du jour précédent [°C]

$T_{DMn-1}$  = température journalière moyenne du jour précédent [°C]

$c$  = constante de demi-vie (entre 0 et 1) [ ]

La température moyenne mobile est alors estimée pour une journée type à partir de plusieurs températures de jours antérieurs.

L'appellation « free running mean » (moyenne mobile) a ensuite été utilisée pour l'appellation des bâtiments naturellement ventilés dans le cadre du projet Européen SCATs (smarts controls for adaptive thermal comfort) qui est l'équivalent du projet RP884 aux Etats Unis. Cependant, il est important de noter que l'appellation des bâtiments n'est pas qu'une question de vocabulaire mais aussi d'hypothèses de travail. Le projet RP884 définit le bâtiment naturellement ventilé comme « un bâtiment où tout système de conditionnement d'air centralisé est absent et où les fenêtres sont ouvrantes et sous contrôle des occupants » [25]. Le tableau 23 résume les détails des définitions de ventilation naturelle et free running respectivement selon l'ASHRAE RP884 et le projet SCATs.

Tableau 23: détails des définitions de ventilation naturelle et free running selon le projet ASHRAE RP 884 et le projet SCATs

	<i>Naturellement ventilé</i>	<i>« FREE RUNNING »</i>
Classification du bâtiment	Pour la typologie du bâtiment	Pour la typologie des installations
Système de ventilation	Absent	Admis en présence de fenêtres ouvrables
Système de rafraîchissement	Absent	Admis si désactivé
Système de chauffage (centralisé)	Absent	Admis si désactivé
Système de chauffage avec commande individuelle	Admis	Admis si désactivé
Fenêtres	Ouvrable	Ouvrable

Le projet SCATs est un projet Européen lancé en 1997. Il avait pour objectif de développer des algorithmes adaptatifs pour le contrôle du confort thermique et de les mettre en œuvre pour réduire les consommations énergétiques dans les bâtiments climatisés et naturellement ventilés. Le projet s'est appuyé sur plusieurs campagnes expérimentales à travers 5 pays dont le Royaume Uni, la France, la Suède, la Grèce et le Portugal [73].

Le choix de l'algorithme s'est fait en fonction d'une température moyenne mobile optimale. Le calcul a été proposé par Humphreys qui fait une analogie entre la température moyenne mobile et la demi-vie d'une série en décroissance i.e le temps que met une série pour réduire sa période totale de la moitié selon l'équation suivante :

$$half\ life = \frac{0.69}{1 - c} \quad (148)$$

Avec  $c$  une constante qui implique la durée de vie de la corrélation (plus la constante est grand, plus la durée de vie de l'influence de la température extérieure est grande. Les corrélations ont alors été affichées en fonction des mesures de températures extérieures pour choisir la durée de la moyenne mobile (figure 35).

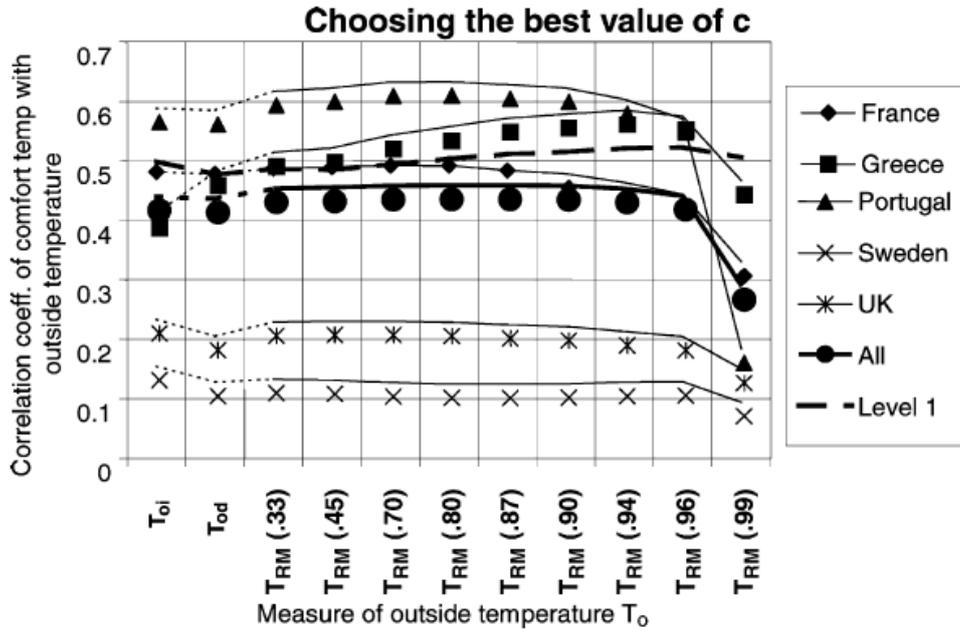


Figure 35: corrélations entre les températures de confort et les températures extérieures mesurées [73]

L'optimum a été alors fixé à un  $c$  de 0,8, ce qui correspond à demi-vie de 3,45. L'équation de calcul 147 devient alors :

$$T_{RM80} = 0.80T_{RMn-1} + 0.20 T_{DMn-1} \quad (149)$$

Avec :

$T_{RM80}$  = température moyenne glissante estimée avec une constante  $c$  de 0,8 [°C]

$T_{RM-1}$  = température moyenne mobile du jour précédent [°C];

$T_{DMn-1}$  = température journalière moyenne du jour précédent [°C]

La température de confort à quant à elle été estimée en utilisant la relation suivante (dérivé par Brager et de Dear du Projet ASHRAE RP884) :

$$T_c = T_g - 2(CV - 4) \quad (150)$$

Avec :

$T_c$  = température de confort [°C]

$T_g$  = température mesurée par thermomètre à globe noir [°C]

CV = vote sur l'échelle de perception de l'ASHRAE [ ]

Enfin, l'algorithme de calcul a été dérivé en affichant les corrélations entre la température moyenne mobile indice 80 (TMR80) et la température de confort ( $T_c$ ).

Les algorithmes pour chacun des pays sont résumés dans le tableau 24. La température de 10°C a été fixée comme seuil de départage de calcul car, lors des corrélations, les résultats ont montré un fort gradient sur cette température (figure 36) [73].

Tableau 24: algorithmes de calcul du confort adaptatif selon les pays du projet SCATs [73]

Pays	Algorithmes	
	TMR80 ≤ 10°C	TMR80 ≥ 10°C
France	0.049 TMR80+22.58	0.206 TMR80+21.42
Grece	n.c	0.205 TMR80+21.69
Portugal	0.381 TMR80+18.12	0.381 TMR80+18.12
Suede	0.051 TMR80+22.83	0.051 TMR80+22.83
Grande Bretagne	0.104 TMR80+22.58	0.168 TMR80+21.63
Tous	22.88	0.302 TMR80+19.39

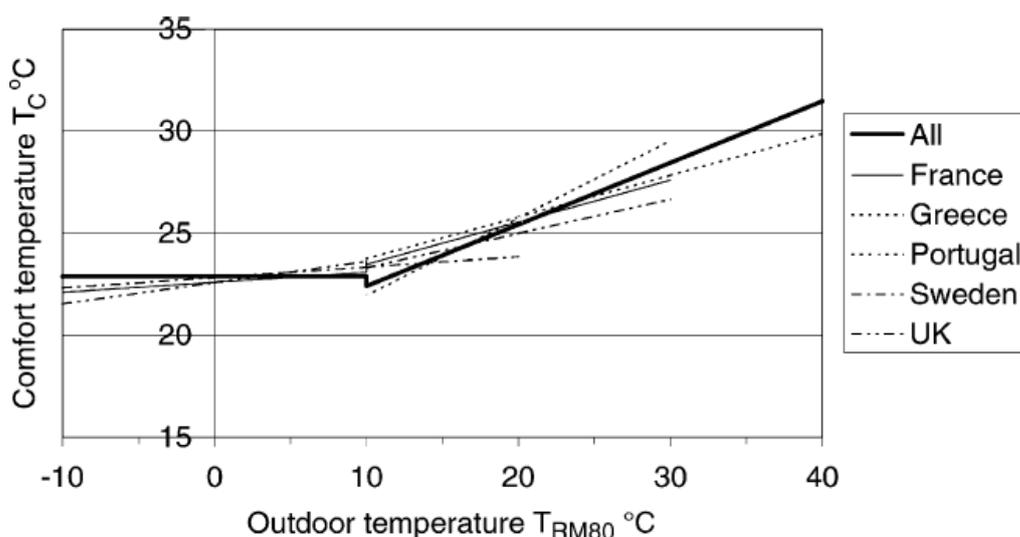


Figure 36: corrélation des températures de confort et des températures moyennes mobiles indice 80 pour les différentes campagnes expérimentales menées dans le cadre du projet SCATs [73]

Le projet RP884 a été lancé par l'ASHRAE en 1995 à travers une série de campagnes expérimentales pour un total de 21 000 données en Australie, Etats Unis, Asie et Europe. Les campagnes incluent plusieurs étapes dont: l'identification du bâtiment, les questionnaires pour la perception, l'acceptabilité, la préférence, le Met ainsi que le Clo, la mesure de paramètres d'ambiance et enfin le calcul d'indices de confort (ET; ET\*; SET; PMV; TSENS; DISC), les conditions de contrôle hiérarchisées et enfin, les données météo extérieures [25].

La neutralité thermique a été calculée en corrélant la perception thermique aux indices de température opérative, température effective, SET et PMV en assurant les conditions suivantes: sensibilité du modèle de régression; résolution de la corrélation pour un vote nul; correspondance avec 80% de conditions acceptables (entre -1 et 1) et enfin; 90% de conditions acceptables en partant de la température neutre comme référence (entre la solution et +/- 5). Ces plages d'acceptabilité ont été fixées en suivant l'indice PPD de Fanger.

L'algorithme de confort adaptatif a ensuite été exprimé en corrélant la température de confort à la température moyenne mensuelle extérieure séparément pour les bâtiments climatisés et les bâtiments naturellement ventilés (figures 37 et 38).

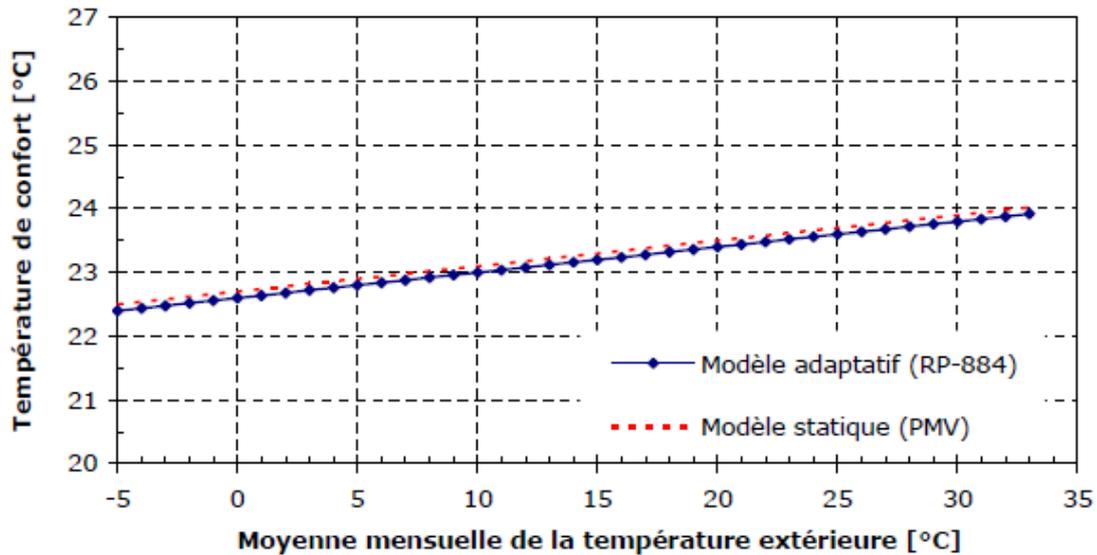


Figure 37: corrélation entre la température de confort, l'indice PMV et l'algorithme RP884 et la température moyenne mensuelle extérieures pour des bâtiments climatisés [6]

Dans les bâtiments climatisés (figure 37), où les occupants ne peuvent pas intervenir sur les systèmes de régulation de température, la courbe de la température de confort prédite par la théorie de P.O. Fanger coïncide avec celle de la température de confort voulue par les occupants. Cependant, sur la figure 38, on observe que dans les bâtiments à ventilation naturelle, ce n'est pas le cas. La courbe des températures de confort observées y est linéaire et y est fonction de la température extérieure. Bragger et de Dear [71] ont interprété ces courbes comme suit :

- Le fort gradient de l'approche adaptative (confort observé) en ventilation naturelle prouve que l'occupant est plus exigeant en ventilation mécanique qu'en ventilation naturelle sur les conditions de confort.
- Ecart conséquent entre les deux approches (confort prédit et confort observé) sur les bâtiments à ventilation naturelle d'où le rôle de l'adaptabilité de l'occupant sur le maintien du confort.

Bragger et de Dear [71] ont ensuite proposé l'algorithme de confort adaptatif pour des bâtiments naturellement ventilés suivant l'équation 151 en proposant une plage de confort de 90% sur un écart de température de 5°C, et une plage de 80% pour un écart de 7°C.

$$T_c = 0,31 T_{ext} + 17,8 \quad (151)$$

Avec :

$T_c$  = température de confort [°C]

$T_{ext}$  = température de l'air extérieur [°C]

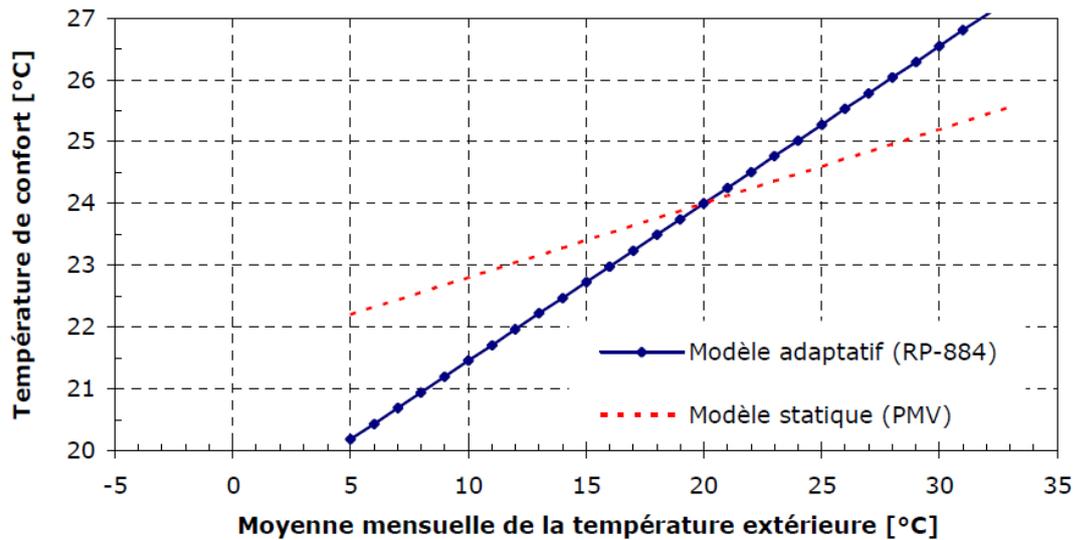


Figure 38: corrélation entre la température de confort, l'indice PMV et l'algorithme RP884 et la température moyenne mensuelle extérieure pour des bâtiments naturellement ventilés [6]

### II.3.3. Les normes et les indices d'évaluation du confort thermique

A l'échelle Européenne, on distingue plusieurs standards (18 au total) pour le confort thermique. Des standards délivrés par le CEN (Comité Européen de Standardisation) qui pour la plupart répondent aux normes ISO (International Standard Organisation). Les standards sont classés en plusieurs catégories (figure 39) en fonction du type d'ambiance (modérée, chaude, froide) ; et de l'application (évaluation globale, support de calcul). En plus de ces standards exclusivement dédiés au confort thermique, la norme EN 15251 inclut le confort thermique (avec application des théories statique et adaptative) dans l'évaluation de la qualité environnementale intérieure (QEI) en plus de la qualité de l'air, du confort visuel et acoustique.

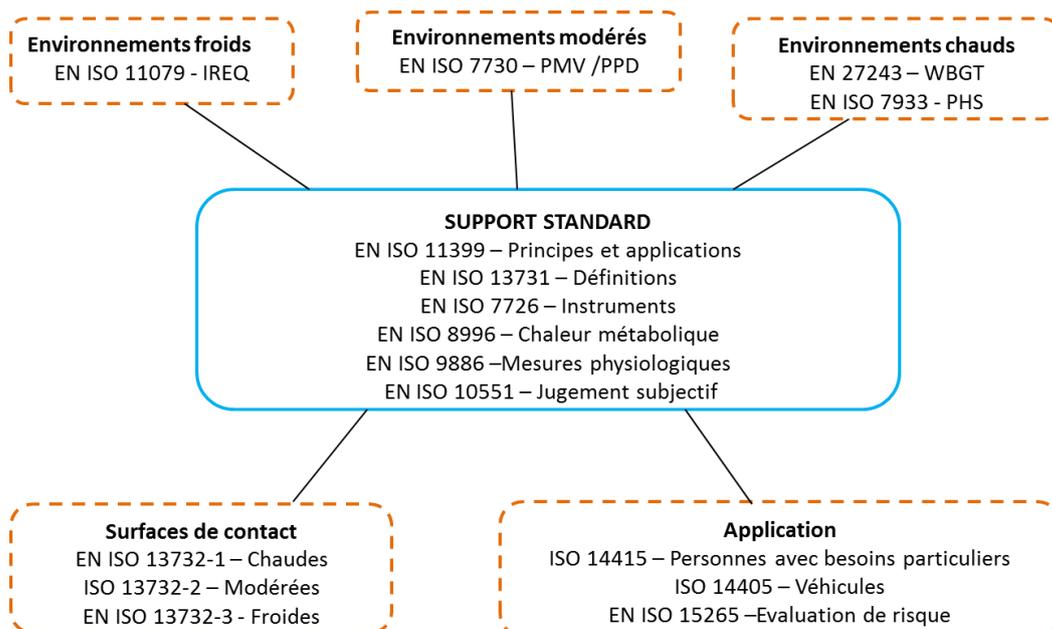


Figure 39: récapitulatif des normes Européennes sur l'évaluation du confort thermique selon D'Ambrosio Alfano [74]

Dans cette présente thèse, nous nous intéressons à l'évaluation du confort thermique dans les ambiances modérées. Ce qui implique l'analyse des normes EN ISO 7730 (confort thermique pour bâtiments à ventilation mécanique); EN 15251 (confort thermique pour les bâtiments naturellement ventilés) ; ASHRAE 55, ainsi que les normes de support telles que l'EN ISO 10551 (évaluation subjective du confort thermique), l'EN ISO 9920 (Clo), l'EN ISO 8996 (Met) et enfin l'EN ISO 7726 pour l'instrumentation de mesure.

Les normes ISO 7730 et EN 15251 fixent des catégories de confort en fonction du type de bâtiment et d'occupation (tableau 25). Les deux normes présentent des catégories équivalentes (A, B et C pour l'EN ISO 7730; I, II, III pour l'EN 15251), à part l'EN 15251 qui inclut une catégorie supplémentaire considérée (IV) qui désigne des conditions de confort non acceptables ou acceptables pour une partie restreinte de l'année.s

Tableau 25: catégories de confort thermique selon l'EN ISO 7730 et l'EN 15251 [22, 75]

<i>EN 15251</i>	<i>EN ISO 7730</i>	<i>Explications</i>
I	A	Niveau élevé attendu qui est recommandé pour les espaces occupés par des personnes très sensibles et fragiles avec des exigences spécifiques comme des personnes handicapées, malades, de très jeunes enfants et des personnes âgées
II	B	Niveau normal attendu qu'il convient d'utiliser pour les bâtiments neufs et les rénovations
III	C	Niveau modéré acceptable attendu qui peut être utilisé dans les bâtiments existants
IV	Non considérée	Valeurs en dehors des critères des catégories ci-dessus, Il convient que cette catégorie soit acceptée seulement pour une partie restreinte de l'année

La norme EN ISO 7730 se base sur le modèle PMV/PPD de Fanger pour l'évaluation du confort thermique et propose des valeurs de PMV/PPD ainsi que des valeurs d'inconforts locaux pour chacune des trois catégories A, B et C. Les valeurs de confort global (PMV et PPD) et des inconforts locaux sont présentées dans le tableau 25. Malgré des réserves sur la validité des plages de données d'entrées, la norme EN ISO 7730 fixe des plages de valeurs pour les six paramètres pour le calcul du PMV :

- Métabolisme M: 46 W/m<sup>2</sup> --- 232 W/m<sup>2</sup> (0,8 met to 4 met) ;
- Résistance thermique des vêtements Icl: 0 m<sup>2</sup>·K/W --- 0,310 m<sup>2</sup>·K/W (0 clo --- 2 clo) ;
- Température de l'air Ta: 10 °C --- 30 °C;
- Température moyenne radiante T<sub>mr</sub>: 10 °C --- 40 °C;
- Vitesse relative de l'air v<sub>ar</sub>: 0 m/s --- 1 m/s;
- Pression de vapeur partielle p<sub>a</sub>: 0 Pa --- 2 700 Pa ;

Le modèle PMV est sans doute le plus étudié, analysé et critiqué parmi les modèles de confort. Toutefois, la norme EN ISO 7730 présente au-delà des réserves émises sur les limites du PMV dans les bâtiments naturellement ventilés, plusieurs points critiques sur la validité du modèle utilisé, l'expression des températures de confort ainsi que son application sur différents types de bâtiments et de climats.

L'un des points critiques lié notamment à la ventilation est la présence de conditions climatiques intérieures transitoires. Si la norme préconise l'utilisation du PMV dans les bâtiments climatisés, les limites fixées par la norme sont restrictives quant au domaine d'application. Sur les cycles de température, la norme préconise un écart de 1°C pour considérer les conditions stationnaires et appliquer la norme. La dérive de température est quant à elle fixée à 2°C/h. Même si la norme préconise un temps de réponse de 30 minutes après une chute de température opérative, les conditions stationnaires semblent tout de même irréalistes en considérant tous les éléments du système bâtiment (enveloppe, CVC, occupant, gestion) qui interviennent dans la régulation de la température intérieure.

Concernant l'évaluation des insatisfaits, la norme indique les équations pour l'évaluation du confort global et des inconforts locaux, mais ne précise pas de relations entre les deux types d'évaluations. En effet, l'expression de l'insatisfaction est déclinée en pourcentage de gens insatisfaits de façon générale et de façon localisée mais ne donne pas de méthode pour combiner les deux effets [76].

Tableau 26: Catégories de confort global et local selon l'EN ISO 7730 [22] et l'EN 15251[75] d'après Alfano [74].

<b>Confort thermique global</b>						
<b>indice</b>	<b>Condition ISO 77 30</b>					
	Catégorie I (A)		Catégorie II (B)		Catégorie III (C)	
<b>PMV</b>	-0.20 to 0.20		-0.50 to 0.50		-0.70 to 0.70	
<b>PPD</b>	<6%		<10%		<15%	
<b>indice</b>	<b>Condition EN 15251</b>					
	Catégorie I		Catégorie II		Catégorie III	Catégorie IV
<b>PMV</b>	-0.20 to 0.20		-0.50 to 0.50		-0.70 to 0.70	
<b>PPD</b>	<6%		<10%		<15%	≥15%
<b>Confort thermique local</b>						
<b>Paramètre</b>	<b>Condition</b>					
	Catégorie I		Catégorie II		Catégorie III	
	Limite (°C)	PD (%)	Limite (°C)	PD(%)	Limite (°C)	PD(%)
<b>ta,1.1- ta,0.1</b>	<2	<3	<3	<5	<4	<10
<b>Δtpr,warm ceiling</b>	<5	<5	<5	<5	<7	<10
<b>Δtpr,cool ceiling</b>	<14	<5	<14	<5	<18	<10
<b>Δtpr,warm wall</b>	<23	<5	<23	<5	<35	<10
<b>Δtpr,cold wall</b>	<10	<5	<10	<5	<13	<10
<b>va (DR)</b>	-	<10	-	<20	-	<30
<b>tf</b>	19-29		19-29		17-31	

La norme EN15251 qui pour rappel, traite la QEI, intègre une évolution dans l'évaluation du confort thermique en se basant sur l'EN ISO 7730 pour les bâtiments climatisés et en intégrant des algorithmes de confort adaptatif provenant du projet SCATs pour le confort d'été dans les bâtiments naturellement ventilés. En effet, la norme EN 15251 préconise la

méthode adaptative et dérive des températures de confort pour des conditions standardisées dont : des bâtiments à activité sédentaire (1 à 1.3 Met) ; bâtiments sans climatisation ni ventilation mécanique et offrant l'accès à des fenêtres contrôlables ; liberté d'adaptation du code vestimentaire ; restriction à la période estivale qui exclut l'utilisation en période de chauffage même en ventilation naturelle. Concernant les bâtiments climatisés, la norme reprend les mêmes critères que la norme EN ISO 7730 en ajoutant une limite à la catégorie IV correspondant à un PMV au-delà de la plage [-0.7 ; +0.7]. Le tableau 26 résume les limites de confort global et local pour les bâtiments climatisés exprimés par l'EN ISO 7730 [22] et l'EN 15251 [75].

Tableau 27: exemples de critères de conception pour le confort thermique selon l'EN ISO 7730 [22]

Type de bâtiment /lieu	M W/m <sup>2</sup>	Cat	Température opérative (°C)		Vitesse moyenne maximale de l'air <sup>a</sup> m/s	
			Eté (saison de refroidissement)	Hiver (saison de chauffage)	Eté (saison de refroidissement)	Hiver (saison de chauffage)
Bureau individuel	70	A	24.5 ± 1.0	22.0 ± 1.0	0.12	0.10
Bureau paysager		B	24.5 ± 1.5	22.0 ± 2.0	0.19	0.16
Salle de conférence auditorium Cafeteria/ Restaurant		C	24.5 ± 2.5	22.0 ± 3.0	0.24	0.21 <sup>b</sup>
Salle de classe	81	A	23.5 ± 1.0	20.0 ± 1.0	0.11	0.10 <sup>b</sup>
Jardin d'enfants		B	23.5 ± 2.0	22.0 ± 2.5	0.18	0.15 <sup>b</sup>
		C	23.5 ± 2.5	22.0 ± 3.5	0.23	0.19 <sup>b</sup>
Grand magasin	93	A	23.0 ± 1.0	19.0 ± 1.5	0.16	0.13 <sup>b</sup>
		B	23.0 ± 2.0	19.0 ± 3.0	0.20	0.15 <sup>b</sup>
		C	23.0 ± 3.0	19.0 ± 4.0	0.23	0.18 <sup>b</sup>

<sup>a</sup> La valeur maximale de la vitesse moyenne de l'air suppose une intensité de turbulence de 40% et une température égale à la température opérative. Conformément à 6.2 et à la figure A.2. Une humidité relative de 60% et de 40% est utilisé respectivement pour l'été et pour l'hiver. Pour les deux saisons, une température minimale de la plage est utilisée pour déterminer la vitesse moyenne maximale de l'air.

<sup>b</sup> Sous la limite de 20 °C (voir figure A.2)

L'un des points critiques dans l'application de la norme ISO 7730 et EN 15251 est la traduction du modèle PMV en températures opératives. Même si l'initiative de simplifier l'évaluation à travers des températures pour la conception est louable pour la mise en application, le passage du PMV aux températures opératives demeure imprécis. En effet, la norme EN ISO 7730 propose des températures de confort pour plusieurs cas types en se basant sur un calcul standardisé du PMV. Le tableau 27 proposé par la norme résume les catégories de confort en s'appuyant sur des cas types et en exprimant le confort thermique à travers des plages de températures opératives et de vitesse moyenne maximale de l'air [22]. Or, la température opérative n'est pas la seule variable référence qui influence le confort thermique. De plus, le calcul de la température opérative à partir d'un PMV neutre nécessite de fortes hypothèses sur les autres paramètres de confort pouvant parfois donner des incohérences par rapport à la valeur réelle du confort.

L'EN 15251 [75] propose des valeurs pour la conception de bâtiments climatisés en assumant une faible vitesse relative de l'air et une humidité relative fixée à 50% et en proposant des combinaisons de Met pour chaque type d'espace pour des clo standardisés à 0.5 clo pour l'été et 1 clo pour l'hiver (tableau 28).

Tableau 28: températures préconisées par l'EN 15251 pour la conception de bâtiments climatisés pour des combinaisons de PMV standardisés [75]

Types de bâtiment ou d'espace	Catégorie	Température opérative °C	
		Minimum pour le chauffage hivernale), -1,0 clo	Maximum pour le rafraîchissement estivale), -0,5 clo
Bâtiments d'habitation: pièces de séjour (chambres, séjour, cuisine, etc. ...) Sédentaire - 1,2met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	18,0	27,0
Bâtiments d'habitation: autres espaces (rangements, circulations, etc. ...) Station debout- 1,2 met	I	18,0	
	II	16,0	
	III	14,0	
Bureau individuel (fermé) Sédentaire -1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Bureau paysage (ouvert) Sédentaire -1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Salle de réunion Sédentaire -1,2 met	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0

Concernant la période estivale, les bâtiments naturellement ventilés sont évalués sur base des algorithmes proposés par le projet SCATs pour chacune des catégories (tableau 29). Les algorithmes fixés par la norme correspondent aux algorithmes généralisés pour l'Europe dans le cadre du projet SCATs et se limitent à des températures journalières moyennes glissantes supérieures à 10°C (figure 40) [75].

Tableau 29: algorithmes de calcul des températures limites selon les catégories fixées par l'EN 15251 [75]

Catégorie	Limites haute/basse
Catégorie I	Limite haute : $\theta_{I\ max} = 0.33\theta_{rm} + 18.8 + 2$ Limite basse : $\theta_{I\ min} = 0.33\theta_{rm} + 18.8 - 2$
Catégorie II	Limite haute : $\theta_{I\ max} = 0.33\theta_{rm} + 18.8 + 3$ Limite basse : $\theta_{I\ min} = 0.33\theta_{rm} + 18.8 - 3$
Catégorie III	Limite haute : $\theta_{I\ max} = 0.33\theta_{rm} + 18.8 + 4$ Limite basse : $\theta_{I\ min} = 0.33\theta_{rm} + 18.8 - 4$

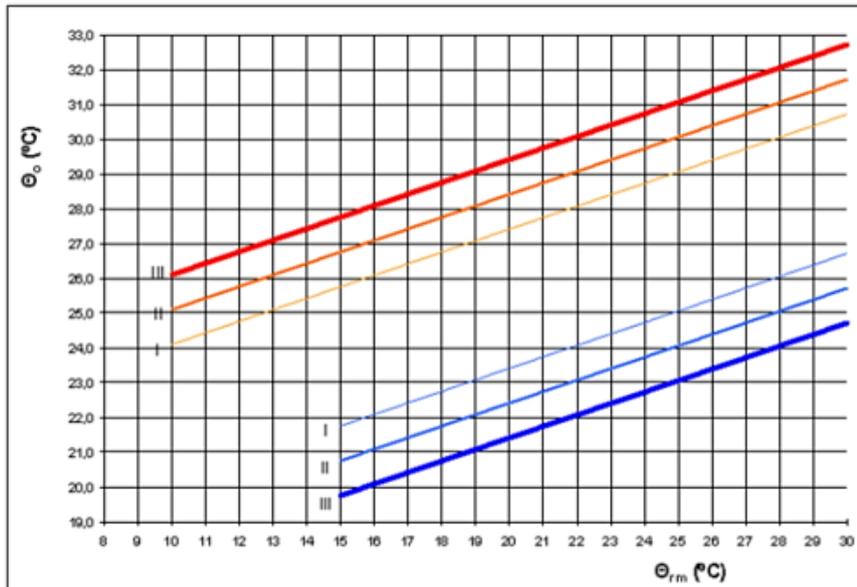


Figure 40: valeurs de base de la température opérative intérieure en fonction de la température moyenne glissante extérieure pour des bâtiments non climatisés en fonction des catégories de confort de l'EN 15251 [75]

Pour une augmentation de vitesse de l'air, la norme propose une correction (adaptation) des températures de confort selon le graphe suivant :

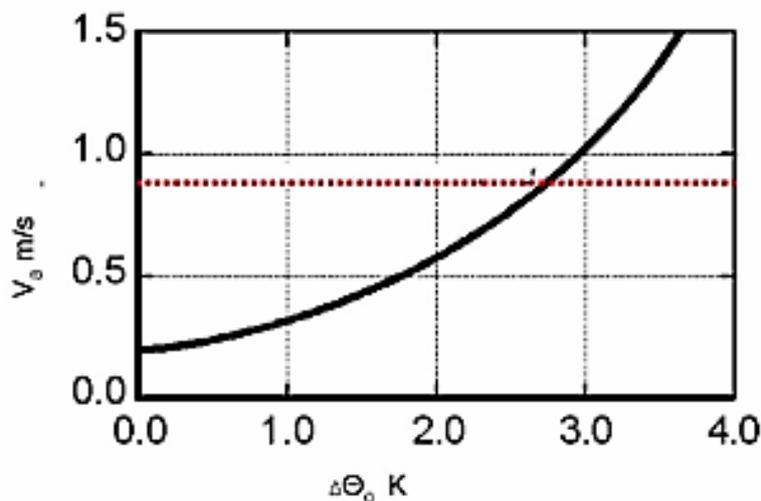


Figure 41: vitesse de l'air requise pour compenser une augmentation de température selon l'EN 15251 [75]

A l'échelle mondiale, la norme la plus répandue est la norme Américaine ANSI/ASHRAE Standard 55 [2]. La norme se base principalement sur le modèle PMV et traduit les conditions de confort à travers un graphe psychrométrique (figure 42). En effet, les conditions de confort sont traduites en températures opératives en assumant un taux de satisfaction de 80 % calculé par le modèle PMV-PPD; des vitesses de l'air inférieures à 0,2 m/s; deux combinaisons de vêtements (0,5 clo en été et 1 clo en hiver).

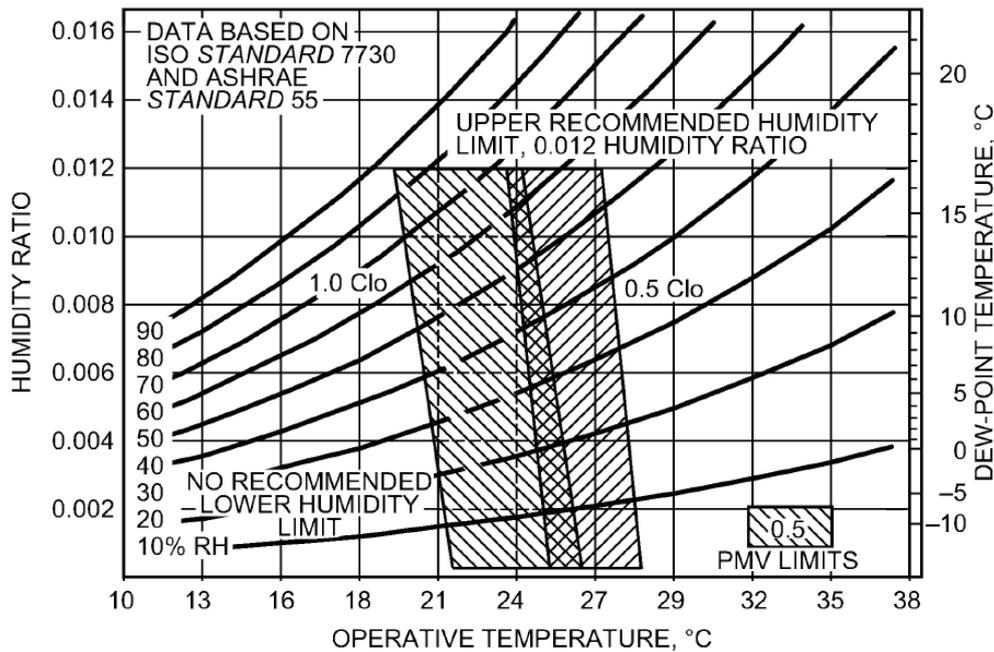


Figure 42: diagramme psychrométrique de confort de l'ASHRAE 55 [22]

Pour des valeurs intermédiaires de clo (entre 0,5 et 1 clo), la norme propose une interpolation linéaire entre les deux températures opératives standardisées:

$$T_{min,Icl} = \frac{[(I_{cl} - 0,5 \text{ clo})T_{min,1,0clo} + (1,0 \text{ clo} - I_{cl})T_{min,0,5 \text{ clo}}]}{0,5 \text{ clo}} \quad (152)$$

$$T_{max,Icl} = \frac{[(I_{cl} - 0,5 \text{ clo})T_{max,1,0clo} + (1,0 \text{ clo} - I_{cl})T_{max,0,5 \text{ clo}}]}{0,5 \text{ clo}} \quad (153)$$

Avec:

$T_{min,Icl}$  = température opérative minimale pour la résistance  $I_{cl}$  [°C]

$T_{max,Icl}$  = température opérative maximale pour la résistance  $I_{cl}$  [°C]

Toujours sur la base du modèle PMV, la norme propose une méthode de calcul de PMV similaire à celle proposée par l'EN ISO 7730 en fixant comme limites d'utilisation du PMV des métabolismes entre 1 met et 2 met et des vêtements à un clo inférieur à 1,5 clo. L'acceptabilité des conditions de confort est réduite à la plage de [-1;+1]. L'humidité a été limitée à un ratio de 0.012 g d'eau/kg d'air sec. Concernant la vitesse de l'air, la norme admet des adaptations pour des plages de températures dépassant les limites fixées par le graphe de confort (figure 43). Cependant, cette adaptation est limitée pour des personnes à activité physique légère (1,3 met) et un habillement léger (entre 0,5 clo et 0,7 clo). Cette adaptation n'est pas valable pour d'autres résistances thermiques de vêtements notamment par rapport au taux d'exposition de la peau à l'air [2].

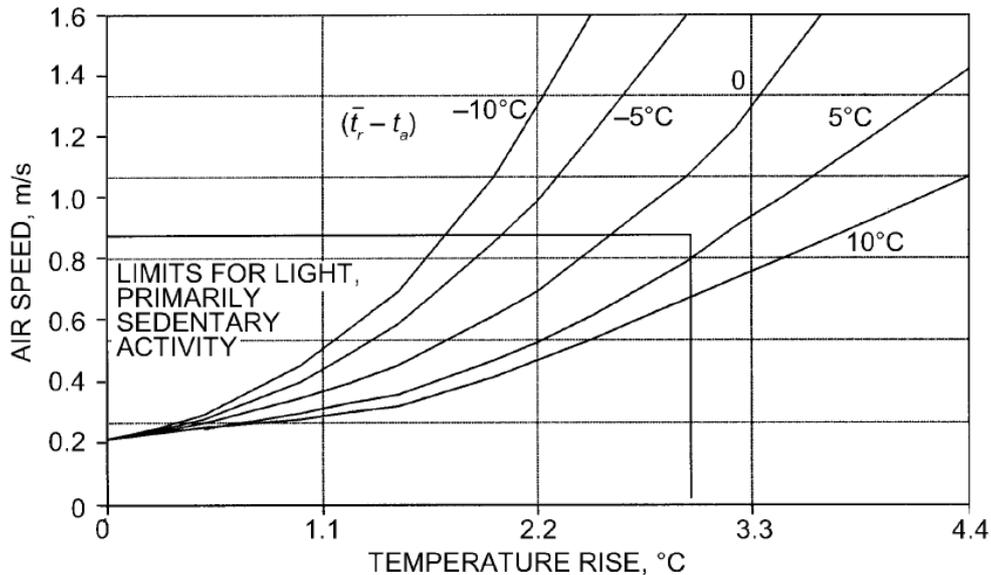


Figure 43: températures admises par l'ASHRAE 55 [2] pour des vitesses de l'air spécifiées

Tout comme l'EN 15251, l'ASHRAE 55 propose l'intégration du confort adaptatif pour des bâtiments naturellement ventilés sur la base des algorithmes développés dans le cadre du projet RP884. Cependant son utilisation a été restreinte pour les conditions suivantes : bâtiment sans climatisation ni ventilation mécanique ; le système de chauffage est désactivé ; des métabolismes entre 1 met et 1.3 met ; des résistances thermiques des vêtements entre 0.5 clo et 1 clo ; et enfin des températures extérieures (moyenne journalière) exclusivement entre 10°C et 33°C.

Les conditions de confort sont alors traduits en graphe (le même que le graphe du projet RP884) avec des limites d'acceptabilités fixées à 80% et à 90 % (figure 44).

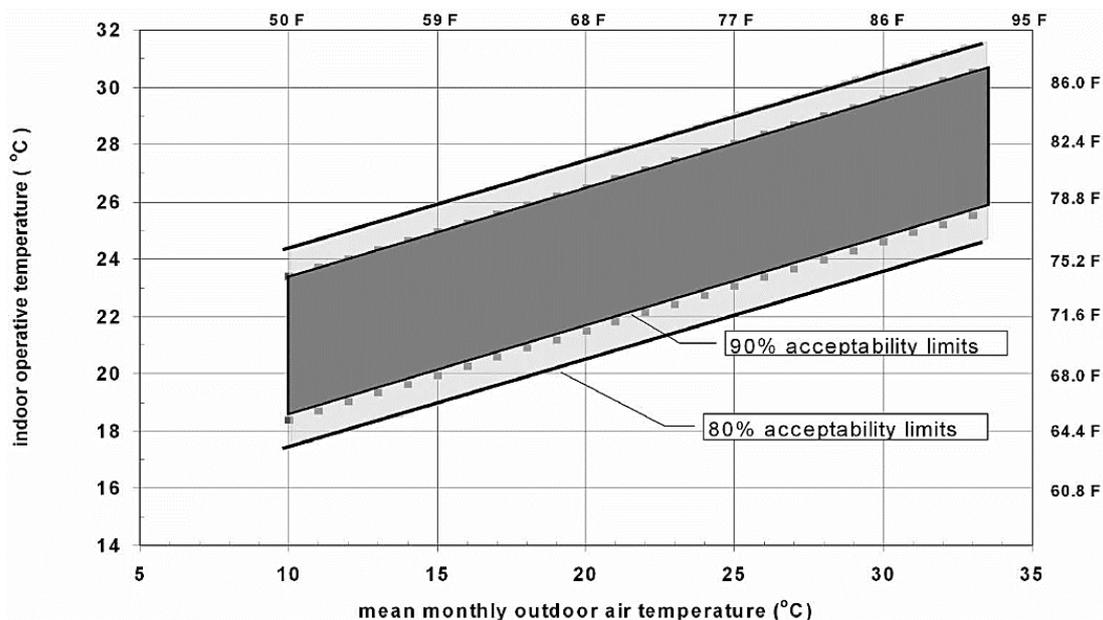


Figure 44: températures acceptables pour les bâtiments naturellement ventilés selon l'ASHRAE 55 [2]

Un des autres aspects critiques dans l'évaluation du confort thermique est la mise en place de la méthode et de la métrologie adaptée pour des mesures précises. Concernant la métrologie, la norme ISO7726 qui est une norme de support, précise les techniques et instruments de

mesure adéquats pour la mesure des paramètres physiques de confort thermique. Le tableau 30 résume les caractéristiques de mesure préconisées par l'ISO 7726 [20] pour chacune des grandeurs physiques incluant la plage de mesure, la précision et le temps de réponse.

Tableau 30: caractéristiques métrologiques préconisés par la norme ISO 7726 pour la mesure des paramètres physiques de confort thermique [20]

<i>Variable</i>	<i>Plage de mesure</i>	<i>Précision imposée</i>	<i>Précision préconisée</i>	<i>Temps de réponse</i>
Ta	10-40 °C	+ 0,5 °C	+ 0,2 °C	Le plus court possible
Tr	10-40 °C	+ 2 °C	+ 0,2 °C	
Pa	0,5-3,0 kPa	+ 0,15 kPa		
v <sub>a</sub>	0,05-1,0 m/s	+ (0,05+0,05v <sub>a</sub> ) m/s	+ (0,02+0,07v <sub>a</sub> ) m/s	

Pour la mesure de la température de l'air il convient d'utiliser des capteurs protégés de toute influence du rayonnement d'une source chaude. La norme préconise alors plusieurs solutions dont l'utilisation d'un élément réfléchissant autour du capteur; l'augmentation du coefficient convectif en passant à un régime forcé ou enfin l'intégration de panneaux réfléchissant entre le capteur et les parois [20]. Concernant l'influence du temps de réponse, la norme préconise une mesure après 1,5 fois le temps de réponse du capteur indiqué par le constructeur [20].

La température moyenne radiante demeure la plus difficile à mesurer notamment dans des environnements hétérogènes (forts gradients entre la température de l'air et la température moyenne radiante; exposition à rayonnement solaire) [77]. La norme ISO 7726 [20] préconise l'utilisation de dispositifs couramment utilisés tels que le thermomètre à boule noire, la mesure directe de flux radiatifs ou encore la mesure de températures de parois. Deux procédures de calculs sont généralement préconisées: indirecte à travers l'estimation des facteurs de forme entre l'occupant et les parois; et estimation directe de la température plane de rayonnement. Le thermomètre à globe noir est le plus utilisé en raison du coût et de la facilité de mise en œuvre de la mesure. Cependant, la mesure doit être effectuée avec précaution notamment par rapport au temps de réponse conséquent que ce type de capteur présente (entre 20 et 30 minutes en fonction du diamètre) [20]. En effet, le diamètre des globes peut varier entre 5 cm et 15 cm. La norme ISO 7726 préconise l'utilisation du globe à 15 cm de diamètre en raison de sa précision lorsqu'il est exposé à de fortes vitesses de l'air. Pour de faibles vitesses de l'air, une réduction de diamètre est préconisée pour un gain en temps de réponse. Enfin, le globe noir est limité de par sa forme sphérique qui surestime les effets radiatifs sur les surfaces horizontales (plancher et plafond) [77]. Pour atténuer ces imprécisions, la norme préconise l'utilisation d'un ellipsoïde à la place du globe noir, ce qui permet de mieux représenter le corps humain. Le tableau 31 présente les valeurs comparatives des facteurs d'aire projetée pour un occupant, une sphère et un ellipsoïde pour différentes positions (debout/assis) et cotés (haut/bas; gauche/droite; devant/derrrière).

Tableau 31: facteur d'aire projetée pour une personne, une sphère et un ellipsoïde [20]

		<i>Haut/Bas</i>	<i>Gauche/Droite</i>	<i>Devant/Derrière</i>
<b>Debout</b>	personne	0,08	0,23	0,35
	ellipsoïde	0,08	0,28	0,28
	sphère	0,25	0,25	0,25
<b>Assis</b>	personne	0,18	0,22	0,30
	ellipsoïde	0,18	0,22	0,28
	sphère	0,25	0,25	0,25

La température moyenne radiante est ainsi calculée en fonction de la température du globe noir à l'équilibre, la température de l'air et des caractéristiques du glob (émissivité et diamètre), et la vitesse de l'air lorsqu'il s'agit d'un régime de convection forcée selon les équations suivantes [20] :

$$\text{Régime naturel : } T_{mr} = [(T_g + 273)^4 + \frac{0.25 \cdot 10^8}{\varepsilon_g} \left(\frac{|T_g - T_a|}{D}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot (T_g - T_a)]^{\frac{1}{4}} - 273 \quad (154)$$

$$\text{Régime forcé : } T_{mr} = [(T_g + 273)^4 + \frac{1.1 \cdot 10^8 \cdot v_a^{0.6}}{\varepsilon_g \cdot D^{0.4}} (T_g - T_a)]^{\frac{1}{4}} - 273 \quad (155)$$

Avec :

$T_{mr}$  = température moyenne radiante [°C]

$T_g$  = température de globe noir [°C]

$T_a$  = température de l'air [°C]

$\varepsilon_g$  = émissivité du globe noir [ ]

$D$  = diamètre du globe noir [m]

L'utilisation de thermomètres de surface est généralement restreinte à une utilisation en laboratoire puisqu'elle nécessite une bonne connaissance du comportement des parois (homogénéité de la température, émissivité des surfaces) ainsi qu'une estimation précise des facteurs de formes [77]. Enfin, malgré leur coût important, les radiomètres sont généralement utilisés pour leur précisions de mesure de la température moyenne radiante et l'asymétrie radiante. La mise en œuvre demeure toutefois complexe puisqu'il est nécessaire d'effectuer la mesure simultanée des flux dans les trois directions. Dans une étude comparative entre différents capteurs et méthodes de mesures, D'Ambrosio Alfano [77] présente sous forme de tableau comparatif (tableau A5 en annexe II.1) les principales caractéristiques des méthodes et instruments de mesure de la température moyenne radiante.

La mesure de la vitesse de l'air nécessite la prise en compte des fluctuations, ce qui nécessite un temps de réponse court, un échantillonnage important ainsi que la prise en compte de la sensibilité par rapport à la direction. Pour les anémomètres directionnels, la norme ISO 7726 préconise l'utilisation de 3 capteurs pour une mesure tri-directionnelle. Autrement, il est préférable d'utiliser des anémomètres omnidirectionnels qui présentent l'avantage d'être insensibles à la direction du flux d'air. Lorsqu'il s'agit d'évaluer le confort dans des environnements où l'occupant est en mouvement, il est important de noter que la vitesse mesurée n'est pas directement implémentée dans les calculs de confort. En effet, c'est la vitesse relative à l'occupant qui est utilisée dans l'évaluation du confort. La norme ISO 9920 [78] définit la vitesse relative de l'air en fonction de la vitesse absolue, de la vitesse de

mouvement de l'occupant et des angles entre la direction du mouvement et la direction du flux d'air selon l'équation suivante:

$$v_{ar} = \sqrt{[v_w - v_a \cos \alpha]^2 + [v_a \sin \alpha]^2} \quad (156)$$

Avec :

$v_{ar}$  = vitesse relative de l'air [m/s]

$v_a$  = vitesse de l'air (absolue) [m/s]

$\alpha$  = angle entre le mouvement de l'occupant et le flux d'air [°]

$v_w$  = vitesse relative de l'air par rapport à l'occupant [m/s]

D'Ambrosio Alfano [79] a suggéré une simplification pour l'estimation de la vitesse relative en fonction de la vitesse absolue de l'air et du métabolisme qui donne l'information sur le mouvement :

$$v_{ar} = v_a + 0,0052(M - 58,2) \quad (157)$$

Lorsqu'il s'agit d'occupants sédentaires pour un métabolisme de 1,2 met, la vitesse relative est d'environ 0,06 m/s si on applique l'équation 157. Cependant, cette équation ne prends pas en compte le panache thermique crée par l'occupant qui selon Fanger [40] est pertinent en convection forcée uniquement.

D'Ambrosio Alfano [79] a proposé d'investiguer sur la propagation des erreurs dans la mesure du PMV en fonction de la précision de mesures des capteurs de chacun des paramètres physiques d'ambiance et de l'estimation des métabolismes et des résistances thermiques des vêtements. La sensibilité du calcul du PMV a ainsi été introduite à travers des intervalles de confiance ( $\Delta PMV_m$ ) calculés à partir de l'écart type de la température de confort estimée par le PMV. Le tableau A6 en annexe II.1 proposé par D'Ambrosio Alfano résume les incertitudes en fonction de la précision dans l'estimation du métabolisme, des résistances thermiques de vêtements et des deux combinés. A titre d'exemple, pour un PMV nominal de zéro, l'incertitude liée aux Met et aux Clo est dans un intervalle de [-0,31 ; 0,26] ce qui implique un changement de classe de confort de l'ISO 7730 (de classe A à classe B).

De la même façon, D'Ambrosio Alfano a estimé les intervalles de confiance en fonction des paramètres physiques d'ambiance (figure A7 en annexe II.1). Pour la température de l'air, les incertitudes varient de 0,03 à 0,07 et ne présentent pas d'influence en fonction du métabolisme en hiver. Les intervalles sont toutefois plus importants en été (entre 0,08 et 0,1). Concernant la température moyenne radiante, D'Ambrosio Alfano a souligné un effet considérable avec des erreurs allant jusqu'à 0,28. Les erreurs sur la vitesse de l'air sont quant à elles moins significatives notamment en période hivernale. Enfin, l'effet de l'humidité investigué par D'Ambrosio Alfano a confirmé les études de Fanger qui négligent les erreurs liées à l'humidité à cause de sa faible sensibilité dans le calcul du PMV [79]. Si on considère l'influence des paramètres subjectifs et physiques sur un PMV nul, l'incertitude varie entre -0,89 et 0,68. Ce qui signifie que le PMV nul peut être classé dans les trois (ou quatre s'il s'agit de l'EN 15251) catégories de confort.

Dans le cadre du projet ASHRAE RP884, les enquêtes de confort in situ ont été classées en trois catégories afin de distinguer la précision des données :

- Classe III : mesures physiques de la température de l'air, avec ou sans l'humidité de l'air en un point dans le local ; ponctuellement ou en continu. Elles peuvent être accompagnées d'une description succincte des sujets et de certaines caractéristiques du bâtiment ainsi que d'une évaluation asynchrone de l'ambiance thermique par les sujets.
- Classe II : mesures de toutes les grandeurs physiques de l'ambiance thermique (température de l'air, température radiante, humidité de l'air et enfin vitesse de l'air avec échantillonnage suffisant pour l'estimation de la turbulence soit par fil chaud ou par sphère chauffante) parallèlement à l'évaluation subjective de perception, de jugement et de préférence.
- Classe I : les mesures de classe II doivent être effectuées conformément aux normes ISO 7730 et ISO 7726 ; la vitesse doit être mesurée avec un capteur omnidirectionnel ; les enquêtes doivent inclure les valeurs des métabolismes et résistances thermiques des vêtements. Enfin, dans le cadre de mesures *in situ* en bâtiments réels, Moujalled [6] propose deux types d'enquêtes en fonction du type d'échantillonnages: enquêtes transversales et enquêtes longitudinales:

« Les enquêtes transversales : en utilisant une large population, ce type d'enquête permet d'éviter un échantillonnage biaisé et d'avoir une précision acceptable pour les résultats. De plus, elle limite la perturbation du quotidien des sujets participants en minimisant le nombre d'interventions. Même si ce type d'enquête ne permet pas un suivi de près du confort thermique sur une séquence de temps, il permet d'explorer les conditions thermiques typiques dans les différents types de bâtiment et les comparer aux perceptions et aux attentes des occupants afin d'en dégager les conditions de confort thermique pour les différents cas. Pour cela, il faut construire une base de données tout en tenant compte du contexte climatique, architectural et social. » [6].

« Les enquêtes longitudinales : Les enquêtes transversales sont préférables pour explorer la qualité des ambiances thermiques dans les bâtiments, mais elles contribuent peu à la compréhension des processus d'adaptation qui nécessitent de suivre l'évolution de l'état thermique de l'ambiance et des sujets sur une période de quelques jours, ou quelques mois selon le processus observé. Les enquêtes longitudinales s'intéressent à un nombre limité d'individus suivis sur une période prolongée. Une large base de données s'offre ainsi pour une étude sur l'aspect dynamique du confort thermique (à travers une analyse de séries chronologiques) ainsi que sur les différences interindividuelles. Mais la limite pour ce genre d'enquête consiste à trouver des personnes disponibles pour y participer vue l'importance du temps qu'ils doivent y consacrer (le sujet doit remplir un questionnaire plusieurs fois par jour), surtout si l'enquête est prolongée hors l'horaire du travail. De plus, le nombre faible des participants peut biaiser les résultats ; les participants doivent constituer un échantillon représentatif de la population. » [6].

Tableau 32: hauteurs de mesures des paramètres physiques du confort en fonction de la position selon l'ISO 7726 [20]

Position des capteurs	Coefficients de pondération des mesures pour le calcul des valeurs moyennes				Hauteur recommandée (seulement a titre indicatif)	
	Ambiances homogène		Ambiance hétérogène		assis	debout
	Classe C	Classe S	Classe C	Classe S		
Niveau tête			1	1	1,1m	1,7m
Niveau abdomen	1	1	1	2	0,6m	1,1m
Niveau chevilles			1	1	0,1m	0,1m

### III. Conclusion :

Dans ce chapitre consacré au confort thermique ont été abordés les éléments de base dans sa compréhension et son étude. A travers une analyse bibliographique sur les principales études menées sur le confort thermique, les différents aspects composant cette notion ont été abordés. A savoir : i) les aspects physiques qui concernent la compréhension et la mise en équation des phénomènes de transfert de chaleur et de matière entre le corps humain et son environnement ; ii) les aspects physiologiques qui concernent les phénomènes de thermorégulation du corps humain ; iii) les aspects psychologiques qui concernent principalement les propriétés subjectives du confort thermique vis-à-vis de l'occupant ; et enfin ; iv) les aspects normatifs qui concernent la mise en application de l'étude du confort thermique dans le bâtiment.

Dans ce chapitre, si l'ensemble des aspects cités ci-dessus ont été abordés, l'analyse bibliographique est plutôt orientée sur le côté applicatif des théories, des indices et des normes dans le bâtiment, ce qui représente l'une des composantes principales de cette présente thèse, à savoir, l'évaluation et le commissionnement. En effet, les aspects physiques et physiologiques ont été abordés dans l'objectif de garantir la compréhension et l'impact des phénomènes en jeux et d'autre part assurer une veille scientifique sur des évolutions pouvant avoir un fort impact sur l'évaluation du confort thermique. Si de nombreuses études ont été menées ces dernières années sur les aspects physiques et physiologiques, les bases demeurent les mêmes et l'impact sur l'évaluation du confort thermique dans des environnements modérés tel que le bâtiment reste très faible. Aujourd'hui, les deux grandes théories du confort thermiques coexistent et restent uniques tant en recherche où elles ne cessent d'être améliorées que dans les normes où elles sont corrigées continuellement. Effectivement, les normes Européennes (ISO 7730 et EN 15251) et Américaines (ASHRAE 55) continuent de se baser sur la théorie statiques (PMV) et la théorie adaptative (ATC). Par conséquent, les seuls leviers dans l'évaluation du confort dans le bâtiment sont aujourd'hui l'aspect subjectif et prédictif, ainsi que l'aspect normatif. Concernant l'aspect subjectif et prédictif, l'un des principaux constats de cette analyse bibliographique est la présence d'écarts parfois importants entre les modèles théoriques et les évaluations subjectives menées dans le cadre d'études *in situ*. Bien que corrigée à plusieurs reprise, la théorie statique provient à la base d'un échantillon d'environ 1300 personnes très peu diverses en termes d'origines géographiques ; d'habitudes culturelles ; d'environnement spécifique (bâtiments totalement climatisés) ; et d'un contexte énergétique bien spécifique (années 70 aux Etats Unis). C'est sur ces points que l'approche adaptative a été développée pour compléter et améliorer la théorie statique, quelques années plus tard. En effet, les études critiques menées dans le cadre du développement de la théorie adaptative ont principalement soulevées l'incapacité du PMV à prédire le confort thermique dans des conditions réelles différentes de celles idéalisées par Fanger. Les bâtiments naturellement ventilés où l'évolution du contrôle et des attentes des occupants sont donc les principaux points de faiblesse de la théorie statique. D'autre part, la théorie adaptative basée sur des mesures effectuées sur des bâtiments réelles et donc non idéalisées a permis de compléter le travail effectué par la théorie statique. Elle propose des techniques d'évaluation du confort thermique en prenant en compte les facteurs d'adaptation physiologiques, psychologiques et comportementaux des occupants en corrélant la température opérative intérieure de confort à la température extérieure (principal élément qui véhicule l'effet de l'adaptation). En revanche, si la théorie adaptative est basée sur un large échantillon (160 bâtiments) dans différents climats, l'ensemble des types de bâtiments, de

climats, d'habitudes culturelles n'ont pas été inclus. De plus, au-delà des bâtiments naturellement ventilés, et de sa simplicité d'utilisation, l'approche adaptative n'apporte pas d'évolution dans l'évaluation du confort thermique dans des bâtiments climatisés.

Enfin, l'aspect applicatif et normatif est sans doute le plus important en termes d'impact dans les bâtiments aujourd'hui puisqu'il s'agit du principal levier pour l'amélioration des conditions de confort et la maîtrise de son évaluation et prédiction. La plupart des certifications, des études menées par les bureaux d'études en conception et réalisation sont aujourd'hui basées sur les normes citées précédemment. C'est pourquoi, la maîtrise des normes et des techniques d'évaluation est aujourd'hui primordiale dans le commissionnement du confort thermique dans les bâtiments. Cependant, quelques incohérences ont été descellées à travers cette analyse bibliographique. Principalement, il s'agit de la rigidité et l'inadaptation des normes dans certains cas pratiques : i) l'application de l'indice PMV dans des conditions réelles peut s'avérer difficile au vue de la rigidité du modèle (stabilité des conditions climatiques intérieures, homogénéité des occupants qui peut biaiser l'aspect moyenné du PMV, l'application réservée aux bâtiments climatisés) ; ii) l'application de l'approche adaptative est restreinte aux bâtiments naturellement ventilés en été, ce qui laisse les bâtiments naturellement ventilés ou avec ventilation hybride en hiver et mi saison sans cadre normatif ; iii) l'impact parfois négligé de la qualité de la mesure sur le résultat final. En effet, à moins d'utiliser du matériel conforme à l'ISO 7726, ce qui est très rare, l'incertitude qui peut être générée par le matériel de mesure remettrait en cause l'expression des résultats, notamment la validité des catégories de confort (A, B et C ou I, II, II et IV). Dans la deuxième partie du chapitre suivant seront abordées ces problématiques à travers des études expérimentales *in situ* menées dans différents bâtiments et climats. L'objectif est alors d'analyser les différentes techniques, indices et théories de confort thermique sur des situations réelles et d'en définir les limites et contraintes.



# **Chapitre III**

## **« Evaluation expérimentale des performances des systèmes de ventilation»**



### III.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à l'étude expérimentale et à la mise en pratique des techniques et méthodes d'évaluation des performances de ventilation globales et intrinsèques dans le but de lever deux verrous essentiels. Le premier verrou est d'ordre technique et concerne la mise en application des techniques et méthodes d'évaluation sur différentes stratégies de ventilation. Le deuxième verrou est d'ordre pratique et concerne la mise en application des techniques et méthodes pour des mesures *in situ*, dans l'optique d'une utilisation pour le commissionnement du bâtiment.

Les deux premiers chapitres ont été consacrés à l'analyse bibliographique des performances de ventilation avec les performances intrinsèques et globales, respectivement dans le premier et deuxième chapitre. Ces analyses théoriques concernent plusieurs paramètres et indices d'évaluation dont certains développés pour une utilisation exclusive en ventilation mécanique ou parfois restreints à une utilisation en laboratoire. Ainsi, les techniques et méthodes d'évaluation abordées expérimentalement dans ce chapitre ont été dans l'optique d'une utilisation sous différentes stratégies de ventilation et pour des mesures *in situ*. Concernant les performances intrinsèques, il s'agit d'analyser et d'adapter les techniques et méthodes de mesure de taux de renouvellement d'air, de paramètres d'âge de l'air et d'indice d'efficacité de ventilation pour une application *in situ* sous toutes stratégies de ventilation. Concernant les performances globales, il s'agit d'analyser les deux théories du confort thermique statique et adaptative afin d'étudier les limites d'utilisation pour des mesures *in situ* sur tout type de stratégies de ventilation.

Il est important de noter l'approche adoptée dans cette thèse pour apprécier les performances de la ventilation, dans ce qui suit. En effet, par « système de ventilation » on n'entend le volume ventilé et n'ont pas les systèmes CVC (CTA, VMC, etc) tel qu'utilisés dans les études traditionnels en ingénierie CVC. Cette approche a été adoptée dans l'optique d'étudier la ventilation sur ses fonctions principales (renouvellement et distribution de l'air) et sur sa finalité (qualité de l'air et confort thermique). Ainsi, l'ensemble des mesures effectuées dans cette étude sont localisés en zone ventilée. D'autre part, cette approche est avantageuse car elle permet dans certains cas de faire abstraction du type de ventilation (mécanique, naturelle, mixte), un des principaux verrous de cette étude.

Le choix d'étudier plusieurs stratégies de ventilation est motivé par la volonté de développer des méthodes d'évaluation applicables pour tous types de stratégies car aujourd'hui si les systèmes de ventilation mécaniques sont bien évalués et normalisés, les stratégies de ventilation naturelle et mixte demeurent faibles en termes de techniques, méthodes et normes d'évaluation. Ce manque d'outil peut parfois porter préjudice aux stratégies de ventilation naturelles et mixtes et inciter les ingénieurs et architectes à privilégier l'utilisation de la ventilation mécanique.

Le choix d'étudier les aspects pratiques des techniques et méthodes est motivé par la volonté d'appréhender l'évaluation des performances de ventilation au service des protocoles de commissionnement dans le bâtiment et ce, en vue d'assurer les performances des systèmes de ventilation tout au long du cycle de vie du bâtiment. Une des difficultés dans la mesure de ces performances réside dans les conditions d'essais sur un bâtiment réel. L'évaluation des performances intrinsèques nécessite des conditions d'essais rigoureuses notamment liées aux instruments et techniques utilisés : injection de gaz traceur potentiellement dangereux et nocif pour les occupants ; dispositif expérimental intrusif encombrant et fragile, limitant ainsi

l'utilisation de ces tests pour une utilisation en laboratoire ou *in situ* mais avec des aménagements adaptés. Au contraire, l'évaluation du confort thermique a tout intérêt à mettre l'occupant au centre de l'étude puisque la notion de confort est de son ressort. Autrement dit, il s'agit surtout de réduire les écarts entre le confort ressenti (évaluation subjective) et le confort mesuré et prédit (évaluation objective). C'est pourquoi, les deux performances ont été traitées et présentées séparément en deux parties, tout en gardant comme perspective l'amélioration des techniques, méthodes et protocoles d'évaluation comme support et outil pour le commissionnement de la ventilation dans le bâtiment. Ce chapitre est ainsi scindé en deux parties : i) évaluation de l'efficacité de ventilation par gaz traceur ; ii) évaluation du confort thermique.

# **Partie 1**

**« Evaluation des performances intrinsèques de stratégies de ventilation : taux de ventilation et efficacité de ventilation »**



### **III.2. Evaluation des performances intrinsèques de stratégies de ventilation : taux de ventilation et efficacité de ventilation**

Les deux campagnes expérimentales présentées dans cette partie ont pour rappel, l'objectif de tester les techniques, méthodes et protocoles existants pour l'évaluation de l'efficacité de renouvellement d'air avec comme perspective une utilisation *in situ* sous différentes stratégies de ventilation. Suite à l'étude bibliographique effectuée dans le premier chapitre, nous avons constaté qu'il existe que très peu de techniques et méthodes d'évaluation d'efficacité de ventilation adaptées pour des stratégies de ventilation naturelle et mixte.

Pour rappel, l'efficacité de ventilation est une série de paramètres et d'indices qui ont pour but de caractériser les performances intrinsèques d'un système de ventilation avec principalement deux familles d'indices : i) efficacité de dépollution qui caractérise la capacité d'un système de ventilation à dépolluer une zone ventilée et ii) l'efficacité de renouvellement d'air qui caractérise la capacité d'un système de ventilation à renouveler l'air.

L'efficacité de dépollution est théoriquement basée sur le captage et l'extraction de polluants et donc la présence de bouche de ventilation mécanique, ce qui ne permet pas d'étudier cette famille d'indice pour les stratégies de ventilation naturelle et mixte, l'un des principaux verrous de cette thèse. Quant à l'efficacité de renouvellement d'air, le principe théorique n'est pas exclusivement basé sur la présence de bouche de ventilation mécanique, même si les bases théoriques ont été développées pour une utilisation en ventilation mécanique. L'objectif est alors de proposer une méthode opérationnelle pour l'évaluation de l'efficacité de ventilation pour tout type de stratégies de ventilation, en s'affranchissant de la présence de bouche de ventilation et ce, en se basant sur les techniques existantes.

Par définition, l'efficacité de renouvellement d'air est le ratio entre la constante nominale de temps et le double de l'âge moyen du local ventilé (voir chapitre 1) où la constante nominale de temps est mesurée au niveau de la bouche d'extraction et l'âge moyen du local est mesuré soit à l'extraction soit en moyennant les âges locaux mesurés en plusieurs points au niveau de la zone ventilée. Cette définition présente deux limites importantes.

La première est due au fait que la mesure soit faite au niveau de l'extraction, ce qui limite son utilisation uniquement en cas de présence d'une bouche d'extraction même si Han [1] propose une technique pour appliquer l'indice à plusieurs bouches d'extraction. Plus tard, l'ASHRAE [2] propose une méthode simplifiée basée sur une moyenne arithmétique des mesures à chaque bouche (voir chapitre 1). Toutefois, son application se limite aux systèmes de ventilation mécaniques excluant ainsi toute utilisation sur une ventilation naturelle ou mixte. Si on se réfère à la théorie, il est tout de même potentiellement possible d'appliquer l'indice d'efficacité de ventilation sur des systèmes de ventilation naturelle et mixte sans présence de bouche d'extraction et ce, uniquement à travers des mesures en zone ventilée. En effet, la constante nominale de temps ainsi que l'âge moyen du local doivent dans ce cas être mesurés au niveau de la zone ventilée où la constante nominale serait estimée comme l'inverse de taux de renouvellement d'air [3, 4, 5, 6] tandis que l'âge moyen du local comme la moyenne des âges locaux [2]. Ce qui permettrait d'utiliser l'indice indépendamment de la stratégie de ventilation (mécanique, naturelle, mixte, hybride). Si l'on se réfère au processus physique de ventilation, il est également possible d'aborder l'efficacité de renouvellement d'air en ventilation naturelle et mixte puisque par définition physique, l'efficacité de renouvellement d'air exprime la faculté d'un système de ventilation à approvisionner et à distribuer l'air frais

dans une zone ventilée. De façon totalement théorique et abstraite de la pratique, cela consisterait à comparer la quantité d'air frais introduit par la ventilation dans l'espace ventilé en ressortant chargé de polluants, à la quantité totale d'air neuf introduit et supposé ressortir totalement chargé en polluants. Ce qui revient à comparer l'âge moyen du local qui représente le temps moyen que mettent les particules dans la zone ventilée (en prenant en considération les particules d'air frais by passées qui ressortent non chargées de polluants) et la moitié de la constante nominale de temps qui représente le temps idéal que mettraient les particules d'air pour être remplacées en simultanée (comme si tout l'air neuf remplace instantanément l'air pollué, sans être by passé).

La deuxième limite, toujours due à la mesure à l'extraction concerne l'estimation de la constante nominale de temps qui peut être biaisée du fait des effets dus aux infiltrations/exfiltrations d'air à travers l'enveloppe. L'estimation de l'efficacité de ventilation à l'extraction pourrait engendrer une perte d'information quant au transfert d'air à travers les défauts d'étanchéité dans l'enveloppe et d'éventuelles ouvertures supplémentaires autres que l'extraction.

L'objectif de cette partie est alors de proposer une méthodologie en se basant sur la technique de décroissance de concentration de gaz traceur qui permettrait de mesurer en simultanément la constante nominale de temps (inverse du taux de renouvellement d'air) ainsi que l'âge moyen de la zone ventilée. Dans un premier temps, il s'agit de comparer la méthode proposée à la méthode standard (mesures à l'extraction) et ce, sous une stratégie de ventilation mécanique (figure 45). Ensuite, il s'agira de tester la méthode proposée sur différentes stratégies de ventilation naturelle et mixte.

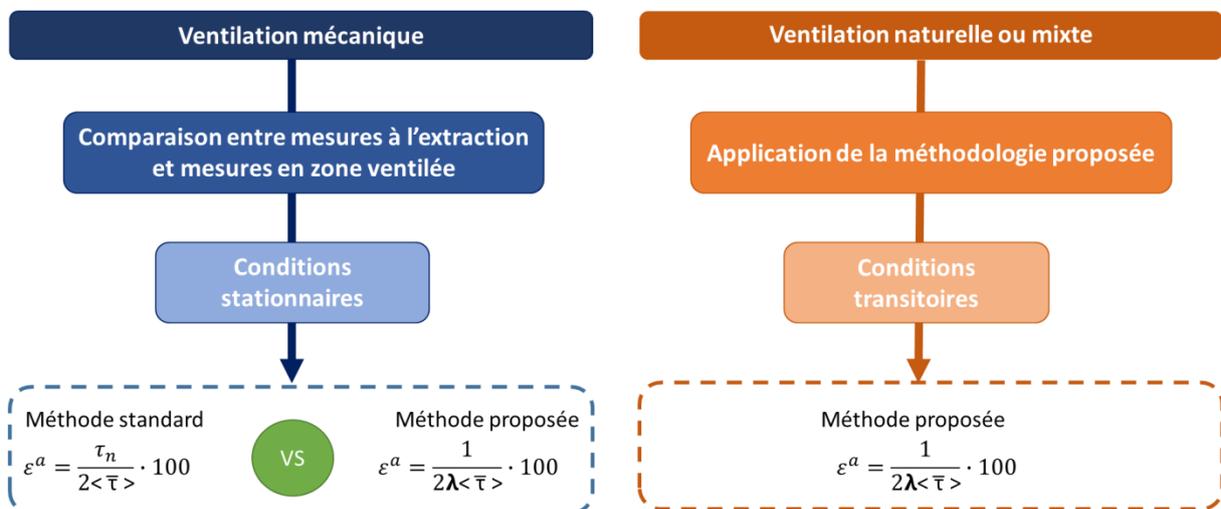


Figure 45: schématisation de la démarche adoptée lors de la première étude expérimentale

### III.2.1. Présentation du cas d'étude

Les deux campagnes expérimentales ont été réalisées dans une salle de cours sur le campus de l'ESTP Paris (Ecole Spéciale des Travaux Publics de l'industrie et du bâtiment) à Cachan, en Ile de France (Figure 46-a). La salle de cours (salle L21) est située au 2<sup>ème</sup> et dernier étage du bâtiment Laplace, le bâtiment le plus récent au sein du campus de l'ESTP Paris à Cachan qui abrite une vingtaine de bâtiments, principalement dédiés à l'enseignement (figure 46-b).

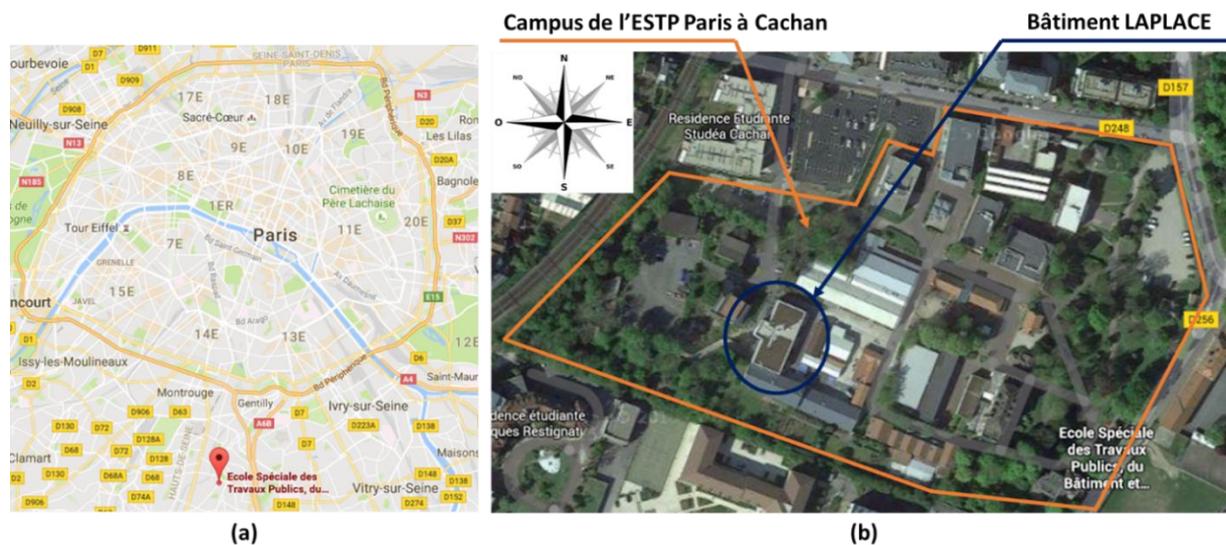


Figure 46: (a) situation géographique du campus de l'ESTP Paris à Cachan; (b) situation du bâtiment Laplace sur le campus

Construit en 2011 et livré en 2012, le bâtiment Laplace (figure 47) est doté d'une surface SHON<sub>RT</sub> de 1600 m<sup>2</sup> sur trois niveaux (R+2). Le bâtiment a été construit conformément aux exigences de la RT 2005. A titre indicatif, la RT 2005 exige une consommation de 130 kWh/(m<sup>2</sup>.an) incluant CVC, éclairage et ECS pour la zone climatique de Cachan (H1, Nord et centre). A noter que l'ensemble des informations ont été collectées depuis le DOE (dossier des ouvrages exécutés) fournis par le MOE [7].

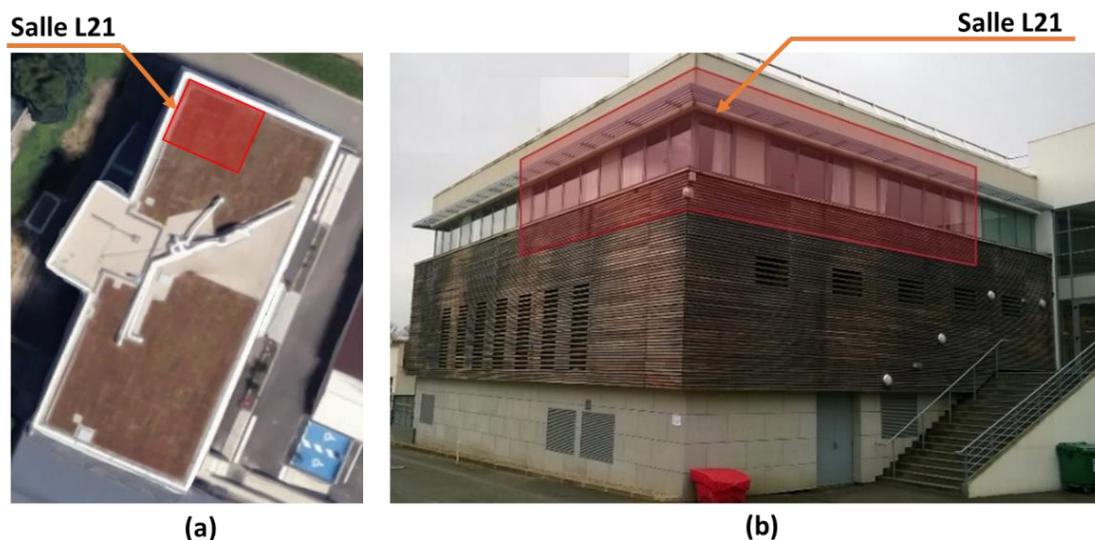


Figure 47: localisation de la salle L21 dans le bâtiment Laplace en vue aérienne (a) et sur photo prise de l'extérieur (b)

L'enveloppe est principalement composée de parois en béton isolées de l'extérieur) et recouvertes de revêtement en pierre ou bardages en bois. Le tableau 33 regroupe les caractéristiques de l'enveloppe réalisée conformément aux exigences de la RT 2005.

Tableau 33: description de l'enveloppe du bâtiment Laplace

<i>Façade</i>	<i>Composition (épaisseur)</i>	<i>U (W/m<sup>2</sup> K)</i>	<i>Photo de la façade</i>
<b>EST</b>	Enduit intérieur (2 cm) Voile béton (20 cm) Laine minérale TH38 (12 cm) Pierre agrafée au RDC (4 cm) Bardage bois au R+1 et R+2 (10 cm)	0.36	
<b>OUEST</b>	Enduit intérieur (2 cm) Voile béton (20 cm) Laine minérale TH38 (12 cm) Pierre agrafée au RDC (4 cm) Bardage bois au R+1 et R+2 (10 cm)	0.36	
<b>NORD</b>	Enduit intérieur (2 cm) Voile béton (20 cm) Laine minérale TH38 (12 cm) Pierre agrafée au RDC (4 cm) Bardage bois au R+1 et R+2 (10 cm)	0.36	
<b>SUD</b>	Enduit intérieur (2 cm) Voile béton (20 cm) Laine minérale TH38 (12 cm)	0.38	Mur pignon séparateur avec bâtiment voisin
<b>Toiture</b>	Dalle béton (20 cm) Pare vapeur Polyuréthane Substrat et gravillon (8 cm) Végétation type toundra	0.35	
<b>Plancher bas</b>	Dalle béton (25 cm) Flocage thermique (8 cm)	0.32	
<b>Menuiserie extérieure (fenêtres, vitrages et verrière)</b>	Double vitrage avec lame d'argon (4/16/4 mm) Cadres en aluminium	1.6	

Concernant, l'équipement CVC, le bâtiment est équipé de systèmes décentralisés i.e. chauffage et ventilation séparés. Le chauffage est assuré par le RCU (réseau de chauffage urbain) de la ville de Cachan et ce, à travers un échangeur à plaque d'une puissance de 228 kW (figure 48 a). Le chauffage est ensuite assuré dans les locaux grâce à un réseau de distribution classique type pompe de distribution-réseau fluide (figure 48 b) qui dessert des radiateurs en acier avec tête thermostatique d'une puissance allant de 300 à 1200 W selon la taille (figure 48 c).

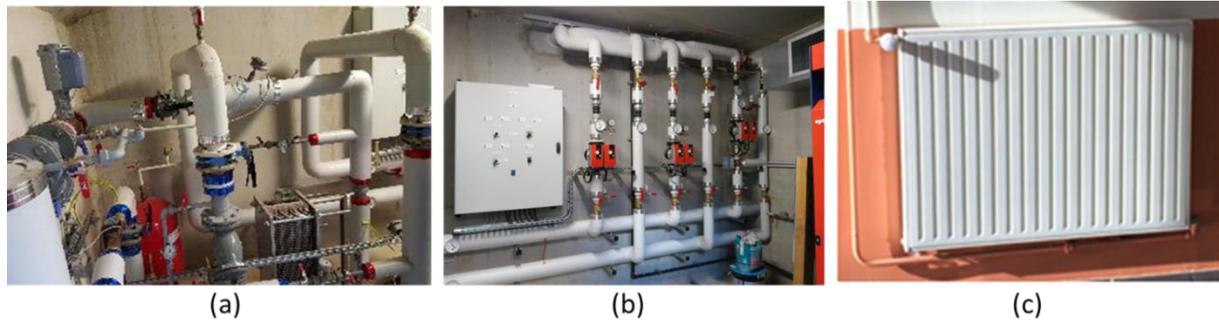


Figure 48: système de chauffage du bâtiment Laplace: (a)- production par RCU; (b) distribution par pompes de distribution; (c) terminaux type radiateurs à eau

La ventilation est assurée par trois VMC double flux dont deux dédiées aux amphis et une dédiée au deuxième étage (bureaux et salles de cours). Une ventilation d'appoint assure l'extraction au niveau des sanitaires pour maintenir ces derniers en dépression. La VMC qui dessert le 2<sup>ème</sup> étage est une VMC double flux type Swegon Gold05DRX qui assure un débit nominal de soufflage de 2015 m<sup>3</sup>/h (recirculation à 1715 m<sup>3</sup>/h).

La salle L21 est située au 2<sup>ème</sup> étage du bâtiment Laplace et dispose de deux parois extérieures, respectivement orientées Nord et Ouest (figure 47). D'autre part, comme l'illustre le plan de la salle sur la figure 49, les deux autres parois sont en contact avec une salle de cours adjacente pour l'une et avec le couloir pour l'autre. A noter que même si la salle est équipée d'un faux plafond, elle ne communique ni avec la salle adjacente ni avec le couloir, ce qui garantit l'hypothèse mono zonale.

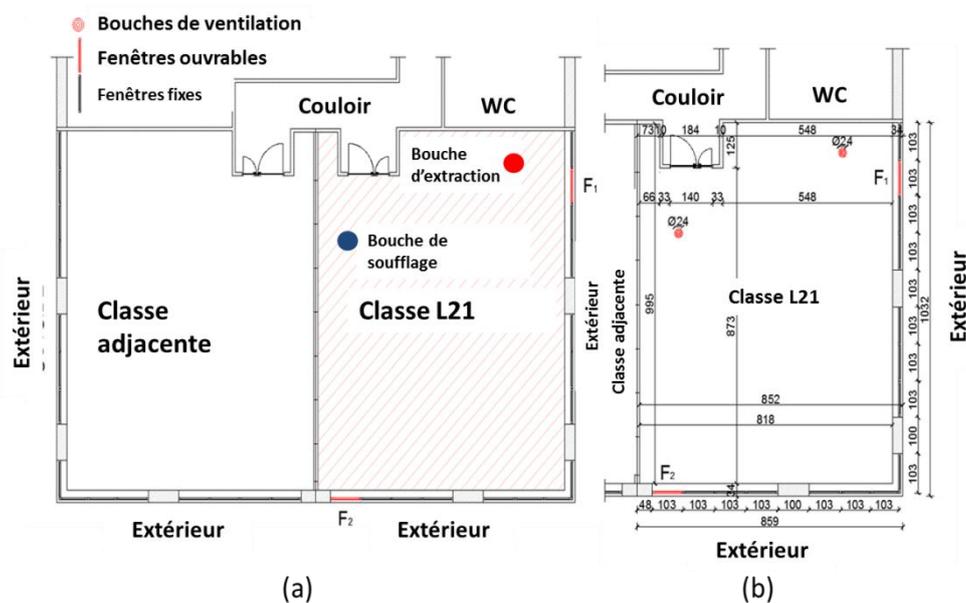


Figure 49: plan 2 D de la salle L21 et des espaces adjacents (a) et (plan détaillé de la salle L21 (b))

Le tableau 34 présente l'ensemble des caractéristiques géométriques de la salle L21. Dimensionnée pour accueillir 40 étudiants, la salle est d'une surface au sol de  $81 \text{ m}^2$  avec une hauteur sous plafond de 2,98 m (faux plafond à 2,65 m). Une des principales caractéristiques de la salle est la présence d'une importante surface vitrée qui est de l'ordre de  $18 \text{ m}^2$  répartie sur 15 fenêtres. Ce qui représente un ratio surface vitrée-plancher de 0,21.

Tableau 34: caractéristiques géométriques de la salle L21

Paramètre	NP	V	S	$R_{FP}$	$OR_F$	$N_{FO}$	$L_F$	$H_F$	$S_o$
Valeurs	40	243	81,3	0,21	F <sub>1</sub> : 270° W; F <sub>2</sub> : 0° N	2	0,84	1,39	0,45

Note: NP= nombre de places V=volume [ $\text{m}^3$ ]; S= surface au sol [ $\text{m}^2$ ];  $R_{FP}$ =ratio fenêtres plancher;  $OR_F$ = orientation des fenêtres;  $N_{FO}$ =nombre de fenêtres ouvrables;  $L_F$ =largeur des fenêtres;  $H_F$ =hauteur des fenêtres;  $S_o$ =surface d'ouverture effective par fenêtre

Sur les 15 fenêtres dont la salle est équipée, seulement deux sont ouvrables (ouverture manuelle complète ou oscillo-battant). Les autres sont soit scellés, soit fermées et exclusivement utilisables comme désenfumage naturel en cas d'incendie. Les deux fenêtres ouvrables qui font office d'ouvrants pour la ventilation naturelle sont respectivement situées sur les façades Ouest (270° Ouest pour la fenêtre F<sub>1</sub>) et Nord (0°Nord pour la fenêtre F<sub>2</sub>).

La figure 50 présente une représentation 3D de la configuration utilisée durant l'ensemble des tests effectuée avec la même configuration des chaises (35 places) et des fenêtres ouvrables en position oscillo-battant. Le choix d'une ouverture en oscillo-battant a été motivé par la volonté de reproduire des conditions réalistes pour mesurer le potentiel réel de la ventilation naturelle dans cette salle de cours. En effet, une ouverture complète n'est que rarement utilisée par les occupants de la salle. D'autre part, vu la complexité et la durée d'un test de gaz traceur (entre 4h et 8h), la répétabilité des tests a été priorisée par rapport à une éventuelle multiplication de configurations d'ouvertures. Dans cette configuration, les deux fenêtres sont exploitables soit en ventilation mono façade pour une surface effective d'ouverture de  $0,45 \text{ m}^2$  (F<sub>1</sub> ou F<sub>2</sub>) ou encore pour une ventilation traversante pour une surface effective d'ouverture de  $0,9 \text{ m}^2$  (F<sub>1</sub> et F<sub>2</sub>).

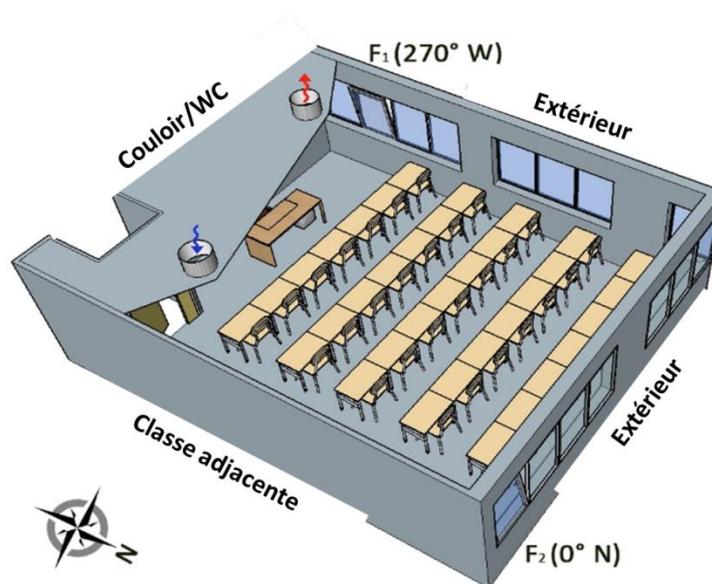


Figure 50: représentation 3D de la salle L21

Comme décrit précédemment pour l'ensemble du bâtiment, le système CVC dans la L21 est composé de radiateurs pour le chauffage (deux radiateurs de 1200 W) ainsi que de deux bouches de ventilation alimentées par la VMC. Comme l'illustre la figure 51, une bouche de ventilation est consacrée au soufflage (à l'entrée de la salle) tandis que l'autre est consacrée à l'extraction. A noter que la bouche d'extraction est omnidirectionnelle tandis que la bouche de soufflage est équipée d'un rebord qui permet de diriger le flux d'air vers le centre de la salle (figure 51).

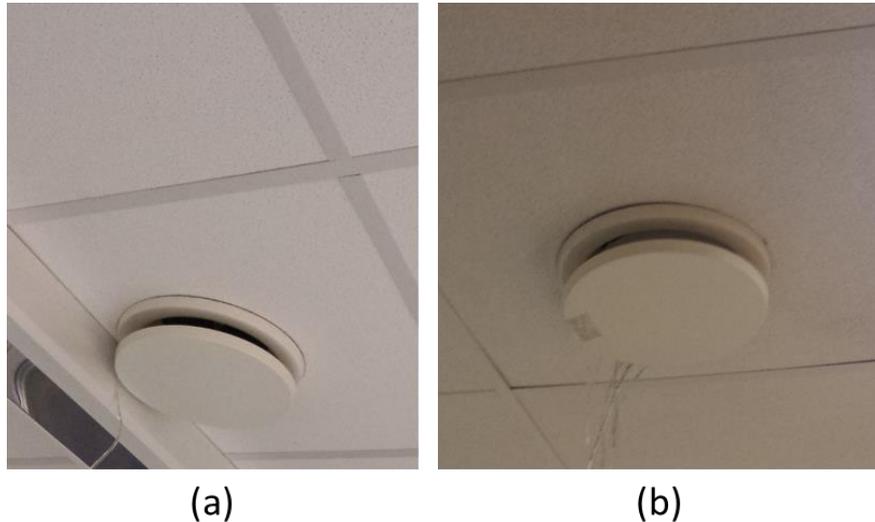


Figure 51: photos des bouches de ventilation (a) extraction; (b) soufflage

### III.2.2. Démarche expérimentale et méthodologie

La méthodologie développée et mise en place dans le cadre de ces deux campagnes se décline en deux phases dont une phase principale qui concerne directement les essais sur les performances intrinsèques de chaque stratégie de ventilation et une phase auxiliaire qui permet de caractériser les conditions expérimentales et ainsi compléter les mesures de ventilation.

Comme indiqué en début de chapitre, nous nous intéressons à l'évaluation de stratégies de ventilation mécanique, naturelle et mixte. Pour rappel, la L21 est équipée d'une VMC double flux ainsi que de deux fenêtres, ce qui offre la possibilité à différentes combinaisons de stratégies de ventilation. Cependant, notre choix s'est porté sur quatre stratégies dont : une stratégie de ventilation mécanique (VM) ; une stratégie de ventilation naturelle mono façade (VN1) ; une stratégie de ventilation naturelle traversante (VN2) ; et une stratégie de ventilation mixte (VMM). Le tableau 35 présente le détail des stratégies de ventilation testées. Le choix de ces quatre stratégies a été motivé par deux facteurs. Premièrement, il s'agit de répondre à la problématique posée en début de chapitre qui requiert une stratégie de ventilation mécanique comme stratégie de référence et différentes stratégies naturelles ou mixtes pour reproduire la méthode développée. Le deuxième facteur concerne l'équilibre à maintenir entre le nombre de configurations et le nombre de tests par stratégie. Lorsqu'il s'agit de la stratégie de ventilation mécanique, le nombre de test est primordial pour la répétabilité des tests. Lorsqu'il s'agit des stratégies naturelles et mixtes, le nombre de tests est primordial pour analyser l'influence des conditions climatiques, notamment la différence de température intérieur/extérieur, la vitesse et la direction du vent qui sont les paramètres moteurs dans ce cas.

Tableau 35: configuration des stratégies de ventilation testées

<i>Stratégie de ventilation</i>	<i>VMC</i>	<i>Fenêtre ouest</i>	<i>Fenêtre Nord</i>
Ventilation mécanique (VM)	Activée	Fermée	Fermée
Ventilation naturelle mono façade (VN1)	Désactivée	Ouverte	Fermée
Ventilation naturelle traversante (VN2)	Désactivée	Ouverte	Ouverte
Ventilation mixte (VMM)	Activée	Ouverte	Fermée

### III.2.2.1. Mesures auxiliaires

La phase de mesures auxiliaires inclut des mesures en amont ainsi que des mesures parallèles aux essais de ventilation (figure 52). Les mesures auxiliaires effectuées en amont des essais de ventilation concernent principalement la caractérisation du local étudié. Ce qui implique la caractérisation des ouvrants et bouches de ventilation ; la mesure du volume effectif ainsi que la caractérisation de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe. Les mesures effectuées en parallèle des essais de ventilation ont quant à elles pour objectif de compléter les essais de ventilation. Ce qui implique des mesures de conditions climatiques extérieures, intérieures ainsi qu'aux ouvertures.

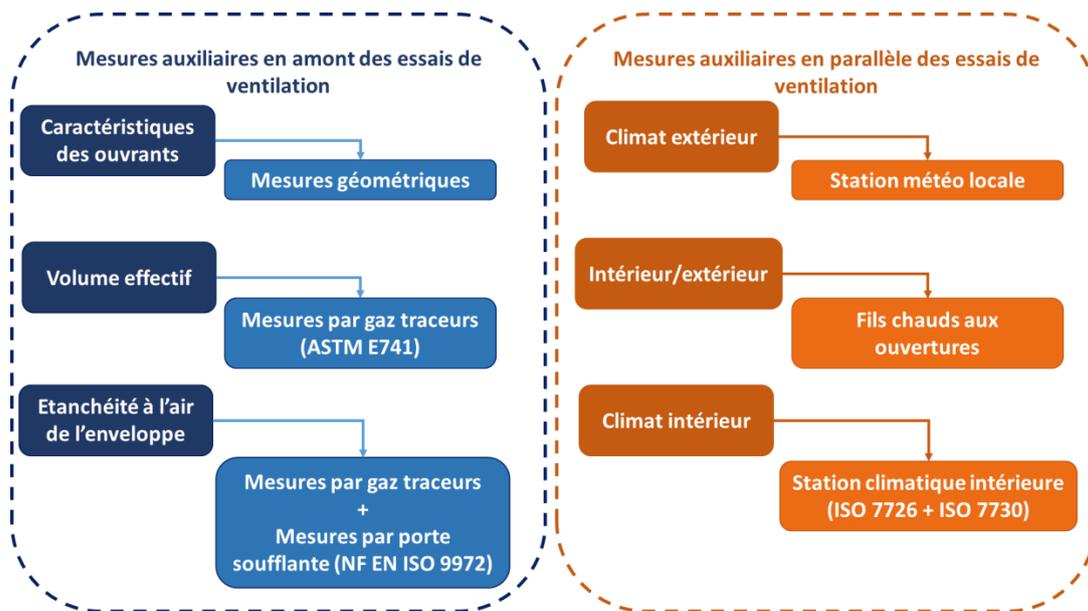


Figure 52: schéma récapitulatif des mesures effectuées en phase auxiliaire

#### Caractérisation du local :

La caractérisation des ouvrants implique la caractérisation des bouches de ventilation ainsi que la mesure des surfaces effectives d'ouverture des fenêtres. La caractérisation des bouches de ventilation consiste à déterminer l'emplacement des bouches de soufflage et d'extraction, les diamètres des bouches ainsi que le type de bouches (omnidirectionnelle ou directionnelle).

La configuration d'ouverture choisie dans cette présente thèse est en oscillo-battant. La surface d'ouverture a ainsi été calculée suivant la définition de Caldoni et Ferrazzini [8] décrite par Caciolo [9]. Elle implique la mesure de la surface frontale ainsi que celle des deux surfaces latérales (figure 53).

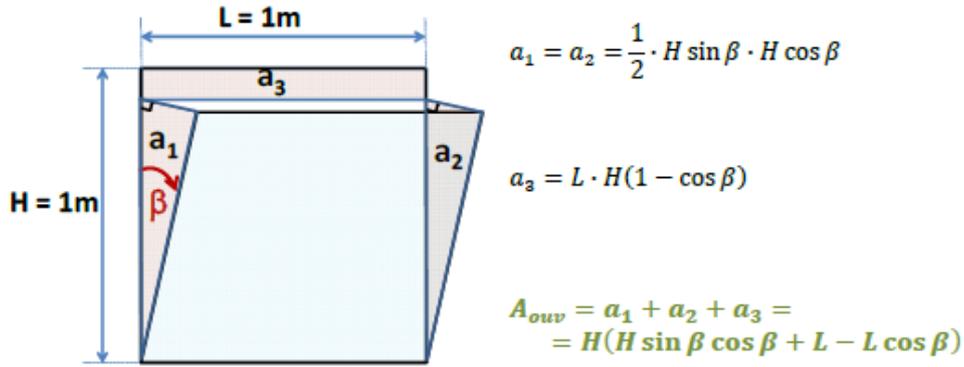


Figure 53: calcul de la surface effective d'ouverture selon Caldoni et Ferrazzini [8] et reportée par Caciolo [9]

La mesure du volume effectif de ventilation rapporté par Riffat [10] est décrite par la norme ASTM E741 [11] en proposant deux méthodes : méthode directe et méthode indirecte. Dans notre cas, nous avons opté pour la méthode directe pour sa précision (5% de plus que la méthode indirecte). La méthode directe nécessite la possibilité d'injecter et de mélanger rapidement le gaz traceur puis d'effectuer des mesures de concentration représentatives. Cette méthode nécessite que le gaz traceur pénètre dans la zone et que les critères de temps décrit ci-dessous soient satisfaits :

- Le temps d'injection ( $T_{inj}$ ) doit être plus court que le temps de mesure :
  - ( $T_{meas}$ ) :  $T_{inj} < 0.1 T_{meas}$
- Le temps de mélange ( $T_{mix}$ ) doit être plus court que le temps de mesure :
  - $T_{mix} < 0.2 T_{meas}$
- L'intervalle d'échantillonnage ( $T_{sample}$ ) doit être plus court que le temps de mesure :
  - $T_{sample} < 0.2 T_{meas}$
- Le temps de mesure doit être plus court que le temps de décroissance :
  - $T_{meas} < 0.1 A_{est}$

La technique d'injection constante exige que la détermination du volume de la zone, soit effectuée en présence d'une variation de renouvellement d'air stable et quasi nulle. On doit toutefois vérifier que l'analyse de la concentration de gaz réalisée dans toute la zone à des emplacements représentatifs ait une différence inférieure à 5% de la concentration moyenne de la zone.

Après réalisation des mesures on détermine le volume du local en fonction des équations suivantes :

$$Q_{tracer} = C_{target} V_{zone} A_{est} \quad (158)$$

$$\left| \frac{C_{final} - C_{initial}}{T_{test}} \right| < 0.05 \frac{Q_{tracer}}{V_{zone}} \quad (159)$$

$$V_{zone} = \frac{V_{tracer}}{\bar{C} - C_0} \quad (160)$$

Avec :

$Q_{tracer}$  = Débit de gaz traceur injecté [mg/h]

$C_{target}$  = Concentration cible en gaz traceur [ppm ou mg/m<sup>3</sup>]

$V_{zone}$  = Volume effectif de la zone ventilée [m<sup>3</sup>]

$A_{est}$  = Taux de renouvellement d'air [h<sup>-1</sup>]

La caractérisation de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe dans cette étude est particulière puisqu'il ne s'agit pas uniquement de quantifier les pertes aérauliques engendrant des pertes énergétiques mais l'ensemble des échanges aérauliques à travers les défauts d'étanchéité entre la zone étudiée et toute autre zone. C'est pourquoi nous avons opté pour deux méthodes de caractérisation dont une méthode de pressurisation par porte soufflante et une méthode par gaz traceur.

Le test de perméabilité par pressurisation a été effectué à l'aide d'un dispositif « porte soufflante » conformément à la norme NF EN ISO 9972 [12] et au guide d'application FD P50-784 [13]. Cependant, la procédure a été adaptée afin de s'affranchir de deux contraintes que sont la mesure d'une zone partielle et l'estimation des surfaces parois froides. En effet, l'étude étant effectuée sur un local du bâtiment et non sur l'ensemble du bâtiment, la porte soufflante a été successivement installée au niveau de la porte du local étudié et des deux fenêtres (figure 54) pour un total de 6 tests : deux tests au niveau de la porte d'entrée ; deux tests au niveau de la fenêtre F1 et deux tests au niveau de la fenêtre F2. Ce qui permet de mesurer les échanges avec l'extérieur et les zones adjacentes. De plus, l'expression de la perméabilité a été effectuée en fonction du volume chauffé ( $n_{50}$ ) et non aux parois froides ( $Q_{4pa}$ ). Ce choix est justifié par l'inadéquation de la notion de paroi froide dans notre cas puisque l'ensemble des parois sont considérées comme étant déperditives. Le protocole expérimental a été mis en place conformément à la norme NF EN ISO 9972 et inclut les étapes suivantes :

- Préparation du local testé selon la méthode 2 : désactivation de la ventilation mécanique ; fermeture des fenêtres ; calfeutrement des bouches de ventilation mécanique
- Vérification des conditions climatiques : mesure de température de l'air intérieur et extérieur, mesure de vitesse du vent ; s'assurer que la vitesse du vent ne dépasse pas les 6 m/s
- Mise en place de la porte soufflante
- Test pré statique : mesure de la différence de pression à débit nul ; s'assurer que la moyenne des pressions (positives et négatives) par rapport à la pression référence extérieure ne dépasse pas les 5 Pa
- Pressurisation : activation du ventilateur pour la mise en dépression du local sur 10 paliers de pression de 5 Pa entre 10 et 55 Pa
- Test post statique : mesure de la différence de pression à débit nul ; s'assurer que la moyenne des pressions (positives et négatives) par rapport à la pression référence extérieure ne dépasse pas les 5 Pa
- Calcul des valeurs clés : le calcul de l'ensemble des valeurs clés est effectué par le logiciel Infiltria 2.12.7

Le test de perméabilité par gaz traceur a été mis en place suivant une variante de la technique de décroissance de la concentration de gaz traceur. Cela consiste à injecter une petite quantité de gaz traceur et laisser décroître en laissant les systèmes de ventilation désactivés et colmatés. Ce qui permet de mesurer le taux de renouvellement d'air dû aux défauts d'étanchéité de l'enveloppe uniquement. A noter que le test a été effectué en respectant les mêmes conditions citées précédemment pour le test avec la porte soufflante (fermeture des fenêtres, calfeutrement des bouches de ventilation ...).

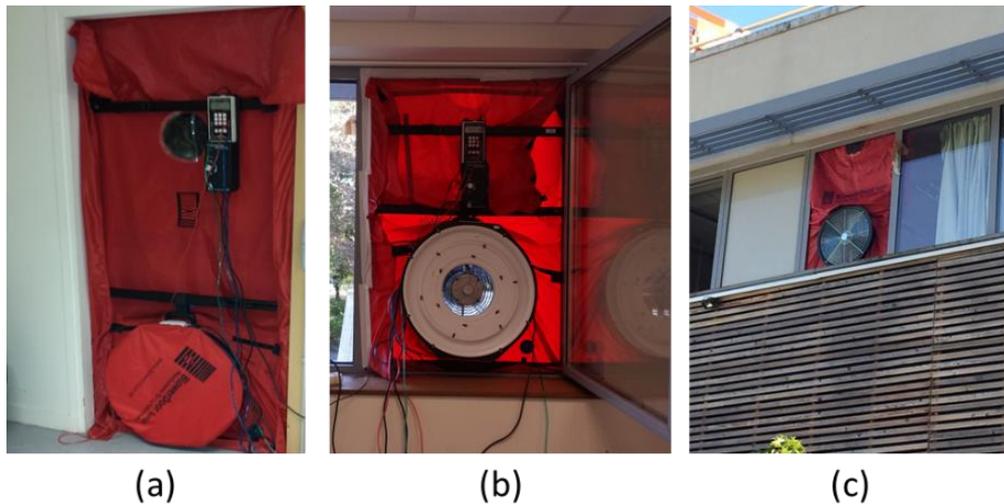


Figure 54: Configuration et installation de la porte soufflante (a) au niveau de la porte d'entrée; (b) au niveau de la fenêtre vue de l'intérieur; (c) au niveau de la fenêtre vue de l'extérieur

#### Caractérisation des conditions climatiques

La caractérisation des conditions climatiques implique la mesure des conditions climatiques intérieures, extérieures ainsi qu'au niveau des ouvrants. La mesure des conditions météorologiques a été effectuée à l'aide d'une station météo locale située à 100 m du local étudiée (figure 55). Elle permet de mesurer la température et l'humidité relative de l'air ; la vitesse et la direction du vent ainsi que les rayonnements solaires global, diffus et directe. La station météo est composé d'un capteur météorologique de type Luft WS601-UMB et d'un dispositif pyromètre pour la mesure des rayonnements solaires (non utilisés dans la présente thèse). Le capteur Luft WS601-UMB est composé d'une sonde de température type thermistance NTC ; d'un capteur d'humidité relative à capacitance ainsi que d'un anémomètre à ultrasons pour la mesure de la vitesse et de la direction du vent. L'ensemble des caractéristiques des capteurs sont présentées dans le tableau 36.

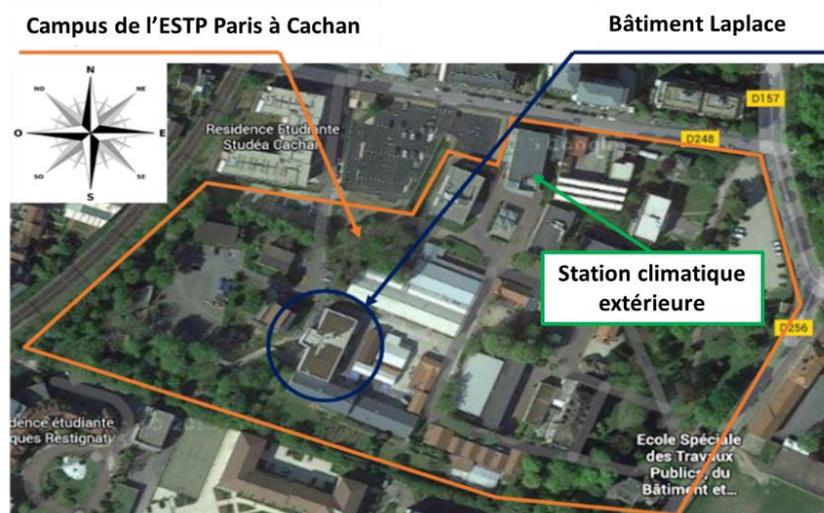


Figure 55: emplacement de la station météorologique de l'ESTP Paris

La mesure des conditions climatiques intérieures a été effectuée à l'aide d'une station climatique intérieure élaborée à l'ESTP Paris dans le cadre de cette thèse afin de répondre aux exigences de mesures de confort thermique "ASHRAE Class I" (figure 56). Ce qui correspond à des mesures de température opérative, humidité relative et vitesse de l'air à 3

hauteurs (respectivement à 10 cm, 60 cm et 110 cm du plancher). La station climatique montée à partir de système d'acquisition et de capteurs de marque LSI Lastem est équipée de: 3 thermomètres à globe noir de 15 cm de diamètre (un à chaque hauteur) pour la mesure de la température moyenne radiante; 3 thermo hygromètres (un à chaque hauteur) pour la mesure de la température et de l'humidité relative de l'air; 3 fils chauds omnidirectionnels (un à chaque hauteur) pour la mesure de la vitesse et turbulence de l'air; 5 fils chauds omnidirectionnels utilisés pour la mesure de la vitesse de l'air au niveau des ouvertures (bouches de ventilation et fenêtres). Le système d'acquisition est quant à lui composé de trois dataloggers dont deux utilisés en configuration "slave" et un en configuration "master". Le tableau 36 présente l'ensemble des caractéristiques techniques des capteurs qui composent la station climatique intérieure.

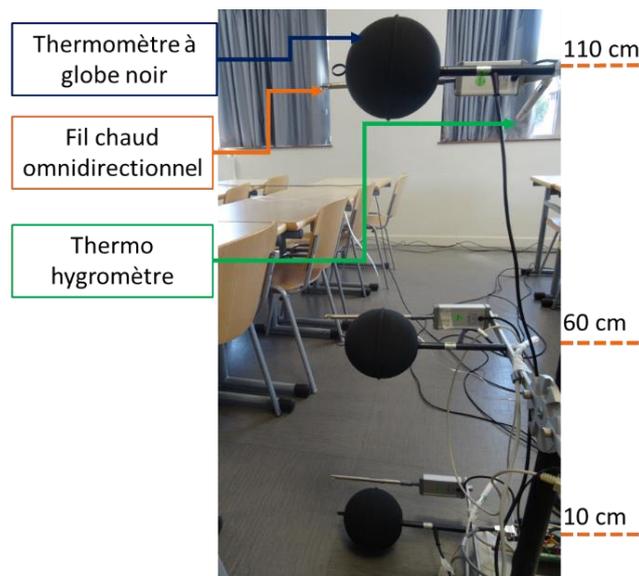


Figure 56: station climatique intérieure élaborée à l'ESTP à partir de capteurs et de système d'acquisition LSI Lastem

Tableau 36: caractéristiques techniques des stations climatiques intérieure et extérieure

Capteur	Paramètre	Symbole	Plage	Précision
<b>Station climatique intérieure</b>	Température de l'air	$T_a$	-50-70 °C	$\pm 0,1$ °C
	Température globe noir	$T_g$	-40-80 °C	$\pm 0,15$ °C
	Humidité relative	RH	0-100 %	$\pm 1,5$ %
	Vitesse de l'air	$V_a$	0.01-20 m/s	$\pm 0,05+0,05 V_a$ m/s
<b>Station climatique extérieure</b>	Température de l'air	$T_{ext}$	-50-60 °C	$\pm 0,2$ °C
	Humidité relative	$HR_{ext}$	0-100 %	$\pm 2$ %
	Vitesse du vent	$V_v$	0-30 m/s	$\pm 0,3$ m/s
	Direction du vent	$D_v$	0-359.9 °C	$\pm 3$ °C

Au niveau des ouvrants, des anémomètres à fil chaud omnidirectionnels ont été installés en fonction des stratégies de ventilation appliquées. Lorsqu'il s'agit d'une stratégie de ventilation mécanique, deux fils chauds ont été installés au niveau des bouches de soufflage et d'extraction afin de mesurer les débits d'air. Ce qui nous permettrait de comparer les résultats aux tests de gaz traceurs. D'autre part, les débits d'air à l'extraction seront utilisés dans le calcul de la constante nominale de temps selon la méthode de l'ASHRAE (voir chapitre 1). Lorsqu'il s'agit de stratégie de ventilation naturelle ou mixte, 3 fils chauds sont installés au niveau des fenêtres afin d'obtenir une mesure de vitesse et de turbulence d'air local (figure 57). Les 3 fils chauds ont été installés sur l'axe de symétrie vertical à intervalles égaux.



Figure 57: fils chauds omnidirectionnels pour la mesure du profil vertical de l'air au niveau de la fenêtre

### III.2.2.2. Mesure des performances intrinsèques

#### *Protocole et technique de mesure*

La méthodologie proposée nécessite la mesure simultanée des taux de renouvellement d'air et des paramètres d'efficacité de ventilation : âges moyens locaux, âge du local, constante nominale de temps. Pour ce, un protocole a été adapté pour répondre d'une part aux exigences des normes pour la mesure et le calcul des taux de renouvellement d'air (ASTM E741 et norme NF EN ISO 12569) et d'autre part aux exigences des normes pour la mesure et le calcul des âges moyens locaux de l'air (ASHRAE 129 et NF EN ISO 16000-8). Comme indiqué en début de chapitre, la méthodologie proposée est basée sur la technique de décroissance de concentration gaz traceur. Cette technique a été sélectionnée car il s'agit de la seule qui nous permet de remplir l'ensemble des exigences de la méthodologie proposée. Premièrement, elle permet de mesurer les paramètres d'efficacité de ventilation sans conditions d'injection au soufflage d'air, ni de conditions de mesure au niveau de l'extraction. Ce qui permet de mesurer les âges moyens locaux et l'âge moyen du local pour tout système de ventilation, même naturel ou mixte. Deuxièmement, en ventilation mécanique, elle offre la possibilité d'effectuer une comparaison de la méthodologie proposée par les normes (ASHRAE 129) pour la mesure de l'efficacité de renouvellement d'air à la méthodologie adaptée dans le cadre de cette thèse. Enfin, lorsqu'il s'agit de mesurer le taux de renouvellement d'air et la constante nominale de temps, cette technique permet de faire abstraction de l'effet transitoire pour les stratégies de ventilation naturelles et mixtes. En effet,

en utilisant un calcul en moyenne (technique transitoire), le résultat est non biaisé (voir chapitre 1). En tenant compte de toutes ces considérations, le protocole suivant a été mis en place :

- Caractérisation des conditions d'essais : caractérisation du local, de la stratégie de ventilation, des conditions expérimentales selon les exigences des normes ASTM E741 ; ISO 1600-8 et ASHRAE 129. Etapes prévues dans la phase auxiliaire
- Mise en place du dispositif de mesure : mise en place du dispositif de mesure à l'extérieur de la zone de mesure ; mise en place des points de mesure; installation de ventilateurs d'appoint pour le mélange de l'air avec le gaz injecté
- Désactivation de la ventilation : désactivation de la VMC et/ou fermeture des fenêtres selon la stratégie testée
- Injection du gaz : injection manuelle à partir de la bouteille équipée d'un détendeur adaptée ; s'assurer d'injecter jusqu'à 130 ppm de SF<sub>6</sub> pour chaque test ; activation des ventilateurs pour le brassage de l'air
- Homogénéité en amont de la décroissance : vérification de l'homogénéité spatiale de la concentration du gaz selon les critères d'homogénéité fixées par l'ASTM E741 (5 point de mesures consécutifs à moins de 10% d'écart entre chaque point de mesure et la concentration moyenne spatiale)
- Activation de la stratégie de ventilation : arrêt de l'injection et du mélange avec les ventilateurs d'appoint ; activation de la stratégie de ventilation (VMC et/ou fenêtres) ;
- Mesure de la décroissance : mesure des concentrations durant toute la période de décroissance jusqu'à atteindre les critères fixés par l'ASTM E741 (95% de décroissance par rapport à la concentration de départ ou respect de la durée de mesure selon le taux de renouvellement d'air)
- Homogénéité en aval de la décroissance : vérification de l'homogénéité spatiale de la concentration du gaz selon les critères d'homogénéité fixées par l'ASTM E741 (5 point de mesures consécutifs à moins de 10% d'écart entre chaque point de mesure et la concentration moyenne spatiale)

#### *Dispositif de mesure*

Le dispositif d'analyse de gaz traceur utilisé comprend : un doseur échantillonneur ; un analyseur ; une bouteille de gaz traceur, des ventilateurs portables. Le doseur échantillonneur Innova 1303 (figure 58-a) permet d'injecter une quantité de gaz et/ou de mesurer la concentration de gaz en différents points à travers des tubes aérauliques (6 voix pour le dosage + 6 voix pour l'échantillonnage).



Figure 58: doseur échantillonneur Innova 1303 (a) et analyseur Innova 1412i (b)

Le doseur échantillonneur est équipé d'une pompe de circulation qui permet d'injecter le gaz traceur lors d'un dosage et/ou de récupérer un échantillon d'air lors d'une mesure et ce, à un

point donné et à travers le tube aéraulique. Lors d'une mesure de concentration, l'échantillon d'air prélevé est envoyé par la pompe à l'analyseur pour que la concentration en gaz traceur puisse y être déterminée.

L'analyseur 1412i (figure 58-b) permet de mesurer la concentration de gaz traceur contenue dans l'échantillon d'air prélevé par le doseur échantillonneur. La mesure s'effectue à l'aide d'un procédé de spectroscopie photo acoustique. Le principe de mesure consiste à exposer l'échantillon à une lumière infrarouge (irradier le gaz) et moduler la fréquence à l'aide d'un filtre optique (en fonction du type de gaz). L'énergie absorbée par le gaz lors de l'irradiation est alors transformée en signal acoustique (onde de pression acoustique) qu'un microphone détecte. Le processus d'absorption étant proportionnel à la concentration, le signal acoustique final permet alors de déterminer la concentration de gaz dans l'échantillon traité et donc, la concentration de gaz au point de mesure. Les caractéristiques de mesures de l'analyseur pour le gaz utilisé dans cette présente thèse sont présentées dans le tableau 37.

Tableau 37: caractéristiques techniques de l'analyseur Innova 1412i [14]

Paramètre	Valeur
Plage de mesure	0,005-500 ppm (de 5 à 40 °C)
Incertitude de mesure	± 2 % à 20C
Dérive	0.3 % par °C (ref à 1013 mbar et 60% HR)
Répétabilité	1 % de la valeur mesurée

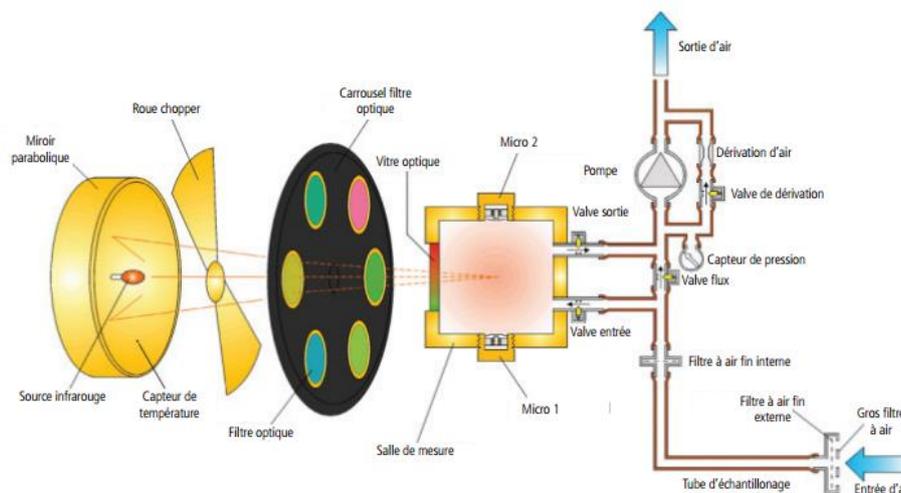


Figure 59: principe de mesure par spectroscopie photo acoustique de l'analyseur Innova 1412i [14]

Le gaz utilisé est de l'hexafluorure de soufre ( $\text{SF}_6$ ). Le choix du gaz a été effectué car:

- Non présent dans l'air, ce qui permet un contrôle et une mesure précise
- Masse volumique assez semblable à celle de l'air, ce qui permet d'assurer le mélange du gaz avec l'air, une condition importante pour les tests de ventilation
- Gaz inerte, ce qui évite toute réaction chimique avec d'autres fluides ou solides
- Gaz peu absorbé par les matériaux de, ce qui permet de s'assurer de la qualité de la mesure
- Gaz non toxique et non inflammable

### Choix de points de mesure

Le dispositif PAS ayant que 6 point d'échantillonnage, une répartition précise des points de mesure a dû être effectuée. Afin d'assurer une couverture représentative de tout le volume de la zone ventilée, la distribution des point a été effectuée suivant la méthode proposée par C-A Roulet [15 ; 16]. Cette méthode consiste à répartir les points de mesure de sorte à cartographier les âges de l'air sur base d'un modèle géométrique polynomial. Parmi les modèles proposés par Roulet, nous avons opté pour un modèle 3D niveau 2 (factoriel 2) qui permet de cartographier les âges de l'air en 3 dimensions en utilisant un nombre minimum de points de mesures de 4 (figure 60). Ainsi, quatre points de mesure ont été disposés en suivant le modèle géométrique. Les deux points de mesure restants ont été respectivement placés au centre du local et au niveau de l'extraction (figure 61).

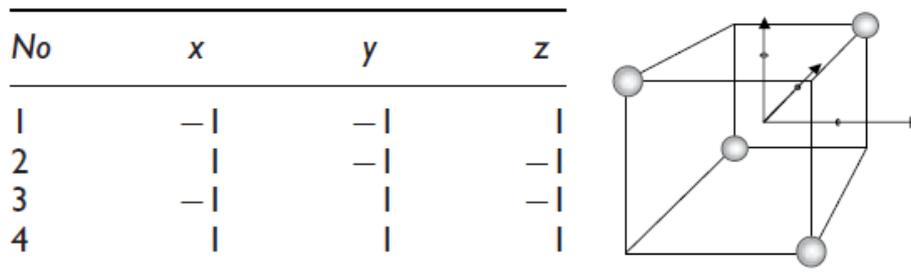


Figure 60: modèle géométrique choisi pour la répartition des points de mesure basé sur un modèle 3D à 2 factoriel, proposé par C-A Roulet [16]

Le choix de mettre un point de mesure à l'extraction n'est pas arbitraire puis qu'il permet de mesurer la constante nominale de temps et l'âge moyen du local suivant la méthode de l'ASHRAE pour la stratégie de ventilation mécanique. Une fois la répartition des points de mesure choisie, l'emplacement a été choisi de sorte à éviter tout effet dus aux parois ou tout autre solide. En effet, selon Roulet, pour éviter tout effet au contact des parois ou au niveau des coins, le point de mesure doit être situé à plus de 1 m de toute paroi. Les 4 points de mesure pour la cartographie des âges moyens locaux ont ainsi été positionnés à 1,5 m de toute paroi (sol, murs, plafond). Quant au point central, il a été positionné à 110 cm du sol, ce qui correspond à la zone de respiration fixée par l'ASHRAE 129.

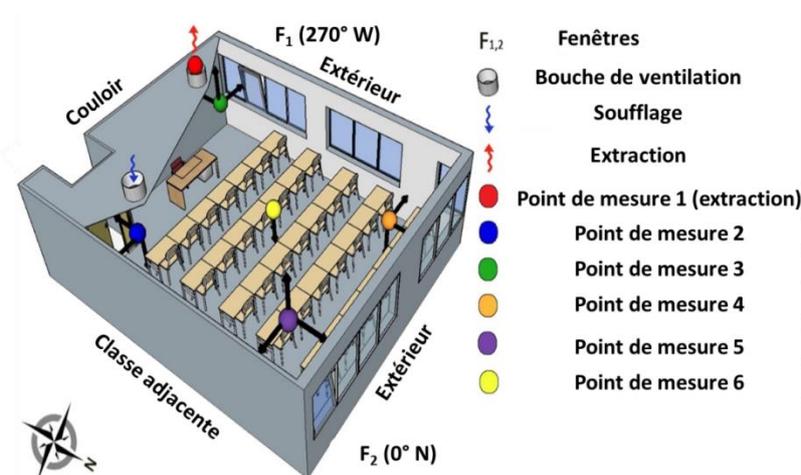


Figure 61: représentation 3D de la zone testée avec le positionnement des points de mesure

### III.2.3 Résultats et analyses

#### III.2.3.1 Mesures auxiliaires : étanchéité de l'enveloppe à l'air et volume effectif ventilé

Comme décrit dans la partie méthodologie, 6 tests en dépression ont été effectués à l'aide d'une porte soufflante et en suivant 3 configurations différentes. A noter que les tests ont été répétés en février (première campagne de gaz traceurs) et en juillet (deuxième campagne de gaz traceurs) à raison de 3 tests par campagne. La figure 62 présente les résultats des 6 tests sur un graphe bi logarithmique des couples débit-pression.

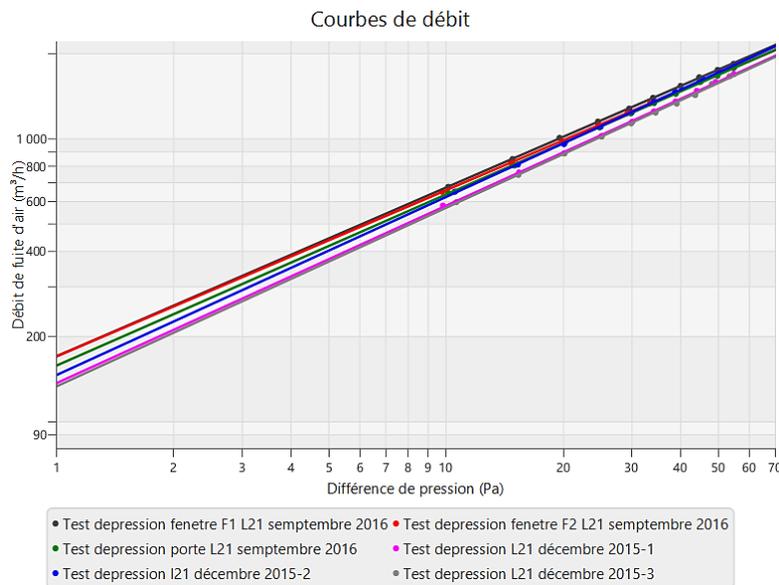


Figure 62: courbes débit-pression des 6 tests en dépression effectués sur la L21

On constate à travers les courbes affichées dans la figure 62 que les essais effectués en décembre présente une étanchéité légèrement plus importante que celle des essais effectués en septembre. Cependant, il n'existe que très peu de différences entre l'ensemble des essais. Le tableau 38 présente l'ensemble des résultats des 6 tests. Les valeurs exprimées en  $N_{50}$  (débit de déperdition ramené au volume chauffé et normalisé à 50 Pa) varient de  $6,49 \text{ h}^{-1}$  à  $7,09 \text{ h}^{-1}$  pour une moyenne de  $6,79 \text{ h}^{-1}$ . Ces différences peuvent être expliquées par deux facteurs qui relèvent des conditions expérimentales, à savoir : l'état de l'étanchéité et les conditions climatiques. L'état de l'étanchéité a en effet été légèrement modifiée entre les tests de décembre et les tests de septembre et ce, suite à des contraintes pratiques (ouverture de cloison pour jumeler avec la salle adjacente). Les 6 tests ont été effectués en deux jours (un jour en décembre et un jour en septembre). Ce qui peut expliquer les différences avec des conditions climatiques totalement différentes : températures et humidités relatives, profils venteux (voir annexe III.1 pour le détail des résultats des tests). Cependant, les résultats sont contradictoires en tenant en compte uniquement les conditions climatiques. Les essais effectués en décembre présentent respectivement des écarts de température (intérieur-extérieur) de l'ordre de  $8 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $9 \text{ }^\circ\text{C}$  et  $11,9 \text{ }^\circ\text{C}$  respectivement pour les 3 essais. Au contraire, les essais conduits en septembre présentes des écarts de température de  $3 \text{ }^\circ\text{C}$  (écart fixe pour les 3 essais). Quant aux profils venteux, les essais effectués en décembre ont été classés vent force 1 (légère brise) tandis que ceux effectués en septembre ont été classés vent force 2 (légère brise).

Ces deux éléments d'analyse que sont le gradient de température et la force du vent représentent respectivement les effets de tirage thermique et de pression induite par le vent et ne permettent pas de conclure quant à leur incidence sur les tests d'étanchéité. Ce qui nous permet de conclure que les différences entre les essais de décembre et ceux de septembre sont principalement dues à une étanchéité différente de la paroi qui sépare les deux salles. En effet, l'étanchéité de cette paroi a été renforcée pour l'ensemble des tests de ventilation afin de minimiser les échanges aérauliques entre les deux zones. Il est tout de même important de noter que les différences entre les tests reste minime quel que soit la configuration adoptée.

Tableau 38: résultats des tests de pressurisation par porte soufflante

<i>Test et configuration</i>	$N_{50}$ [h <sup>-1</sup> ]	<i>Intervalle de confiance à 95% [%]</i>	$Q_{4PA-SURF}$ [m <sup>3</sup> /h. m <sup>2</sup> ]	<i>Intervalle de confiance à 95% [%]</i>	<i>R</i>	<i>Surface équivalente de fuite</i> [cm <sup>2</sup> ]
Décembre porte	6,56	5,08	2,43	5,54	0,99	588,17
Décembre Fenêtre F1	6,96	5,04	2,57	5,26	0,99	620,49
Décembre Fenêtre F2	6,49	5,13	2,38	5,88	0,99	576,38
Septembre porte	6,80	5,03	2,67	5,23	0,99	645,55
Septembre Fenêtre F1	7,09	5,01	2,85	5,10	0,99	687,91
Septembre Fenêtre F2	6,84	6,01	2,81	5,04	0,99	678,70
<b>Min</b>	<b>6,49</b>		<b>2,38</b>			
<b>Max</b>	<b>7,06</b>		<b>2,85</b>			
<b>Moyenne</b>	<b>6,79</b>		<b>2,62</b>			

A titre de comparaison, l'indice Q4Pa surf a été estimé conformément aux exigences de la norme. Ce qui nous permet de situer la performance de l'enveloppe par rapport aux exigences des normes françaises. Les résultats indiquent une étanchéité assez faible (2,62 m<sup>3</sup>/h. m<sup>2</sup> en moyenne) comparé aux exigences de la RT2012 qui est fixée à 0,8 h<sup>-1</sup> ou encore aux différents labels Effinergie (1,2 m<sup>3</sup>/h. m<sup>2</sup>) ou Passivhaus (0,6 h<sup>-1</sup>). Si la RT 2005 à laquelle le bâtiment est conforme n'exige pas de seuil, elle indique tout de même des valeurs inférieures à celles mesurées (1,7 m<sup>3</sup>/h. m<sup>2</sup>).

Concernant la mesure de l'étanchéité par gaz traceur, trois tests ont été effectués (un en décembre et deux en septembre). Les résultats correspondent respectivement à 0,03 h<sup>-1</sup> ; 0,06 h<sup>-1</sup> ; 0,07 h<sup>-1</sup> pour les 3 tests (décembre, septembre 1 et septembre 2). Si ces résultats ne sont pas comparables à ceux mesurés par pressurisation, ils confirment les tendances des tests par pressurisation et demeurent plus réalistes au vue des conditions de différence de pression non imposés.

Concernant la mesure du volume effectif, deux tests consécutifs ont ainsi été effectués sur la salle L21. Le volume effectif mesuré par méthode direct de gaz traceur a été estimé à 235+/- 35 m<sup>3</sup> et 237+/- 37 m<sup>3</sup>, respectivement pour le premier et le deuxième test. En moyenne, on constate 19 m<sup>3</sup> de différence avec le volume géométrique sous faux plafond (216 m<sup>3</sup> en volume géométrique sous faux plafond) et 8 m<sup>3</sup> avec le volume géométrique sous plafond (243 m<sup>3</sup> en volume géométrique sous plafond). Si la différence reste non significative, compte tenu de l'erreur de mesure, il faut tout de même noter que l'estimation du volume mesuré par

gaz traceur reste plus précise que le volume géométrique qui ne tient compte que des dimensions des parois.

### III.3.3.2. Analyse des résultats en ventilation mécanique

L'étude des performances de ventilation avec la stratégie de ventilation mécanique est ici basée sur un échantillon de 18 tests effectués selon la procédure décrite précédemment, dans la partie méthodologie. Les 18 tests ont été effectués sous différents régimes de ventilation programmés directement sur l'interface de commande de la CTA :

- Régime supérieur : pour les tests de VM1 à VM6, effectués en août 2016. Correspond au fonctionnement nominal de la CTA.
- Régime inférieur : pour les tests de VM7 à VM14, effectués entre août et septembre 2016. Correspond au fonctionnement de base de la CTA.
- Régime manuel: pour les tests de VM15 à VM18, effectués entre janvier et février 2016. Correspond à une période de maintenance où la CTA est pilotée manuellement.

#### *Taux de renouvellement d'air*

Les taux de renouvellement d'air ont été calculés à partir des mesures de gaz traceurs en test de décroissance en suivant trois méthodes de calcul différentes. Il s'agit des techniques de moyenne à deux points ; régression linéaire et régression non linéaire (décroissance multipoints) décrites dans le chapitre 1. De plus, comme indiqué dans la partie méthodologie, les débits de ventilation ont aussi été mesurés à l'aide d'un fil chaud au niveau de la bouche de soufflage. Afin de comparer les résultats des taux de ventilation par gaz traceur et par fil chaud, le débit de ventilation a été converti en taux de renouvellement d'air en utilisant le volume effectif et non pas le volume géométrique. L'ensemble des résultats pour les 18 tests sont présentés dans le tableau 39.

Pour la première batterie de tests, sur la base des résultats du calcul en moyenne, les taux de renouvellement d'air oscillent entre  $1,64 \text{ h}^{-1}$  et  $1,78 \text{ h}^{-1}$  avec une moyenne de  $1,68 \text{ h}^{-1}$ . Ces variations peuvent s'expliquer par l'influence de l'étanchéité de l'enveloppe à l'air qui comme décrit dans le paragraphe précédent, peut influencer les échanges aérauliques. Cependant, en prenant en considération les incertitudes de mesure, ces variations sont assez faibles (tableau 39). Pour la deuxième batterie de tests correspondant au régime inférieur, les taux de renouvellement d'air varient de  $0,90 \text{ h}^{-1}$  à  $0,99 \text{ h}^{-1}$  avec une moyenne de  $0,92 \text{ h}^{-1}$ . Au vue des incertitudes de mesure, ces différences sont non significatives. Enfin, pour la dernière batterie de tests effectuée en février, les taux de ventilation varient fortement, allant de  $1,06 \text{ h}^{-1}$  à  $2,44 \text{ h}^{-1}$ . Ces différences s'expliquent principalement par le réglage de la CTA qui a été assuré manuellement par le mainteneur.

Pour rappel, les trois méthodes de calcul utilisées que sont les méthodes par moyenne, par régression linéaire et par régression non linéaires correspondent respectivement à des méthodes adaptées pour des conditions transitoires et non biaisées ; stationnaires ; et transitoires et biaisées. La méthode moyenne permet de donner des résultats non biaisés par une hypothèse de calcul mais tient en compte uniquement des points de début et de fin de décroissance. Cette méthode permet de réduire les erreurs de calcul mais ne prend pas en compte des fluctuations pouvant avoir lieu entre le début et la fin de décroissance. La méthode par régression linéaire est quant à elle biaisée puisqu'elle est basée sur une forte hypothèse qui stipule la stationnarité de l'évolution de la concentration. Enfin la méthode par régression non linéaire permet de réduire les incertitudes de calcul numérique mais reste

inadaptée aux fluctuations puisqu'il s'agit d'une méthode qui stipule la stationnarité de l'évolution de la concentration, tout comme la méthode par régression linéaire. Dans le cadre de ces études, nous avons souhaité tester ces différentes méthodes de calcul d'une part afin de confronter les résultats, et d'autre part et surtout afin de juger de leur fiabilité sur l'hypothèse de stationnarité des fluctuations de concentration. En effet, une ventilation mécanique est censée garantir un débit d'air constant, sans fluctuations.

Lors de la première série de mesures, les écarts entre la méthode moyennée et la méthode par régression linéaire sont de l'ordre de  $0,04 \text{ h}^{-1}$ , soit 2%, en excluant le test 3 qui présente un écart de 34%. Cet écart est expliqué par la présence de conditions non stationnaires (fluctuations). Celles-ci peuvent être provoquées par des infiltrations parasites depuis l'extérieur ou encore par une régulation du débit peu fiable. En considérant l'incertitude de mesure qui est de l'ordre de 1%, l'écart semble très faible mais significatif. En comparant les résultats de la méthode moyennée à la méthode par régression non linéaire, les écarts sont de l'ordre de 3 %.

Lors de la deuxième série de tests, les écarts sont de l'ordre de  $0,02 \text{ h}^{-1}$  tant entre la méthode moyennée et la méthode linéaire qu'entre la méthode moyennée et la méthode non linéaire. Ces écarts représentent environ 2 % par rapport aux taux de renouvellement d'air moyens. En revanche, contrairement à la première série de tests, ces écarts sont non significatifs puisque les incertitudes de mesures sont de l'ordre de 2 %.

Enfin, la troisième série de tests qui correspond à un régime de maintenance, non stationnaire présente des écarts importants. Entre la méthode moyenne et la régression linéaire les écarts sont de l'ordre de 18 % avec une incertitude de mesure de 2 %. Entre la méthode moyenne et la méthode par régression non linéaire, l'écart est de l'ordre de 7 %.

Ces analyses confirment les analyses théoriques effectuées dans le premier chapitre sur la pertinence de ces différentes méthodes de calcul. En effet, pour des conditions stationnaires et stables, les trois méthodes se valent et ne présentent pas d'écarts significatifs, compte tenu des incertitudes de mesures. En revanche, lorsque les fluctuations sont plus importantes, les écarts deviennent plus significatifs.

Les résultats des taux de renouvellement d'air par fil chaud montrent un écart relativement important, de l'ordre de  $0,2 \text{ h}^{-1}$  en moyenne pour la première batterie de tests et la deuxième batterie de tests. Ces écarts peuvent s'expliquer par le manque de fiabilité de la mesure par fil chaud, qui nécessite plusieurs points de mesure au niveau de la bouche et une répartition adéquate en fonction de l'écoulement à la sortie de la bouche de soufflage. De plus, d'un point de vue technique, la mesure du taux de renouvellement par gaz traceur est plus précise car elle prend en compte les échanges aérauliques par CTA ainsi que ceux provoqués par les défauts d'étanchéité, indépendamment des infiltrations ou exfiltration qu'a le local soit en dépression ou en surpression. Au contraire, la mesure au niveau de la bouche de soufflage est locale et ne prend pas en compte l'air provenant de défauts d'étanchéité tant au niveau de l'enveloppe qu'au niveau de la bouche en elle-même (raccord au conduit). Il est tout de même important de noter que pour un niveau de précision moins élevé (ex : commissionnement sur chantier des débits de ventilation mécaniques), la mesure par fil chaud reste assez robuste du fait de sa mise en œuvre simple et pratique et surtout peu coûteuse.

Tableau 39: Résultats des taux de ventilation pour les 18 tests en ventilation mécanique

	Moy ISO/ASTM		Rég lin		Multipoints ISO		Fil chaud bouche		Incertitude*
	$\lambda$ [ $h^{-1}$ ]	$Q_v$ ( $m^3/h$ )	$\lambda$ [ $h^{-1}$ ]	$Q_v$ ( $m^3/h$ )	$\lambda$ [ $h^{-1}$ ]	$Q_v$ ( $m^3/h$ )	$\lambda$ [ $h^{-1}$ ]	$Q_v$ ( $m^3/h$ )	$d \lambda / \lambda$ [%]
<b>Tests en régime supérieur en aout</b>									
VM1	1,65	387,36	1,69	397,15	1,68	394,80	1,38	323,74	1,4%
VM2	1,68	394,83	1,77	415,95	1,76	413,60	1,56	366,08	1,3%
VM3	1,78	418,73	1,33	312,55	1,33	312,55	1,42	334,67	1,8%
VM4	1,66	390,02	1,68	394,80	1,68	394,80	1,59	373,23	1,5%
VM5	1,64	385,21	1,66	390,10	1,66	390,10	1,56	366,10	1,4%
VM6	1,67	391,92	1,69	397,15	1,69	397,15	1,39	326,36	1,4%
<b>Tests en régime inférieur en aout et septembre</b>									
VM7	0,99	233,28	0,97	227,95	0,97	227,95	1,23	289,32	1,6%
VM8	0,90	210,87	0,88	206,80	0,88	206,80	1,08	254,92	1,5%
VM9	0,90	211,78	0,85	199,75	0,88	206,80	1,38	325,40	1,6%
VM10	0,92	215,83	0,90	211,50	0,90	211,50	1,15	270,22	1,5%
VM11	0,90	210,69	0,90	211,50	0,90	211,50	1,02	239,94	1,6%
VM12	0,90	211,90	0,88	206,80	0,88	206,80	—	—	1,4%
VM13	0,90	210,92	0,91	213,85	0,91	213,85	—	—	2,4%
VM14	0,96	225,87	0,93	218,55	0,93	218,55	—	—	2,2%
<b>Tests en régime manuel en hiver</b>									
VM15	1,06	249,10	1,38	324,30	1,13	265,55	—	—	2,8%
VM16	1,24	291,40	1,55	364,25	1,33	312,55	—	—	1,8%
VM17	1,90	446,50	2,54	596,90	2,18	512,30	—	—	1,7%
VM18	2,44	573,40	2,56	601,60	2,52	592,20	—	—	1,7%

\*Incertitude calculée pour la méthode de gaz traceur. La méthode est détaillée dans les paragraphes suivants. Les résultats sont également détaillés dans le tableau 43.

A titre réglementaire et normatif, ces débits sont bien en dessous des exigences françaises et européennes. La réglementation du travail dans ce type de bâtiment (salle de classe) régie par l'article R4222-6 du code du travail [17] exige des débits de ventilation de 18 m<sup>3</sup>/h. personne (soit 0,08 l/h. personne). D'autre part, si on se réfère aux préconisations de l'EN 15251 [18] pour le dimensionnement de la ventilation par occupant, ces valeurs sont largement au-dessous des limites de la catégorie III fixée par l'EN 15251 [18] (bâtiment existant). En effet, si on considère une occupation moyenne de 35 élèves (la salle est dimensionnée pour 40), les débits de ventilation correspondraient à 20 m<sup>3</sup>/h personne pour des bâtiments existants (catégorie III) et 35 m<sup>3</sup>/h personne pour des bâtiments neufs ou rénovés (catégorie II). En moyenne, les débits de ventilation par personne mesurés lors des différents tests effectués correspondent à 6,2 m<sup>3</sup>/h personne et 11,9 m<sup>3</sup>/h personne, respectivement pour les régimes de base et nominal (tableau 40).

Un des points critiques lors de la mesure des taux de renouvellement d'air est certainement la précision de la mesure. Elle dépend de plusieurs paramètres dont la façon dont elle est estimée et la technique de mesure. Si les techniques de gaz traceurs sont les plus précises dans la mesure des taux de renouvellement d'air, il est important de bien choisir comment mettre en œuvre la mesure, notamment par rapport au temps de mesure.

Tableau 40: débits de ventilation par personne mesurés en L21, exigés par le code du travail et préconisés par l'EN15251

<i>Salle de classe</i>	<i>m<sup>3</sup>/h.pers</i>	<i>m<sup>3</sup>/h.pers</i>	<i>m<sup>3</sup>/h.pers</i>
EN 15251	Bâtiment très peu polluant	Bâtiment peu polluant	Bâtiment polluant
Cat I	45,99	50,17	58,54
Cat II	31,78	35,12	40,98
Cat III	18,40	20,07	23,41
Code du travail	18	18	18
Régime bas L21	6,18	6,18	6,18
Régime nominal L21	11,28	11,28	11,28

Dans notre cas, le temps de mesure est l'un des paramètres les plus importants puisqu'il impacte la mesure du taux de renouvellement d'air, sa précision ainsi que la mesure/calcul des paramètres et indices d'efficacité de ventilation. L'objectif étant d'effectuer la mesure des taux de ventilation et des âges moyens locaux en simultanément, le choix de la période de mesure a été motivé par les contraintes de mesure des âges de l'air. Pour la technique de décroissance utilisée ici, la mesure de l'âge de l'air nécessite la décroissance d'au moins 95% de la concentration initiale (début de la décroissance). Ce qui n'est pas le cas pour la mesure du taux de renouvellement d'air. Il n'existe pas de limites imposées qui contraignent le processus de mesure du taux de renouvellement d'air mais plutôt des durées minimales qui permettent de minimiser les erreurs engendrées. En effet, si on se réfère aux normes en vigueur (ASM E741), des temps de mesure sont préconisés pour chaque plage de taux de renouvellement d'air (tableau 41). Ce qui nous permet d'élargir les temps de mesure pour atteindre les exigences de la mesure des âges moyens sans pour autant contraindre les préconisations des normes sur la précision de la mesure des taux de renouvellement d'air.

Tableau 41: durées minimales préconisées par l'ASTM E751 pour la mesure du taux de renouvellement d'air par technique de décroissance

<i>Taux de renouvellement d'air [h<sup>-1</sup>]</i>	<i>Durée minimale [h]</i>
0,25	4
0,5	2
1	1
2	0,5
4	0,25

Néanmoins, il est important de préciser que les valeurs minimales fixées par les normes sont basées sur les résultats de Sherman [19] dans ces analyses d'incertitudes. En effet, Sherman a préconisé des durées minimales pour la mesure du taux de renouvellement d'air en décroissance sur la base des erreurs de mesures (tableau 42).

Tableau 42: incertitudes de mesure de taux de renouvellement d'air en fonction des taux de renouvellement d'air et des périodes de mesures pour une technique de décroissance par moyenne [19]

$d \lambda / \lambda$ [%]	$\lambda$ [ $h^{-1}$ ]			
	0,25	0,5	1	2
T				
20 min	0,433 (177%)	0,464 (93%)	0,515 (52%)	0,657 (33%)
1 h	0,163 (65%)	0,193 (39%)	0,290 (29%)	0,746 (37%)
3 h	0,078 (31%)	0,153 (31%)	0,670 (67%)	13,4 (672%)
8 h	0,093 (37%)	0,683 (137%)	37,0 (3726%)	....

Ces valeurs ont été extraites depuis la formule d'incertitude en exponentiel décrite par Sherman dans l'équation suivante :

$$\partial \lambda = \frac{\sqrt{1 + e^{2\lambda T}}}{T} \frac{\partial C}{C_{initial}} \quad (161)$$

Avec :

$\lambda$  = taux de renouvellement d'air [ $h^{-1}$ ]

$T$  = période de mesure [h]

$C_{initial}$  = concentration en gaz traceur [ppm]

$C$  = concentration en gaz traceur [ppm]

Cependant, Sherman a proposé une évolution applicable si l'estimation de l'incertitude au début et à la fin de la décroissance est possible, selon l'équation suivante :

$$\partial \lambda^2 = \frac{1}{T^2} \left( \frac{\partial C_{initial}^2}{C_{initial}^2} + \frac{\partial C_{final}^2}{C_{final}^2} \right) \quad (162)$$

L'équation 162 a ainsi été utilisée dans nos calculs d'incertitude afin de minimiser les erreurs et éviter les effets négatifs du temps de mesure sur l'incertitude que peut provoquer l'équation 158. C'est pourquoi, l'ensemble des tests effectués dans ce chapitre ont été effectués entre 140 ppm (concentration initiale de début de décroissance) et 3 ppm (concentration finale de fin de décroissance). Si la concentration initiale a été choisie plutôt de façon pratique pour assurer une décroissance suffisante, la concentration finale a quant à elle, été fixée pour respecter le critère d'incertitude de mesure sur la concentration préconisée par l'ASTM E741 à 5% (incertitude relative). Les incertitudes relatives de concentration ont été calculées conformément à la méthode proposée par la norme ASTM E741 et ce, lors des tests d'infiltrométrie. Il s'agissait des tests les plus stables en termes de fluctuation de concentration. Ce qui nous a permis d'estimer les incertitudes relatives de concentration à 140 ppm et 3 ppm, respectivement à 0,37 % et 4,02 %.

En plus de l'incertitude de mesure, l'incertitude due au mélange de gaz traceur a été calculée et intégrée à l'incertitude totale. L'incertitude due au mélange a été estimée en fonction des écarts entre les valeurs maximales et minimales des taux de renouvellement d'air, selon la méthode proposée par Caciolo [9] :

$$\frac{\partial \lambda}{\lambda} = \frac{\lambda_{max} - \lambda_{min}}{2 \lambda} \quad (163)$$

L'incertitude totale est alors calculée en fonction de l'incertitude de mesure et de l'incertitude due au mélange selon l'équation suivante :

$$\frac{\partial \lambda}{\lambda} = \sqrt{\left(\frac{\partial \lambda}{\lambda}\right)_{mesure}^2 + \left(\frac{\partial \lambda}{\lambda}\right)_{mélange}^2} \quad (164)$$

Le tableau 43 présente les résultats des incertitudes de mesure et de mélange qui ont servi à calculer les incertitudes de mesures présentées dans le tableau 40. Les incertitudes dues au mélange de gaz sont du même ordre que celles dues aux mesures. Ces résultats sont uniquement atteignables si on s'assure de démarrer et de finir la décroissance de façon homogène, ce qui est préconisé par la norme ASTM E741. Ce qui nous permet d'atteindre des erreurs relativement faibles, d'où l'importance de la mise en œuvre d'un test de décroissance. Néanmoins, il est important de noter que l'incertitude due aux mélanges peut accroître pour un calcul sur l'ensemble des points de mesure. Dans ce cas, des écarts de concentration entre les points de mesure peuvent engendrer des erreurs importantes, notamment lorsqu'il s'agit de stratégies de ventilation avec une efficacité de renouvellement d'air au-delà ou en dessous de 50%. Une raison de plus qui a motivé le choix de la méthode de calcul moyen pour l'estimation du taux de renouvellement d'air (en plus de la validité de la méthode pour des résultats non biaisées en cas d'effets instationnaires).

Tableau 43: incertitudes de mesure, de mélange et totales pour les 18 tests de ventilation mécanique

<i>Test</i>	<i>Incertitude de mesure</i>	<i>Incertitude de mélange</i>	<i>Incertitude totale</i>
VM1	1,19%	0,67%	1,4%
VM 2	1,27%	0,05%	1,27%
VM 3	1,25%	1,25%	1,8%
VM 4	1,26%	0,87%	1,5%
VM 5	1,22%	0,68%	1,40%
VM 6	1,26%	0,68%	1,4%
VM 7	1,32%	0,92%	1,6%
VM 8	1,33%	0,78%	1,5%
VM 9	1,32%	0,96%	1,6%
VM10	1,32%	0,80%	1,5%
VM11	1,36%	0,77%	1,6%
VM12	1,32%	0,52%	1,4%
VM13	1,37%	1,96%	2,4%
VM14	1,32%	1,70%	2,2%
VM15	2,36%	1,49%	2,8%
VM16	1,35%	1,17%	1,8%
VM17	1,65%	0,14%	1,7%
VM18	1,65%	0,57%	1,7%

*Paramètres d'efficacité de ventilation : distribution des âges moyens locaux*

Comme indiqué dans la partie méthodologie, les paramètres d'efficacité de ventilation, en l'occurrence, les âges moyens locaux, la constante nominale de temps et les âges moyens des locaux ont été mesurés en simultanément avec les taux de renouvellement d'air, durant la phase de décroissance.

Les âges moyens locaux ont alors été calculés suivant 3 méthodes que sont la méthode ASHRAE 129 ; la méthode ISO 16000-8 et Nordtest NVVTS décrites et comparées dans le chapitre indices de ventilation. Pour rappel, les principales différences entre les trois méthodes de calcul sont :

- La méthode ISO s'appuie sur le calcul de la pente de la partie exponentielle de la courbe
- La méthode Nordtest s'appuie sur les parties exponentielles et non exponentielles
- La méthode ASHRAE s'appuie sur un calcul moyen des concentrations

Le tableau 44 présente l'ensemble des résultats des âges moyens locaux pour les 18 tests de ventilation mécanique (6 âges par tests). Concernant les incertitudes des âges locaux, la méthode de calcul de l'ISO 16000-8 a été appliquée.

En moyenne, le régime haut présente des âges de l'ordre de 0,58 h avec la méthode ISO, 0,64 h avec la méthode Nordtest et enfin 0,65 h avec la méthode ASHRAE. Le régime bas présente logiquement des âges plus élevés (si on se réfère aux valeurs des taux de renouvellement d'air). En moyenne, les âges locaux présentent des valeurs de 1,13 h; 1,08 h; et 1,10 h respectivement calculés avec les méthodes ISO ; Nordtest et ASHRAE. Enfin, le régime manuel présente des écarts un peu plus importants avec en moyenne 0,62 h pour la méthode ISO ; 0,82 pour la méthode Nordtest et 0,76 h. Avec des erreurs de 5% en moyenne, ces écarts entre les méthodes sont peu significatifs. Toutefois, il est difficile de conclure sur les différences entre les 3 méthodes sur une stratégie de ventilation quasi stationnaire. Lorsqu'il s'agit de conditions non stationnaires, la méthode ASHRAE est sans doute la plus appropriée car il s'agit d'une méthode moyenne, comme peut l'être la méthode moyenne pour le calcul du taux de renouvellement d'air. Au contraire, les méthodes Nordtest et ISO qui sont assez similaires, peuvent présenter des erreurs de calcul liées notamment à la partie non stationnaire qui peut être mal estimée (Nordtest) ou non prise en compte (ISO). De plus, ces deux techniques peuvent être biaisées au niveau de la décomposition de la courbe (exponentielle/non exponentielle).

Tableau 44:âges moyens locaux de l'air par méthode ISO 1600-8; Nordtest NVVTS 18; ASHRAE 129 et incertitude de mesure pour les 18 tests en ventilation mécanique

Tests	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
	VM1						VM10					
ISO	0,6	0,6	0,6	0,59	0,59	0,59	1,23	1,25	1,2	1,2	1,25	1,24
Nordtest	0,69	0,69	0,67	0,66	0,67	0,58	0,12	1,07	1,07	1,05	1,15	1,12
ASHRAE	0,71	0,71	0,68	0,67	0,68	0,68	1,04	1	1,01	1	1,08	1,06
Incertitude	5,8%	5,8%	5,8%	5,9%	6,0%	6,0%	5,94%	6,12%	5,97%	6,06%	6,18%	6,15%
	VM2						VM11					
ISO	0,57	0,56	0,57	0,57	0,57	0,57	1,17	1,21	1,21	1,21	1,22	1,21
Nordtest	0,68	0,68	0,66	0,64	0,62	0,62	1,14	1,21	1,16	1,14	1,15	1,14
ASHRAE	0,68	0,68	0,66	0,63	0,61	0,61	1,07	1,14	1,09	1,09	1,08	1,08
Incertitude	6%	10%	6%	7%	7%	6%	5,01%	5,01%	5,00%	5,00%	5,00%	5,00%
	VM3						VM12					
ISO	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	1,12	0,99	1,08	1,07	1,05	1,05
Nordtest	0,69	0,67	0,68	0,65	0,61	0,61	0,16	1,12	1,13	1,12	1,22	1,14
ASHRAE	0,68	0,66	0,66	0,63	0,6	0,6	1,09	1,07	1,08	1,07	1,17	1,09
Incertitude	5,71%	5,74%	5,74%	5,78%	5,85%	5,85%	5,89%	5,75%	5,91%	5,97%	5,96%	5,94%
	VM4						VM13					
ISO	0,6	0,6	0,6	0,59	0,6	0,6	1,12	1,08	1,12	1,11	1,1	1,1
Nordtest	0,62	0,64	0,6	0,6	0,61	0,6	1,22	1,22	1,23	1,15	1,14	1,28
ASHRAE	0,66	0,69	0,64	0,64	0,65	0,64	1,2	1,2	1,22	1,14	1,07	1,19
Incertitude	6,48%	6,39%	6,56%	4,39%	6,67%	6,71%	5,90%	5,90%	5,88%	5,98%	6,08%	5,96%
	VM5						VM14					
ISO	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	1,08	1,09	1,07	1,09	1,08	1,07
Nordtest	0,68	0,68	0,65	0,65	0,69	0,65	1,18	1,13	1,15	1,05	1,05	1,08
ASHRAE	0,67	0,68	0,65	0,64	0,65	0,64	1,16	1,12	1,14	1,04	1,04	1,07
Incertitude	6,18%	6,14%	6,24%	6,32%	6,37%	6,41%	5,93%	5,99%	5,96%	6,12%	6,12%	6,06%
	VM6						VM15					
ISO	0,59	0,59	0,58	0,59	0,59	0,59	0,9	0,89	0,88	0,88	0,88	0,87
Nordtest	0,62	0,65	0,64	0,6	0,63	0,62	1,26	1,23	1,29	1,27	1,2	1,2

ASHRAE	0,67	0,64	0,63	0,59	0,63	0,61	1,11	1,09	1,1	1,09	1,07	1,08
Incertitude	6,38%	6,74%	6,50%	6,61%	6,71%	6,69%	5,15%	5,15%	5,15%	5,14%	5,14%	5,14%
	VM7						VM16					
ISO	1,04	1,04	1,03	1,03	1,03	1,03	0,74	0,76	0,75	0,75	0,74	0,74
Nordtest	1,16	1,09	1,1	1,13	1,1	1,08	1,14	1,12	1,11	0,7	1,08	1,08
ASHRAE	1,15	1,08	1,09	1,12	1,1	1,08	1,07	1,07	1,06	1,05	0,75	1,02
Incertitude	5,95%	6,09%	5,98%	6,06%	6,15%	6,15%	6,6%	6,57%	6,54%	6,52%	6,49%	6,46%
	VM8						VM17					
ISO	1,15	1,15	1,13	1,13	1,14	1,14	0,46	0,51	0,46	0,46	0,45	0,45
Nordtest	1,18	1,16	1,14	1,17	1,13	1,15	0,51	0,52	0,48	0,45	0,49	0,46
ASHRAE	1,17	1,16	1,13	1,16	1,12	1,14	0,5	0,51	0,48	0,44	0,48	0,45
Incertitude	5,95%	6,09%	5,98%	6,06%	6,15%	6,15%	5,0%	5,04%	5,04%	5,04%	5,04%	5,06%
	VM9						VM18					
ISO	1,19	1,19	1,16	1,17	1,17	1,16	0,4	0,4	0,4	0,39	0,4	0,39
Nordtest	0,12	1,1	1,13	1,11	1,13	1,13	0,5	0,54	0,52	0,51	0,47	0,52
ASHRAE	1,06	1,14	1,07	1,05	1,07	1,07	0,48	0,49	0,47	0,46	0,47	0,44
Incertitude	5,89%	6,02%	5,94%	6,04%	6,06%	6,15%	5,04%	5,05%	5,05%	5,05%	5,05%	5,06%

La figure 63 présente les moyennes des âges locaux pour chaque point de mesure incluant les 3 méthodes de calcul. Les distributions spatiales des âges locaux confirment en partie les résultats obtenus avec les âges moyennés sur l'ensemble des points de mesure. En effet, si on prends en considération les erreurs de mesure, les écarts sont non significatifs pour le régime bas, à part pour le point 1 avec méthode Nordtest qui présente une anomalie. Le régime haut présente quant à lieu des différences plus significatives entre les méthodes ASHRAE, Nordtest et la méthode ISO qui affiche des âges plus faibles de l'ordre de 0,15 h. Ces écarts s'expliquent par une éventuelle présence de phénomènes non stationnaires (non pris en compte par la méthode ISO), ce qui biaise les résultats. Pour rappel, les effets instationnaires sont généralement présents en début de courbe de décroissance [20]. Ces effets sont sous estimés par la méthode ISO, ce qui explique ces écarts. Enfin, le régime manuel, présente des écarts peu significatifs de l'ordre de 0,04 h entre les méthodes ASHRAE, Nordtest et la méthode ISO.

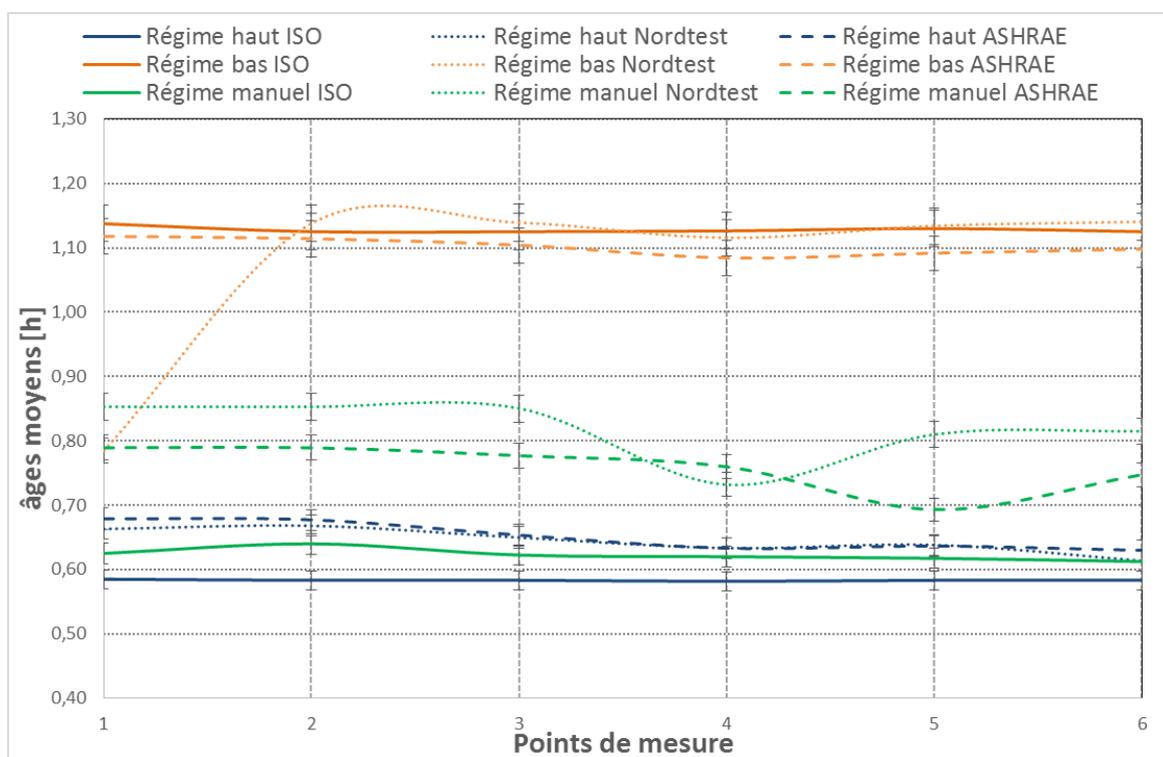


Figure 63: moyennes sur les 3 régimes des âges moyens locaux pour les 3 méthodes de calcul ISO (ligne continue), Nordtest (points) et ASHRAE (ligne discontinue)

En conclusion, les résultats moyennés confirment les hypothèses émises sur les résultats biaisés que peuvent provoquer les méthodes ISO et à un degré moindre la méthode Nordtest. En revanche, les résultats contredisent l'hypothèse de conditions stationnaires pour la ventilation mécanique. C'est pourquoi nous orientons la suite des calculs des âges moyens locaux vers l'utilisation de la méthode ASHRAE qui semble plus appropriée pour des résultats non biaisés.

Concernant la distribution spatiale des âges moyens locaux, le graphique précédent ne nous permet pas de conclure de part la présence de moyennes et non de valeurs singulières. La figure 64 présente l'ensemble des résultats des âges moyens locaux, calculés avec la méthode ASHRAE.

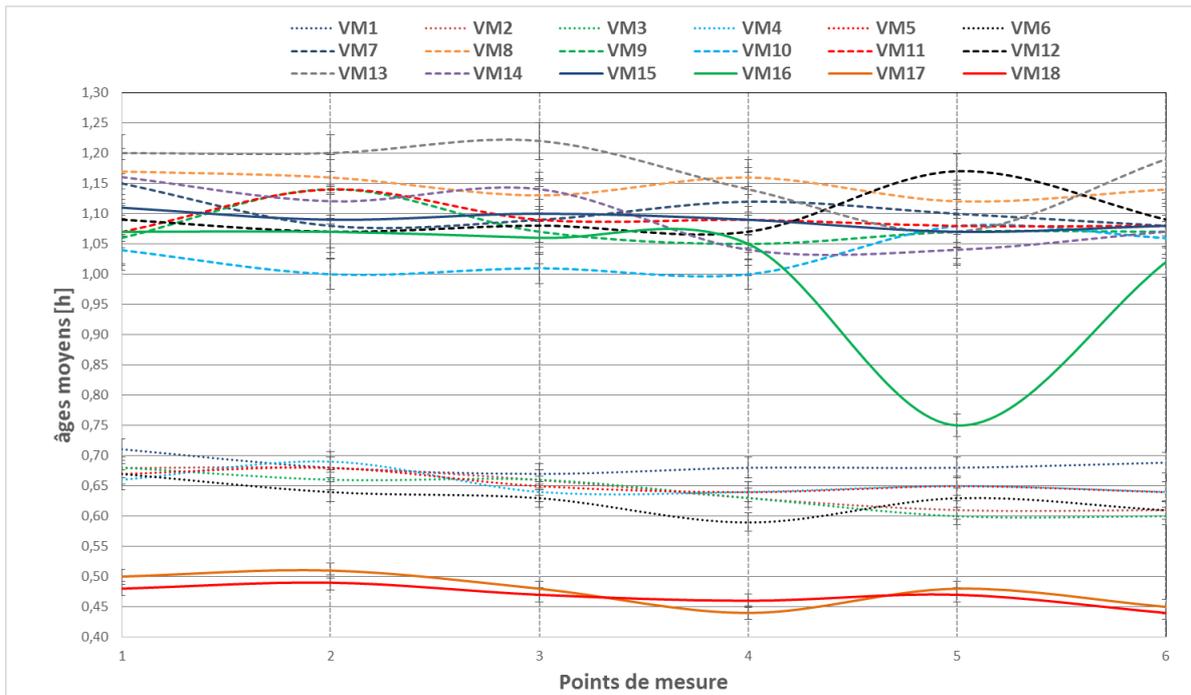


Figure 64: âges moyens locaux pour l'ensemble des points de mesures incluant les 3 régimes haut (pointillés); bas (ligne discontinue) et manuel (ligne continue)

De façon générale, excepté le test VM 16, les âges sont plutôt homogènes sur l'ensemble des points de mesure. Les écarts d'âges locaux sont trop faibles pour envisager une ventilation court-circuitée ou par piston. Ce qui nous rapproche d'une hypothèse de ventilation par mélange (efficacité de renouvellement d'air à 50 %). De plus, la répétitivité est assez importante pour les régimes haut et bas. Si on compare les 3 régimes de ventilation, les résultats du régime haut (pointillés) présentent des distributions relativement homogènes mais avec la présence de quelques zones mortes (âge élevé) comme c'est le cas pour les zones 2 et 5. Au contraire, la zone 4 présente des âges plus faibles. Ce qui s'explique par l'orientation de la bouche de soufflage monodirectionnelle vers cette zone. Concernant le régime bas, les écarts entre les essais semblent plus significatifs. Cependant, encore une fois, les différences spatiales ne nous permettent pas de nous prononcer pour une ventilation court-circuitée ou piston. La distribution des âges est tout de même relativement plus importante que pour le régime haut sans, pour autant dégager une tendance sur les écoulements. Enfin, le régime manuel qui présente des écarts entre les essais assez importants, nous permet de confirmer la tendance analysée pour les deux premiers régimes : plus les âges sont élevés, plus les distributions spatiales sont significatives. A titre d'exemple, on peut voir le comportement des âges pour l'essai VM16 en comparaison avec les âges des essais VM 17 et VM 18 qui sont plus homogènes spatialement. Une efficacité de renouvellement d'air importante est censée être caractérisée par des âges à l'extraction beaucoup plus importants que ceux en zone ventilée, le contraire est aussi vrai. Toutefois, il est assez difficile de conclure uniquement avec la comparaison des âges locaux. De plus, la perméabilité de l'enveloppe à l'air joue un rôle important puisque dans notre cas, il ne s'agit pas d'une cellule test parfaitement étanche à l'air mais d'un local qui présente une étanchéité à l'air moins importante que des bâtiments certifiés RT2012. Les analyses basées sur les âges à l'extraction peuvent donc être biaisées par des fuites parasites qui compromettent les techniques de mesure d'efficacité de ventilation conventionnelles (à l'extraction). C'est le sujet du paragraphe suivant qui présente une comparaison des techniques conventionnelles avec autre variante.

### *Efficacité de renouvellement d'air : paramètres et indice d'efficacité de renouvellement d'air*

L'efficacité de renouvellement d'air est pour rappel, un indice qui permet d'apprécier la capacité d'un système de ventilation à renouveler l'air. Autrement dit, il permet de comprendre comment l'air intérieur pollué est renouvelé avec l'air frais. Nous proposons ici de comparer deux techniques conventionnelles existantes et normalisées (figure 45) pour une utilisation exclusive en ventilation mécanique, avec une variante qui permettra de faire abstraction du type de ventilation et surtout, de la présence d'éventuelles fuites d'air parasites. Dans les deux cas, l'efficacité de ventilation est calculée comme étant le ratio entre la constante nominale du temps et le double de l'âge moyen du local. La principale différence entre les deux approches est que les paramètres d'efficacité de ventilation, en l'occurrence constante nominale de temps et âge moyen du local sont mesurés et calculés à l'extraction et en zone ventilée, respectivement pour les approches conventionnelles et la variante proposée. Le tableau 45 présente l'ensemble des résultats des paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air mesurés et calculés de manière i) conventionnelle à l'extraction avec les méthodes ASHRAE 129 et la méthode proposée par le guide AIVC TN 34 ; ii) au niveau de la zone ventilée, en faisant abstraction de l'extraction (méthode proposée).

Ages moyens du local :

En analysant les résultats des âges moyens du local (figure 65), on constate les mêmes tendances que pour les analyses de taux de renouvellement d'air. Les âges moyens sont inversement proportionnels aux taux de renouvellement d'air i.e plus le taux de renouvellement d'air est important, moins les âges moyens sont élevés et *vis-versa*. Les essais en régime haut qui présentent des taux de renouvellement importants sont ceux qui présentent les âges moyens du local les plus faibles. Au contraire, les essais en régime bas qui présentent des taux de renouvellement d'air relativement plus faibles, présentent des âges moyens du local plus importants. Comme pour les taux de renouvellement et les âges moyens locaux, la répétabilité entre les essais est assez importante. Ce qui n'est pas le cas des âges moyens locaux analysés précédemment, qui quant à eux présentent de légères différences.

Concernant, les différentes méthodes de mesure et de calcul d'âges moyens du local, il existe des écarts, principalement avec la méthode proposée dans le guide TN 34 qui est basée sur une mesure à l'extraction. En effet, les résultats sont similaires entre ceux mesurés avec la méthode ASHRAE et la moyenne spatiale utilisée. La seule différence est due au fait que la méthode ASHRAE préconise des mesures uniquement en zone d'occupation qui implique les points de 2 à 6, excluant la mesure au niveau du point 1 à l'extraction. La différence est de l'ordre de 0,01 % au maximum pour l'ensemble des tests. Cela peut être expliqué par le faible écart et donc impact sur la moyenne qui existe entre les âges locaux à l'extraction et les âges moyens locaux en zone ventilée. Dans le cas de distributions favorisant la ventilation par piston (efficacité > 50%) ou court-circuitée (efficacité < 50%), les écarts seraient plus significatifs. C'est pourquoi, il est fortement recommandé d'effectuer des mesures d'âges moyens dans des zones appropriées, loin de tout objet impactant le résultat.

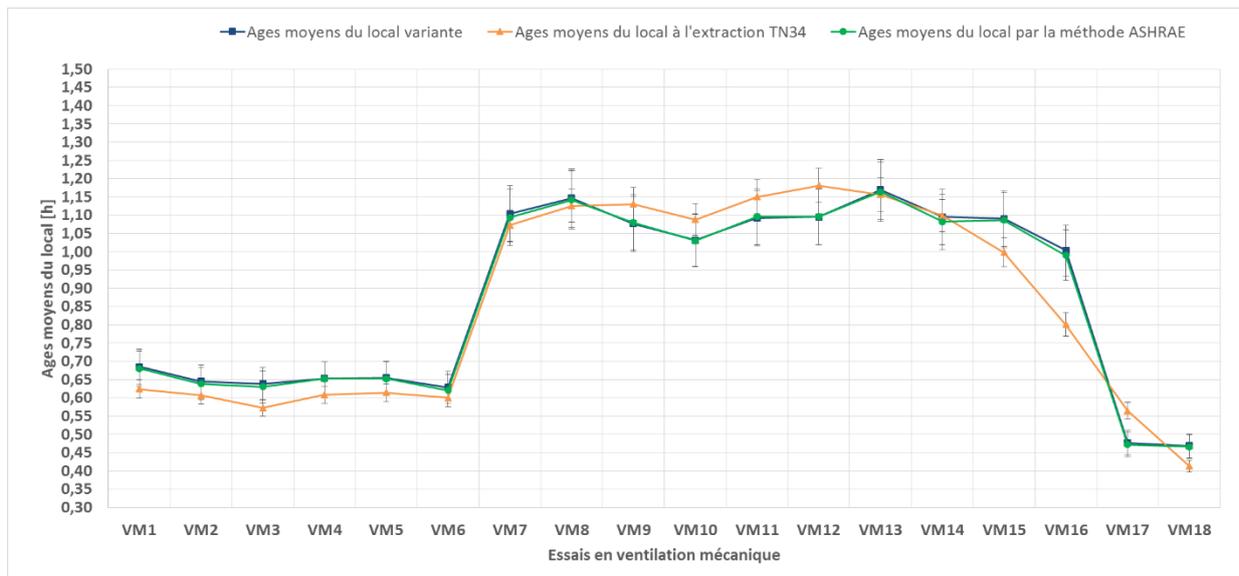


Figure 65: âges moyens du local mesurés et calculés suivant les méthodes TN34 (orange); ASHRAE (vert) et par la variante proposée (bleu)

Les âges moyens du local mesurés à l'extraction (TN34) présentent quant à eux des écarts plus importants en comparaison avec les deux autres méthodes. Effectivement, on constate des écarts allant de 0,01 h à 0,19 h (0,05 en moyenne). En prenant les résultats à l'extraction comme référence, les écarts sont en moyenne de l'ordre de l'ordre de 6,68 % avec un minimum de 0,68 % et un maximum de 23,67 %. Les écarts les plus importants ont été constatés lors des essais effectués en régime manuel et non sur régime automatique bas et haut. Du fait de ces constatations, deux éléments ont été retenus comme causes principales des écarts : i) la perméabilité de l'enveloppe ; ii) la disposition et le nombre de points de mesure.

La perméabilité de l'enveloppe est sans doute ce qui différencie le plus les deux techniques. Tandis que la mesure à l'extraction est basée sur l'hypothèse de sortie unique de l'air, la mesure en zone ventilée est beaucoup plus réaliste puisqu'elle prend en considération les échanges parasites. En effet, en effectuant la mesure de l'âge moyen du local à l'extraction, on considère que tout l'air extrait passe par la seule bouche d'extraction, ce qui n'est pas le cas en réalité et qui présente une des limites de cette technique.

L'hypothèse de l'influence de la perméabilité peut aussi être confirmée en analysant les écarts induits en fonction des régimes de ventilation. On constate que les écarts sont inversement proportionnels aux âges moyens du local i.e plus les âges sont importants, moins d'écarts il y a. Sachant que la salle est conçue pour être maintenue en surpression, il est probable que l'étanchéité de l'enveloppe soit plus influente pour des régimes de ventilation plus importants.

En revanche, la mesure de l'âge moyen du local en zone ventilée permet d'obtenir des résultats plus précis quant aux conditions intérieures et ce, en faisant abstraction des défauts d'étanchéité de l'enveloppe. Toutefois, cette technique présente une limite pratique qui est la disposition et le nombre de points de mesure. Dans le cas de ces essais, les mesures ont été effectuées sur 5 points de mesures réparties de façon homogène et logique pour assurer la couverture de l'ensemble de la zone ventilée (voir partie méthodologie). Ce nombre limité peut s'avérer préjudiciable puisqu'il ne permet pas de couvrir l'ensemble de la zone. En mesures expérimentales, cette limite peut être dépassée en installant plusieurs points de mesure pour couvrir toute la zone, ce qui nécessite l'utilisation de plusieurs dispositifs de

mesure. Ce n'est évidemment pas viable dans le cas de mesures sur site, vu la complexité de l'installation et surtout du coût de l'installation (environ 70 K euros pour 6 points de mesures). De plus, la multiplication des points de mesure et donc des tubes d'échantillonnage peut interférer avec les écoulements dans la zone ventilée.

Constante nominale de temps :

La constante nominale de temps est le deuxième paramètre pris en compte dans le calcul de l'efficacité de renouvellement de l'air. Elle a été estimée de 3 manières différentes : i) à l'extraction comme état égal à l'âge moyen local à l'extraction selon la méthode proposée par l'ASHRAE ; ii) à l'extraction en pondérant les âges et les débits d'extraction selon le TN 34 ; iii) au niveau de la zone ventilée en la supposant égale à l'inverse du taux de renouvellement d'air.

Pour rappel, elle est définie comme étant l'inverse du taux de renouvellement d'air et exprime de façon quantitative les taux de ventilation (combien on ventile ?). En théorie, il s'agit du temps le plus court que met un groupe de particules pour atteindre l'extraction depuis son entrée dans la zone ventilée.

Les constantes nominales du temps mesurées à l'extraction sont similaires pour les deux techniques avec en moyenne des valeurs l'ordre de 0,66 h et 0,68 h respectivement pour le régime haut en calcul TN 34 et ASHRAE ; 1,17 h et 1,12 h respectivement pour le régime bas en calcul TN 34 et ASHRAE (figure 66). Ce qui correspond à des écarts non significatifs de l'ordre de 0,02 à 0,05 h (figure 66). En revanche, lorsqu'on compare la mesure à l'extraction avec la mesure en zone ventilée (inverse du taux de renouvellement d'air), les écarts sont relativement plus importants. Les constantes nominales de temps mesurées en zone ventilée sont de l'ordre de 0,60 h pour le régime haut ; 1,09 h pour le régime bas et de 0,67 h (valeurs fluctuantes entre les tests) pour le régime manuel. En prenant la méthode ASHRAE comme base de référence, les écarts entre la mesure à l'extraction et la mesure en zone ventilées sont en moyenne de l'ordre de 12 % pour le régime haut ; 6 % pour le régime bas, avec une bonne répétabilité. Ces résultats confirment la tendance observée pour les âges moyens du local par rapport à l'impact de la perméabilité de l'enveloppe.

Tout comme les âges moyens du local, les deux principales différences entre les deux méthodes sont dues à la mesure à l'extraction ou en zone ventilée. Les contraintes de perméabilité et de représentativité impactent respectivement la mesure à l'extraction et la mesure en zone ventilée. Concernant la mesure à l'extraction, la valeur de la constante nominale de temps peut être biaisée par le fait que l'air soit court-circuité à travers les défauts d'étanchéité. D'autre part, la mesure de la constante nominale de temps en zone ventilée peut s'avérer peu fiable en cas de présence de zones très hétérogènes non prises en compte par les points de mesures choisis.

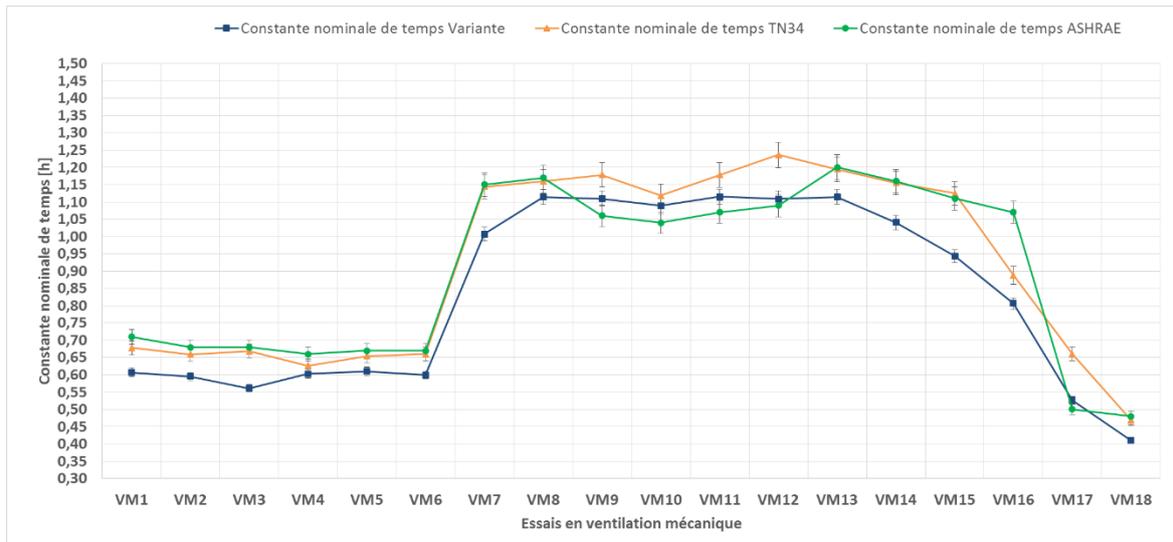


Figure 66: constante nominale de temps mesurée et calculée par la méthode TN34 (orange); ASHRAE (vert) et par la variante proposée (bleu)

Indice d'efficacité de renouvellement d'air :

La figure 67 illustre les résultats des efficacités de renouvellement d'air mesurées et calculées selon les méthodes TN34 (orange) et ASHRAE (vert) à l'extraction ainsi que par la variante proposée (bleu). En moyenne, la tendance tend vers une surestimation de l'efficacité de renouvellement d'air pour une mesure à l'extraction que cela soit pour la méthode TN34 ou pour la méthode ASHRAE qui présentent respectivement des valeurs de 53,89 % et 51,79 %. Cependant, en analysant les incertitudes relatives estimées à partir des incertitudes respectives des constantes nominales de temps et d'âges moyens du local, les écarts sont non significatifs. Au contraire, la méthode proposée, qui elle tient en compte des échanges aérauliques parasites par les défauts d'étanchéité affiche une moyenne de 47,37 %. De façon générale et en prenant en compte les incertitudes, les résultats confirment les analyses et conclusions effectuées sur les âges locaux. La plupart des tests tendent vers une ventilation mélangée avec des efficacités de renouvellement d'air comprises entre 40 % et 58 %. Enfin, l'une des principales tendances vient des écarts entre les mesures à l'extraction et les mesures en zone ventilée, comme pour les résultats précédents en termes d'âges locaux, moyens et de constantes nominales de temps. En effet, la méthode proposée indique une efficacité de renouvellement d'air inférieure à celle mesurée conventionnellement et indique une ventilation court-circuitée. D'un point de vue physique, cela voudrait dire qu'une grande partie de l'air neuf est extrait avant de diluer l'air vicié. Encore une fois, la perméabilité de l'enveloppe à l'air joue un rôle important puisqu'il s'agit de l'élément central qui fait la différence entre les deux méthodes. Ces analyses et conclusions ne font que confirmer l'importance d'une conception de ventilation avec une vision systémique qui permet d'intervenir sur toute la chaîne de qualité d'un système de ventilation dont fait partie l'enveloppe.

La méthode proposée a cependant des limites physiques et pratiques. Tandis que la méthode conventionnelle permet une mesure d'efficacité de renouvellement d'air uniquement sur un point de mesure à l'extraction, la variante proposée nécessite une mise en œuvre précise sur l'ensemble du volume ventilée. En revanche, contrairement à la méthode conventionnelle, la variante proposée permet de faire abstraction des défauts d'étanchéité ainsi que du type de ventilation. Ainsi, son utilisation peut être avantageuse dans deux cas : i) sur des bâtiments réels en permettant de réduire les écarts dus aux défauts d'étanchéité ; ii) sur des systèmes de

ventilation naturelle et/ou hybrides qui jusqu'ici sont très peu fournies en outil d'analyse et de commissionnement.

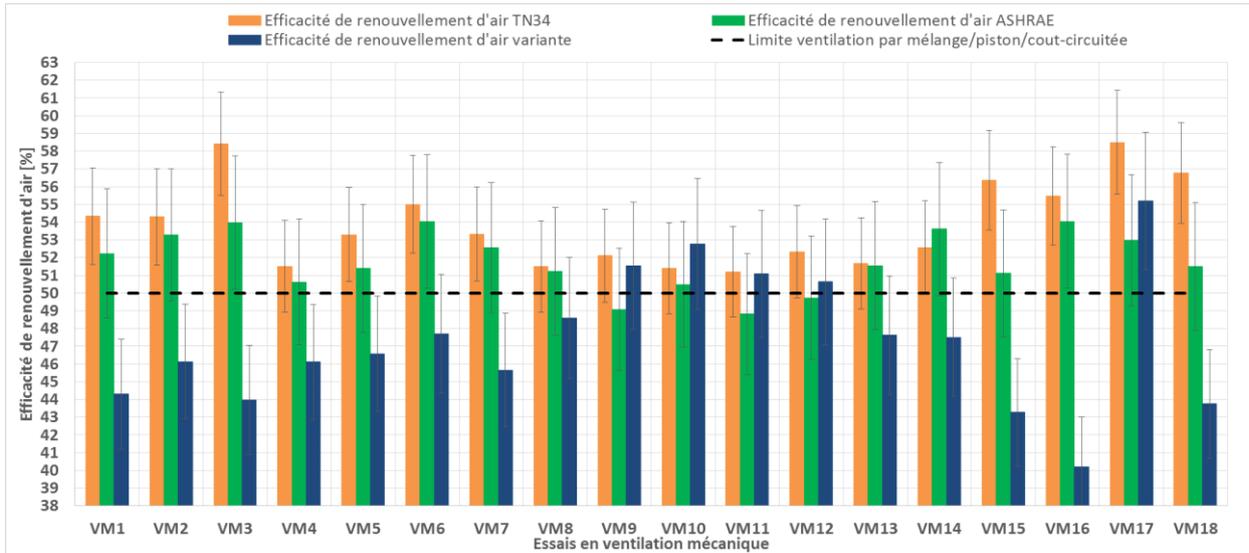


Figure 67: efficacité de renouvellement d'air mesuré et calculé selon les méthodes TN34 (orange) ; ASHRAE (vert) et la variante proposée (bleu) pour les 18 tests en ventilation mécanique

Tableau 45: récapitulatif des paramètres d'efficacité de renouvellement d'air mesurés et des indices d'efficacité de renouvellement d'air calculés suivant 3 méthodes différentes

Stratégie	$\lambda [h^{-1}]$	$\frac{\partial \lambda}{\lambda} [\%]$	$< \tau >_{\text{moy spatiale}} [h]$	$< \tau >_{TN\ 34} [h]$	$< \tau >_{ASHRAE} [h]$	$\tau_n = 1/\lambda [h]$	$\tau_{n\ extr} [h]$	$\tau_{n\ ASHRAE} = \tau_{ext} [h]$	$\varepsilon^a_{TN\ 34} [\%]$	$\frac{\partial \varepsilon^a_{TN\ 34}}{\varepsilon^a_{TN\ 34}} [\%]$	$\varepsilon^a_{\text{variante}} [\%]$	$\frac{\partial \varepsilon^a_{\text{variante}}}{\varepsilon^a_{\text{variante}}} [\%]$	$\varepsilon^a_{ASHRAE} [\%]$	$\frac{\partial \varepsilon^a_{ASHRAE}}{\varepsilon^a_{ASHRAE}} [\%]$
VM1	1,65	1%	0,68	0,62	0,68	0,61	0,68	0,71	54,33	10	44,30	13	52,23	14
VM2	1,68	1%	0,65	0,61	0,64	0,60	0,66	0,68	54,30	11	46,14	16	53,29	17
VM3	1,78	2%	0,64	0,57	0,63	0,56	0,84	0,68	58,42	10	43,96	13	53,97	14
VM4	1,66	2%	0,65	0,61	0,65	0,60	0,63	0,66	51,51	11	46,11	14	50,61	15
VM5	1,64	1%	0,66	0,61	0,65	0,61	0,65	0,67	53,29	11	46,57	14	51,38	15
VM6	1,67	1%	0,63	0,60	0,62	0,60	0,66	0,67	55,00	11	47,71	15	54,03	16
VM7	0,99	2%	1,10	1,07	1,09	1,01	1,14	1,15	53,33	10	45,65	14	52,56	15
VM8	0,90	2%	1,15	1,13	1,14	1,11	1,16	1,17	51,50	10	48,60	14	51,23	15
VM9	0,90	2%	1,08	1,13	1,08	1,11	1,18	1,06	52,10	10	51,53	14	49,07	15
VM10	0,92	2%	1,03	1,09	1,03	1,09	1,12	1,04	51,39	10	52,77	14	50,49	15
VM11	0,90	2%	1,09	1,15	1,10	1,12	1,18	1,07	51,20	9	51,09	11	48,81	12
VM12	0,90	1%	1,10	1,18	1,10	1,11	1,24	1,09	52,32	10	50,64	13	49,73	14
VM13	0,90	2%	1,17	1,16	1,16	1,11	1,19	1,20	51,67	10	47,61	14	51,55	15
VM14	0,96	2%	1,10	1,10	1,08	1,04	1,15	1,16	52,56	10	47,51	14	53,60	15
VM15	1,06	3%	1,09	1,00	1,09	0,94	1,12	1,11	56,35	9	43,28	12	51,10	13
VM16	1,24	2%	1,00	0,80	0,99	0,81	0,89	1,07	54,46	11	40,19	15	54,04	16
VM17	1,90	2%	0,48	0,56	0,47	0,53	0,66	0,50	58,49	9	55,21	11	52,97	12
VM18	2,44	2%	0,47	0,41	0,47	0,41	0,47	0,48	56,77	9	43,75	11	51,50	12

### III.2.3.3 Analyse de la ventilation naturelle mono façade

#### Taux de renouvellement d'air

Les taux de renouvellement d'air ont été mesurés et calculés selon les méthodes moyenne ISO/ASTM. Comme indiqué lors de l'analyse des différentes méthodes stationnaires et et transitoires dans le chapitre 1 et sur les essais en ventilation mécanique, cette méthode correspond à la nature des régimes de ventilation naturelle, à savoir, un régime transitoire et une forte dépendance avec les conditions climatiques intérieures et extérieures. C'est pourquoi, l'évaluation de cette stratégie de ventilation a été effectuée en combinant les analyses des taux de renouvellement d'air par gaz traceur et les conditions climatiques mesurées à l'intérieur, à l'extérieur ainsi qu'à l'ouverture.

Le tableau 46 présente les résultats des mesures de gaz traceur des 18 tests effectués, incluant les taux de renouvellement d'air ainsi que les conditions climatiques intérieures et extérieures moyennées sur la durée du test. En moyenne, les taux de renouvellement d'air sont de l'ordre de  $0,59 \text{ h}^{-1}$  avec des taux compris entre  $0,32 \text{ h}^{-1}$  et  $0,89 \text{ h}^{-1}$ . Ce qui correspond respectivement à  $138 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $75 \text{ m}^3/\text{h}$  et  $209 \text{ m}^3/\text{h}$ . De façon, générale, les taux de renouvellement d'air sont bien inférieurs à ceux mesurés en stratégie de ventilation mécanique et demeurent très faibles au vue du volume du local ( $235 \text{ m}^3/\text{h}$ ) et surtout au vue du nombre de personnes sensées occuper ce volume.

Tableau 46: résultats taux de renouvellement d'air et conditions climatiques moyennes intérieures et extérieures pour les 18 tests effectuées en stratégie de ventilation mono façade

Stratégie	$\lambda [h^{-1}]$	$\frac{\partial \lambda}{\lambda} [\%]$	$V_{vent} [m/s]$	$D_{vent} [^\circ]$	$T_{int} - T_{ext} [^\circ C]$	$V_{a.f-bas} [m/s]$	$V_{a.f-centre} [m/s]$	$V_{a.f-haut} [m/s]$
VNSS1	0,61	4,55%	1,06	199,26	2,74	0,11	0,15	0,11
VNSS2	0,61	2,69%	1,16	213,31	3,14	0,17	0,20	0,15
VNSS3	0,51	3,46%	0,50	198,96	2,10	0,04	0,04	0,03
VNSS4	0,69	3,45%	0,62	181,34	4,91	0,10	0,11	0,06
VNSS5	0,68	2,66%	0,30	179,17	1,56	0,05	0,03	0,02
VNSS6	0,75	3,34%	2,10	161,94	8,12	0,13	0,11	0,08
VNSS7	0,67	1,36%	2,10	213,70	3,18	0,29	0,30	0,22
VNSS8	0,38	2,02%	0,69	70,45	6,11	0,01	0,01	0,01
VNSS9	0,32	2,37%	0,55	159,24	2,74	0,06	0,06	0,02
VNSS10	0,37	2,01%	0,73	160,21	5,09	0,10	0,11	0,05
VNSS11	0,65	3,39%	1,14	223,88	1,13	0,16	0,21	0,16
VNSS12	0,81	2,08%	1,22	226,48	7,76	0,11	0,15	0,12
VNSS13	0,54	2,96%	1,01	240,86	4,67	0,12	0,16	0,13
VNSS14	0,44	1,28%	0,75	191,95	4,60	0,10	0,14	0,10
VNSS15	0,53	7,95%	0,78	191,26	2,74	0,16	0,17	0,09
VNSS16	0,56	1,48%	0,96	207,34	3,45	0,10	0,15	0,11
VNSS17	0,56	6,52%	0,44	154,19	8,64	---	---	---
VNSS18	0,89	5,34%	1,00	62,05	5,72	---	---	---

En outre, on note d'importantes fluctuations entre les différents tests effectués en fonction des conditions climatique dont principalement, la vitesse et la direction du vent ainsi que le gradient de température entre l'intérieur et l'extérieur. Cependant, si les valeurs moyennées nous donnent une première indication sur l'influence des conditions climatiques, elles ne nous

permettent pas de conclure sur l'influence réelle des conditions climatiques sur le renouvellement d'air. C'est pourquoi, nous proposons d'analyser les conditions climatiques dont principalement le profil venteux (vitesse et direction du vent) ainsi que le gradient de température entre l'intérieur et l'extérieur, les deux forces motrices principales pour une ventilation naturelle mono façade.

La figure 68 illustre le profil du vent lors des 18 tests effectués. Une grande partie des mesures effectuées par la station météo indique une dominante vers le nord, nord-ouest et nord-est. Ces profils correspondent à des écoulements en parallèle puisque la fenêtre est orientée plein ouest (270°). L'ensemble des roses des vents pour les 18 tests sont présentées en annexe III. En analysant les tests un à un, on note une fluctuation importante des directions des vents avec peu de tests au vent et sous vent. Seuls les tests 7, 13 et 17 sont sous vent. Pour le reste, les tests sont sous des conditions de vent parallèle, ce qui diminue drastiquement la possibilité d'analyse d'influence de la vitesse du vent sur le renouvellement d'air.

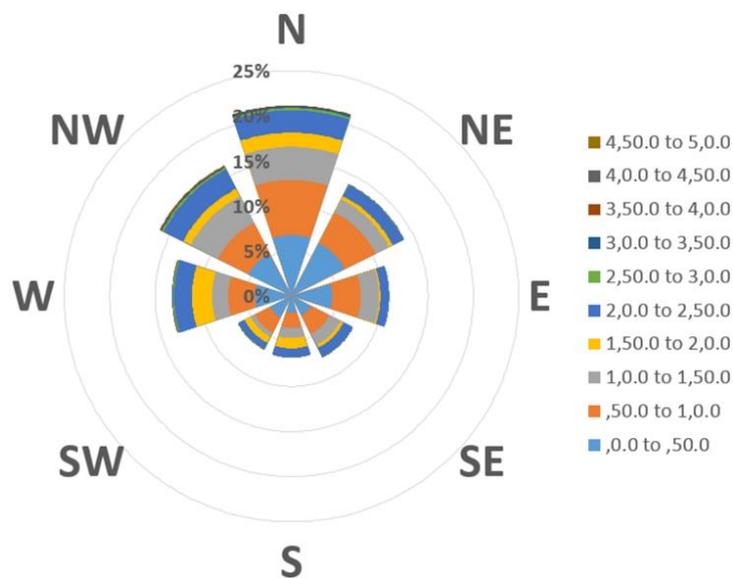


Figure 68: rose des vents (vitesse et direction) pour l'ensemble des mesures sur les 18 tests

Concernant les vitesses de vent, on distingue des valeurs relativement faibles avec plus de 80% des mesures effectuées en dessous de 1,8 m/s et seulement 3 % des mesures dépassant les 3 m/s. Pour la plupart des tests, les vitesses de l'air sont dans des plages de 0 à 1,5 m/s. Dans cette plage, on constate des différences significatives entre les différents tests, et qui ne correspondent pas aux valeurs moyennées mentionnées dans le tableau 46. En calculant le 3<sup>ème</sup> quartile pour l'ensemble des tests, on constate que les tests 3, 4, 5, 10, 14, 15 et 17 présentent les plus faibles vitesses avec en moyenne plus de 75 % des valeurs mesurés inférieures à 1 m/s. Au contraire, les tests 2, 6, 7, 11 et 12 présentent des vitesses relativement élevées avec plus de 25 % des valeurs mesurées au-dessus de 1,5 m/s.

Concernant, les gradients de température intérieure-extérieure, les variations sont beaucoup plus marquées comparées à celles enregistrées pour les vitesses de l'air tant entre les 18 tests qu'au sein du même test. En effet, on distingue une large plage de valeurs allant de 0 à 14 °C de différence de température. Les gradients les plus importants ont été enregistrés pour les tests 6, 8, 10, 12, 14 et 17 avec plus de 25 % des gradients au-delà de 7,5°C. Au contraire, les tests 3, 5, 9, 11 et 15 présentent des écarts très faibles avec environ 75 % des valeurs en dessous de 3,5 °C. Les graphes de distributions en fréquences et fréquences cumulés ainsi que

le tableau des 3<sup>èmes</sup> quartiles des vitesses du vent et des gradients de température sont présentés en annexe III.4.

Avec ces résultats, il est difficile de conclure sur une tendance impliquant l'influence du gradient de température ou de la vitesse et direction du vent sur les taux de renouvellement d'air. C'est pourquoi il est nécessaire d'analyser séparément l'influence du vent sur le taux de renouvellement d'air ainsi que sur les gradients de températures. Pour cela, nous avons représenté les taux de renouvellement d'air sur le diagramme de Warren suivant sa procédure. Cela consiste en l'utilisation de nombres adimensionnés que sont le nombre d'Archimède et le débit adimensionnel [9] estimés comme suit:

$$Ar = \frac{g\Delta TH}{\bar{T}v_{vent}^2} \quad (165)$$

Avec:

$g$ = accélération de l'apesanteur [ $ms^{-2}$ ]

$\Delta T$ = le gradient de température intérieure-extérieure [ $^{\circ}C$ ]

$H$ = la hauteur de l'ouverture [m]

$\bar{T}$ = la température moyenen entre l'intérieur et l'extérieur [ $^{\circ}C$ ]

$v_{vent}$ = la vitesse du vent [m/s]

$$F = \frac{q}{A_{ouv}v_{vent}} \quad (166)$$

Avec:

$q$ = débit d'air [ $m^3h^{-1}$ ]

$A_{ouv}$ = la surface d'ouverture de la fenêtre [ $m^2$ ]

$v_{vent}$ = la vitesse du vent [m/s]

Pour un cas d'absence totale de vent, le débit de ventilation peut être écrit en fonction du nombre d'Archimède selon la formule suivante (en supposant un coefficient de décharge de 0,6):

$$F_{th} = 0,2 Ar^{0,5} \quad (167)$$

La figure 69 illustre ainsi les 18 tests effectués sur le diagramme de Warren. Pour rappel, on peut distinguer 3 zones qui correspondent à: i) une zone à proximité de la droite ou la ventilation est principalement régie par le gradient de température; ii) une zone en dessus de la droite ou l'influence du vent favorise le gradient de température dans le processus de renouvellement d'air et enfin; iii) une zone en dessous de la droite où le vent défavorise le gradient de température dans le processus de renouvellement d'air. Dans notre cas, les 18 tests se situent au niveau de la 3<sup>ème</sup> zone (en dessous de la droite). Ce qui signifie une influence négative du vent sur le phénomène de flottabilité. Ce qui explique les valeurs des taux de renouvellement d'air en fonction du gradient de température et de la vitesse du vent.

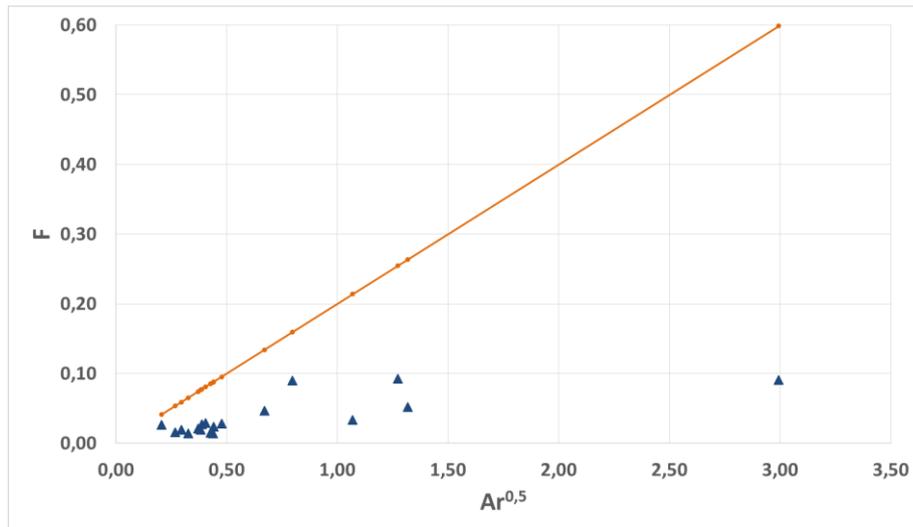


Figure 69: résultats des 18 essais affichés sur le diagramme de Warren

La figure 70 illustre l'influence du gradient de température entre l'intérieur et l'extérieur pour les tests avec vent parallèle et inférieur à 3,5 m/s. Si la corrélation reste faible, on distingue une tendance de l'influence du gradient de température sur le taux de renouvellement d'air. Ce qui n'est pas le cas des tests au vent et supérieurs à 3,5 m/s ou l'influence du vent est plus significative. En effet, comme on peut le voir sur la figure 71, la vitesse du vent impacte fortement le gradient de température et donc l'effet de flottabilité, confirmant ainsi les analyses effectuées sur le diagramme de Warren. En conclusion, on retient principalement l'effet du gradient de température sur le taux de renouvellement. En revanche, cet effet est réduit par des vitesses de vent importantes. D'autre part, il est difficile de conclure sur l'influence directe du vent sur le taux de renouvellement d'air à travers des corrélations puisque dans les 18 tests, le vent est en parallèle. De plus, afin d'analyser l'impact du vent sur la flottabilité, il est nécessaire d'analyser le gradient effectif qui prend en compte le gradient vertical de température à l'ouverture, ce qui ne s'est pas fait dans la présente thèse, faute de manque de fiabilité des thermomètres fixés à l'ouverture. Enfin, il est nécessaire de rappeler que la qualité de l'étanchéité de l'enveloppe à l'air impacte fortement le renouvellement d'air pour des débits aussi faibles.

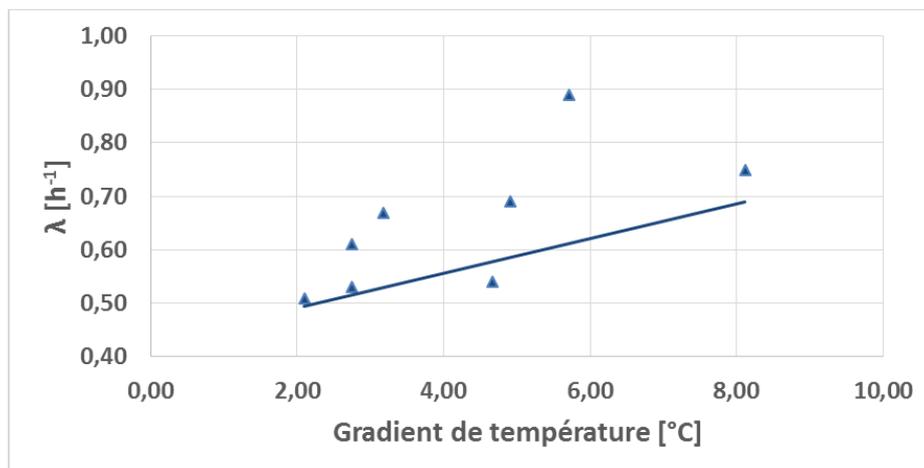


Figure 70: influence du gradient de température sur le taux de renouvellement d'air pour des vents en parallèle inférieurs à 3,5 m/s

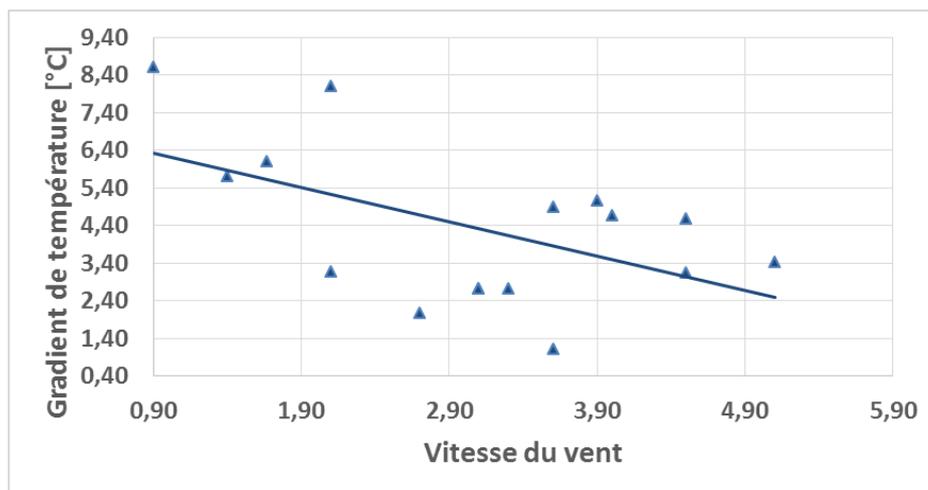


Figure 71: influence de la vitesse du vent sur le gradient de température

*Efficacité de ventilation : distribution des âges moyens locaux, âges moyens du local et indice d'efficacité de renouvellement d'air*

Le tableau 47 présente les paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air pour les 18 tests effectués incluant les âges moyens locaux, les âges moyens du local et la constante nominale de temps comme paramètres ainsi que l'indice d'efficacité de renouvellement d'air. Pour rappel, les âges moyens locaux et les âges moyens du local ont été calculés suivant la méthode ASHRAE 129 tandis que la constante nominale de temps a été calculée comme l'inverse du taux de renouvellement d'air, ce qui nous permet de tester la variante de l'indice d'efficacité de renouvellement d'air.

En moyenne, les âges moyens locaux sont de l'ordre de 2 h avec de fortes variations allant de 1,04 h à 3,21 h. Contrairement aux tests effectués en ventilation mécanique, les âges moyens locaux sont beaucoup plus hétérogènes tant entre les différents tests qu'en termes de distribution spatiale. Les différences entre les tests peuvent directement s'expliquer par le taux de renouvellement d'air. En effet, en analysant les âges moyens du local, on distingue les mêmes tendances pour les taux de renouvellement d'air. Les valeurs sont inversement proportionnelles à celles des taux de renouvellement d'air. Ainsi, on distingue de fortes variations entre les tests avec des âges moyens du local allant de 1,13 h à 2,98 h. Comme on peut le voir sur la figure 72, les âges moyens du local sont inversement proportionnels au taux de renouvellement d'air. Cependant, on remarque une dispersion relativement importante (corrélation en régression linéaire avec  $R^2=0,63$ ).

Tableau 47: paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air pour les 18 tests en ventilation mono façade

Test	$\tau_2[h]$	$\frac{\partial\tau_2}{\tau_2}$ [%]	$\tau_3[h]$	$\frac{\partial\tau_3}{\tau_3}$ [%]	$\tau_4[h]$	$\frac{\partial\tau_4}{\tau_4}$ [%]	$\tau_5[h]$	$\frac{\partial\tau_5}{\tau_5}$ [%]	$\tau_6[h]$	$\frac{\partial\tau_6}{\tau_6}$ [%]	$\langle \tau \rangle$ [h]	$\tau_n$ [h]	$\varepsilon^a$ [%]
VNSS1	1,77	5,68	1,86	5,62%	2	5,54%	1,82	5,65%	1,79	5,35%	1,85	1,64	44,35
VNSS2	1,92	5,77	1,81	5,80%	2,37	5,66%	2,28	5,69%	2,04	5,80%	2,08	1,64	39,33
VNSS3	3,09	5,39	2,95	5,37%	2,91	5,38%	2,92	5,40%	3,02	5,39%	2,98	1,96	32,92
VNSS4	2,05	5,28	2,22	5,24%	2,4	5,00%	2,26	5,24%	2,2	5,24%	2,23	1,45	32,55
VNSS5	1,98	5,69	2,05	5,67%	2,03	5,67%	2,06	5,71%	2,05	5,69%	2,03	1,47	36,15
VNSS6	1,57	5,79%	1,58	5,75%	1,47	5,88%	1,44	5,91%	1,45	5,05%	1,50	1,33	44,39
VNSS7	1,45	5,85	1,49	5,83%	1,52	5,79%	1,55	5,90%	1,52	5,01%	1,51	1,49	49,55
VNSS8	2,44	5,01	2,4	5,01%	2,47	5,01%	2,44	5,01%	2,47	5,01%	2,44	2,63	53,84
VNSS9	2,9	5,51	3,21	5,45%	2,78	5,46%	2,89	5,48%	3,04	5,08%	2,96	3,13	52,72
VNSS10	2,49	5,65	2,27	5,64%	2,07	5,40%	2,07	5,39%	2,27	5,61%	2,23	2,70	60,49
VNSS11	1,81	5,51	1,85	5,45%	1,86	5,46%	1,85	5,48%	1,82	5,08%	1,84	1,54	41,85
VNSS12	1,52	5,77	1,62	5,70%	1,29	5,51%	1,53	5,63%	1,38	5,70%	1,47	1,23	42,05
VNSS13	2	5,21	2,19	5,20%	2,02	5,23%	1,92	5,24%	1,98	5,23%	2,02	1,85	45,79
VNSS14	1,92	5,21	1,92	5,20%	1,95	5,23%	1,64	5,24%	2,14	5,23%	1,91	2,27	59,37
VNSS15	2,65	6,01	2,37	6,11%	2,66	5,83%	2,75	5,94%	2,63	5,07%	2,61	1,89	36,12
VNSS16	2,36	5,30	2,59	5,29%	2,27	5,27%	2,04	5,26%	2,53	5,26%	2,36	1,79	37,87
VNSS17	1,47	6,70	1,74	5,04%	1,89	5,04%	1,1	5,05%	1,72	5,07%	1,58	1,79	54,37
VNSS18	1,04	5,02	1,08	5,02%	1,26	5,02%	1,21	5,01%	1,06	5,00%	1,13	1,12	49,72
Moy	2,02	5,58	2,07	5,47	2,07	5,41	1,99	5,46	2,06	5,27	2,04	5,27	45,30

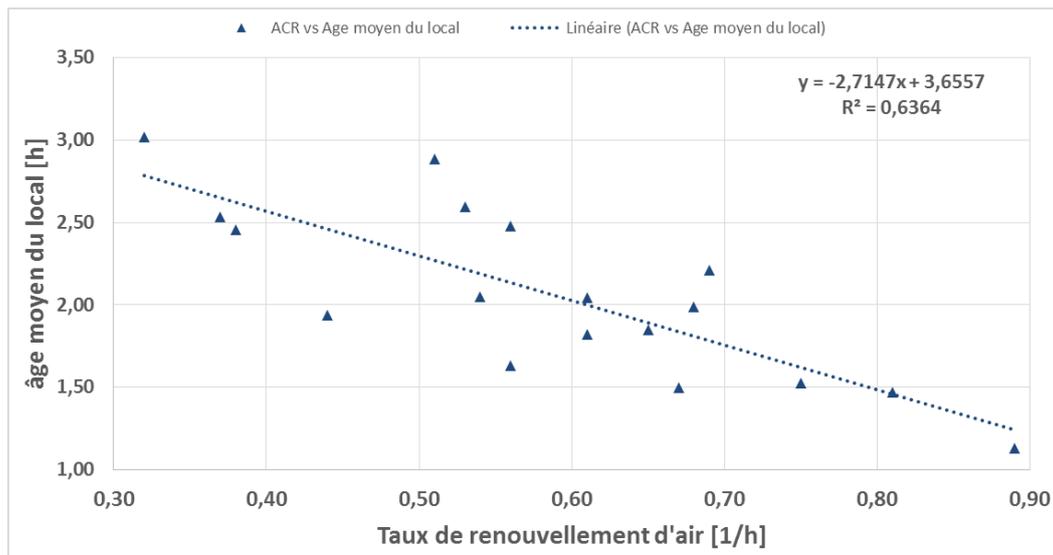


Figure 72: âge moyen du local en fonction du taux de renouvellement d'air

La distribution des âges moyens locaux est beaucoup plus dispersée entre les tests. Comme on peut le voir sur la figure 73, les profils de distribution d'âges diffèrent selon les tests. Les tests 9, 12, 13 et 16 présentent une forte hétérogénéité spatiale avec des âges moyens locaux relativement élevés en zone 3 située en face de l'ouverture, ce qui est synonyme de zone morte (entre 1,6 h et 3,2 h) relève l'incapacité de la ventilation à renouveler l'air à cette profondeur (à 8 m de l'ouverture). A titre indicatif, la ventilation naturelle mono façade est considérée efficace pour des profondeurs ne dépassant pas les 2,5 x la hauteur [21]. Dans le cas de la salle L21, cela correspondrait à 5,2 m, bien loin des 8 m de profondeur de la zone 3. Au contraire, la zone 4 qui est exposée de façon latérale à l'ouverture présente des âges moyens locaux relativement plus faibles avec des valeurs allant de 1,20 h à 2,8 h. Ce n'est pas le cas pour les tests 1, 2, 4, 10, 14, 15, 17 et 18 qui présentent les âges les plus faibles sur les zones directement exposées à l'ouverture (zone 3 et à un degré moindre la zone 2), ce qui signifie un approvisionnement en air frais plus efficace sur cette profondeur. D'autre part, excepté les tests 15 et 18, la zone 5 qui est à proximité de la zone 3, présente également des âges moyens locaux relativement faibles contrairement à la zone 4 qui est moins fournie en air frais. Enfin, les tests 3, 5, 8 et 11 présentent une distribution spatiale des âges moyens locaux plus homogène. Ce qui nous laisse envisager des conditions de brassage parfait (efficacité de renouvellement d'air à 50%), à condition que toutes les zones ne soient pas court-circuitées.

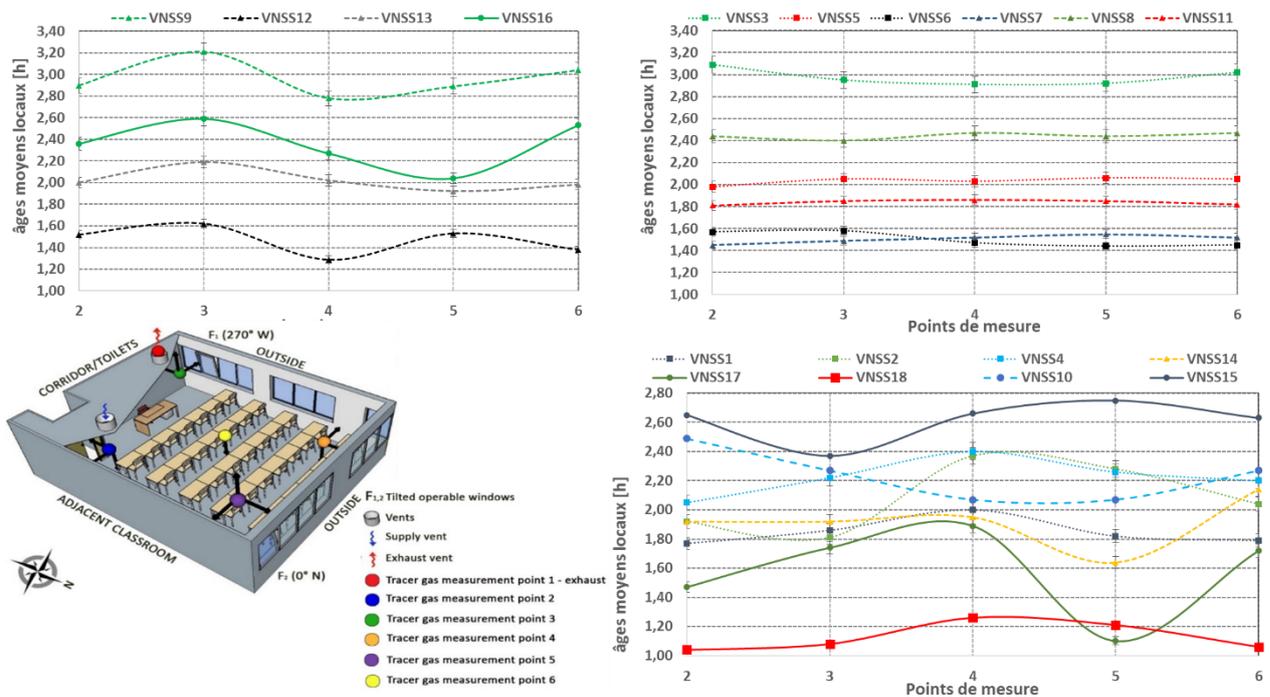


Figure 73: âges moyens locaux pour l'ensemble des tests répartis en 4 catégories fonction du profil de distribution des âges en ventilation mono façade

L'analyse de la distribution spatiale des âges moyens locaux nous a permis de différencier et de repérer les différentes zones mortes ou bien ventilées pour les différents tests effectués et ainsi émettre des hypothèses sur les conditions et d'approvisionnement en air frais. En revanche ces observations sont uniquement basées sur des comparaisons (valeurs relatives) entre différentes zones et ne permettent pas de quantifier ni de qualifier l'efficacité de renouvellement d'air du local ou l'efficacité de renouvellement d'air locale qui caractérise chacune des zones. D'où la nécessité d'avoir des indices d'efficacité de renouvellement d'air (local ou global).

L'efficacité de renouvellement d'air globale est comme attendu inférieure à 50 % pour une grande partie des tests effectués en ventilation mono façade (figure 74). En effet, seuls les tests 8, 9, 10, 14 et 17 présentent un indice d'efficacité de renouvellement supérieur à 50% avec tout de même des intervalles de confiance de l'ordre de 10 %. Pour le reste, la ventilation est considérée comme étant court-circuitée avec des indices d'efficacité de ventilation inférieurs à 50 % et allant même parfois en dessous de 40 %. En d'autres termes, ces résultats signifient que plus de la moitié d'air frais est extrait de la zone ventilée sans qu'il ne la dépollue. Pour les tests avec une efficacité de renouvellement d'air de l'ordre de 50 %, il s'agit de conditions de brassage parfait. Autrement dit, l'air frais se mélange parfaitement à l'air pollué. C'est une ventilation mixée où la moitié de l'air frais dépollue l'air vicié et l'autre moitié est extraite sans dépolluer.

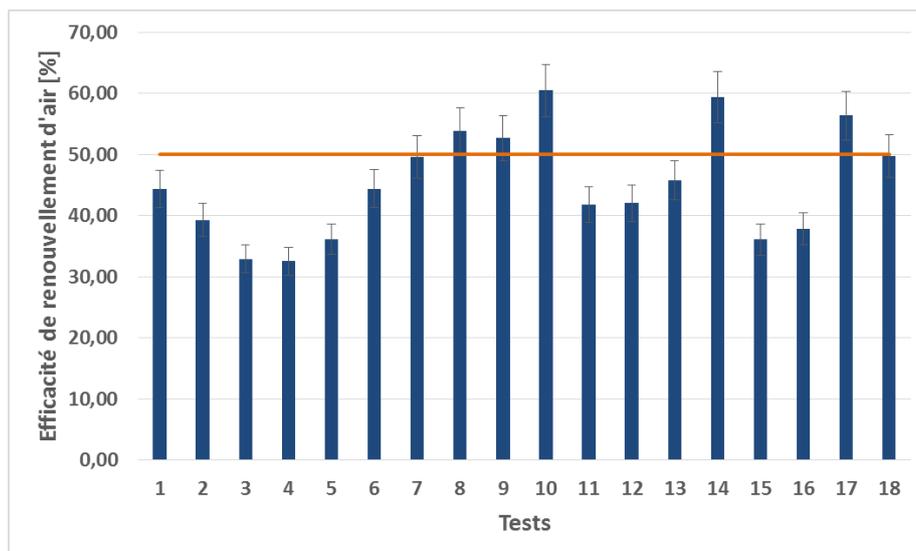


Figure 74: efficacité de renouvellement d'air global pour les 18 tests en ventilation mono façade

La figure 75 présente l'évolution de l'indice de renouvellement d'air local en fonction des zones pour l'ensemble des 18 tests effectués en ventilation mono façade. Pour rappel, l'indice calculé comme le ratio entre la constante nominale de temps et l'âge moyen local, permet d'apprécier l'efficacité de renouvellement d'air en un point (ici un point de mesure représente une zone). Ainsi, une valeur de 100 % est synonyme de ventilation mixée avec un brassage parfait entre l'air frais et l'air vicié (ligne horizontale noir sur le graphe).

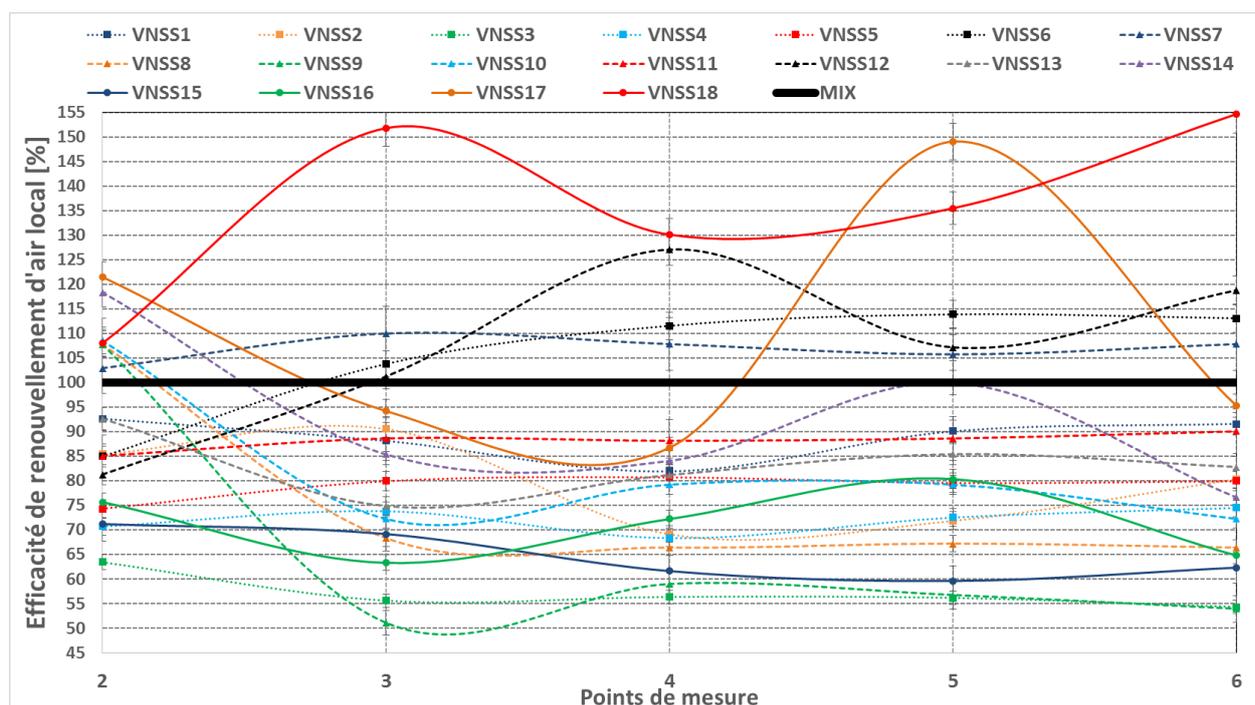


Figure 75: indices d'efficacité de renouvellement d'air local pour l'ensemble des tests en ventilation mono façade

Les résultats confirment la tendance analysée avec l'indice de renouvellement global avec la plupart des résultats en dessous de 100 %. En effet, seuls les tests 7 et 18 présentent l'ensemble des efficacités locales supérieures à 100 %. Les tests 12 et 17 présentent un bon renouvellement respectivement sur les zones 4 et 5 mais sont compensées par des zones mortes peu ventilées (2 pour le test 12 ; 3 et 4 pour le test 17).

Les résultats des tests 3, 5, 8 et 11 confirment l'intérêt de cet indice pour l'analyse de la ventilation. En analysant la distribution spatiale des âges moyens locaux pour ces tests, on envisageait plutôt une ventilation par mélange. C'est loin d'être le cas car même si les âges sont plutôt homogènes, la ventilation est bien court-circuitée avec des indices d'efficacité de renouvellement d'air local bien en dessous de 100 %. Au contraire, les tests 6 et 7 qui présentent aussi des distributions d'âge homogènes ont des efficacités locales supérieures à 100 %. Le test 10 présente une incohérence en comparant les indices d'efficacité de renouvellement local et global. En effet, si l'indice global est de l'ordre de 60 % (+/-5) synonyme de ventilation par déplacement, les indices locaux ne dépassent pas les 80 % pour les zones 3, 4, 5 et 6. En revanche, la zone 2 est à 110 %. Cette zone a justement suscité un intérêt particulier puisque pour la plupart des tests dotés d'efficacité de renouvellement local faibles, la zone 2 présente généralement des résultats plus élevés.

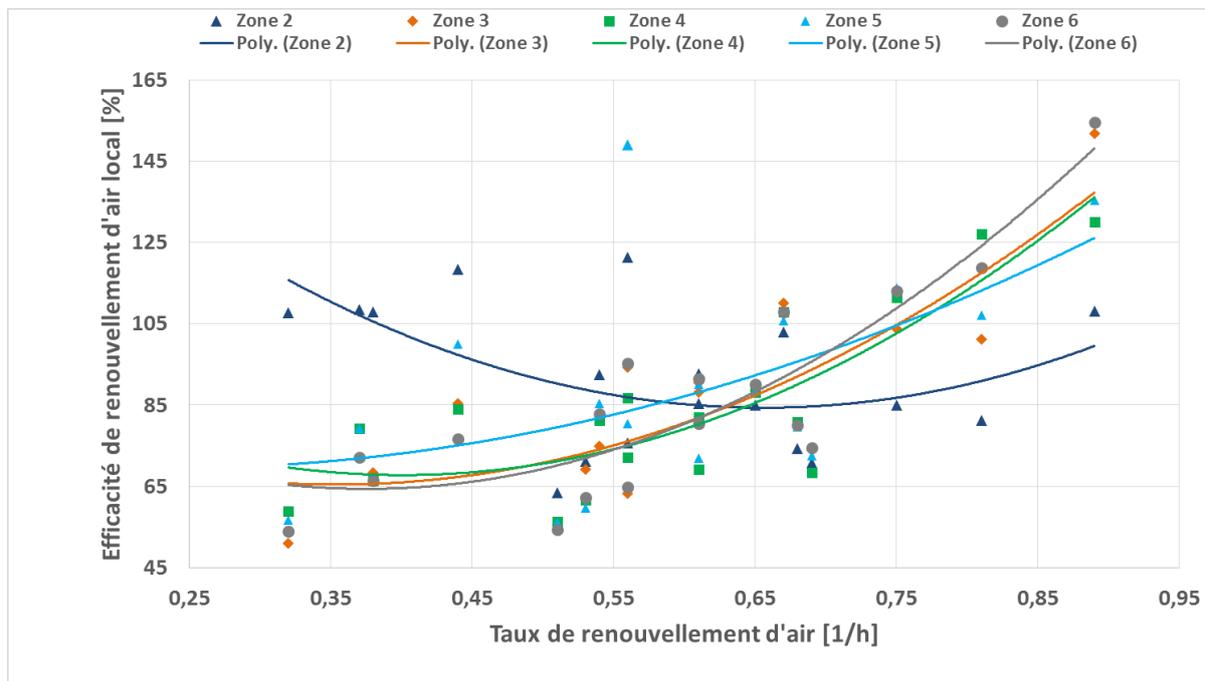


Figure 76: indice d'efficacité de renouvellement d'air local en fonction du taux de renouvellement d'air

La figure 76 présente les résultats des indices d'efficacité de renouvellement d'air local en fonction des taux de renouvellement d'air. La première tendance forte est l'évolution au niveau de la zone 2. En effet, contrairement aux autres zones, la zone 2 présente des indices d'efficacité de renouvellement d'air inversement proportionnels aux renouvellements d'air. Cela s'explique par l'emplacement du point de mesure et donc de la zone 2 qui même si proche de la fenêtre, est mal exposée à l'ouverture qui se situe plus haut. C'est pourquoi, cette zone est généralement by passée par l'air frais entrant par la fenêtre F1 pour des taux de renouvellement relativement plus importants. Pour des taux de renouvellement d'air plus faibles, cet effet est moindre et le renouvellement d'air est plus efficace. Pour les autres zones, plus le taux de renouvellement d'air augmente plus l'efficacité de renouvellement d'air local augmente, surtout pour la zone 6. Enfin, on retient que les efficacités de renouvellement d'air local des zones 3, 4, 5 et 6 atteignent et dépassent les 100 % à partir d'un taux de renouvellement d'air de  $0,75 \text{ h}^{-1}$ . Autrement dit, un taux de renouvellement de  $0,75 \text{ h}^{-1}$  marque la limite entre une ventilation court-circuitée avec la présence de zones mortes et une ventilation par mélange où les zones mortes sont réduites.

En conclusion, on retient principalement l'intérêt d'une analyse basée sur les indices d'efficacité de renouvellement d'air qui apportent des informations supplémentaires et surtout absolues par rapport à la capacité d'une stratégie de ventilation à renouveler l'air sur toute la zone ou localement. Au contraire, une analyse basée sur les âges moyens locaux permet d'apprécier les ordres de grandeurs et de comparer les zones locales de façon relative mais ne permet pas d'apprécier l'efficacité de renouvellement d'air. Concernant la stratégie mono façade, il est clair qu'une ouverture si petite et si mal placée (au coin) est peu avantageuse tant en termes quantitatifs (taux de renouvellement d'air et âges moyens) qu'en termes qualitatifs sur l'efficacité de renouvellement d'air, surtout pour des taux de renouvellement faibles qui donnent lieu à des zones mortes et empêche le brassage complet de l'air neuf avec l'air vicié.

### III.2.3.4 Analyse de la ventilation traversante

Les performances de ventilation, en l'occurrence, les taux de renouvellement d'air ainsi que les paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air ont été mesurés et/ou calculés de la même manière que pour les tests effectués en stratégie de ventilation mono façade.

#### *Taux de renouvellement d'air*

Le tableau 48 présente les résultats des mesures de gaz traceur des 18 tests effectués, incluant les taux de renouvellement d'air ainsi que les conditions climatiques intérieures et extérieures moyennées sur la durée de test. Les taux de renouvellement d'air sont bien plus élevés que ceux en ventilation mono façade et même en ventilation mécanique si on considère les deux régimes de base (régime haut et bas). En moyenne, les taux de renouvellement sont de l'ordre de  $1,28 \text{ h}^{-1}$  et varient entre  $0,69 \text{ h}^{-1}$  et  $2,05 \text{ h}^{-1}$ .

Ces variations sont bien évidemment causées par les fluctuations des conditions climatiques. Dans le cas de la ventilation traversante, le principal moteur est la différence de pression induite par le profil venteux. Le flux d'air est ainsi dirigé depuis la façade en surpression vers la façade en dépression. Eventuellement, la différence de hauteur entre les deux ouvertures peut créer un effet de tirage qui amplifie l'effet du vent. Dans le cas de la salle L21, les deux ouvertures sont situées à la même hauteur, ce qui peut réduire considérablement l'éventuel effet de tirage thermique. En revanche, les deux fenêtres ne sont pas opposées et présente un degré d'écart d'orientation de  $90^\circ$  avec une fenêtre orientée plein ouest (F1) et une fenêtre orientée plein nord (F2). Les vitesses et direction du vent constituent alors les deux paramètres prépondérants dans l'analyse des conditions climatiques puisque le dispositif expérimental n'inclut pas de capteurs de mesure de pression en façade.

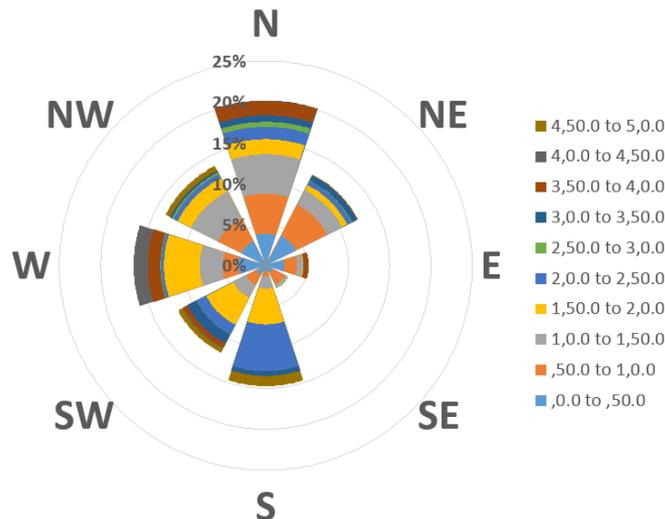


Figure 77: rose des vents pour l'ensemble des tests effectués en ventilation traversante

La figure 77 illustre la rose des vents pour les 18 tests effectués en ventilation traversante. Principalement, on y distingue 3 directions dominantes : Nord (fenêtre 2 au vent) ; Ouest (fenêtre 1 au vent) et Sud (fenêtre 2 sous vent). Après l'analyse des roses des vents de chacun des tests (annexe III.3), nous avons pu faire un premier tri sur les ouvertures au vent et sous vent (tableau 48).

Tableau 48: taux de renouvellement d'air, vitesse du vent à l'extérieur et aux ouvertures pour les 18 tests effectués en ventilation traversante

<i>Stratégie</i>	$\lambda$ [h <sup>-1</sup> ]	$\frac{\partial\lambda}{\lambda}$ [%]	$V_{vent}$ [m/s]	$D_{vent}$ [°]	$V_{a.f1-bas}$ [m/s]	$V_{a.f1-haut}$ [m/s]	$V_{a.f2-bas}$ [m/s]	$V_{a.f2-haut}$ [m/s]	<i>Orientation dominante</i>	<i>Surpression /Dépression</i>
VNCV1	1,25	1,24%	2,39	179,93	0,23	0,00	0,00	0,04	S	F1/F2
VNCV2	1,34	7,84%	2,41	227,70	0,09	0,00	0,00	0,03	SO	F1/F2
VNCV3	0,97	12,33%	1,29	232,82	0,03	0,04	0,03	0,01	O	F1/F2
VNCV4	2,05	8,63%	2,28	198,54	0,10	0,14	0,13	0,05	N	F2/F1
VNCV5	1,06	9,77%	0,93	182,76	0,11	0,14	0,11	0,05	N	F2/F1
VNCV6	1,19	6,93%	0,85	197,55	0,07	0,09	0,07	0,02	N	F2/F1
VNCV7	1,47	1,22%	1,65	202,36	0,11	0,19	0,17	0,04	N	F2/F1
VNCV8	0,93	2,81%	4,53	227,39	0,34	0,32	0,25	0,07	SO	F1/F2
VNCV9	0,69	1,22%	0,98	196,49	0,08	0,09	0,06	0,02	---	---
VNCV10	1,25	2,85%	2,04	245,86	0,16	0,20	0,17	0,03	O	F1/F2
VNCV11	1,37	1,85%	1,34	216,20	0,14	0,18	0,16	0,06	O	F1/F2
VNCV12	1,42	2,94%	2,13	278,06	0,20	0,26	0,23	0,08	N	F2/F1
VNCV13	1,77	1,29%	1,39	205,70	0,10	0,15	0,15	0,04	N	F2/F1
VNCV14	0,85	4,42%	1,79	128,58	0,09	0,15	0,14	0,07	NE	F2/F1
VNCV15	1,42	3,20%	1,07	170,85	0,11	0,17	0,15	0,08	N	F2/F1
VNCV16	1,10	1,24%	0,73	138,12	0,06	0,10	0,07	0,05	NE	F2/F1
VNCV17	1,82	1,21%	1,18	209,04	---	---	---	---	N	F2/F1
VNCV18	1,05	1,65%	2,40	243,59	---	---	---	---	SO	F1/F2

Concernant les vitesses du vent, on distingue d'importantes variations entre les tests sur une plage allant de 0 m/s à 5,6 m/s, avec tout de même une concentration de valeurs entre 0 m/s et 2,5 m/s. Les valeurs sont plus élevées que celles mesurées en ventilation mono façade. En moyenne, plus de 25 % des vitesses dépassent 2,4 m/s contre 1,4 m/s pour la ventilation mono façade. Le test 8 est le seul à être bien au-delà de la plage de valeur moyenne avec notamment plus de 50 % des valeurs enregistrées au-delà de 4,7 m/s. Il est suivi par les tests 10 avec plus de 20 % des valeurs enregistrées au-delà de 4 m/s et les tests 11, 12, 14 et 18 avec plus de 20 % des valeurs enregistrées au-delà de 3,4 m/s. Les tests ayant enregistré les vitesses les plus faibles sont les tests 16 et 6 avec respectivement plus de 80 % des valeurs en dessous de 0,9 m/s et 1 m/s ; suivent ensuite par les tests 5, 15 et 17 avec plus de 80 % des valeurs en dessous de 1,3 m/s. Le graphe des distributions en fréquences et fréquences cumulées est présenté en annexe III.5.

Enfin, nous avons pu vérifier l'influence de la vitesse du vent à l'ouverture sur le taux de renouvellement d'air en prenant les vitesses de la fenêtre ouest (F1) pour les vents dominants ouest et celles de la fenêtre nord (F2) pour les vents dominants nord. La figure 78 présente l'évolution des taux de renouvellement d'air mesurés par gaz traceur en fonction de la vitesse du vent (à gauche) et en fonction de la vitesse du vent à l'ouverture (vent ouest en bleu et vent nord en orange) sur la figure de droite. Si les corrélations demeurent faibles avec les vitesses du vent mesurées par la station météo, celles effectués avec les vitesses locales aux ouvertures sont bien plus évidentes.

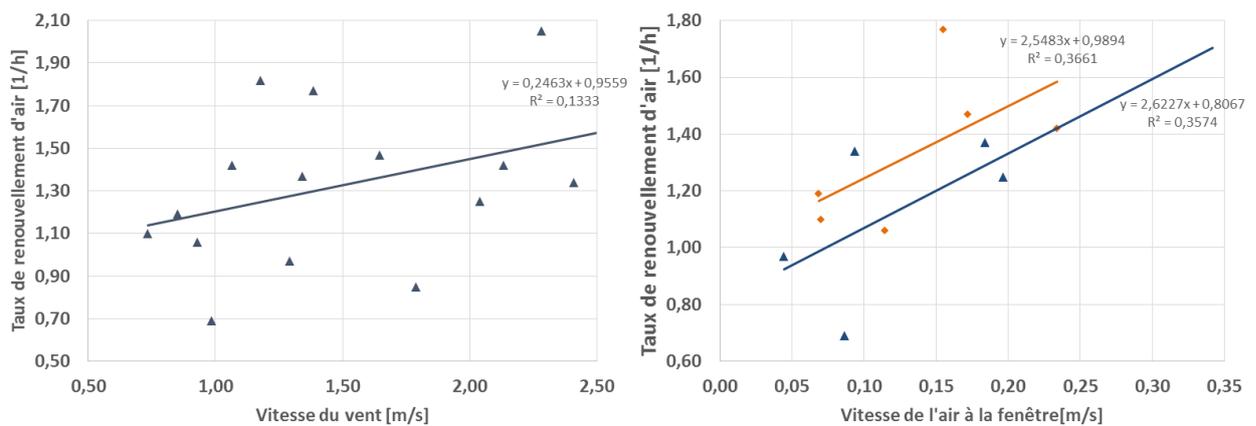


Figure 78: taux de renouvellement de l'air en fonction de la vitesse du vent (à gauche) et en fonction des vitesses du vent aux ouvertures (à droite) avec les résultats pour la fenêtre ouest F1 en bleu et la fenêtre nord F2 en orange.

#### *Efficacité de ventilation :*

Le tableau 49 présente les paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air pour les 18 tests effectués en ventilation traversante incluant les âges moyens locaux sur les 5 zones principales, les âges moyens du local et la constante nominale de temps comme paramètres ainsi que l'indice d'efficacité de renouvellement d'air. Comme pour la ventilation mono façade, les âges moyens locaux et les âges moyens du local ont été calculés suivant la méthode ASHRAE 129 tandis que la constante nominale de temps a été calculée comme l'inverse du taux de renouvellement d'air. Les âges moyens locaux sont beaucoup plus faibles que ceux mesurés pour la ventilation mono façade avec en moyenne une valeur de 0,9 h mais avec tout de même de fortes fluctuations entre 0,43 h pour le minimum et 2,25 h pour le maximum mesuré. On retrouve également la même hétérogénéité entre les tests, ce qui est

logique pour toute stratégie de ventilation naturelle. Il en est de même pour les âges moyens du local autant en termes de valeurs que d'homogénéité entre les tests. En moyenne, les résultats sont de l'ordre de 0,95 h (minimum de 0,48 h et maximum de 2,13 h) contre 2,05 h (minimum de 1,13 h et maximum de 2,98 h) pour la ventilation mono façade. Ce qui confirme que la ventilation traversante est bien plus performante que la ventilation mono façade en termes de ventilation globale.

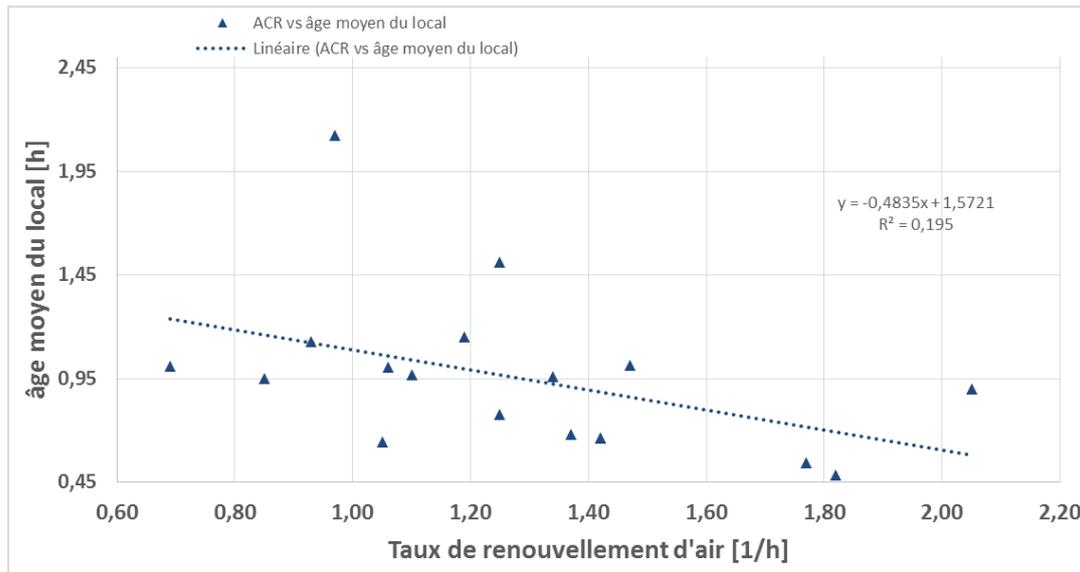


Figure 79: âges moyens du local en fonction des taux de renouvellement d'air pour les 18 tests en ventilation traversante

En revanche, la relation entre le taux de renouvellement d'air et l'âge moyen du local est moins évidente. En effet, contrairement à la ventilation mono façade où les âges moyens du local dépendent fortement des taux de renouvellement d'air, la corrélation (figure 79) est beaucoup moins importante pour la ventilation traversante ( $R^2=0,195$ ). Ce qui laisse penser l'éventuelle présence de zones beaucoup plus hétérogènes en termes de renouvellement local et donc des efficacités de renouvellement d'air en dehors de la plage de mélange parfait. Cette hypothèse doit toutefois être vérifiée à travers l'analyse des indices d'efficacité de renouvellement d'air local. Enfin, il est important de rappeler que l'âge moyen du local indique la qualité de la ventilation globale et non pas en local car la moyenne peut biaiser les résultats sur des conditions extrêmes (en dehors des conditions de mélange parfait).

Tableau 49: résultats des paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air pour les 18 tests en ventilation traversante

Test	$\tau_2$ [h]	$\frac{\partial \tau_2}{\tau_2}$ [%]	$\tau_3$ [h]	$\frac{\partial \tau_3}{\tau_3}$ [%]	$\tau_4$ [h]	$\frac{\partial \tau_4}{\tau_4}$ [%]	$\tau_5$ [h]	$\frac{\partial \tau_5}{\tau_5}$ [%]	$\tau_6$ [h]	$\frac{\partial \tau_6}{\tau_6}$ [%]	$\langle \tau \rangle$ [h]	$\tau_n$ [h]	$\varepsilon^a$ [%]
VNCV1	1,07	5,89%	1,08	6,42%	2	5,25%	2,06	5,24%	1,35	5,77%	1,51	0,80	26,49
VNCV2	0,86	5,02%	1,06	5,02%	1,04	5,01%	0,82	5,02%	1,01	5,02%	0,98	0,75	38,07
VNCV3	2,25	5,01%	2,14	5,01%	2,06	5,00%	2,03	5,01%	2,15	5,01%	2,29	1,03	22,51
VNCV4	0,81	5,04%	0,97	5,04%	1,03	5,04%	0,81	5,04%	0,88	5,04%	0,91	0,49	26,80
VNCV5	0,89	5,04%	0,85	5,04%	1,23	5,02%	1,18	5,03%	0,87	5,03%	0,98	0,94	48,21
VNCV6	1,04	5,02%	0,94	5,02%	1,45	5,02%	1,28	5,02%	1,04	5,02%	1,11	0,84	37,74
VNCV7	0,94	6,09%	0,94	5,98%	1,14	6,06%	1,12	6,15%	0,92	6,15%	0,98	0,68	34,71
VNCV8	0,95	5,04%	1	5,04%	1,05	5,04%	1,66	5,04%	0,99	5,06%	1,10	1,08	48,88
VNCV9	1,03	6,39%	1,14	6,56%	1,12	4,39%	0,74	6,67%	1,01	6,71%	1,03	1,45	70,24
VNCV10	0,78	5,01%	0,7	5,00%	0,79	5,00%	0,82	5,00%	0,79	5,00%	0,78	0,80	51,61
VNCV11	0,69	6,02%	0,67	5,94%	0,68	6,04%	0,68	6,06%	0,69	6,15%	0,69	0,73	53,02
VNCV12	0,69	5,05%	0,61	5,05%	0,67	5,05%	0,68	5,05%	0,66	5,06%	0,66	0,70	53,22
VNCV13	0,53	5,15%	0,56	5,15%	0,56	5,14%	0,53	5,14%	0,54	5,14%	0,54	0,56	52,64
VNCV14	0,8	5,01%	1,58	5,00%	0,79	5,00%	0,82	5,00%	0,77	5,00%	0,94	1,18	62,80
VNCV15	0,68	5,78%	0,64	5,8%	0,64	5,90%	0,68	6,0%	0,68	5,96%	0,67	0,70	52,29
VNCV16	1,03	5,74%	1,01	5,74%	0,91	5,78%	0,9	5,85%	0,99	5,85%	0,98	0,91	46,38
VNCV17	0,51	5,06%	0,47	5,06%	0,47	5,06%	0,54	5,06%	0,43	5,07%	0,49	0,55	56,45
VNCV18	0,64	5,14%	0,62	5,13%	0,67	5,12%	0,64	5,13%	0,66	5,15%	0,63	0,95	75,59

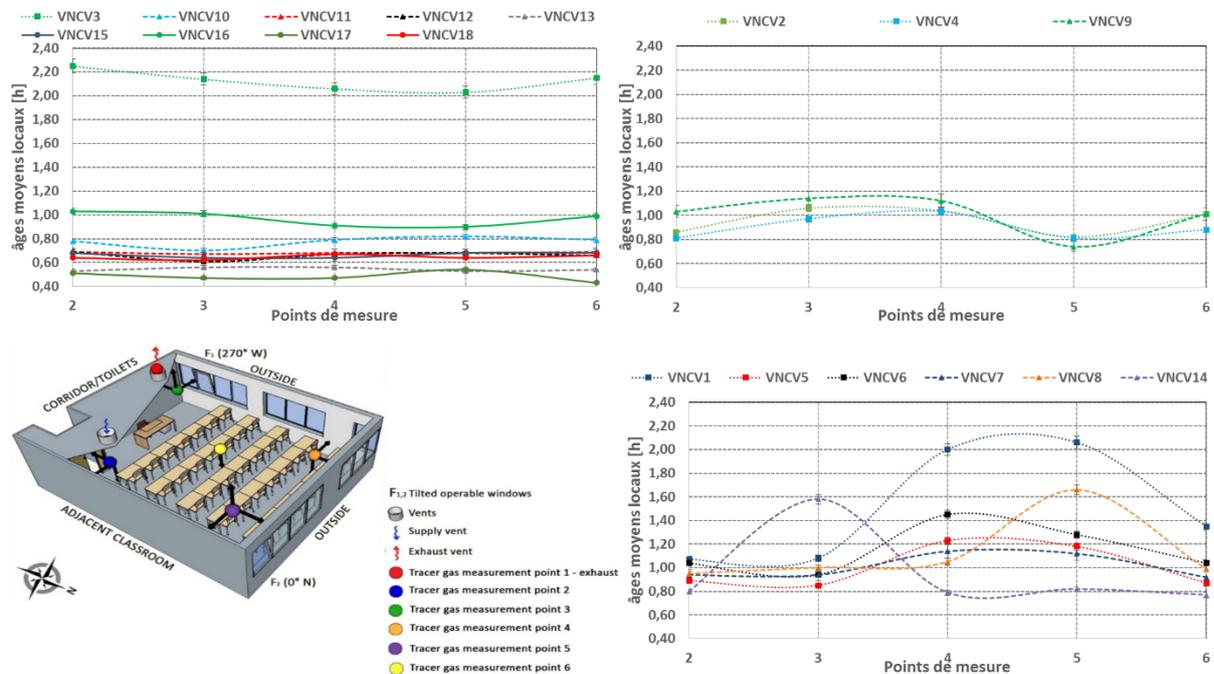


Figure 80: âges moyens locaux des 18 tests en ventilation traversante répartis selon le profil de distribution spatiale

La figure 80 présente les résultats des âges moyens locaux pour les 18 tests en ventilation traversante classés en fonction du profil de distribution spatiale. En termes de distribution spatiale, la ventilation traversante présente plus de tests homogènes avec 9 tests contre 6 pour la ventilation mono façade. Les tests 3, 10, 11, 12, 13, 15, 16, 17 et 18 ont des distributions spatiales assez homogènes. En tenant compte des incertitudes, les écarts sont en effet très peu significatifs. Parmi ces tests, le plus grand écart a été mesuré durant le test 3 entre la zone 5 et la zone 2 avec une différence d'environ 0,1 h (6 minutes). Le test 3 se caractérise par des âges locaux importants, les plus élevés des 18 tests en ventilation mono façade. Les autres tests présentent quant à eux des âges moyens locaux beaucoup plus bas avec des valeurs en dessous de 0,8 h, excepté le test 16 qui est entre 0,8 h et 1 h.

Les tests 2, 4 et 9 sont caractérisés par des distributions spatiales plus hétérogènes, notamment en zone 5 où les âges les plus faibles ont été mesurés. Les écarts les plus importants ont été mesurés entre les zones 4 et 5 et montent jusqu'à 0,35 h (21 minutes).

Enfin, les tests 1, 5, 6, 7, 8 et 14 se distinguent avec les écarts les plus importants en amplitude. Les tests 1, 6, 5 et 7 ont le même profil de distribution spatiale avec des âges moyens locaux élevés en zone 4. L'écart le plus important a été mesuré durant le test 1 entre la zone 5 et la zone 2. L'écart est de l'ordre d'une heure. La présence de ces zones mortes peut s'expliquer par la manière dont la ventilation est effectuée pour ces tests. En effet, hormis le test 1, les autres tests sont caractérisés par un vent dominant nord et donc une entrée d'air au niveau de la fenêtre F1 qui court-circuite la zone 5 à proximité de la fenêtre comme ça a été le cas pour la zone 3 avec la ventilation mono façade. Les tests 8 et 14 présentent aussi des écarts importants mais uniquement au niveau d'une zone. Les zones mortes pour ces deux tests sont les zones 5 et 3, respectivement pour les tests 8 et 14. Tout comme pour les tests en ventilation mono façade, les analyses des âges moyens locaux restent relatives et indiquent plutôt les différences qui subsistent entre les zones en termes d'air frais. Cependant, pour évaluer de façon absolue le renouvellement en chaque zone, il est préférable d'analyser

les indices d'efficacité de renouvellement d'air local. A titre d'exemple, une distribution homogène des âges indique un équilibre entre les zones mais ne signifie en aucun cas une ventilation par mélange parfait, comme c'est le cas pour la ventilation mono façade.

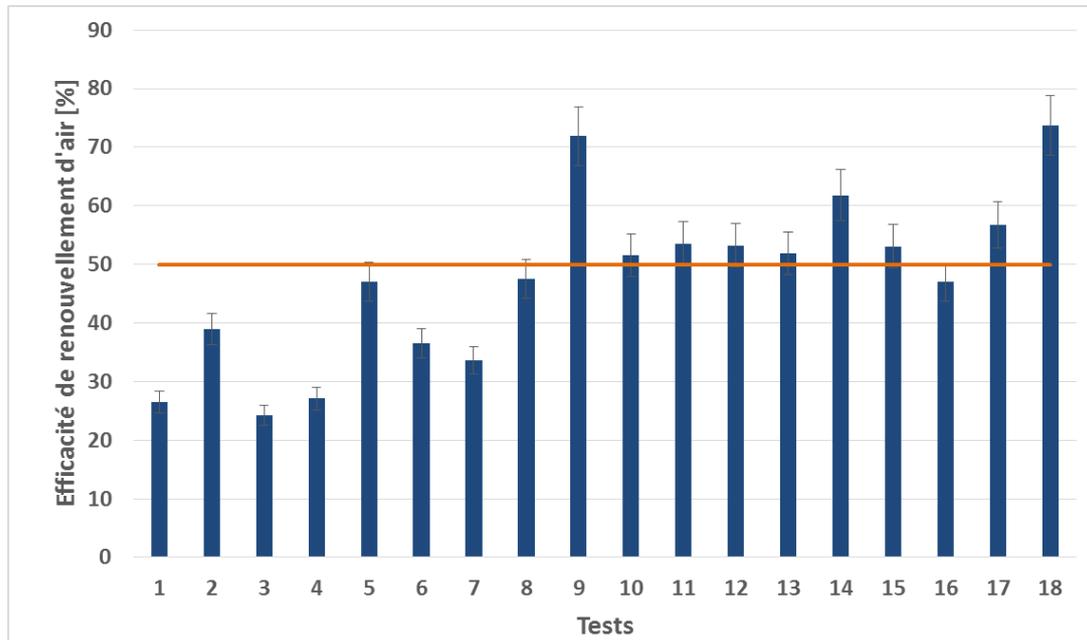


Figure 81: résultats des efficacités de renouvellement d'air global pour les 18 tests effectués en ventilation traversante

Les résultats d'efficacité de renouvellement d'air globale sont beaucoup plus dispersées entre les tests que ceux en ventilation mono façade où c'était soit par mélange soit court-circuité. Comme on peut le voir sur la figure 81, les tests en ventilation traversante sont plus hétérogènes les uns avec les autres. On distingue : i) des efficacités de l'ordre de 50 % synonyme de ventilation par mélange (tests 10, 11, 12, 13 et 15) ; ii) des efficacités entre 45 % et 50 % entre le court-circuit et le mélange (tests 5, 8 et 16) ; iii) des efficacités bien en dessous de 50 % synonymes de courts-circuits importants (tests 1, 2, 3, 4, 6 et 7) et enfin, iv) des efficacité entre 50 % et 70 %, synonyme de ventilation par déplacement (tests 9, 14, 17 et 18).

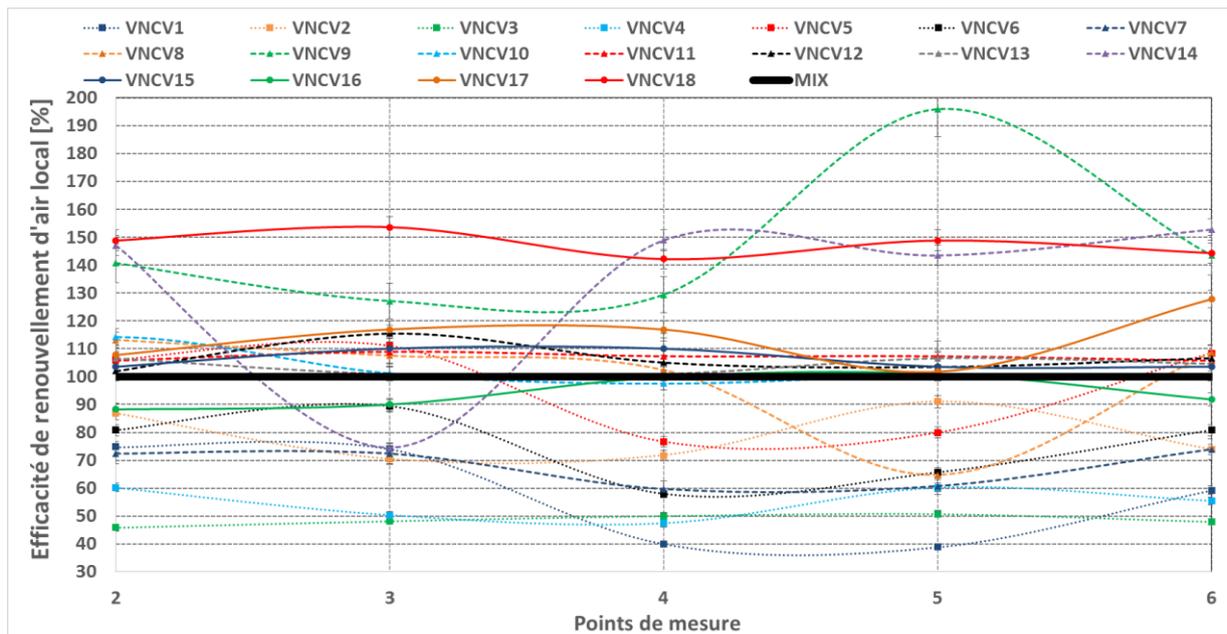


Figure 82: résultats des efficacités de renouvellement d'air local sur les 5 zones des 18 tests effectués en ventilation traversante

La figure 82 présente les résultats des efficacités de renouvellement d'air local dans les zones 2, 3, 4, 5 et 6 pour les 18 tests en ventilation traversante. Les efficacités locales confortent les analyses effectuées sur l'efficacité globale. En effet, les tests avec une ventilation par déplacement (>50%) présentent des indices locaux supérieurs à 100 %, et ce sur toutes les 5 zones. C'est le cas pour les tests 9, 17 et 18. Seul le test 14 présente un indice local très faible au niveau de la zone 3, le reste des zones sont de l'ordre de 150 %. Les tests 1, 2, 3, 4, 6 et 7 confirment également la ventilation court-circuitée avec l'ensemble des zones caractérisées par des indices locaux bien en dessous de 50%. A noter que les indices locaux présentent les mêmes tendances analysées pour les âges moyens locaux.

Les tests 5, 8 et 16 qui présentent des efficacités globales entre 45 % et 50 % sont caractérisés par une ventilation entre le mélange et le court-circuit. Les tests 5 et 8 ont un renouvellement pauvre au niveau des zones 4 et 5 et un renouvellement plus mélangé sur les autres zones. Le test 16 est quant à lui caractérisé par un renouvellement faible au niveau des zones 2 et 3. Tout comme les tests précédents, les indices locaux concordent avec les résultats des âges moyens locaux. Enfin, les tests 10, 11, 12, 13 et 15 confirment bien que la ventilation est faite par mélange avec des indices locaux aux alentours de 100 % pour l'ensemble des zones. Contrairement aux analyses effectuées en ventilation mono façade, les tests avec une homogénéité spatiale en âges moyens locaux correspondent aux tests avec ventilation par mélange.

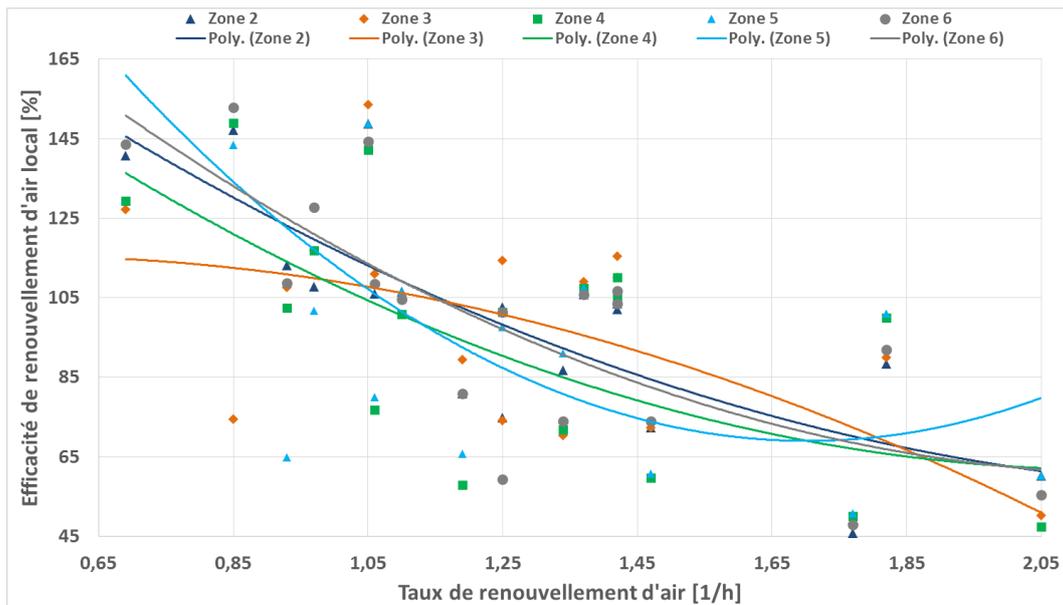


Figure 83 : évolution des efficacités de renouvellement d'air local en fonction du taux de renouvellement d'air pour les 18 tests en ventilation traversante

La figure 83 présente les résultats des efficacités de renouvellement d'air local en fonction des taux de renouvellement d'air. Contrairement à la ventilation mono façade, les efficacités de renouvellement d'air local ont tendance à décroître avec l'augmentation du taux de renouvellement d'air, et ce pour les 5 zones. D'autre part, il faut noter que les efficacités les plus élevées ont été mesurées lors de taux de renouvellement d'air faibles. En effet, les efficacités ont été enregistrées pour la plupart dans une plage de taux de renouvellement d'air allant de  $0,65 \text{ h}^{-1}$  à  $1 \text{ h}^{-1}$ . Au contraire, les efficacités faibles ont été enregistrées pour des taux de renouvellement d'air au-delà de  $1,5 \text{ h}^{-1}$ . Ce qui veut dire que plus le taux de renouvellement d'air augmente plus il y a de zones mortes.

En conclusion, on retient encore une fois la pertinence des indices d'efficacité de renouvellement d'air habituellement utilisés uniquement en ventilation mécanique. Si la fluctuation des conditions climatiques et du comportement de la ventilation complique la généralisation des résultats pour une application pratique, il est tout de même intéressant de se doter d'outils qui permettent d'appréhender l'efficacité de renouvellement d'air en ventilation naturelle. Concernant la stratégie traversante, on retient principalement sa forte capacité en termes de ventilation globale (taux de renouvellement d'air et âges moyens du local). Toutefois, pour des taux de renouvellement importants, de nombreuses zones sont court-circuitées, surtout pour ce type de configurations d'ouvertures où les deux fenêtres ne sont pas alignées l'une en face de l'autre.

### III.2.3.5. Ventilation mixte

#### Taux de renouvellement d'air

Pour rappel, la stratégie mixte est une combinaison de la ventilation mécanique double flux en régime de base (régime inférieur) et de la ventilation mono façade par la fenêtre F1. Si la stratégie a peu d'intérêt en termes de caractérisation climatique, elle a un réel intérêt pratique puisqu'il s'agit d'une stratégie souvent utilisée sur ce genre de bâtiments. D'autre part, tout comme les stratégies naturelles mono façade et traversante, elle permet de tester les analyses par indices d'efficacité de renouvellement d'air proposées dans le cadre de cette thèse.

Le tableau 50 présente les résultats des taux de renouvellement d'air mesurés lors des 13 tests effectués ainsi que les incertitudes correspondantes. Les taux de renouvellement d'air sont en moyenne de l'ordre de  $1,40 \text{ h}^{-1}$ . Les taux de renouvellement d'air minimaux et maximaux sont respectivement de l'ordre de  $0,90 \text{ h}^{-1}$  et  $2,73 \text{ h}^{-1}$ . En comparant avec les tests effectués en ventilation mécanique à faible régime, même régime utilisé en ventilation mixte sur la VMC, on constate des écarts significatifs. En ventilation mécanique à faible régime, les taux de renouvellement étaient en moyenne de l'ordre de  $0,90 \text{ h}^{-1}$ .

Tableau 50: résultats des mesures de taux de renouvellement d'air pour les 13 tests effectués en ventilation mixte

Stratégie	$\lambda [\text{h}^{-1}]$	$\frac{\partial \lambda}{\lambda} [\%]$
VMM1	1,02	3,15%
VMM2	1,20	4,01%
VMM3	0,99	5,24%
VMM4	1,27	4,57%
VMM5	1,20	2,40%
VMM6	1,10	1,86%
VMM7	0,90	4,27%
VMM8	1,56	1,92%
VMM9	1,38	2,06%
VMM10	1,40	2,55%
VMM11	1,38	2,43%
VMM12	2,73	1,73%
VMM13	2,13	1,11%

#### Efficacité de ventilation

Le tableau 51 présente les paramètres et les indices d'efficacité de renouvellement d'air pour les 13 tests effectués en ventilation mixte avec les âges moyens locaux aux 5 zones, les âges moyens du local, les constantes nominales ainsi que les indices d'efficacité de renouvellement d'air global.

Les âges moyens locaux sont les plus faibles mesurés pour l'ensemble des tests effectués, toutes stratégies confondues et ce malgré l'utilisation du régime bas en ventilation mécanique. En moyenne, l'âge moyen local pour la ventilation est de l'ordre de 0,69 h avec un minimum de 0,34 h et un maximum de 0,89 h. En termes de différences entre les tests, la ventilation mixte se distingue par plus de différences que les tests en ventilation mécanique qui assure une répétabilité constante, mais pas autant que la ventilation mono façade où la ventilation fluctue beaucoup d'un test à un autre.

Tableau 51: résultats des paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air pour les 13 tests en ventilation mixte

<i>Stratégie</i>	$\tau_2[h]$	$\frac{\partial \tau_2}{\tau_2} [\%]$	$\tau_3[h]$	$\frac{\partial \tau_3}{\tau_3} [\%]$	$\tau_4[h]$	$\frac{\partial \tau_4}{\tau_4} [\%]$	$\tau_5[h]$	$\frac{\partial \tau_5}{\tau_5} [\%]$	$\tau_6[h]$	$\frac{\partial \tau_6}{\tau_6} [\%]$	$\langle \tau \rangle [h]$	$\tau_n [h]$	$\varepsilon^a [\%]$	$\frac{\partial \varepsilon^a}{\varepsilon^a} [\%]$
VMM1	0,78	6,15%	0,81	6,15%	0,77	6,15%	0,8	6,15%	0,78	6,15%	0,79	0,98	61,92	14%
VMM2	0,78	6,28%	0,82	6,28%	0,76	6,28%	0,79	6,28%	0,8	6,28%	0,79	0,83	52,63	15%
VMM3	0,68	6,68%	0,74	6,68%	0,78	6,68%	0,75	6,68%	0,75	6,68%	0,74	1,01	68,56	16%
VMM4	0,67	6,38%	0,82	6,38%	0,82	6,38%	0,76	6,38%	0,8	6,38%	0,78	0,79	50,47	15%
VMM5	0,75	6,35%	0,75	6,35%	0,73	6,35%	0,73	6,35%	0,73	6,35%	0,74	0,83	56,69	14%
VMM6	0,82	6,84%	0,89	6,84%	0,81	6,84%	0,81	6,84%	0,85	6,84%	0,82	0,91	55,77	15%
VMM7	0,88	6,09%	0,88	6,09%	0,88	6,09%	0,88	6,09%	0,87	6,09%	0,88	1,11	63,01	14%
VMM8	0,59	6,12%	0,57	6,17%	0,56	6,20%	0,57	6,23%	0,59	3,23%	0,57	0,64	55,90	13%
VMM9	0,62	5,86%	0,63	5,97%	0,63	5,87%	0,64	5,91%	0,63	5,93%	0,63	0,72	57,51	13%
VMM10	0,71	6,12%	0,74	6,09%	0,66	6,02%	0,65	6,06%	0,71	5,99%	0,70	0,71	50,90	14%
VMM11	0,88	5,09%	0,87	5,09%	0,87	5,09%	0,86	5,09%	0,85	5,09%	0,87	0,72	41,73	12%
VMM12	0,35	5,06%	0,39	5,06%	0,36	5,06%	0,34	5,07%	0,35	5,07%	0,36	0,37	50,41	11%
VMM13	0,37	5,31%	0,34	5,31%	0,35	5,31%	0,36	5,32%	0,35	5,32%	0,36	0,47	66,12	12%
Moy	0,68	6,03%	0,71	6,04%	0,69	6,02%	0,69	6,03%	0,70	5,80%	0,69	0,78	56,28	14%

Concernant les âges moyens du local, ils suivent l'évolution des taux de renouvellement d'air avec une forte corrélation. En effet, comme on peut le voir sur la figure 84, la relation entre le taux de renouvellement d'air et l'âge moyen du local est inversement proportionnelle avec une corrélation bien plus importante que celles estimées pour les autres stratégies ( $R^2=0,7999$ ). Autrement dit, plus de taux de renouvellement augmente, moins l'âge moyen du local est élevé. Ces résultats confirment bien la bonne performance de la ventilation mixte en termes de ventilation globale et laisse envisager de faibles écarts entre les différentes zones.

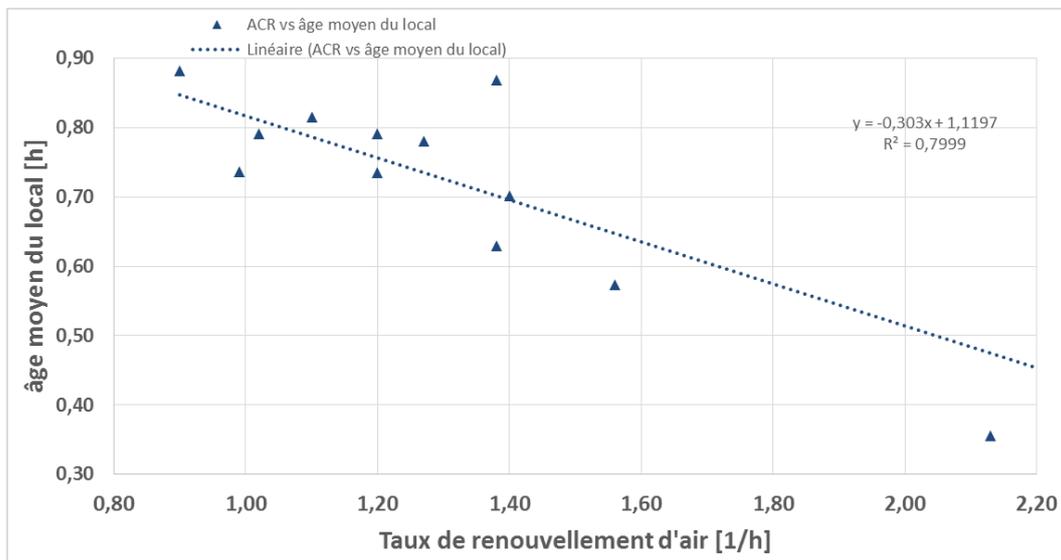


Figure 84: âge moyen du local en fonction du taux de renouvellement d'air pour les 13 tests effectués en ventilation mixte

La figure 85 présente les résultats des âges moyens locaux pour les 13 tests en ventilation mixte, répartis en fonction de leur profil de distribution spatiale. De façon générale, la distribution spatiale est moins homogène que pour la ventilation mécanique mais bien plus homogène que la ventilation mono façade et traversante. Effectivement, on distingue deux distributions atypiques dont une complètement homogène et une autre hétérogène. Les tests 1, 2, 3, 4, 6, et 10 sont les plus hétérogènes. Ces différences sont relatives puisque si on les compare aux différences analysées lors des tests en ventilation mono façade ou traversante, elles sont très peu significatives. En moyenne, les écarts entre les zones sont entre 0,05 h et 0,15 h soit au maximum 9 minutes. Les âges les plus élevés ont été mesurés au niveau de la zone 3, près de la fenêtre F1. Ces résultats peuvent s'expliquer par deux phénomènes qui peuvent soit intervenir séparément ou ensemble. D'une part, il faut savoir que le point 3 est situé assez haut et surtout près de l'extraction. Or, on sait que s'il ne s'agit d'une ventilation par déplacement ou du moins qui dépasse les 50 % d'efficacité de renouvellement d'air, l'air vicié en l'occurrence le gaz test ici s'accumule au niveau de l'extraction. Cette hypothèse reste bien évidemment à confirmer selon les résultats d'efficacité de ventilation. Le deuxième phénomène est le même qui a été analysé pour la ventilation mono façade au sujet de la ventilation locale au niveau de la fenêtre. Le point étant proche de la fenêtre, il est court-circuité et ne reçoit pas directement l'air frais entrant depuis la fenêtre.

L'homogénéité est beaucoup plus nette pour les tests 5, 7, 8, 11. En prenant en compte les intervalles de confiance, les différences sont non significatives entre les zones, ce qui confirme le mélange parfait entre les zones. Il reste à évaluer si ces zones sont toutes ventilées par mélange, court-circuitées ou ventilées par déplacement.

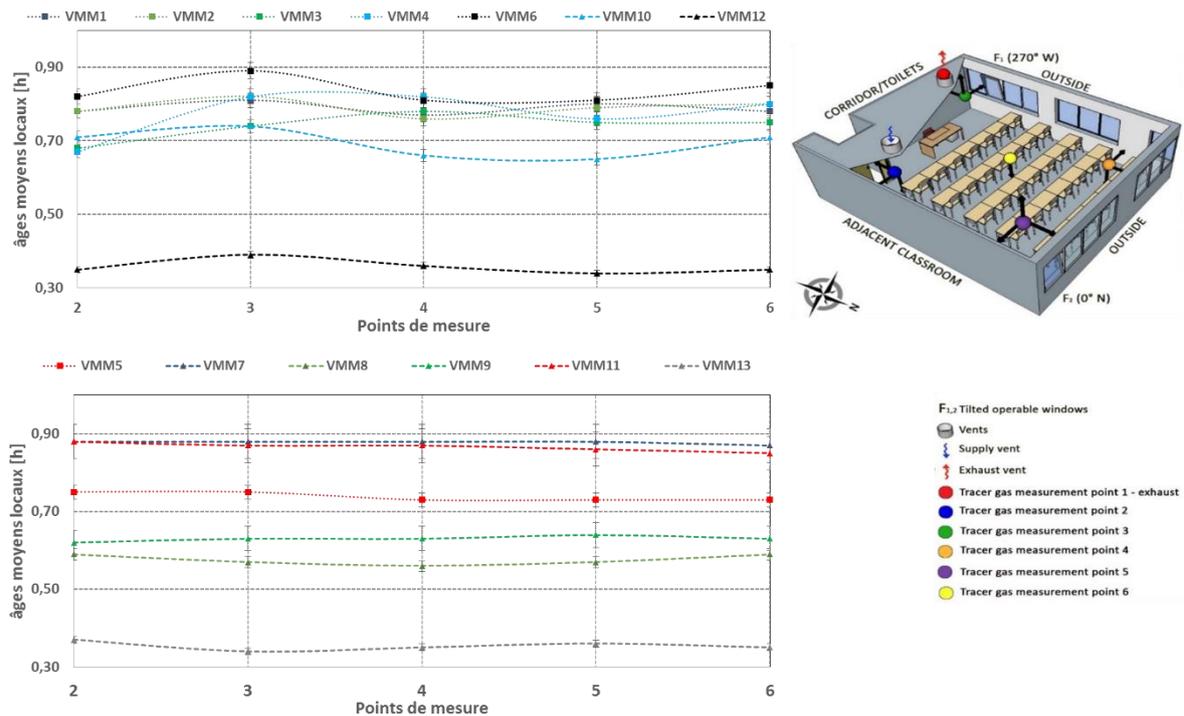


Figure 85: résultats des âges moyens locaux sur les 5 zones répartis en fonction du profil de distribution spatiale pour les 13 tests effectués en ventilation mixte

La figure 86 présente les résultats des efficacités de renouvellement d'air global pour les 13 tests en ventilation mixte. Les deux tendances principales sont: i) les différences entre les tests sont très faibles, ce qui confirme les analyses effectuées sur les âges moyens locaux; ii) les tests caractérisent pour la plupart soit une ventilation par mélange soit une ventilation par déplacement. En effet, seul le test 11 présente une efficacité globale inférieure à 50 %, synonyme de ventilation court-circuitée. Les tests 1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 9 et 13 sont tous au-delà de 50 % en efficacité globale et caractérisent donc une ventilation par déplacement où il y a quasiment pas de zones mortes. Enfin, les tests 4, 10 et 12 ont des efficacités globales de l'ordre de 50 % et caractérisent une ventilation par mélange.

Si on compare la ventilation mixte aux deux stratégies qui la composent en l'occurrence, la ventilation mécanique et mono façade, on constate que le fait d'allier les deux améliore considérablement la performance en termes d'efficacité de ventilation globale. La ventilation mono façade présente des valeurs inférieures à 50 % pour la plupart avec beaucoup de zones mortes (même si les écarts en amplitude sont faibles) tandis que la ventilation mécanique est entre le brassage et le court-circuit pour la plupart. La combinaison des deux stratégies permet donc d'améliorer les taux globaux et l'efficacité de renouvellement globale en diminuant les zones mortes.

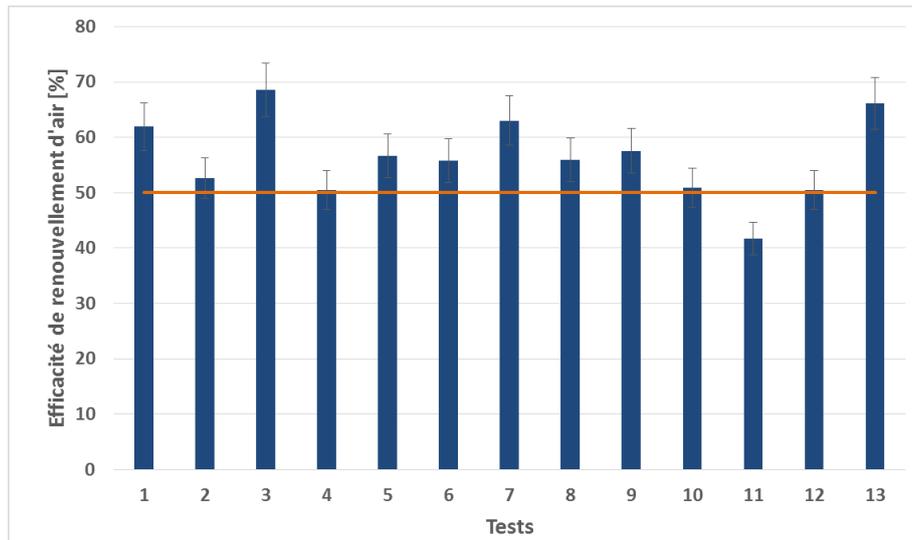


Figure 86: efficacités de renouvellement d'air global mesurées pour les 13 tests en ventilation mixte

La figure 87 présente les résultats des efficacités de renouvellement d'air local pour les 5 zones. Les résultats confirment les analyses effectuées sur les âges moyens locaux et les indices de renouvellement d'air global. Effectivement, les tests ayant une efficacité de renouvellement d'air supérieure à 50 % présentent des efficacités locales pour la plupart en dessus de 100 %. C'est le cas pour les tests 11 qui est nettement en dessous de 50 % en efficacité globale et nettement en dessous de 100 % pour toutes les zones en efficacité locale. C'est aussi le cas pour les tests se situant autour de 50 % comme c'est le cas pour les tests 4 et 10. Au contraire, les tests 3, 5, 6, 7, 8, 9 et 13 qui sont caractérisés par des efficacités globales dépassant les 50 % présentent des efficacités locales pour la plupart en dessus de 100 %. Les tests 4, 10 et 12 qui ont des efficacités globales d'environ 50 % ont des efficacités locales très proches de 100 %. Les différences restent tout de même assez faibles. Enfin, il faut noter que les efficacités globales répondent aux âges moyens locaux. On distingue les mêmes profils affichés par les résultats des âges moyens locaux avec ceux affichés par les indices d'efficacité de renouvellement d'air local.

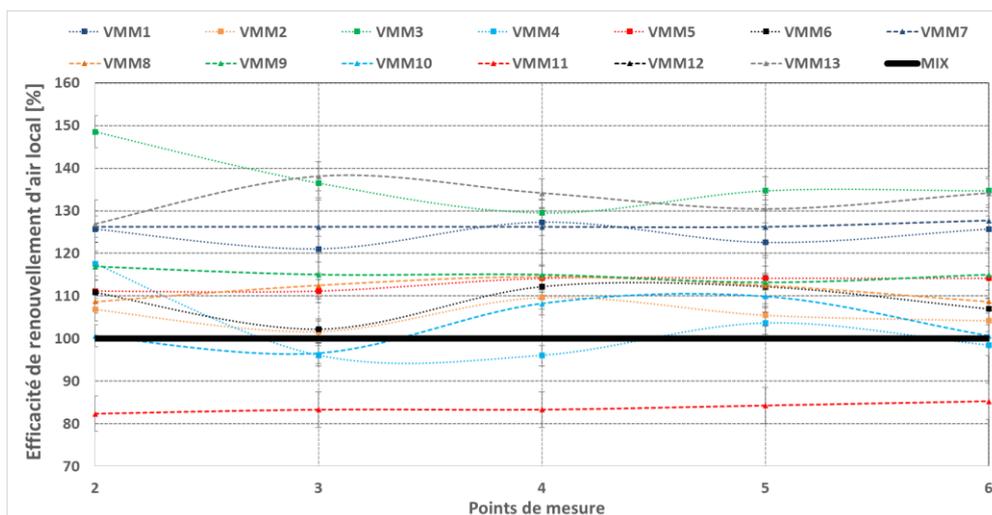


Figure 87: résultats des efficacités de renouvellement d'air local sur les 5 zones et pour les 13 tests en ventilation mixte

La figure 88 présente l'évolution des efficacités de renouvellement d'air local en fonction des taux de renouvellement d'air. A priori, il est assez difficile de conclure sur une éventuelle corrélation entre le renouvellement local et les taux de renouvellement d'air et ce, pour l'ensemble des zones puisqu'elles présentent le même comportement. En revanche, il semble que la tendance est plutôt vers une évolution indirectement proportionnelle. Plus le taux de renouvellement d'air augmente, moins la ventilation est efficace localement. Et ce, pour l'ensemble des 5 zones. De plus, il est très difficile de conclure sur l'évolution puisqu'il s'agit là d'une combinaison entre deux stratégies avec des forces et des sources de ventilation différentes. D'une part, une ventilation mécanique avec des débits constants et qui a plutôt tendance à brasser l'air et à assurer un mélange parfait. De l'autre côté, la ventilation mono façade depuis la fenêtre F1 qui a tendance à améliorer la distribution avec l'augmentation du taux de renouvellement d'air, sauf au niveau de la zone 3.

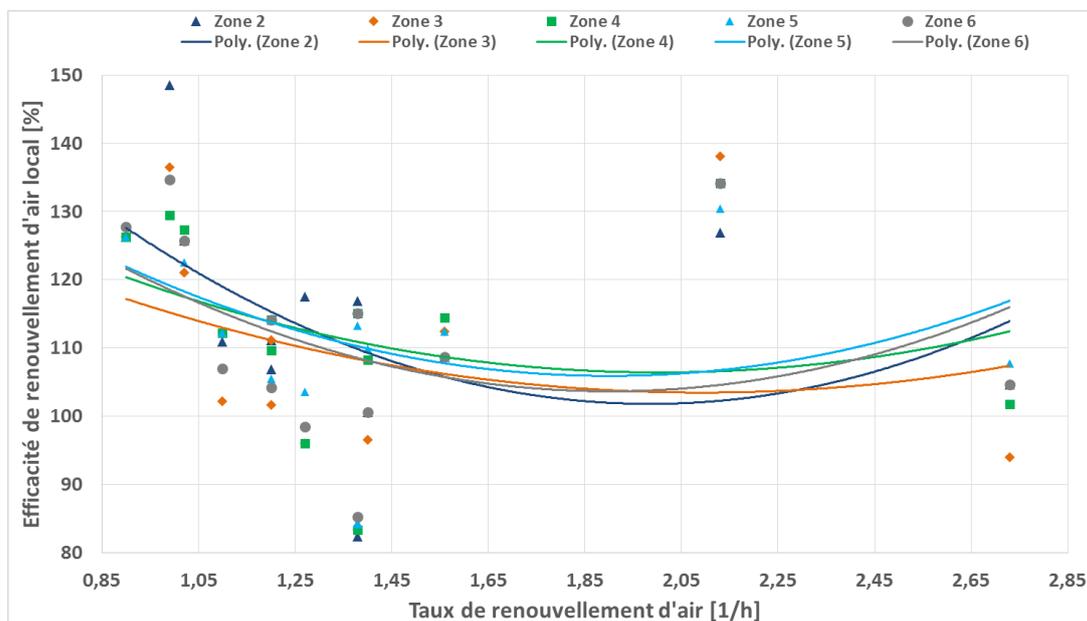


Figure 88: efficacités de renouvellement d'air local en fonction des taux de renouvellement d'air pour les 13 tests en ventilation mixte

### III.2.4. Discussions et conclusions

Dans ce sous chapitre ont été décrites et analysées, les performances intrinsèques de la ventilation à travers des mesures expérimentales *in situ*. Les tests basés principalement sur des techniques de gaz traceurs (67 tests au total) ont comme principaux objectifs : i) l'analyse et la comparaison des techniques existantes dédiées à la mesure des débits, des paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air ; ii) le développement, le tests et l'analyse d'une variante d'indice permettant d'évaluer l'efficacité de renouvellement d'air en ventilation naturelle et mixte ; iii) le développement d'un protocole expérimental pour l'évaluation des paramètres et indices de ventilation sur un bâtiment réel et enfin, iv) la comparaison de 4 stratégies de ventilation sur base des indices testés et développés en fonction des conditions climatiques intérieures et extérieures.

#### Résultats en ventilation mécanique :

Les conditions stationnaires assurées par la ventilation mécanique nous ont permis de tester et de comparer les différentes techniques de mesure et de calcul des taux de renouvellement d'air et des paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air. Concernant les taux de renouvellement d'air, la mesure a été effectuée grâce à une technique de décroissance. Elle a

été ensuite déclinée en 3 méthodes de mesures : méthode moyenne ; méthode linéaire et méthode multipoints. Les résultats analysés montrent des valeurs très similaires avec des écarts peu significatifs en considérant les incertitudes de mesure. En effet, les différences entre les méthodes moyennées qui font abstraction des fluctuations et des méthodes linéaires et non linéaire sont entre 1% et 2%, hormis un test. Ces écarts sont en effet peu significatifs puisque l'incertitude de mesure est également entre 1 % et 2 %. Les écarts sont en revanche plus importants lorsque les fluctuations de débit sont plus importantes. Des écarts allant de 5% à 25 % ont été constatés pour des conditions non stationnaires lors de la troisième batterie de tests. Enfin, les résultats des mesures par fil chaud au niveau des bouches de ventilation ont affiché des écarts relativement importants (de l'ordre de 50 m<sup>3</sup>/h).

Pour rappel, la technique de décroissance de gaz traceur a été choisie dans le cadre de ces études afin de permettre une mesure simultanée des taux de renouvellement d'air (et donc de la constante nominale de temps) et des âges moyens locaux. Dans ce cas, le temps de mesure représente un des paramètres les plus critiques car il a un impact direct sur la valeur du taux de renouvellement de l'air et son incertitude. Or, la mesure de l'âge de l'air nécessite la décroissance d'au moins 95% de la concentration initiale (début de la décroissance) contrairement à la mesure du taux de renouvellement d'air qui nécessite des durées minimales plutôt que des contraintes sur des durées maximales (cf. paragraphe III.2.2). C'est pourquoi la durée de mesure a été choisie selon les exigences de la mesure des âges moyens locaux de l'air. En revanche, cette durée doit être conditionnée par l'incertitude de mesure liée à la concentration mesurée car plus la concentration est faible, plus l'incertitude augmente. Dans ce cas, une concentration minimale de 3 ppm a été choisie comme limite optimale.

Les âges moyens locaux ont à leur tour été confrontés à 3 méthodes de calculs toutes basées sur la technique de décroissance : la technique préconisée par la norme ASHRAE 129 ; celle préconisée par l'ISO 16000-8 et enfin, la méthode proposée par la norme Nordtest NVVTS 18. Avec des incertitudes de mesure de l'ordre de 5%, les différences entre les méthodes sont peu significatives, surtout dans le cas où la ventilation est sous des conditions stationnaires (débit constant). En revanche, la méthode proposée par l'ASHRAE 129 semble être la plus appropriée lorsqu'il s'agit de conditions transitoires. Cela s'explique par la méthode de calcul qui se base sur une méthode moyennée (concentrations du début et de la fin de la décroissance et moyenne des concentrations).

Concernant l'efficacité de renouvellement d'air, une variante a été proposée, testée et validée. La variante qui consiste en des mesures sur la zone de ventilation peut être utilisée en ventilation naturelle et mixte, contrairement aux méthodes existantes (ASHRAE et TN34) qui sont restreinte à une utilisation sur une bouche d'extraction bien définie. De plus, la variante proposée est plus précise lorsqu'il s'agit de bâtiments réels puisqu'elle prend en compte les défauts d'étanchéité. Des écarts de l'ordre de 6 % ont été estimés entre la variante et les méthodes normées ASHRAE et TN34. En effet, quand les méthodes normées présentent des efficacités de l'ordre de 50 % synonymes de ventilation par mélange, la variante a permis de déceler des zones mortes avec des efficacités inférieures à 50 %.

La méthode proposée a cependant des limites physiques et pratiques. Tandis que la méthode conventionnelle permet une mesure d'efficacité de renouvellement d'air uniquement sur un point de mesure à l'extraction, la variante proposée nécessite une mise en œuvre précise sur l'ensemble du volume ventilée. D'autre part, l'utilisation de l'inverse du taux de renouvellement d'air comme constante nominale de temps ne permet pas d'avoir une

efficacité précise sur une courte durée de tests mais plutôt une valeur moyennée qui fait abstraction de la dynamique entre le début et la fin de chaque test. Elle est toutefois avantageuse puisqu'elle permet d'avoir des résultats non biaisés.

#### Résultats en ventilation naturelle:

Les tests effectués en ventilation naturelle incluant la ventilation mono façade et traversante sont caractérisés par de fortes fluctuations qui sont principalement dues à l'influence des conditions climatiques extérieures. Concernant la ventilation mono façade, les principales conclusions ont été l'influence positive du vent sur le gradient de température avec des tendances positives sur le gradient de température pour des vitesses inférieures à 3 m/s et l'influence négative au-delà de 3 m/s. Au-delà de 3 m/s, l'influence du vent est plus importante et contrecarre l'effet du gradient de température sur la flottabilité. Concernant la ventilation traversante, la principale influence a été la direction dominante du vent sur les deux ouvertures F1 et F2. Les vents dominants sur l'une des façades nous a permis de déceler le sens de la ventilation avec les façades en surpression et les façades en dépression.

Concernant les efficacités de renouvellement d'air, les deux stratégies ont des comportements bien distincts. La ventilation mono façade est généralement court-circuitée, avec des efficacités en dessous de 50 %. Des zones mortes ont été localisées au niveau de l'ouverture à cause du type d'ouverture en oscillo-battant qui privilégie un flux en haut de l'ouverture. En revanche plus le taux de renouvellement augmente moins il y a de zones mortes. La ventilation par mélange est atteinte en moyenne à partir d'un taux de renouvellement de  $0,75 \text{ h}^{-1}$ . Au contraire, la ventilation traversante présente des efficacités de renouvellement d'air meilleures pour de faibles débits. Pour des taux de renouvellement inférieurs à  $1 \text{ h}^{-1}$ , la ventilation est généralement effectuée par déplacement avec un soufflage et une extraction entre les ouvertures F1 et F2. Pour des taux de renouvellement d'air supérieurs à  $1,5 \text{ h}^{-1}$ , des zones mortes sont ont été mesurées. Ce qui signifie que plus le taux de renouvellement d'air est important, plus des zones sont by passées par le flux d'air.

En conclusion, on retient tout de même pour ces deux stratégies la pertinence des paramètres et indices proposées puisqu'ils nous permettent d'approfondir sur l'analyse de la ventilation dans le local, au-delà des taux de ventilation. Ces indices nous ont par ailleurs permis d'analyser la ventilation zone par zone et ainsi de comprendre le schéma de la ventilation et l'influence des taux de renouvellement d'air sur chacune des zones du local.

#### Résultats en ventilation mixte :

La ventilation mixte peut paraître comme étant une aberration puisqu'il s'agit d'une ventilation mécanique avec une fenêtre ouverte. Les résultats sont tout autres puisqu'il s'agit de la stratégie la plus performante tant en termes de taux de ventilation que d'efficacité de renouvellement d'air local ou global. Les taux de renouvellement d'air sont de l'ordre de  $1,40 \text{ h}^{-1}$  avec un minimum de  $0,90 \text{ h}^{-1}$  et un maximum de  $2,73 \text{ h}^{-1}$ . Si on compare les 8 premiers tests en ventilation mixte et les tests 7 à 14 en ventilation mécanique sous le même régime, l'écart est en moyenne de l'ordre de  $0,2 \text{ h}^{-1}$  (soit  $42 \text{ m}^3/\text{h}$ ) et va même jusqu'à  $0,6 \text{ h}^{-1}$  (soit  $142 \text{ m}^3/\text{h}$ ) en faveur de la ventilation mixte. Ce qui signifie que l'ouverture de la fenêtre contribue positivement et surtout significativement au renouvellement global de l'air. Concernant l'efficacité de renouvellement d'air, il s'agit encore de la plus performante puisque pour la plupart des tests, les efficacités sont au-delà de 50 % et ne présente aucune zone morte.



# **Partie 2**

**« Evaluation de l'impact de stratégies de ventilation sur le confort thermique des occupants»**



### III.3. Evaluation de l'impact de stratégies de ventilation sur le confort thermique des occupants

Cette partie consacrée aux performances dites « globales » des stratégies de ventilation a pour objectif l'analyse des méthodes d'évaluation du confort thermique sous différents types de stratégies de ventilation. Contrairement à la partie d'évaluation des performances intrinsèques qui aborde le système ou stratégie de ventilation comme unique objet de l'étude, l'évaluation du confort thermique est axée sur l'occupant et l'impact que peut avoir une stratégie sur son confort. L'objectif principal est alors de tester et analyser les limites des méthodes d'évaluation existantes (chapitre 2) sous différentes stratégies de ventilation mécaniques, naturelles et mixtes. Un des points clés soulevés dans la partie analyse bibliographique (chapitre 2) est l'existence de plusieurs indices de confort selon le type de conditions. En particulier, il s'agit des deux théories statique et adaptative qui sont respectivement adaptées pour la ventilation mécanique (PMV) et la ventilation naturelle (approche adaptative). Il s'agira alors de comparer les deux théories sous différentes conditions tout en analysant l'écart avec le ressenti de l'occupant en situation réelle à travers des évaluations subjectives. Cette étude expérimentale a été exclusivement réalisée dans des salles de cours. Ce choix a été motivé par la forte occupation qui caractérise les salles de cours. Ce qui permet d'aboutir à une étude statistiquement significative notamment en nombre de votes subjectifs. D'autre part, par définition, le modèle PMV ne prend pas en compte les inter-individualités et prédit le confort thermique moyen perçu par un groupe de personnes. De plus, lors d'une évaluation *in situ* par la méthode PMV, il faut au moins 20 occupants pour que le résultat soit statistiquement significatif (chapitre 2).

#### III.3.1. Présentation des cas d'étude

Cette partie expérimentale est basée sur six campagnes expérimentales effectuées dans des salles de cours situées dans 3 bâtiments différents : la salle L21 qui a fait l'objet de l'étude sur les performances intrinsèques ; une salle de cours sur le campus de l'ENSAM à Lille ; et une salle de cours sur le campus de l'ESIEE Paris à champs sur Marne (tableau 52).

Tableau 52: récapitulatif des campagnes expérimentales

<i>Campagne</i>	<i>Campus/Bâtiment/Salle</i>	<i>Ville</i>	<i>Période</i>
1	ESTP	Cachan (94)	20-01-2015 au 27-02-2015
2	Paris/Laplace/L21	Cachan (94)	02-03-2015 au 27-03-2015
	ESTP		
	Paris/Laplace/L21		
3	ESIEE/EPI3/3201	Noisy le champ (77)	10-02-2015 au 12-02-2015
4	ESIEE/EPI3/3201	Noisy le champ (77)	07-04-2015 au 16-04-2015
5	ENSAM /CAO120	Lille (59)	16-03-2015 au 20-03-2016
6	ENSAM /CAO120	Lille (59)	20-04-2015 au 24-04-2015

Les 3 bâtiments ont la particularité de présenter des caractéristiques différentes notamment par rapport à l'année de construction et aux systèmes CVC installés. En effet, les salles L21, 3201 et CAO120 sont respectivement situées dans des bâtiments construits en 2012 (Laplace campus ESTP à Cachan) ; 1987 (Campus ESIEE à Noisy le champ) et 1900 (Campus ENSAM à Lille).

La salle 3201 (figure 89-a) située au 2<sup>ème</sup> étage du bâtiment 2 sur le campus de l'ESIEE est dotée d'une surface au sol de 60 m<sup>2</sup> et comprend au total 35 places. Elle dispose d'une paroi extérieure, deux parois en contact avec des locaux chauffés (salles de cours) et une avec un couloir non chauffé. L'enveloppe extérieure (façade orientée sud) est équipée d'un bardage métallique et d'une isolation en laine minérale. Le système CVC consiste en un plancher chauffant qui assure 70 % du chauffage et une CTA qui assure 30 % du chauffage ainsi que le renouvellement d'air. Contrairement à l'extraction qui est centralisée au niveau du couloir, le soufflage est effectué localement à travers deux bouches de soufflage. Le système CVC est géré par une GTC grâce à un système de régulation sur un local témoin de chaque étage du bâtiment. La salle est tout de même équipée de 3 fenêtres ouvrables. Ce qui laisse la possibilité de fonctionner en ventilation mécanique ou mixte en cas d'ouverture.

La salle CAO 120 (figure 89-b) située au 2<sup>ème</sup> étage du bâtiment principal sur le campus de l'ENSAM Lille est dotée d'une surface au sol d'environ 80 m<sup>2</sup> et comprend au total 45 places. Contrairement aux salles 3201 et L21 (décrite en première partie) qui sont dédiées aux séances de cours et de TD, la salle CAO 120 est une salle informatique équipée de 20 postes. Elle dispose de deux façades extérieures dont une donnant sur une cour intérieure. Les deux autres façades sont en contact avec des locaux chauffés. L'enveloppe extérieure est constituée de pierre et d'isolation intérieure par laine minérale. La salle n'est pas équipée de système CVC centralisé mais uniquement de radiateurs à eau. La ventilation est naturelle et assurée à travers des fenêtres ouvrables (6) sur la façade Nord. Si la façade Sud est aussi équipée de fenêtres, l'ouverture a été condamnée pour des raisons de sécurité. La ventilation naturelle est donc uniquement utilisable en mono façade.



(a)



(b)

Figure 89: photo de la salle 3201 à l'ESIEE (a) et photo de la salle CAO120 à l'ENSAM Lille (b)

Le tableau 53 résume les principales caractéristiques de chaque salle incluant les caractéristiques géométriques, une brève description du type d'enveloppe, les ouvrants ainsi que le système CVC installé.

Tableau 53 : résumé des caractéristiques techniques des 3 salles de cours

<i>Salle</i>	<i>Surface/ capacité</i>	<i>Enveloppe</i>	<i>Fenêtres/ Nombre (ouvrables)</i>	<i>CVC</i>	<i>Particularité</i>
L21	81,3 (40)	Isolation moyenne (RT 2005)	Double vitrage 15 (2)	VMC + radiateurs à eau	Grande surface vitrée
3201	60 (35)	Isolation légère	Double vitrage 4 (3)	Plancher chauffant + CTA	Protection solaires sur façade
CAO120	100 (45)	Isolation moyenne	Simple vitrage + bois 12 (6)	Radiateurs à eau	Salle informatique (20 postes)

### III.3.2. Démarche expérimentale et méthodologie

#### III.3.2.1. Démarche expérimentale

La démarche expérimentale mise en place a été choisie sur base des objectifs cités en introduction, à savoir l'évaluation du confort thermique des occupants sous différentes stratégies de ventilation. C'est pourquoi, nous nous sommes intéressés à ces 3 salles de cours dotées de caractéristiques différentes. Ce qui nous donne la possibilité de diversifier les conditions expérimentales pouvant influencer le confort thermique et sa mesure : stratégie de ventilation (mécanique, naturelle ou mixte) ; typologie de bâtiment (neuf, existant, ancien) ; climat (Centre, Nord) ; occupants (adaptation).

Les campagnes réalisées en salle CAO 120 (campagnes 5 et 6) ont été dédiées à l'évaluation du confort thermique en ventilation naturelle en périodes hivernale (campagne 5) et en mi-saison (campagne 6). Ce qui présente aujourd'hui une limite dans les normes de confort thermique puisque la ventilation naturelle est uniquement normalisée pour le confort d'été (voir chapitre 2). L'objectif est alors de tester les deux théories de confort pour l'évaluation du confort d'occupants habitués à des conditions transitoires (bâtiment naturellement ventilé).

Les campagnes réalisées en salle 3201 (campagnes 3 et 4) ont été dédiées à l'évaluation du confort thermique en ventilation mixte en périodes hivernale (campagne 3) et en mi-saison (campagne 4). La particularité du système de ventilation dans ce cas est le fait qu'il soit conçu en ventilation mécanique (conditions stationnaires) et que les occupants aient la possibilité d'ouvrir les fenêtres. L'objectif est alors de tester différentes méthodes d'évaluation en ventilation mixte.

Les campagnes réalisées en salle L21 ont été dédiées à l'évaluation du confort thermique sous différentes stratégies de ventilation. La première campagne a été réalisée sous les mêmes conditions que la campagne 3 (ventilation mixte + période hivernale). La deuxième campagne a quant à elle été dédiée à l'évaluation du confort thermique des occupants sous différentes stratégies de ventilation imposées. Dans ce cas, les occupants n'avaient pas la possibilité d'ouvrir ou de fermer les fenêtres et avait des consignes pour respecter la stratégie de ventilation appliquée. Les stratégies appliquées et testées sont les mêmes stratégies utilisées dans l'évaluation des performances intrinsèques (ventilation mécanique, naturelle mono façade ; naturelle traversante et mixte).

### III.3.2.2. Méthode d'évaluation

La méthode d'évaluation du confort thermique adoptée dans le cadre des 6 campagnes expérimentales correspond à une mesure ASHRAE classe II. Elle inclut une évaluation objective à travers la mesure des paramètres de confort thermique et parallèlement, une évaluation subjective à travers des questionnaires adressés aux occupants.

L'évaluation objective inclut la mesure des 4 paramètres physiques du confort thermique : température de l'air ; température moyenne radiante ; humidité relative ; et vitesse de l'air. Les mesures ont été effectuées conformément aux exigences des normes ASHRAE 55 et NF EN ISO 7730 au centre de la salle et à une hauteur de 110 cm au-dessus du plancher. Les mesures ont été effectuées à l'aide d'une station climatique intérieure (LSI Lastem) qui répond aux exigences fixées par la norme NF EN ISO 7726 (tableau 36). Les mesures ont été effectuées comme indiqué par l'ASHRAE 55 de façon continue avec un pas de temps de 1 minute.

L'évaluation subjective a été effectuée à l'aide de questionnaires adressés aux occupants de façon anonyme, en parallèle des mesures physiques. Le questionnaire mis en place dans le cadre de ces campagnes inclut 3 parties. La première partie a pour but de recueillir des informations générales sur les occupants dont : l'âge, le sexe, la corpulence (taille et poids) ainsi que la position de l'occupant dans la salle au moment du vote. La deuxième partie a pour but de recueillir les informations sur les vêtements portés par l'occupant et ce afin d'estimer la résistance thermique des vêtements pour le calcul du PMV. En partant des vêtements types proposés par la norme ISO 7730, une liste a été adaptée aux étudiants avec une colonne hommes et une colonne femmes. La troisième partie du questionnaire est dédiée à l'évaluation subjective du confort thermique conformément aux 5 jugements subjectifs préconisés par la norme ISO 10551 et détaillés dans le chapitre 2 (perception ; évaluation affective ; préférence ; acceptabilité ; tolérance). Un exemplaire du questionnaire est présenté en annexe II.1 du document.

### III.3.2.3. Protocole expérimental

Le protocole expérimental suivi dans le cadre de ces 6 campagnes inclut 3 étapes (figure 90). La première étape est préparatoire et consiste à sensibiliser les occupants. Ce qui nécessite une communication par mail aux étudiants et professeurs en expliquant les enjeux de l'étude ; une communication par affiches afin de s'assurer du bon déroulement ; un planning des jours de mesure en fonction de la disponibilité des salles ainsi que de l'occupation. La deuxième étape est récurrente et consiste à préparer la mise en place de l'évaluation. Ce qui inclut l'impression des questionnaires, la préparation et la mise en place du matériel de mesure. Le matériel est installé dans la salle avant chaque début de journée au moins 30 minutes avant la première séance. Les mesures sont ensuite lancées de façon continue. Ce qui permet de laisser le temps au thermomètre à globe noir de se mettre en équilibre thermique. La troisième étape concerne l'administration des questionnaires aux occupants. Ce qui inclut une brève explication sur l'utilisation du questionnaire, la distribution et le recueil des questionnaires. A noter que les questionnaires sont replis en fin de séance afin de s'assurer que les occupants soient en équilibre thermique mais aussi pour éviter de perturber le cours. Afin de s'assurer d'avoir un nombre maximal de questionnaires remplis, les questionnaires sont distribués à chaque séance (2 à 4 séances par jour au minimum).

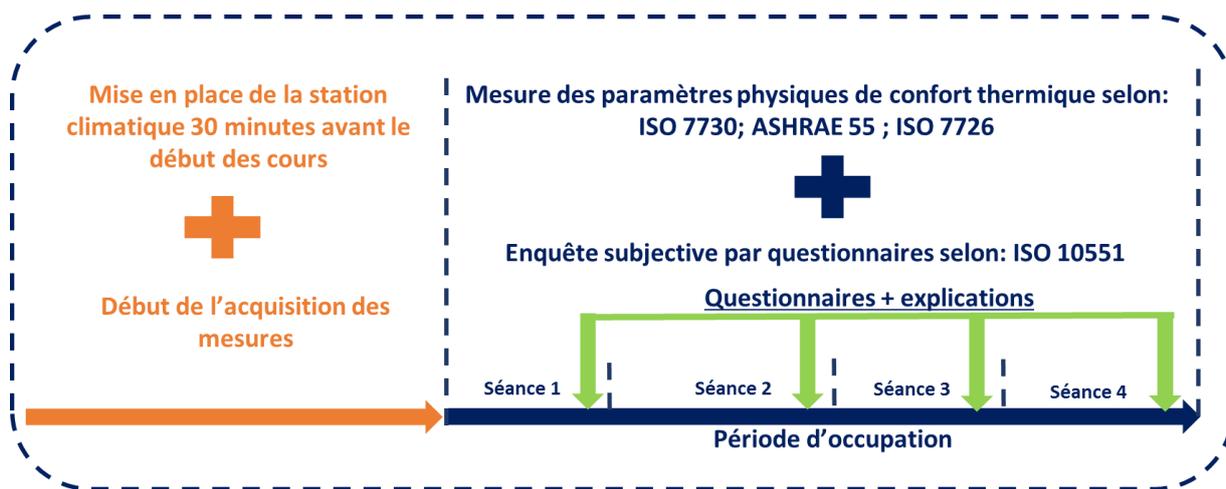


Figure 90: schématisation du déroulement d'une journée type de mesure

### III.3.3 Résultats et analyses

#### III.3.3.1. Campagnes expérimentales sur la salle L21 à l'ESTP Paris

Les deux campagnes menées à l'ESTP ont été effectuées en période hivernale, en février et mars 2015, respectivement pour la première et la deuxième campagne. Lors de la première campagne, la stratégie de ventilation a été exclusivement mécanique (VMC double flux). Lors de la deuxième campagne, quatre stratégies de ventilation ont été appliquées et réparties sur plusieurs périodes dont : i) ventilation mécanique (VMC double flux) ; ii) ventilation naturelle mono façade (VMC désactivée et ouverture d'une seule fenêtre) ; iii) ventilation naturelle traversante (VMC désactivée et ouverture de deux fenêtre sur deux façades différentes) ; iv) ventilation mixte (VMC activée et ouverture d'une fenêtre).

##### III.3.3.1.1 Analyse des conditions climatiques

Le tableau 54 résume l'ensemble des paramètres physiques d'ambiance intérieure enregistrés lors des deux campagnes. Durant la première campagne, les températures enregistrées sont de l'ordre de 22°C pour la température de l'air ; 19°C pour la température moyenne radiante et enfin de 21°C pour la température opérative. En revanche, on constate la présence d'une plage de valeurs très large malgré la présence d'un système de ventilation mécanique. La température de l'air oscille entre 19 °C et 27 °C, une plage qui reste correcte en considérant des températures de base de conception. En revanche, la température moyenne radiante est en moyenne 3°C en dessous de la température de l'air avec des valeurs maximales de l'ordre de 6 °C. Cela impacte fortement la température opérative qui oscille entre 14 °C et 26 °C. D'autre part, on constate la présence d'un air très sec avec en moyenne des humidités relatives de l'ordre de 36 % et qui oscillent entre 14 % et 70 %. Enfin, les vitesses de l'air enregistrées semblent très faibles avec des valeurs maximales de l'ordre de 0,1 m/s.

Durant la deuxième campagne, les températures enregistrées sont de l'ordre de 21°C pour la température de l'air ; 17°C pour la température moyenne radiante et enfin de 20°C pour la température opérative. Les plages de valeurs sont encore plus importantes que celles enregistrées lors de la première campagne. La température de l'air oscille entre 15 °C et 25 °C, avec des températures minimales bien en dessous des préconisations pour les bases de conception. La température moyenne radiante est quant à elle légèrement moins impactée avec une plage allant de 11 °C à 26 °C. Les températures opératives présentent les mêmes plages avec des valeurs allant de 14 °C à 25 °C. Concernant, l'humidité relative, la deuxième

campagne présente des valeurs à la hausse avec en moyenne des valeurs de l'ordre de 43 %, un minimum de 25% et un maximum de 65%.

Tableau 54: récapitulatif des valeurs des paramètres physiques enregistrés durant les deux campagnes à l'ESTP

	<i>Ta</i> [°C]	<i>RH</i> [%]	<i>Tg</i> [°C]	<i>Va</i> [m/s]	<i>Tmr</i> [°C]	<i>To</i> [°C]
Première campagne						
Min	18,94	13,95	8,13	0,00	6,45	14,60
Moy	22,67	36,25	19,76	0,00	19,71	21,19
Max	26,97	69,26	27,66	0,10	27,66	26,74
Deuxième campagne						
Min	15,89	25,33	11,93	0,01	10,48	14,04
Moy	21,34	43,71	18,32	0,01	17,82	19,58
Max	25,33	65,00	25,80	0,01	25,96	25,36

Durant la deuxième campagne, les températures enregistrées sont de l'ordre de 21°C pour la température de l'air ; 17°C pour la température moyenne radiante et enfin de 20°C pour la température opérative. Les plages de valeurs sont encore plus importantes que celles enregistrées lors de la première campagne. La température de l'air oscille entre 15 °C et 25 °C, avec des températures minimales bien en dessous des préconisations pour les bases de conception. La température moyenne radiante est quant à elle légèrement moins impactée avec une plage allant de 11 °C à 26 °C. Les températures opératives présentent les mêmes plages avec des valeurs allant de 14 °C à 25 °C. Concernant, l'humidité relative, la deuxième campagne présente des valeurs à la hausse avec en moyenne des valeurs de l'ordre de 43 %, un minimum de 25 % et un maximum de 65 %.

La figure 91 présente les résultats des températures de l'air, moyennes radiantes et opératives, moyennées sur une période d'une heure pour les deux campagnes. Les tendances confirment les analyses effectuées à partir de données moyennées. On constate des écarts assez conséquents entre les températures de l'air et les températures moyennes radiantes. D'autre part, on remarque également la présence de fortes fluctuations des températures tant sur l'ensemble de la période de mesure que sur une journée.

Ce genre de conditions climatiques fluctuantes est typiquement le genre de cas de figure non traités par les normes de confort thermique. Pour rappel, les normes de confort préconisent l'utilisation du PMV comme indice adéquat dans des bâtiments mécaniquement ventilés ; et d'autre part, une utilisation optionnelle de l'approche adaptative sur des températures de confort en été, sur des bâtiments naturellement ventilées et qui pour leur part présentent la possibilité d'avoir des conditions fluctuantes. Or dans notre cas, il s'agit d'un part de conditions fluctuantes en ventilation mécanique et d'autre part, de ventilation naturelle en hiver. Sur la base de valeurs enregistrées, nous avons analysé les fluctuations des conditions climatiques conformément aux préconisations des normes. C'est-à-dire, en analysant les dérives de températures admissibles (2°C/h).

Durant la première campagne, plus de 9 % des valeurs horaires enregistrées dépassent les 2°C/h de dérive de température. Les dérives de température vont de 0°C/h jusqu'à 4°C/h. En moyenne, les dérives de température sont de l'ordre de 1°C/h. Durant la deuxième campagne, les dérives sont en moyenne moins importantes avec seulement 4 % des valeurs non conformes et une dérive moyenne de 0,7°C/h. En revanche, les écarts sur les cas instationnaires ont plus importants avec des dérives de températures allant parfois jusqu'à 6°C/h.

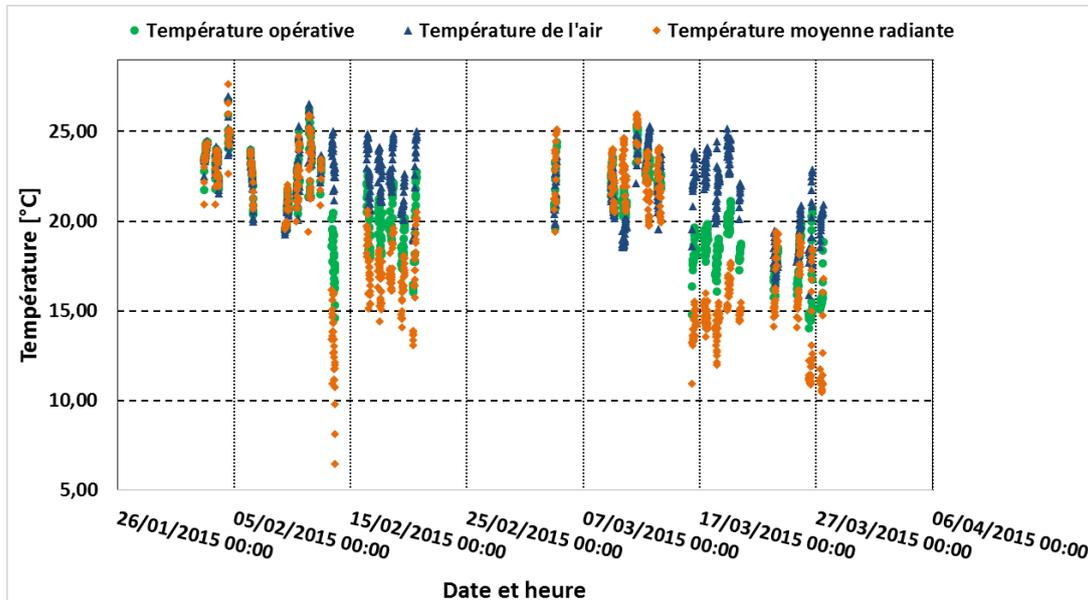


Figure 91: données climatiques intérieures durant les deux campagnes menées à l'ESTP avec les températures de l'air, moyenne radiante et opérative

En considérant les deux campagnes, les principales tendances sont : i) la présence de fortes fluctuations pour l'ensemble des paramètres physiques enregistrés ; ii) des températures de l'air plus basses lors de la deuxième campagne, ce qui peut s'expliquer par la présence de stratégies de ventilation naturelles ; iii) un air très sec en ventilation mécanique avec des moyennes de 36 % d'humidité relative ; iv) un impact important des parois sur les températures opératives avec des écarts allant de 1 °C à 16 °C entre les températures de l'air et les températures moyennes radiantes ; enfin v) des vitesses de l'air relativement faibles.

### III.3.3.1.2. Evaluation objective des conditions de confort selon les normes

L'évaluation objective du confort thermique a été effectuée sur les deux campagnes suivant les deux théories du confort thermique statique et adaptative, conformément aux normes EN NF ISO 7730 pour le calcul des indices PMV PPD et EN 15251 pour le calcul des températures de confort adaptatif.

La figure 92 présente les résultats des indices PMV horaires calculés à partir des mesures de paramètres physiques (températures de l'air et opérative, humidité relative, vitesse de l'air) et des paramètres liés à l'individu (métabolisme moyen et résistances thermiques de vêtements estimés à travers des questionnaires adressés aux occupants). Les PMV sont en moyenne de l'ordre de -0,10, très proche de la neutralité thermique (0). On distingue des valeurs assez hétérogènes allant de -1,37 à 0,77 avec une nette tendance synonyme de conditions froides. Au total, sur l'ensemble des PMV calculés durant la première campagne, seules 37% des valeurs sont positives pour 63 % de valeurs négatives.

D'un point de vue normatif, le confort thermique a été quantifié suivant la méthode A qui consiste à estimer les pourcentages d'heures d'occupation du bâtiment durant lesquelles le PMV se situe dans les plages correspondantes à chacune des catégories de confort (voir chapitre 2). Au total, 24,79% des PMV répondent aux exigences de la catégorie I (bâtiment ou les occupants présente une sensibilité particulière aux conditions de confort). Les catégories II, III et IV présentent des valeurs respectives de 12,40 % ; 39,67 % et 9,92 %. Si les résultats semblent en faveur de conditions d'inconfort, les résultats correspondent à la catégorie du bâtiment. En effet, le bâtiment considéré comme appartenant à la catégorie III (bâtiment existant non rénové) présente environs plus de 90 % des valeurs dans sa catégorie, pour seulement 9,9 % des heures d'occupation en dehors des conditions de confort requises.

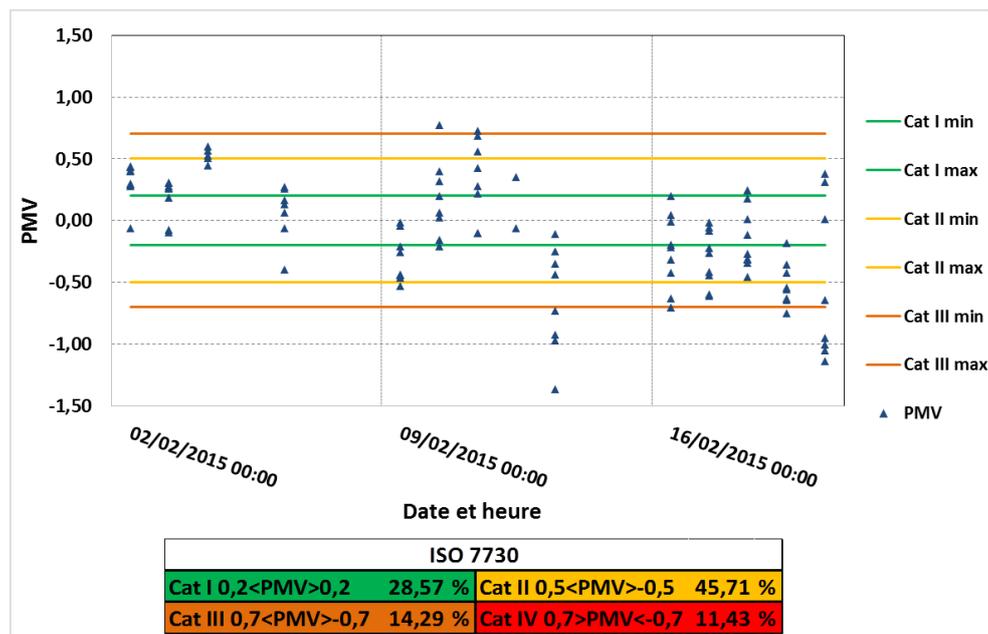


Figure 92: résultats des analyses de confort thermique durant la première campagne à l'ESTP en ventilation mécanique basées sur le PMV horaire et le pourcentage horaire cumulé du PMV

La figure 93 présente les résultats des analyses de confort thermique effectuées selon l'approche adaptative, conformément à la norme EN 15251 et aux algorithmes proposés par le projet SCAT. Dans ce cas de figure, les températures extérieures moyennes glissantes sont en dessous de 10°C. La norme EN 15251 préconise alors l'utilisation de températures fixes estimées depuis les résultats du PMV. En revanche, le projet SCAT propose un algorithme spécifique pour la France pour des valeurs en dessous de 10°C.

Les températures opératives mesurées oscillent entre 14,6 °C et 25,5°C avec une moyenne de 21,3 °C. Les températures moyennes journalières sur lesquelles le calcul est basé sont quant à elles entre 17,9°C et 24,8 °C avec une moyenne de 21,3°C. D'un point de vue normatif, 45,71 % des températures opératives moyennes journalières enregistrées répondent aux exigences de la catégorie I (entre 21°C et 25 °C). Les autres valeurs sont réparties sur les autres catégories avec respectivement 18,10 %, 17,14 % et 19,05 % pour les catégories II, III et IV. En considérant la catégorie du bâtiment en question, seules 80 % à des températures opératives mesurées répondent aux exigences pour un bâtiment existant contre les 90 % estimées à travers le PMV.

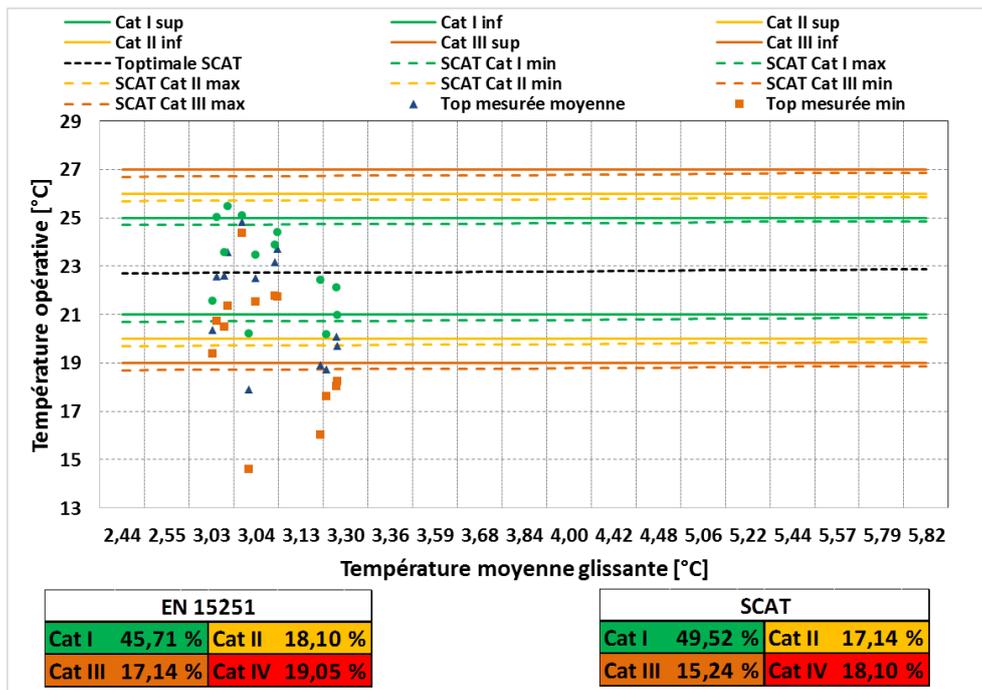


Figure 93: résultats des analyses de confort durant la première campagne à l'ESTP en ventilation mécanique basées sur l'approche adaptative horaire et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort

En utilisant les algorithmes du projet SCAT dédiés pour la France, les températures les écarts de température de confort sont très faibles comparés à ceux fixés par la norme EN 15251. En revanche, une température optimale a pu être estimée. La température optimale de confort est estimée en moyenne à 22,8 °C. Les tendances analysées à travers l'indice PMV sont confirmées puisque seules 30 % des valeurs enregistrées sont au-delà de la température optimale de confort thermique contre 70 % des valeurs en dessous.

En utilisant les algorithmes de SCAT, les catégories seront réparties de façon suivante : 49,52 % pour la catégorie I contre 45,71 % avec la norme) ; 17,14% pour la catégorie II ; 15,24 % pour la catégorie III et enfin ; 18,10 % pour la catégorie IV. En considérant la catégorie du bâtiment, le confort thermique serait assuré pendant environ 82 % du temps selon les exigences des bâtiments existants.

En comparant le confort évalué par l'approche statique et l'approche adaptative, on constate des différences significatives notamment sur la catégorie IV, synonyme d'inconfort sur ce bâtiment. En effet, l'approche statique prédit un inconfort de 9,92 % tandis que l'approche adaptative prédit 18,10%. En revanche, les deux approches convergent avec près de 66 % des mesures qui conviendraient à la catégorie de bâtiments neufs (catégorie II) avec la méthode adaptative contre 64 % en utilisant l'approche statique.

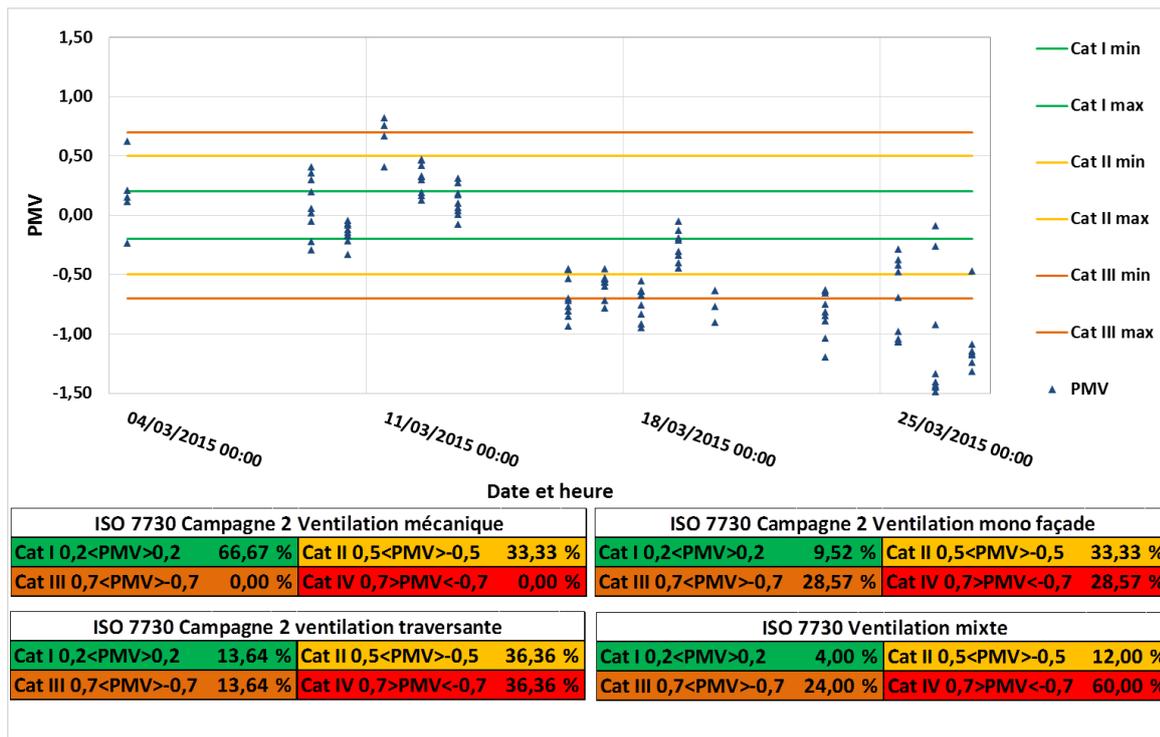


Figure 94: résultats des analyses de confort thermique durant la deuxième campagne à l'ESTP en ventilation mécanique basées sur le PMV horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé du PMV pour les quatre stratégies de ventilation appliquées

Concernant la deuxième campagne, il s'agit pour rappel, d'évaluer le confort thermique des occupants sous différentes stratégies de ventilation. Dans un premier temps, le confort thermique a été estimé à travers l'approche statique en calculant les PMV correspondant à chaque stratégie de ventilation. La figure 94 présente les résultats des PMV pour toute la deuxième campagne et avec les résultats de l'analyse normative sur les catégories de confort pour chacune des stratégies de ventilation.

Sur l'ensemble de la campagne, le PMV est en moyenne de l'ordre de  $-0,41$  avec des valeurs oscillants entre  $-1,50$  et  $0,81$ . Concernant les catégories, l'ensemble de la campagne est caractérisée comme suit :  $22,03\%$  pour la catégorie I ;  $27,97\%$  pour la catégorie II ;  $16,10\%$  pour la catégorie III et enfin  $33,90\%$  pour la catégorie IV.

Concernant les stratégies de ventilation, la stratégie mécanique est la plus performante avec  $66,67\%$  des PMV en catégorie I et  $0\%$  en catégorie IV, catégorie désignant l'inconfort pour ce bâtiment. Cette stratégie est caractérisée par une symétrie dans les résultats PMV puisque  $48\%$  des PMV sont positifs contre  $52\%$  de PMV négatifs. Les valeurs des PMV oscillent entre  $-0,34$  et  $0,40$  avec une moyenne de  $0,01$ . Ensuite, en considérant la catégorie IV, la stratégie de ventilation mono façade présente  $28,57\%$  des valeurs contre  $36,36\%$  pour la ventilation traversante et  $60\%$  pour la ventilation mixte. En considérant la catégorie I, la ventilation mécanique est toujours la plus performante puisque les stratégies mono façade, traversante et mixte ont respectivement  $9,52\%$ ,  $13,64\%$  et  $4\%$ .

La stratégie de ventilation traversante présente une tendance de conditions de confort relativement tiède comparée aux autres stratégies naturelles. Elle présente plus de  $41\%$  de valeurs de PMV positives. Les valeurs des PMV oscillent entre  $-0,95$  et  $0,46$  avec une moyenne de  $-0,3$ . Effectivement, la stratégie de ventilation naturelle présente pour rappel plus

de 80% de valeurs positives. La stratégie de ventilation mixte présente 100 % de PMV positifs avec des valeurs allant de -1,50 à -0,09 avec une moyenne de -0,92. Il s'agit de la stratégie qui se caractérise avec le plus de conditions thermiques fraîches. Au contraire, la stratégie de ventilation mécanique présente environs 48 % de PMV positifs avec des valeurs allant de -0,34 à 0,40 avec une moyenne de 0,01.

La figure 95 présente les résultats des analyses de confort selon l'approche adaptative, en utilisant comme pour la première campagne, les limites préconisées par les normes EN 15251 ainsi que les limites calculées grâce aux algorithmes développés spécifiquement par le projet SCAT pour la France.

En considérant la norme EN 15251, la ventilation mécanique présente les meilleurs résultats avec 77,78 % des valeurs dans la catégorie I et 0% des valeurs dans la catégorie IV. Ensuite la ventilation mono façade présente 42 % des valeurs dans la catégorie IV, deuxième meilleur résultat après la ventilation mécanique mais présente seulement 14 % des valeurs dans la catégorie I. Au contraire la ventilation traversante présente environs 41 % des valeurs dans la catégorie I mais plus de 45 % dans la catégorie IV. Enfin, la ventilation mixte présente plus de 65% des valeurs dans la catégorie IV et 0% des valeurs dans la catégorie I. En prenant en compte la catégorie du bâtiment, les stratégies les plus performantes sont dans l'ordre, la ventilation mécanique avec 100 % des valeurs correspondantes à la catégorie bâtiment existant (Cat III); ensuite la stratégie mono façade avec 57 %; la stratégie traversante avec 54 % et enfin la stratégie mixte avec seulement 34 %.

En considérant les catégories engendrées par l'algorithme SCAT, on constate exactement les mêmes résultats que ceux engendrés par la méthode EN 15251, sur l'ensemble des stratégies de ventilation. La stratégie de ventilation mécanique reste la plus performante et présente 11 % des valeurs de températures opératives en dessus des températures optimales de confort. Les températures opératives sont en moyenne de l'ordre de 21,7 °C et oscillent entre 20,2 °C et 23,3 °C. La stratégie de ventilation mono façade présente plus de valeurs en dessus des températures optimales avec environs 20 %. En revanche, la plage de températures opératives est plus large avec des valeurs allant de 17 °C à 25°C avec une moyenne de 20°C, inférieure à celle mesurée pour la ventilation mécanique. La ventilation traversante présente 18 % des valeurs de températures opératives en dessus des valeurs de températures optimales. Les températures optimales oscillent entre 17 °C et 23 °C avec une moyenne de 20°C. Enfin la ventilation mixte présente l'ensemble des températures opératives au-dessous des températures optimales de confort. Les températures opératives sont les plus basses enregistrées durant cette campagne avec une moyenne de 17,3 °C, une température minimale de 14 °C et une température maximale de 20 °C.

En analysant les écarts entre les températures opératives et les températures optimales, les résultats semblent cohérents. Pour l'ensemble des stratégies de ventilation, les températures optimales sont de l'ordre de 23°C. Les stratégies qui présentent les plages autour de cette valeur sont les plus confortables. C'est le cas de la ventilation mécanique qui présente une température opérative moyenne de 21,7 °C avec des fluctuations très faibles. Au contraire, les autres stratégies telles que les stratégies mono façade et traversante ont des températures moyennes de 20°C et avec des plages de variations plus importantes de l'ordre de 8°C pour la ventilation mono façade et de 6°C pour la ventilation traversante. Enfin, la ventilation mixte présente une température opérative moyenne bien en dessous de la température optimale avec un écart de 6 °C.

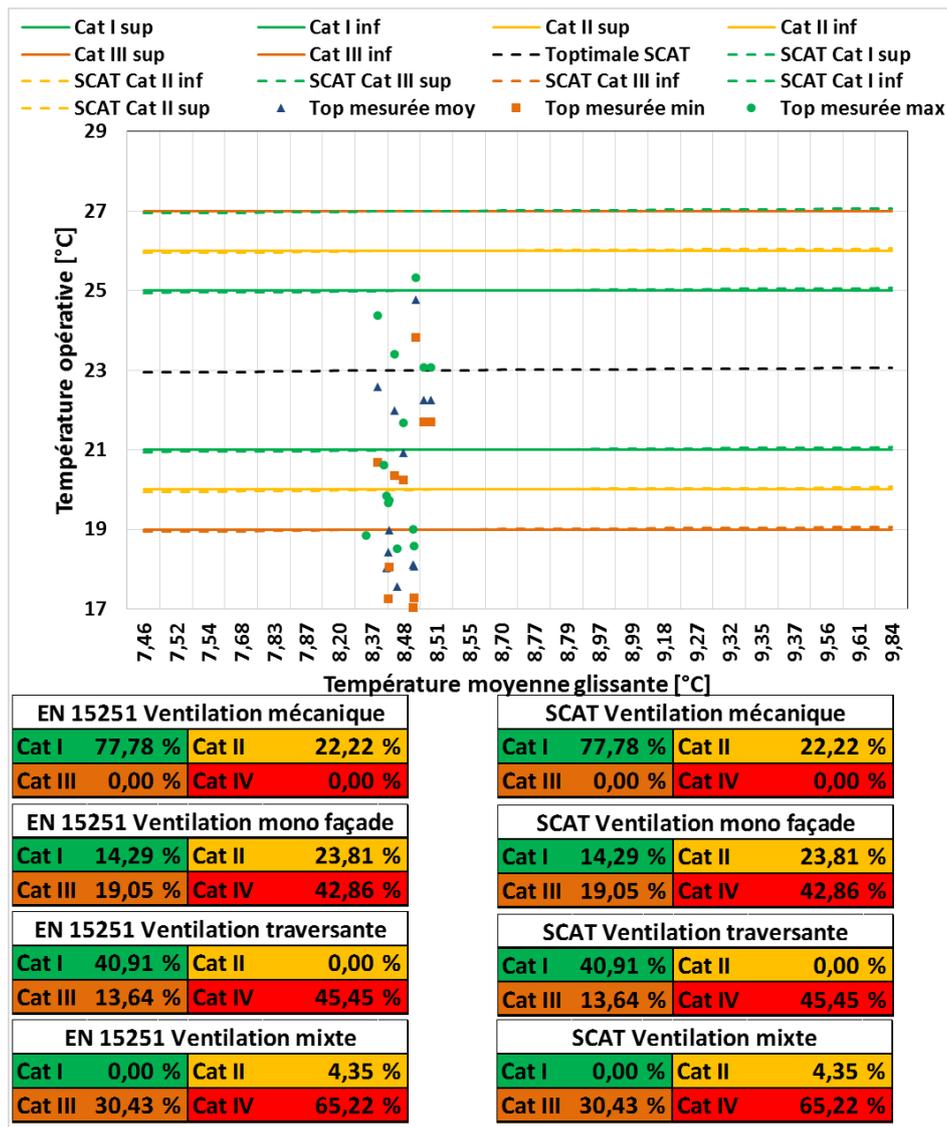


Figure 95: résultats des analyses de confort durant la deuxième campagne à l'ESTP pour les quatre stratégies de ventilation appliquées, basées sur l'approche adaptative horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort

En comparant les évaluations effectuées par les deux approches, statique et adaptative, on constate des écarts significatifs sur l'évaluation des stratégies de ventilation naturelles. Si la hiérarchie reste inchangée quant au classement des catégories de confort pour les différentes stratégies de ventilation, on constate des écarts pour toutes les stratégies entre les résultats de l'approche statique et ceux de l'approche adaptative. Sur la ventilation mécanique on constate une surestimation du confort thermique par l'approche statique avec 66,67 % contre 77,78 % avec l'approche adaptative sur la catégorie I. Il en est de même pour les stratégies de ventilation mono façade et traversante où le confort est surestimé par l'approche statique qui prédit 9,52 % et 13,54 % en catégorie I au lieu de 14,29 % et 40,91 % pour l'approche adaptative. Ces résultats confirment l'inadéquation du PMV dans ce type de conditions car on rappelle que le PMV et l'approche adaptative sont censés avoir des résultats qui convergent pour des bâtiments mécaniquement ventilés.

Il est important de noter que l'approche adaptative s'appuie sur le comportement adaptatif des occupants. Ce qui n'est pas le cas ici puisque les stratégies de ventilation ont été imposées contrairement à la première campagne. Les étudiants n'ont donc pas eu la possibilité d'ajuster la stratégie de ventilation mais juste la résistance thermique des vêtements. Lors de la première campagne, les étudiants avaient la possibilité d'ajuster la stratégie de ventilation en plus des ajustements sur les vêtements.

#### *III.3.3.1.3. Evaluation subjective du ressenti des occupants*

Au vue du caractère spécifique de la deuxième campagne concernant le contrôle de la ventilation par les occupants, l'analyse subjective a été uniquement effectuée sur la première campagne. Au total, l'évaluation subjective est basée sur un échantillon total de questionnaire de 350. En revanche, comme indiqué dans la partie méthodologie, les questionnaires ayant présenté des contradictions entre la sensation thermique, le jugement affectif de l'ambiance et la préférence thermique ont été éliminés. De même pour tout questionnaire incomplet ou mal remplis. Sur l'échantillon retenu, on distingue une moyenne d'âge de 22 ans (minimum 21 et maximum 40) dont 75% d'hommes et 25 % de femmes. Concernant la morphologie, l'échantillon est caractérisé par une taille moyenne de 1,77 m (entre 1,42 m et 1,97 m) et d'un poids moyen de 71 kg (entre 48 kg et 125 kg). Les résultats des votes sur les 5 échelles sont présentés sur la figure 96.

La sensation thermique perçue par les occupants montre une tendance nette en faveur d'une ambiance chaude. Si 23,56 % des votants disent être dans une ambiance neutre (degré 0), 55,5 % des votants considèrent l'ambiance chaude. Sur les 55 %, on distingue 23,04 % sur le degré +1 (ambiance tiède) ; 18,23 % sur le degré +2 (ambiance chaude) ; et enfin 14,14 % sur le degré +3 (ambiance très chaude). Pour les degrés froids, on distingue 16,75 % sur le degré -1 (ambiance fraîche) et enfin 4,19 % sur le degré -2 (froid). Aucun vote n'a été exprimé par les occupants sur le degré -3. En moyenne, les occupants ont une sensation thermique de l'ordre de 0,77, entre la neutralité (0) et une ambiance tiède. En considérant l'hypothèse de Fanger qui estime la zone de confort sur la plage [-1, +1], cela correspondrait à un taux de satisfaction de 63,35 %.

Le vote sur le jugement affectif de l'ambiance thermique est distribué entre confortable et légèrement inconfortable avec respectivement 47,41 % et 38,65 %. D'autre part, 13,55 % jugent l'ambiance inconfortable et 0,40 % très inconfortable. En termes d'acceptabilité, 89,06 % trouvent l'ambiance acceptable et le reste, 10,94 % la trouvent inacceptable. En revanche, la préférence thermique est plutôt bien distribuée. 41,03 % ne souhaitent pas de changement ; 20 % préféreraient une ambiance légèrement plus chaude ; 1,54 % préféreraient une ambiance plus chaude. Plus de 37 % préféreraient une ambiance plus fraîche avec 28,72 % pour une ambiance plus fraîche ; 7,69 % pour une ambiance plus froide et enfin 1,03 % pour une ambiance beaucoup plus froide. Enfin, concernant la tolérance, 34 % des occupants trouvent l'ambiance parfaitement tolérable ; 58,76 % légèrement difficile à tolérer ; 6,70 % assez difficile à tolérer et 0,52 % impossible à tolérer.

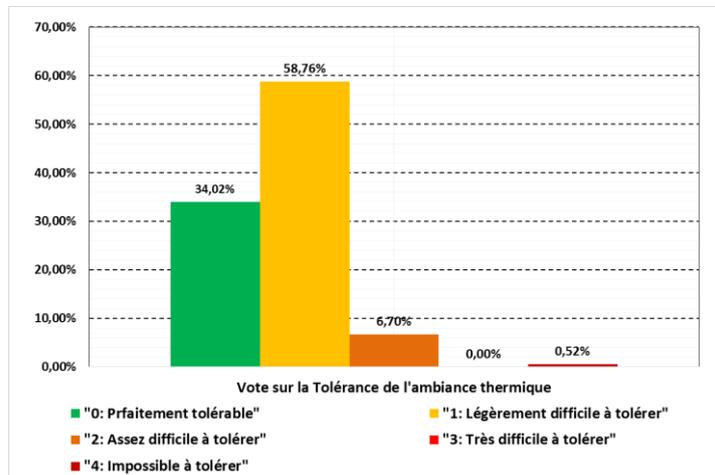
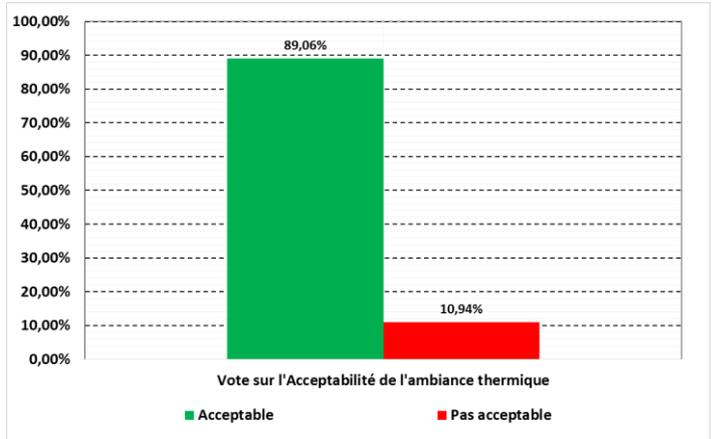
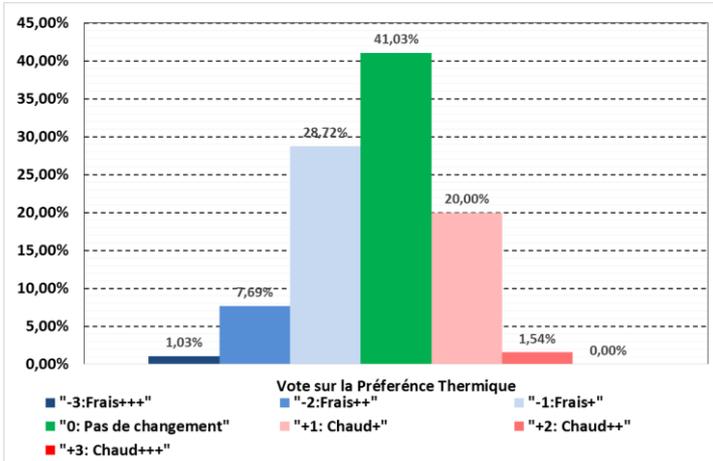
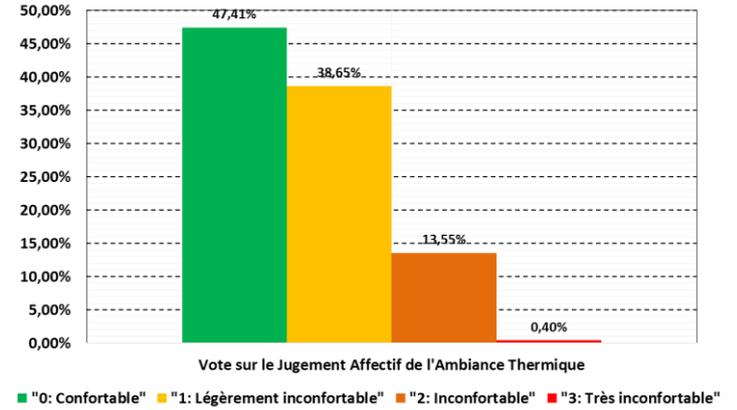
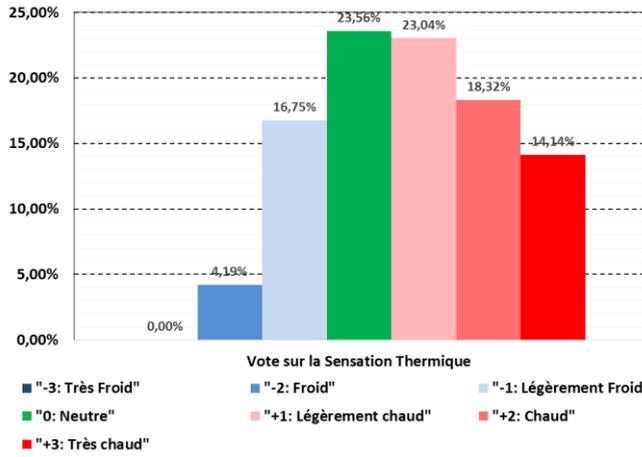


Figure 96: résultats des évaluations subjectives lors de la première campagne à l'ESTP selon la norme ISO 10551

### III.3.3.1.4. Interaction entre le confort mesuré et le confort ressenti

La figure 97 présente les résultats d'indices de confort objectifs et subjectifs exprimés sur l'échelle de sensation thermique en fonction de la température opérative. Les indices objectif sont : le PMV standard avec les valeurs d'habillement standards ; le PMV réel calculé avec les vêtements réels recueillis depuis les questionnaires ; et le aPMV qui est le PMV adaptatif proposé par Yao (chapitre 2). Pour une utilisation sur des conditions climatiques fluctuantes, typiquement, des bâtiments naturellement ventilés. Les indices subjectifs sont le TSV, le vote sur la sensation thermique et le TPV, le vote sur la préférence thermique.

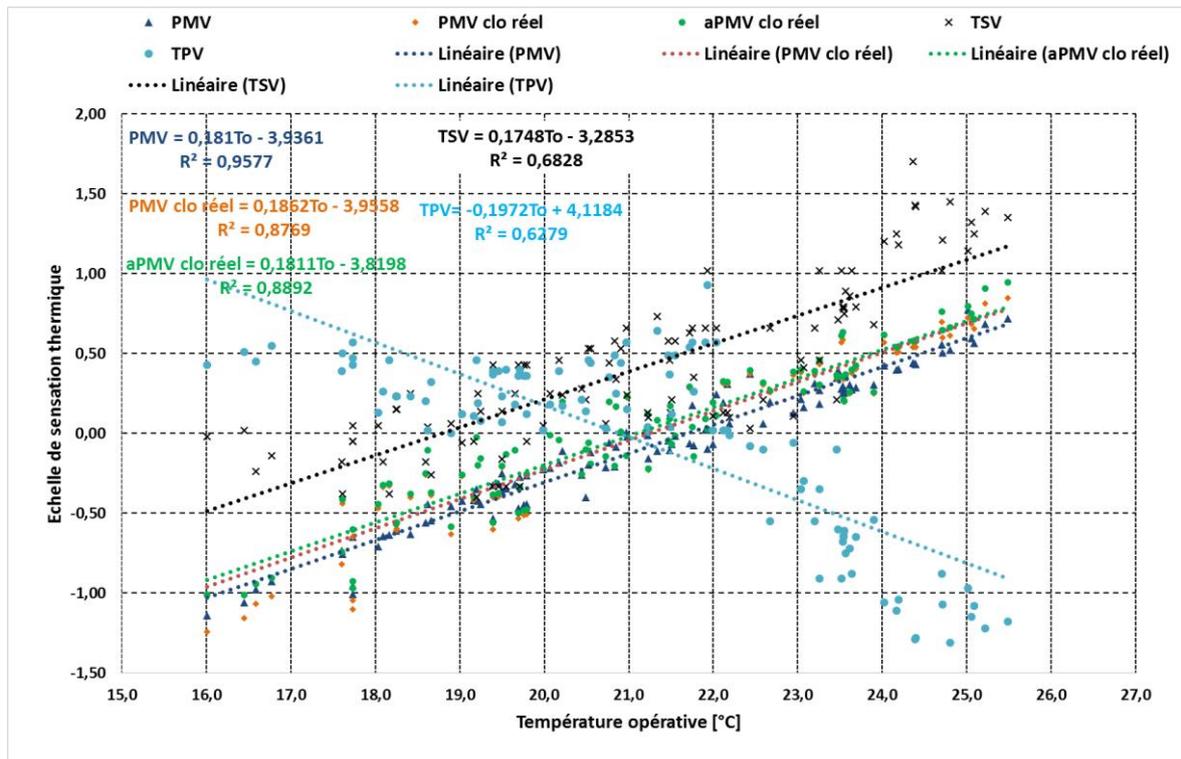


Figure 97: Confort thermique objectif (PMV, PMV avec clo réel, aPMV avec clo réel) et subjectif (Sensation thermique et préférence thermique) en fonction de la température opérative pour la première campagne à l'ESTP

Les indices objectifs et le vote de sensation thermique montrent la même tendance qui tend vers une augmentation proportionnelle de la sensation thermique avec la température opérative. Il subsiste tout de même de légères différences entre les indices objectifs: le PMV standard est caractérisé par la sensation la plus basse avec un écart homogène avec le PMV réel. Cet écart est en moyenne de l'ordre de 0,13 et atteint 0,34 sur certaines mesures avec une tendance à la hausse pour le PMVclo réel. L'écart entre le PMV réel et le aPMV réel (adaptatif) est quant à lui très faible. Les différences sont très faibles, voir non significatives. En moyenne les écarts sont de 0,03 avec un écart maximal de 0,23. Les corrélations affichées avec les températures opératives sont de 0,9577; 0,8769 et 0,8892 respectivement pour les indices PMV standard, PMV clo réel et aPMV clo réel. D'autre part, on distingue des pentes très similaires pour les 3 indices.

En revanche, les écarts entre les indices objectifs et le vote sur la sensation thermique (TSV) est beaucoup plus important. Le vote sur la sensation thermique est toujours supérieur aux indices objectifs avec des écarts estimés en moyenne à 0,46 et qui atteignent des valeurs de 1,22 notamment entre le TSV et PMV clo réel. Le vote sur la sensation thermique (TSV)

affiche une corrélation avec les températures opératives de 0,6828 et une pente très similaire à celles des indices objectifs (0,17 contre 0,18).

Enfin, le vote sur la préférence thermique affiche une tendance inversement proportionnelle avec la température opérative. Avec une pente de 0,19 le vote sur la préférence thermique diminue avec l'augmentation de la température opérative. La corrélation du vote sur la préférence thermique avec les températures opératives est de 0,6279.

En résolvant les équations induites par la régression linéaire par l'annulation de l'indice (ex  $PMV = 0$ ), les différentes températures de neutralité ont été calculées. La température de neutralité prédite par le PMV standard pour un PMV standard neutre ( $PMV = 0$ ) est estimée à 21,70 °C. Celles prédites par les PMV clo réel et aPMV clo réel sont légèrement moins élevées avec respectivement 21,24 °C et 21,09 °C. La température de neutralité prédite par le vote des occupants (TSV) est de 18,79 °C. Ce qui explique le fait d'avoir un ressenti plus chaud par rapport aux ressentis prédits par les indices objectifs. A titre d'exemple, une température opérative de 19°C correspondrait à un PMV standard de -0,5; des PMV clo réel et aPMV clo réel de -0,4 et une sensation thermique de 0,04. Cette tendance se confirme avec les résultats du vote sur la préférence thermique puisqu'en résolvant l'équation, on obtient une température préférée de 20,88 °C.

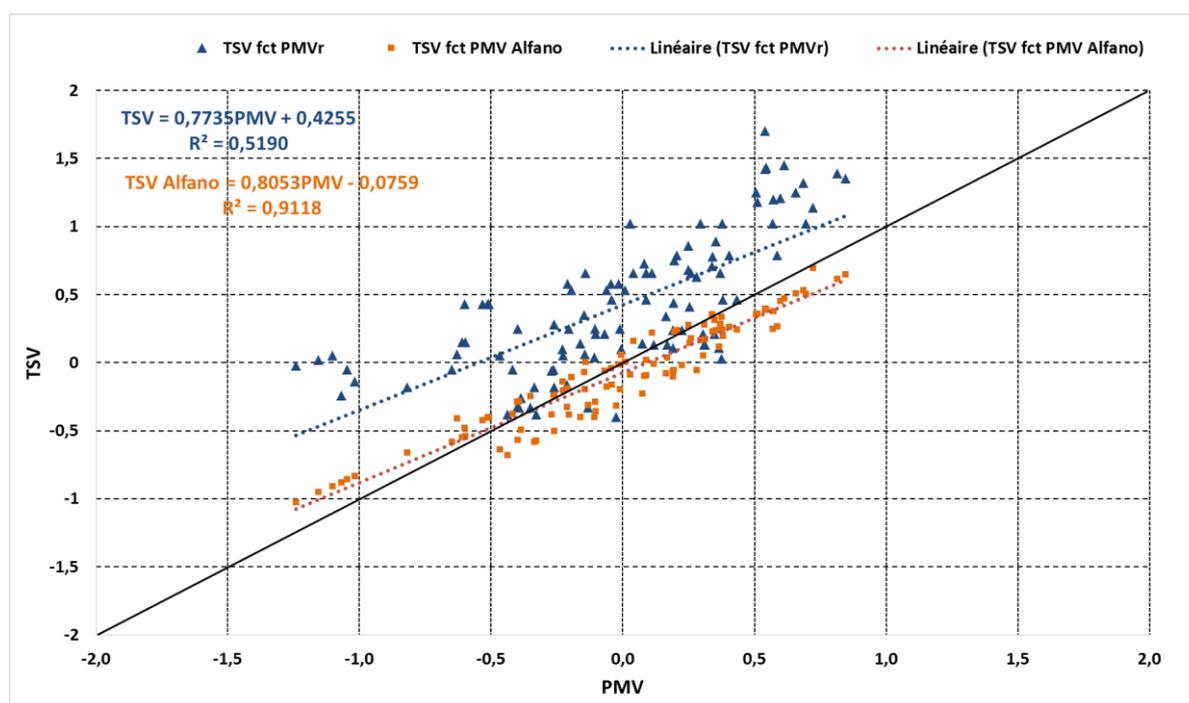


Figure 98: Sensation thermique en fonction du PMV clo réel pour la première campagne à l'ESTP

La figure 98 présente l'évolution du vote sur la sensation thermique avec celle du PMV clo réel. On constate une légère convergence de la droite du TSV en fonction du PMV vers les degrés chauds de l'échelle avec une pente de 0,7. Cela peut être interprété comme étant une sous-estimation du PMV de la chaleur ressentie par les occupants. La deuxième courbe (orange) provient de la corrélation proposée par D'Ambrosio Alfano (corrélation orange sur la figure 98). Dans ce cas, on distingue une pente plus importante de l'ordre de 0,8 et une intersection avec la pente unitaire ( $PMV = PMV$ ) sur le degré -0,5. Pour les degrés inférieurs à -0,5 il s'agit de la même tendance à sous-estimer la chaleur perçue par les occupants. Au-delà de -0,5, c'est l'inverse, le PMV surestime la chaleur perçue par les occupants.

### III.3.3.1.5. Analyse de l'incertitude des indices de confort

La figure 99 présente les résultats des analyses de confort basées sur l'indice PMV incluant l'influence de l'incertitude de mesures de paramètres physiques. Plusieurs valeurs de PMV ont alors été calculées en prenant toutes les combinaisons de valeurs possibles venant des erreurs de mesure. Autrement dit, le PMV a été calculé avec l'ensemble des valeurs minimales et maximales des paramètres physiques engendrées par les erreurs de mesure. Trois familles de valeurs de PMV ont alors été retenues avec les valeurs maximales, moyennes et minimales. Ce qui nous permet d'établir une plage d'erreur sur l'estimation du PMV. D'autre part, la classification selon les catégories de confort a été effectuée suivant ces trois familles de valeurs, pour trois différentes classifications.

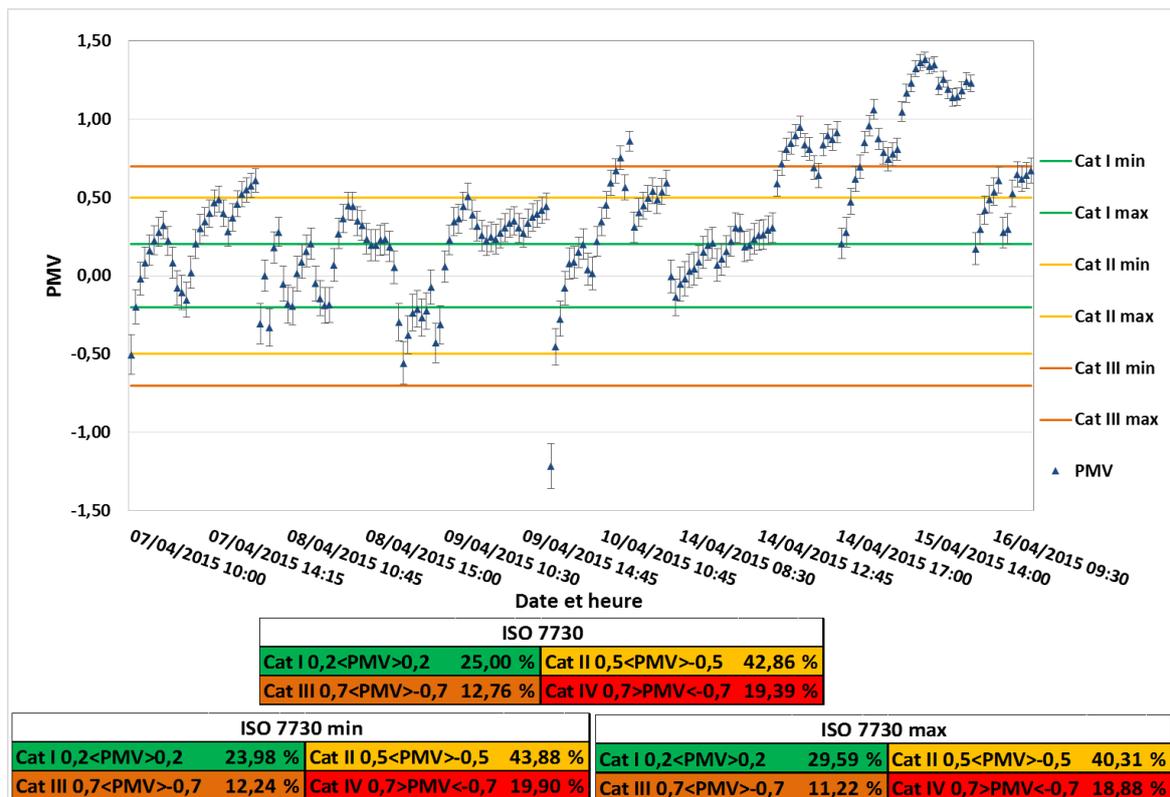


Figure 99: résultats des PMV avec les erreurs engendrées par les incertitudes de mesure des paramètres physiques et leurs influences sur la répartition entre catégories

Les plages d'erreurs sur les valeurs du PMV sont assez significatives avec en moyenne des valeurs de 0,1 et allant jusqu'à des erreurs maximales de l'ordre de 0,15 dans certains cas. Des valeurs qui se rapprochent fortement des limites de la catégorie I fixées à +/- 0,2. Ces résultats remettent en cause l'existence et surtout la pertinence de la catégorie I mais aussi les valeurs correspondantes aux différentes catégories. A titre d'exemple, une valeur de PMV de 0,1 serait classée par la norme en catégorie I tandis qu'un doute subsisterait en prenant en compte les effets d'incertitudes de mesure donnant une plage pour ce point allant entre -0,05 et 0,25. Ce qui classerait le résultat en catégorie II en pérennant la valeur supérieure de la plage. Ce même exemple pourrait être appliqué sur les catégories II et III qui présentent un écart sur l'échelle thermique de 0,2 (0,5 pour la catégorie II et 0,7 pour la catégorie III).

En analysant la répartition de l'ensemble des PMV sur les catégories, on constate en effet des écarts assez significatifs. La catégorie I correspondrait à des pourcentages de valeurs de 23,98 % avec les valeurs minimales ; 25 % avec les valeurs moyennes et 29,59 avec les valeurs

maximales. La catégorie II est moins impactée avec 43,88 % avec les valeurs minimales ; 42,76 % avec les valeurs moyennes et 40,33 % avec les valeurs maximales. La catégorie III correspondrait à 12,24 % avec les valeurs minimales ; 12,76 % avec les valeurs moyennes des PMV et enfin 11,22 % avec les valeurs maximales. Enfin, concernant la catégorie IV, la répartition correspondrait à 19,90 % avec les valeurs minimales ; 19,39 % avec les valeurs moyennes et 18,88 % avec les valeurs maximales. Les résultats semblent avoir peu d'influence sur le classement des catégories dans ce cas de figure. Toutefois, il est important de rappeler que ces résultats sont en fonction de l'incertitude de mesure et donc de la qualité du matériel de mesure qui est dans ce cas, d'une très bonne qualité avec des incertitudes sur la température de l'air de 0,1°C, 0,15 °C sur la température de globe noir et de 0,05 m/s pour la vitesse de l'air et enfin de 1,5 % pour l'humidité relative.

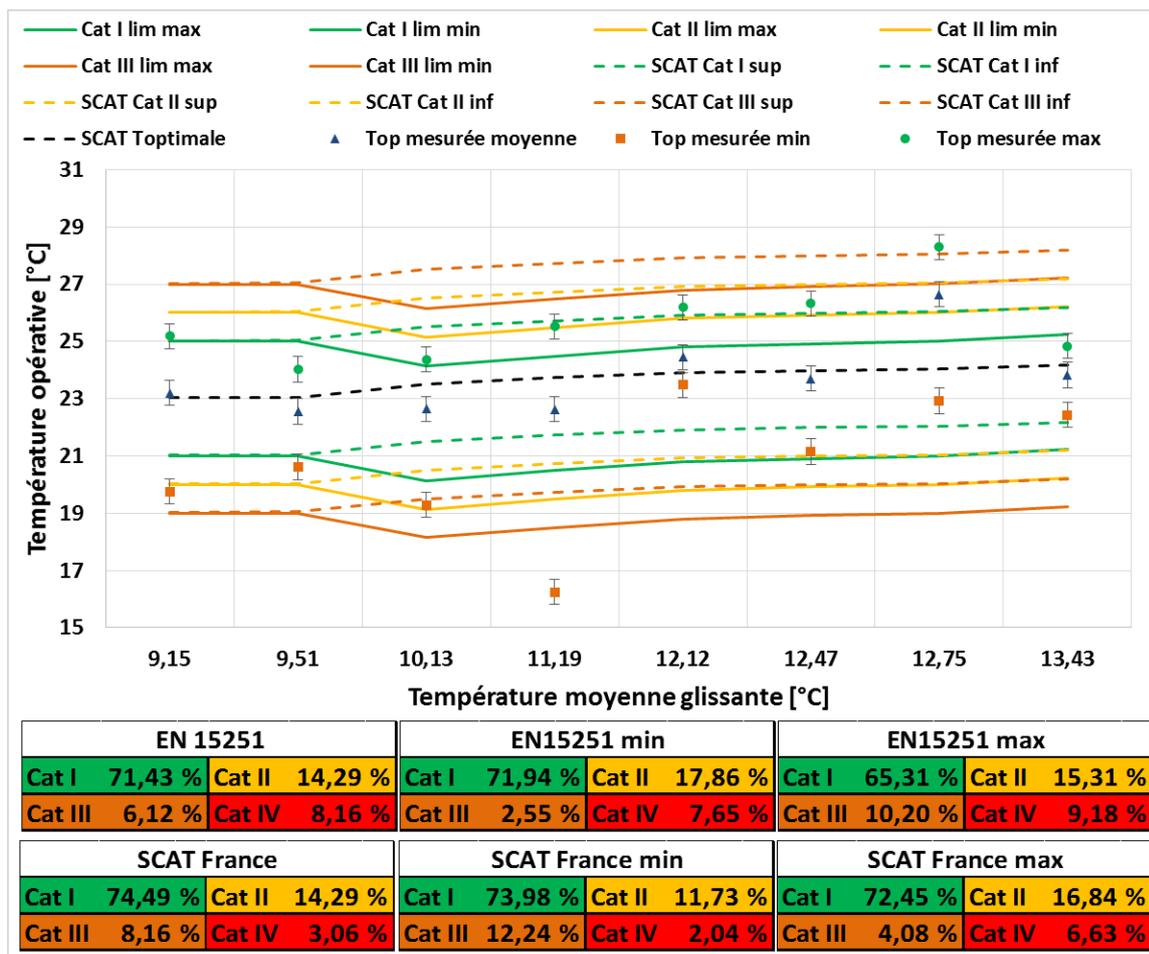


Figure 100: résultats des analyses de confort par approche adaptative avec les erreurs engendrées par les incertitudes de mesure des paramètres physiques et leurs influences sur la répartition entre catégories

Une analyse similaire a été effectuée sur les résultats de l'approche adaptative en estimant l'influence des incertitudes de mesure sur la lecture des catégories dans le cadre d'une analyse de confort thermique. La figure 100 présente ainsi les résultats incluant les incertitudes de mesures ainsi que le classement en catégories pour trois cas de figures. Comme pour les analyses sur le PMV, trois familles de valeurs ont été retenues avec les valeurs minimales, moyennes et maximales des températures opératives.

La classification selon les catégories présente également des différences, comme pour le calcul précédent sur le PMV. Pour la catégorie I, les valeurs minimales de température

opérative donneraient un pourcentage de 71,94 % de valeurs contre 71,43 % et 65,31 % en prenant les valeurs maximales. Pour la catégorie II, le pourcentage de valeurs correspondant à la catégorie serait de 17,86 % avec les valeurs minimales de température opérative ; 14,29 % avec les valeurs moyennes et enfin 15,31 % avec les valeurs maximales. Concernant la catégorie III, cela serait équivalent à 2,55 % des valeurs en prenant les valeurs minimales ; 8,16 % en prenant les valeurs moyennes et enfin 4,08 % en prenant les valeurs maximales. Enfin, la catégorie IV aurait 7,65 % des valeurs avec les valeurs minimales ; 3,06 % avec les valeurs moyennes et 6,63 % avec les valeurs maximales.

L'influence de l'incertitude de mesure semble plus importante lorsqu'il s'agit d'analyse adaptative du confort. Cela peut être expliqué par l'impact relatif dans le calcul du PMV par rapport au nombre de variables contrairement à l'approche adaptative où l'influence est directement visible à travers une grandeur physique, en l'occurrence la température opérative.

#### *III.3.3.1.6. Analyse des écarts sur le confort thermique évalué par deux stations climatiques de classe II et classe III*

Lors de la deuxième campagne de mesure effectuée à l'ESIEE, nous avons comparé les résultats d'analyses de confort thermique faites avec deux types de dispositifs de mesure dont une station climatique couramment utilisée en recherche classée ASHRAE Classe II (LSI Lastem), et un enregistreur couramment utilisé en ingénierie classé ASHRAE Classe III. Cette analyse est effectuée avec pour objectif l'analyse de l'impact du type et surtout de la qualité d'instruments lors d'une campagne d'évaluation de confort thermique. Les analyses ont ainsi été effectuées suivant l'approche statique (figure 101) et l'approche adaptative (figure 102). En plus de la qualité de la mesure sur l'incertitude, le temps de réponse, la principale différence qui caractérise les deux dispositifs est la valeur de la température opérative et de la vitesse de l'air. En effet, si la station Classe II permet la mesure de l'ensemble des variables physiques d'ambiance selon la norme ISO 7726, l'enregistreur de Classe III effectue uniquement une mesure de température de l'air et d'humidité relative. Les valeurs de la température moyenne radiante et de la vitesse de l'air sont alors fixées suivant des hypothèses simplificatrices. La vitesse de l'air est fixée à une valeur de 0,01 m/s, correspondant à la vitesse moyenne mesurée dans le même local avec la station Classe II. La température opérative est supposée égale à la température de l'air. Enfin, les incertitudes de mesure ont été estimées suivant la méthode utilisée dans le paragraphe précédent.

Comme l'illustre la figure 101, les écarts entre les PMV calculés avec les mesures de la station Classe II et celles de la station Classe III sont très importants. En moyenne, les écarts sont de l'ordre de 0,23 et des écarts maximaux de 1,10. Ces écarts ne sont pas sans conséquence puisque 0,2 correspond à ce qui délimite la catégorie I ou encore ce qui sépare la catégorie II de la catégorie III. Ces écarts provoquent ainsi un déclassement d'une catégorie à une autre en passant d'une mesure avec une station Classe II à une station Classe III.

Afin de quantifier cet impact, nous avons procédé à un calcul normatif selon la méthode A pour définir la répartition (en pourcentage) des valeurs de PMV suivant les quatre catégories fixées par l'EN15251 (figure 101). En comparant les valeurs absolues, sans prise en compte des erreurs de mesure, les catégories sont réparties de manière suivante : pour la catégorie I, 25 % avec la Classe II et 25,5 % avec la classe III ; pour la catégorie II, 42,86 % avec la Classe II et 33,67 % avec la Classe III ; pour la catégorie III, 12,76 % pour la Classe II et

17,86 % pour la classe III ; enfin concernant la catégorie IV, 19,39 % pour la Classe II et 22,96 % pour la Classe III.

La plus grande différence entre les deux mesures réside dans l'incertitude de mesure que présente chacune des stations. Pour la station classée Classe II, l'incertitude de mesure est estimée en moyenne à 0,09 sur l'échelle thermique (minimum de 0,05 et maximum de 0,14). Quant à l'enregistreur classé Classe III, l'incertitude sur l'échelle thermique correspond en moyenne à une valeur de 0,23 avec un minimum de 0,20 et un maximum de 0,24.

Si des doutes ont été émis au sujet de l'utilisation d'une station Classe II lors du paragraphe précédent, l'utilisation d'une station Classe III serait encore plus préjudiciable pour la qualité de la mesure. Ainsi, avec une station Classe III, les quatre catégories fixées par l'EN15251 n'auraient plus aucune signification

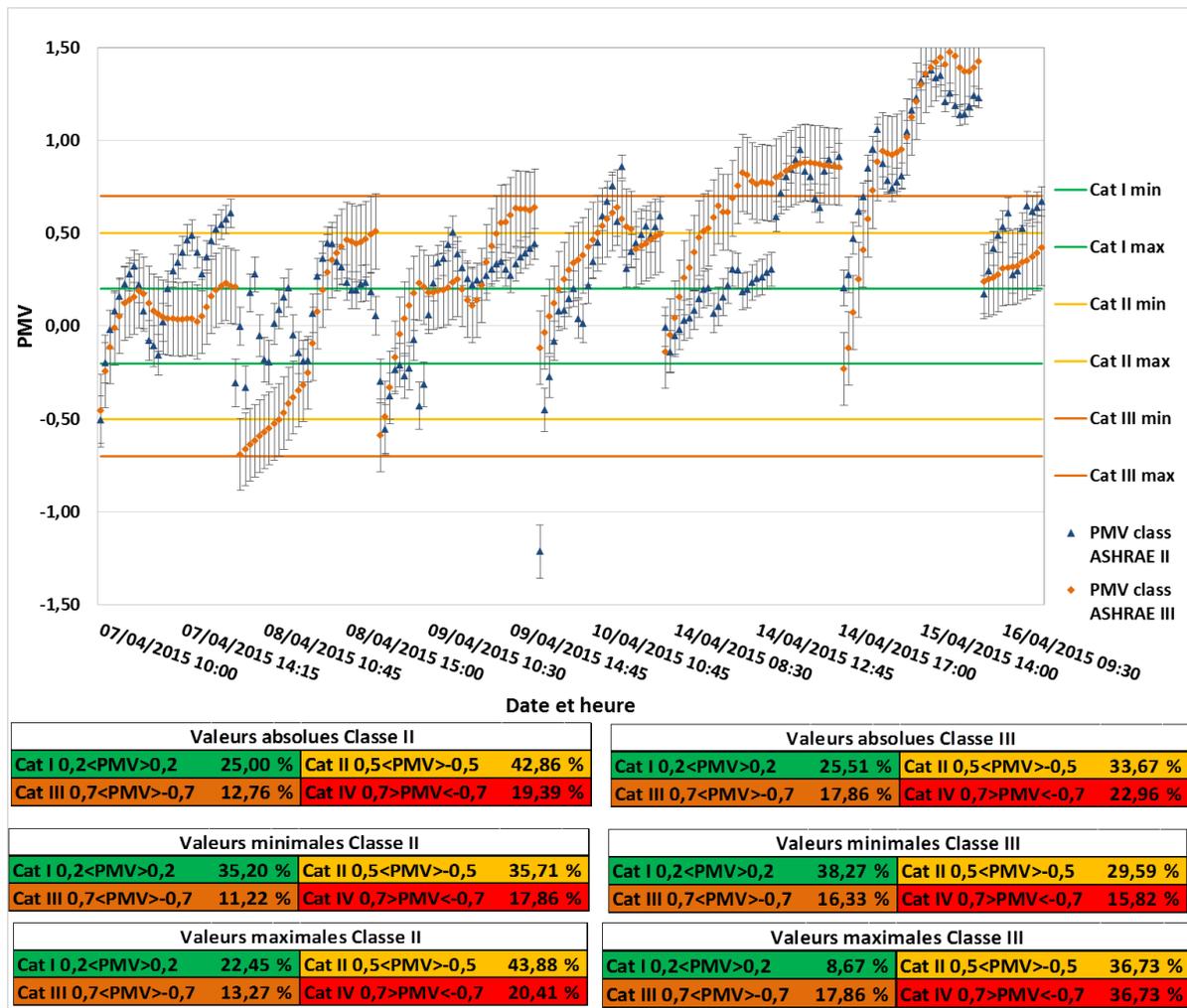


Figure 101: résultats des analyses de confort thermique suivant le PMV avec deux types de stations climatiques intérieures, ASHRAE Classe II (LSI Lastem) et ASHRAE Classe III (data logger)

La figure 102 présente les résultats de l'analyse comparative entre les résultats des deux stations climatiques suivant l'approche adaptative (selon la norme EN15251). On constate que sur les points de mesure représentés sur le graphique, les écarts sont très peu significatifs. En revanche, il est important de noter qu'il s'agit là de valeurs moyennes journalières, ce qui peut biaiser l'interprétation des résultats.

D'autre part, en analysant les pourcentages horaires selon la méthode A, on constate la présence d'écarts entre les résultats de la station Classe II et Classe III. La première catégorie présente environs 71,5 % des valeurs avec la station Classe II contre 59 % avec la station classe III. La catégorie II présente 14,3 % et 16,3 %, respectivement avec les stations classe II et III. La catégorie III présente 6,12 % et 15,8 % respectivement avec les stations Classe II et Classe III. Enfin, la catégorie IV présente 8,16 % des valeurs avec la station Classe II et seulement 8,64 % avec la station Classe III.



Figure 102: résultats des analyses de confort thermique suivant l'approche adaptative avec deux types de stations climatiques intérieures, ASHRAE Classe II (LSI Lastem) et ASHRAE Classe III (data logger)

### III.3.3.2. Campagnes expérimentales sur la salle CAO 120 à l'ENSAM

Les deux campagnes menées à l'ENSAM ont été effectuées en mars et avril 2015, respectivement pour la première et la deuxième campagne. La stratégie de ventilation n'a pas été contrôlée, laissant l'occupant le control de l'ouverture des fenêtres.

#### III.3.3.2.1 Analyse des conditions climatiques

Le tableau 55 résume l'ensemble des paramètres physiques d'ambiance intérieure enregistrés lors des deux campagnes. Durant la première campagne, les températures enregistrées sont de l'ordre de 22°C pour la température de l'air ; 14°C pour la température moyenne radiante et enfin de 18,5°C pour la température opérative.

La température de l'air présente d'importantes fluctuations avec des valeurs allant de 14,6°C à 25,3 °C, ce qui est assez prévisible pour un bâtiment naturellement ventilé. En revanche, on constate également une forte fluctuation des températures moyennes radiantes et opératives. Les températures moyennes radiantes sont assez faibles et fluctuent entre 8,42°C et 16,84°C, des valeurs synonymes de phénomène de parois froides. Les températures opératives fluctuent entre 13,61°C et 21,38°C, de fortes fluctuations mais surtout des températures relativement basses. D'autre part, on constate la présence d'un air très sec avec en moyenne des humidités relatives de l'ordre de 36% et qui oscillent entre 14 % et 52%. Enfin, les vitesses de l'air enregistrées semblent très faibles avec des valeurs maximales de l'ordre de 0,1 m/s.

Tableau 55: récapitulatif des valeurs des paramètres physiques enregistrés durant les deux campagnes à l'ENSAM

	$T_a$ [°C]	$RH$ [%]	$T_g$ [°C]	$V_a$ [m/s]	$T_{mr}$ [°C]	$T_o$ [°C]
Première campagne						
Min	14,67	25,10	9,98	0,10	8,42	13,61
Moy	22,36	36,14	15,71	0,10	14,62	18,49
Max	25,31	52,60	18,60	0,10	17,62	21,38
Deuxième campagne						
Min	18,42	24,10	12,69	0,10	11,66	15,20
Moy	22,42	36,09	15,69	0,10	14,58	18,50
Max	25,64	44,46	17,81	0,10	16,84	21,07

Durant la deuxième campagne, les températures enregistrées sont de l'ordre de 22,5°C pour la température de l'air ; 14,5°C pour la température moyenne radiante et enfin de 18,5°C pour la température opérative. Les plages de valeurs sont moins larges que celles enregistrées lors de la première campagne. La température de l'air oscille entre 18,4 °C et 25,6 °C, avec des températures minimales bien plus élevées que celles enregistrées lors de la première campagne en mars. La température moyenne radiante présente des températures minimales plus élevées, de l'ordre de 11,6 °C mais avec des moyennes similaires, de l'ordre de 14,5°C. Les températures opératives présentent des plages avec des valeurs allant de 15 °C à 21 °C. Concernant, l'humidité relative, la deuxième campagne présente des valeurs à la baisse avec en moyenne des valeurs de l'ordre de 36 %, un minimum de 24 % et un maximum de 44 %.

La figure 103 présente les résultats des températures de l'air, moyennes radiantés et opératives, moyennées sur une période d'une heure pour les deux campagnes. Les tendances confirment les analyses effectuées à partir de données moyennées. On constate des écarts assez conséquents entre les températures de l'air et les températures moyennes radiantés, des écarts encore plus importants que ceux relevés lors des campagnes effectuées à l'ESTP. D'autre part, on remarque également la présence de fortes fluctuations des températures tant sur l'ensemble de la période de mesure que sur une journée. Au vue de la typologie du bâtiment qui est relativement ancien et peu isolé, ces tendances sont plutôt prévisibles. Les températures opératives demeurent tout de même très basses, même avec des apports internes importants (salle informatique).

Durant la première campagne, plus de 8 % des valeurs horaires enregistrées dépassent les 2°C/h de dérive de température. Les dérivées de température vont de 0,01°C/h jusqu'à 4,09°C/h. En moyenne, les dérivées de température sont de l'ordre de 0,78°C/h. Durant la deuxième campagne, les dérivées sont en moyenne du même ordre avec 6,6 % des valeurs non conformes et une dérive moyenne de 0,73°C/h. Les écarts sur les cas instationnaires présentent des dérivées de températures allant jusqu'à 4,04°C/h.

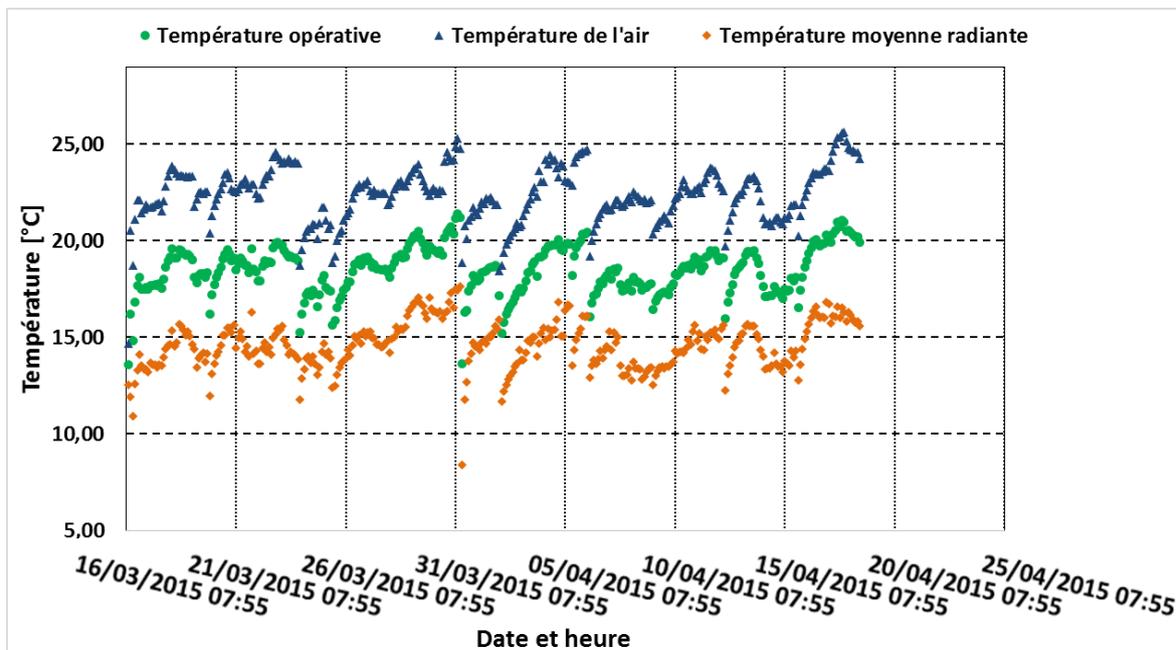


Figure 103: données climatiques intérieures durant les deux campagnes menées à l'ENSAM avec les températures de l'air, moyenne radiante et opérative

En considérant les deux campagnes, les principales tendances sont : i) la présence de fortes fluctuations pour l'ensemble des paramètres physiques enregistrés ; ii) des températures opératives très faibles ; iii) un air très sec avec une humidité relative moyenne de 36 % ; iii) un impact important des parois sur les températures opératives avec des écarts moyens allant de 2,5°C à 10,5°C entre les températures de l'air et les températures moyennes radiantés ; enfin iv) des vitesses de l'air relativement faibles.

### III.3.3.2.2. Evaluation objective des conditions de confort selon les normes

L'évaluation objective du confort thermique a été effectuée sur les deux campagnes suivant les deux théories du confort thermique statique et adaptatives, conformément aux normes EN NF ISO 7730 pour le calcul des indices PMV PPD et EN 15251 pour le calcul des températures de confort adaptatif.

La figure 104 présente les résultats des indices PMV horaires calculés à partir des mesures de paramètres physiques (températures de l'air et opérative, humidité relative, vitesse de l'air) et des paramètres liés à l'individu (métabolisme moyen et résistances thermiques de vêtements estimées à travers des questionnaires adressés aux occupants). Les PMV sont en moyenne de l'ordre de -0,65. Les valeurs sont pour la plupart négatives allant de -1,67 pour la plus basse à 0,02 pour la plus haute. Au total, sur l'ensemble des PMV calculés durant la première campagne, seules 2% des valeurs sont positives pour 63 % de valeurs négatives.

Les résultats du calcul normatif selon la méthode A de la norme ISO 7730 sont présentés dans la figure 104. Les deux premières catégories présentent respectivement 6,52 % et 21,74% des valeurs calculées. La catégorie III qui correspond au classement du bâtiment (bâtiment rénové dans ce cas) présente 41,30 % des valeurs. Enfin, la dernière catégorie, qui correspondrait à un déclassement de la catégorie du bâtiment présente 30,43 % des valeurs.

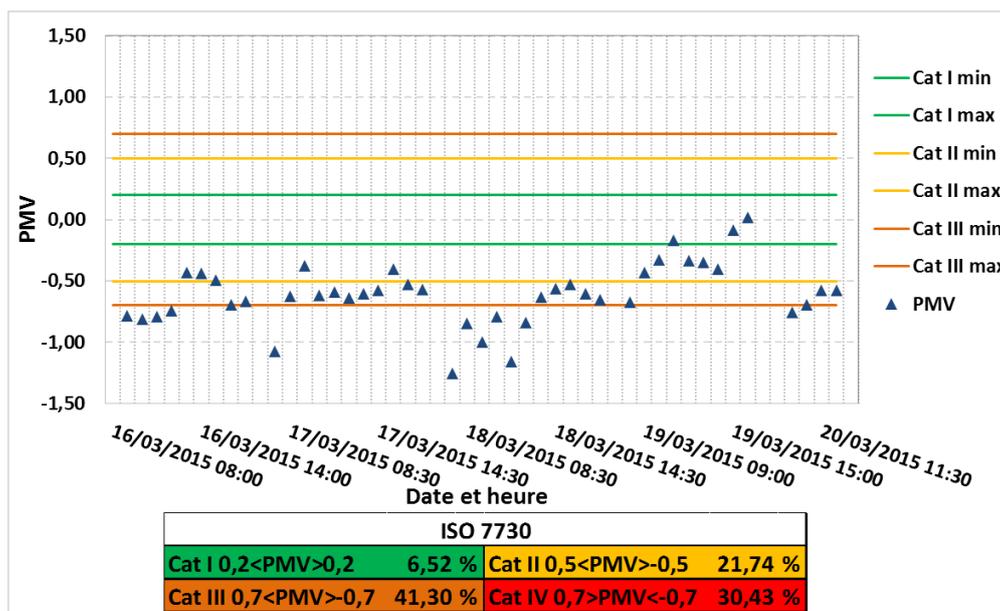


Figure 104: résultats des analyses de confort thermique durant la première campagne à l'ENSAM en ventilation naturelle basées sur le PMV horaire et le pourcentage horaire cumulé du PMV

La figure 105 présente les résultats des analyses de confort thermique effectuées selon l'approche adaptative, conformément à la norme EN 15251 (lignes continues) et aux algorithmes proposés par le projet SCAT (lignes discontinues). Comme pour les campagnes effectuées à l'ESTP, les températures extérieures moyennes glissantes sont en dessous de 10°C. Les analyses ont alors été effectuées suivant la même méthode, en utilisant les algorithmes SCAT pour basses températures et en fixant les valeurs de températures de confort déduites des valeurs des PMV.

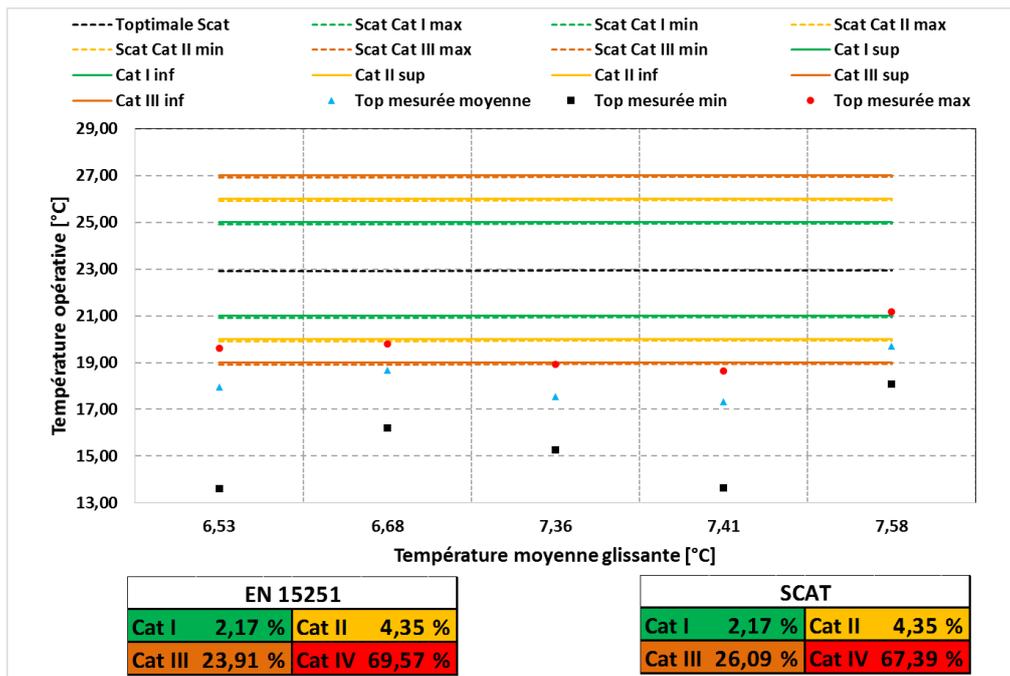


Figure 105: résultats des analyses de confort durant la première campagne à l'ENSAM en ventilation naturelle basées sur l'approche adaptative horaire et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort

Les températures opératives mesurées oscillent entre 13,61 °C et 21,19°C avec une moyenne de 18,24 °C. Les températures moyennes journalières sur lesquelles le calcul est basé sont quant à elles entre 17,32°C et 19,71 °C. D'un point de vue normatif, 2,17 % des températures opératives moyennes journalières enregistrées répondent aux exigences de la catégorie I (entre 21°C et 25 °C). Les autres valeurs sont réparties sur les autres catégories avec respectivement 4,35 %, 23,91 % et 69,57 % pour les catégories II, III et IV. Les écarts entre les résultats de l'analyse normative et celle effectuée avec les algorithmes SCAT sont très faibles. Seuls les catégories III et IV présentent des écarts avec 26,09 % pour la catégorie III (au lieu de 29,91 %) et 67,39 % (au lieu de 69,57 %). En considérant la catégorie du bâtiment en question qui correspondrait à la catégorie II (bâtiment rénové), les conditions de confort thermiques sont assurées durant 30% du temps. Enfin, la température optimale de confort estimée à partir des algorithmes du projet SCAT est en moyenne de 22,93 °C, largement au-dessus des températures opératives enregistrées, confirmant ainsi la tendance présentée par l'analyse statique (PMV).

En comparant le confort évalué par l'approche statique et l'approche adaptative, on constate des différences significatives notamment sur la catégorie IV synonyme d'inconfort sur ce bâtiment. En effet, l'approche statique prédit un inconfort de 30,43 % tandis que l'approche adaptative prédit 69,57 %. Ces résultats sont en contradiction avec les hypothèses de base des normes puisque le PMV est censé surestimer les conditions de confort du fait de son caractère statique et inadéquat avec les fluctuations de la ventilation naturelle. Effectivement, l'approche adaptative présente ici plus valeurs en dehors des conditions de confort, ne mettant pas en avant la capacité d'adaptation de l'occupant censée optimiser son confort. Enfin, il est important de noter la particularité de ces conditions qui restent non traitées par les normes. Il s'agit d'évaluer le confort thermique sous des conditions de ventilation naturelle et en hiver. Or, les normes préconisent l'utilisation de l'approche adaptative en été uniquement. Les deux normes et approches restent donc assez faibles dans la prédiction du confort thermique et pour

cause, l'inadéquation avec la ventilation naturelle pour le PMV et le manque de données pour de basses températures dans le cas de l'approche adaptative.

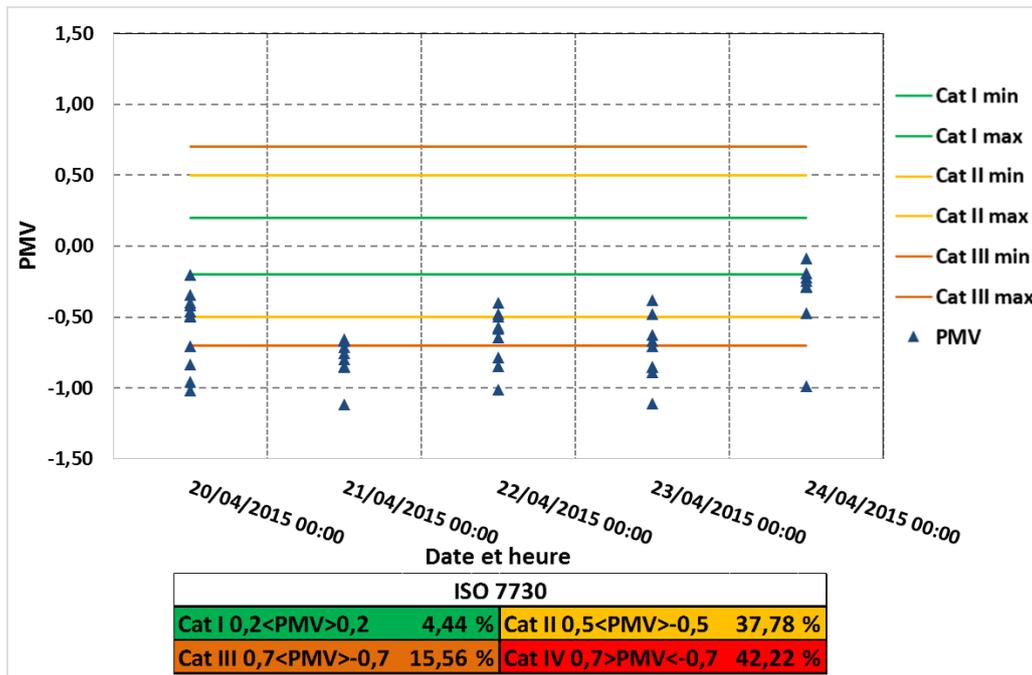


Figure 106: résultats des analyses de confort thermique durant la deuxième campagne à l'ENSAM en ventilation naturelle basées sur le PMV horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé du PMV

La deuxième campagne effectuée en avril tend également vers des conditions froides avec une moyenne de -0,62 pour les PMV, un minimum de -1,11 et un maximum de -0,09. Comme l'illustre la figure 106, l'ensemble des valeurs de PMV sont négatives, synonyme de conditions froides. La figure 106 présente également les résultats du calcul normatif selon la méthode A de la norme ISO 7730. Seuls 4,44 % des valeurs mesurées correspondent aux critères de la catégorie I, tandis que la catégorie II présente 37,78 % des valeurs horaires. Les catégories III et IV présentent respectivement 15,56 % et 42,22 % des valeurs de PMV.

Les résultats du calcul normatif selon la méthode A de la norme ISO 7730 sont présentés dans la figure 107. Les deux premières catégories présentent respectivement 6,52 % et 21,74 % des valeurs calculées. La catégorie III qui correspond au classement du bâtiment (bâtiment rénové dans ce cas) présente 41,30 % des valeurs. Enfin, la dernière catégorie, qui correspondrait à un déclassement de la catégorie du bâtiment présente 30,43 % des valeurs.

Les résultats des analyses par approche adaptative sont présentés dans la figure 107 avec les températures opératives affichées avec limites selon la norme EN 15251 et les algorithmes du projet SCAT d'une part, et les résultats de la répartition en catégories d'autre part.

Contrairement à la première campagne, les températures moyennes glissantes sont ici supérieures à 10°C, ce qui change les algorithmes utilisés pour l'estimation des températures de confort. L'EN 15251 préconise dans ce cas un algorithme à la place des températures déduites du PMV et le projet SCAT des algorithmes différents de ceux utilisés pour les basses températures.

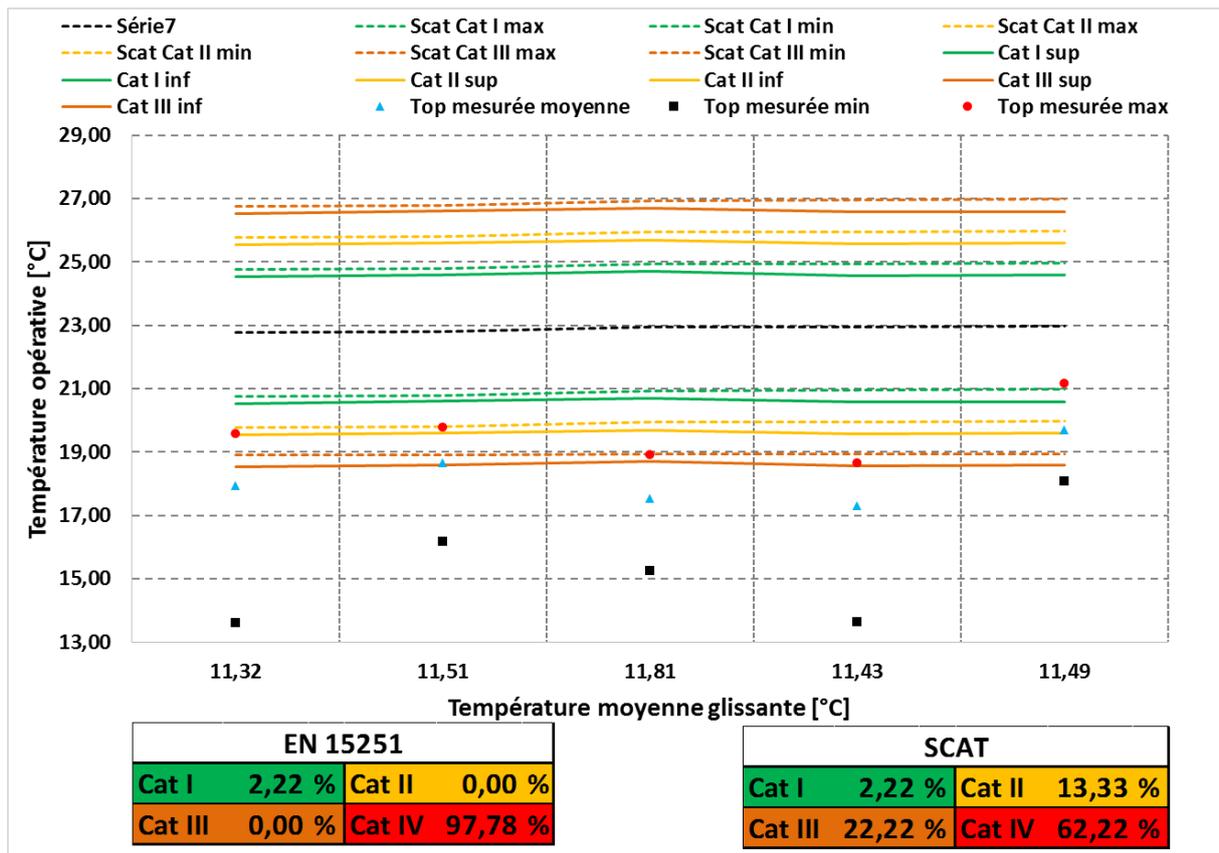


Figure 107: résultats des analyses de confort durant la deuxième campagne à l'ENSAM en ventilation naturelle, basées sur l'approche adaptative horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort

Les températures opératives mesurées sont très basses avec des valeurs allant de 13,61 °C à 21,19 °C et une moyenne journalière de 18,24 °C. Ces températures sont effectivement très basses comparées aux températures optimales prédites qui sont en moyenne de l'ordre de 22,89 °C.

Le classement en catégorie selon l'EN 15251 correspond à la répartition suivante : 2,22 % des valeurs en catégorie I et 97,78 % pour la catégorie IV. Pour le classement selon les algorithmes SCAT, le classement est plus réparti avec 2,22 % pour la catégorie I ; 13,33 % pour la catégorie II ; 22,22 % pour la catégorie III ; et enfin 62,22 % pour la catégorie IV. La principale différence entre les deux algorithmes est pour rappel l'origine et l'application de ce dernier. L'algorithme utilisé par l'EN 15251 est un algorithme moyenné pour l'Europe, tandis que l'algorithme utilisé par le projet SCAT est adapté à chaque pays (pour la France dans ce cas). Ce qui explique les écarts entre les deux méthodes.

Comme pour la première campagne, on constate des écarts très significatifs entre les analyses par PMV et celles effectuées par les algorithmes adaptatifs. On distingue également la même tendance en faveur des résultats de l'approche statique. En considérant la catégorie du bâtiment (catégorie II), les plages de confort correspondraient à 42,2 % du temps en statique. Quant à l'approche adaptative, elle présente seulement 15,5 % d'heures de confort. Enfin, en considérant la catégorie III comme référence, les approches statique et adaptative présentent respectivement 57,8 % et 37,8 % d'heures de confort.

### *III.3.3.2.3. Evaluation subjective du ressenti des occupants*

L'évaluation subjective effectuée lors des deux campagnes à l'ENSAM est basée sur un échantillon total de 250 questionnaires validés. 40 questionnaires ont été rejetés pour l'inadéquation des réponses comme pour la campagne à l'ESTP. L'échantillon analysé se caractérise avec une moyenne d'âge de 22 ans (minimum 20 ans, maximum 55 ans) ; une morphologie moyenne correspondant à une taille de 177 cm (minimum 158 cm, maximum 195 cm) et un poids de 70 kg (minimum 49 kg, maximum 102 kg).

Les résultats des analyses subjectives suivants les questionnaires sont présentés dans la figure 108 pour la première campagne et sur la figure 109 pour la deuxième campagne avec les réponses aux votes de sensation thermique, jugement affectif de l'ambiance, préférence thermique, acceptabilité et tolérance.

Lors de la première campagne, les occupants ont exprimé leur votes sur les catégories -1 ; 0 ; +1 et +2 avec respectivement 14,68 % ; 29,36 % ; 38,53 % ; et 17,43 % des votes, avec une tendance pour une sensation de chaleur mais qui reste moins importante et plus répartie sur la neutralité que sur les votes des campagnes effectuées à l'ESTP. Les votes exprimés lors de la première campagne à l'ENSAM sont en effet répartis autour de la neutralité sur une plage allant de -1 à +2, au contraire, la plage à l'ESTP est plus large, entre -2 et +3. Si les températures opératives enregistrées sont beaucoup plus basses à l'ENSAM, les votes des occupants restent plus restreints sur la neutralité. Cela peut être expliqué par une sensibilité plus importante chez les occupants à l'ESTP, occupants accoutumés aux systèmes de ventilation mécaniques, contrairement à ceux de l'ENSAM qui sont plus habitués à des conditions fluctuantes avec la ventilation naturelle. Cette hypothèse doit toutefois être confirmée à travers la comparaison des votes aux températures opératives dans le paragraphe sur l'analyse subjective. En considérant la plage de confort comprise entre -1 et +1, les résultats subjectifs correspondraient à un pourcentage de confort thermique de 82,6 %, soit environ 20 % de plus que les votes exprimés à l'ESTP.

Le vote sur le jugement affectif de l'ambiance thermique présente une tendance moins orientée sur des conditions de confort avec 66 % des votants qui qualifie l'ambiance d'ambiance inconfortable, ou encore 13 % des votants jugent l'ambiance très inconfortable. Seuls 22 % jugent l'ambiance légèrement confortable et aucun vote en faveur d'une ambiance confortable. Ces résultats semblent contradictoires avec les sensations thermiques mais en analysant les votes sur les préférences thermiques, on confirme la faible sensibilité aux conditions climatiques des occupants lors de la première campagne à l'ENSAM. En effet, près de 60 % des votants voudraient garder la même ambiance thermique ; 11 % préféreraient une ambiance plus fraîche ; 24,7 % une ambiance légèrement plus chaude et enfin seuls 4,8 % préféreraient une ambiance plus chaude. Le vote sur l'acceptabilité des occupants à cette ambiance thermique confirme cette tendance puisque 97,25 % des votes sont en faveur d'une ambiance acceptable contre seulement 2,75 % des votes pour une ambiance inacceptable. Enfin, concernant le vote sur la tolérance de l'ambiance thermique près de 88 % des votants trouvent l'ambiance parfaitement tolérable, contre 10 % la trouvant légèrement difficile à tolérer et enfin seulement 1,83 % trouvent l'ambiance très difficile à tolérer.

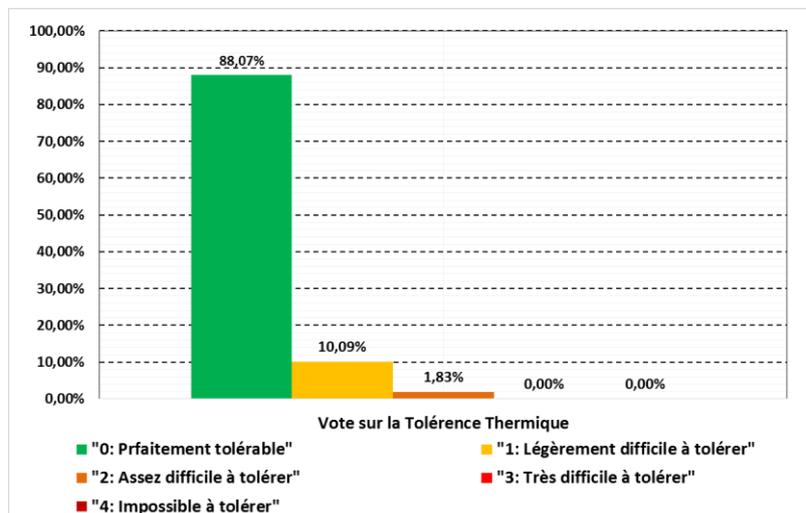
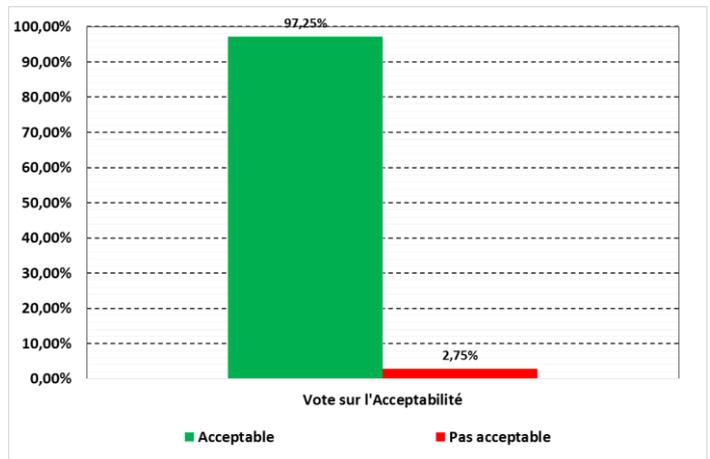
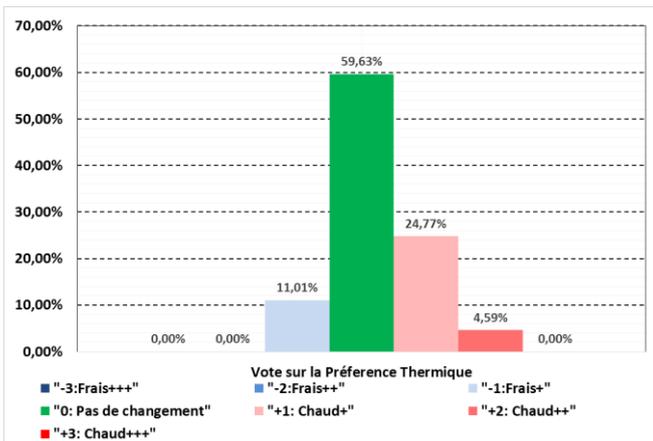
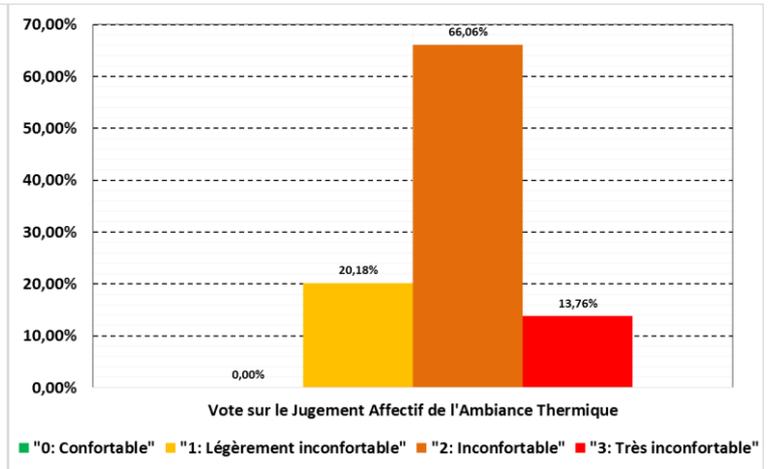
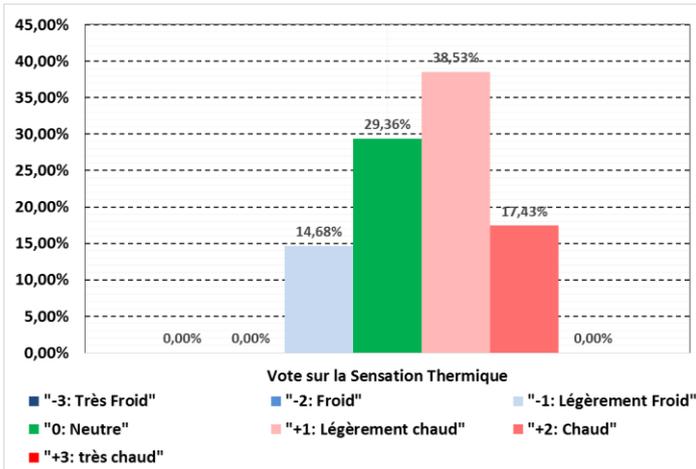


Figure 108: résultats des évaluations subjectives lors de la première campagne à l'ENSAM selon la norme ISO 10551

Lors de la deuxième campagne (figure 109), les votes sur la sensation thermique sont bien répartis autour de la neutralité avec 34,44 % des votes sur la neutralité (0), et plus de 90 % des votes compris entre -1 et +1 et seulement 8,9 % des votes en dehors de la plage de confort (-1 ; +1). En moyenne les occupants ont voté pour une sensation thermique de + 0,37, ce qui correspond à une ambiance entre la neutralité thermique et une ambiance tiède. Le vote sur le jugement affectif de l'ambiance est distribué entre confortable, légèrement inconfortable et inconfortable avec respectivement 45,56 %, 38,89 % et 15,56 % des votes. Ces résultats

semblent plus cohérents avec les votes sur la sensation thermique autour de la neutralité, comparés aux résultats de la première campagne. Il en est de même avec les votes sur l'acceptabilité où 100 % des votes ont été exprimés pour une ambiance acceptable.

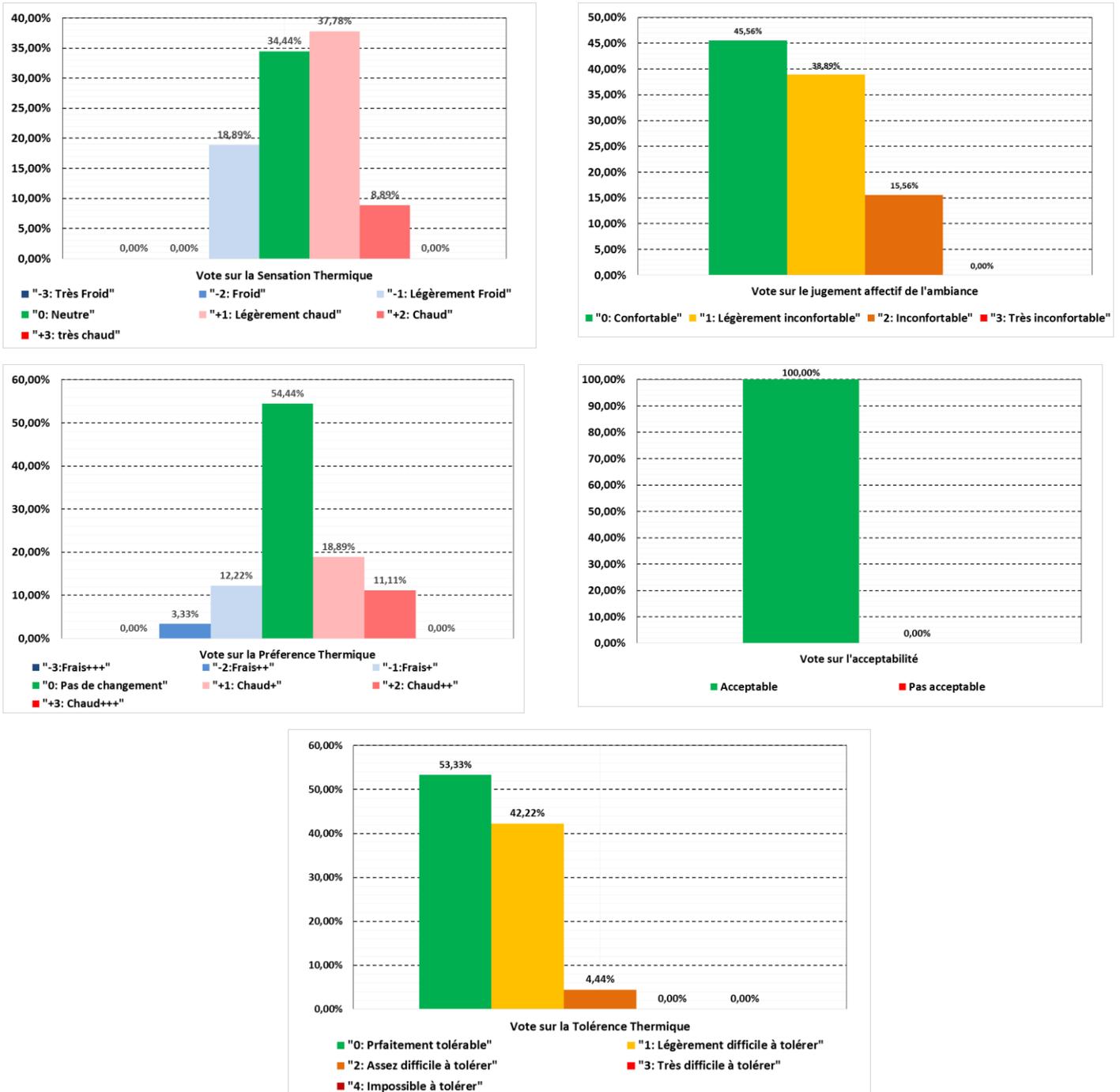


Figure 109: résultats des évaluations subjectives lors de la deuxième campagne à l'ENSAM selon la norme ISO 10551

Concernant la préférence des occupants par rapport à l'ambiance thermique, on distingue 54,44 % des occupants ne voulant aucun changement contre 12,22 % et 18,89 % respectivement pour des ambiances légèrement plus fraîches et légèrement plus tièdes. Les personnes votant pour une préférence plus froide et plus chaude représentent quant à eux 3,33 % et 11,11 % des votes, respectivement. Enfin, les votes sur la tolérance de l'ambiance thermique confirme les tendances des votes précédents sur cette deuxième campagne avec 53,33 % des votants qui

trouvent l'ambiance parfaitement tolérable, 42,22 % légèrement difficile à tolérer et seulement 4,44 % des votants qui trouvent l'ambiance assez difficile à tolérer.

### III.3.3.2.4. Interaction entre le confort mesuré et le confort ressenti

La figure 110 présente comme pour la campagne effectuée à l'ESTP, les résultats d'indices de confort objectifs et subjectifs exprimés sur l'échelle de sensation thermique en fonction de la température opérative avec comme indices objectifs le PMV standard avec les valeurs d'habillement standards ; le PMV réel calculé avec les vêtements réels recueillis depuis les questionnaires ; et le aPMV qui est le PMV adaptatif proposé par Yao (chapitre 2) et comme indices subjectifs TSV, le vote sur la sensation thermique et le TPV, le vote sur la préférence thermique.

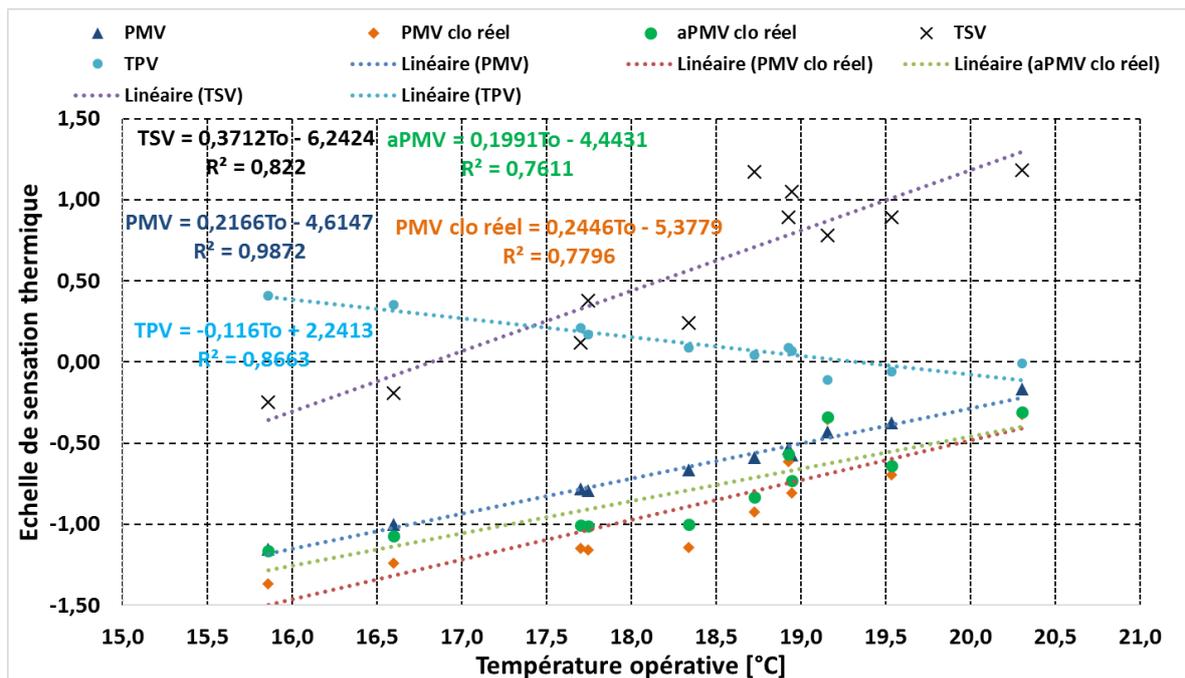


Figure 110: Confort thermique objectif (PMV, PMV avec clo réel, aPMV avec clo réel) et subjectif (Sensation thermique et préférence thermique) en fonction de la température opérative pour la première campagne à l'ENSAM

Comme pour la campagne effectuée à l'ESTP, les indices objectifs et la sensation thermique perçue par les occupants présentent la même tendance avec une augmentation de l'échelle thermique sur augmentation de température opérative. En revanche, les amplitudes sont bien différentes avec des écarts conséquents notamment entre la sensation thermique et les indices objectifs. Comme attendu, l'utilisation de l'indice PMV et de ses dérivés, tous émanant de la théorie statique, sur un bâtiment naturellement ventilé présente des écarts plus importants que ceux observés en ventilation mécanique lors des essais effectués à l'ESTP. En effet, là où l'écart était de l'ordre de 0,46 sur l'échelle thermique à l'ESTP, la première campagne effectuée à l'ENSAM présente un écart de 1,95 entre le PMV standard et la sensation thermique; 2,20 entre le PMV calculé avec les résistances thermiques réels et la sensation thermique; et 2,10 entre le aPMV et la sensation thermique. Les trois indices dérivés depuis la théorie statiques sont très proches, notamment pour des températures opératives hautes où les écarts sont de l'ordre de 0,34 entre le aPMV et le PMV standard et de 0,48 entre le PMV calculé avec les valeurs réels des résistances thermiques des vêtements et le PMV standard. Pour des températures plus basses (à 16°C), les écarts entre le PMV standard et les aPMV et

PMV clo réel sont respectivement de l'ordre de 0,01 et 0,08. Enfin, le vote sur la préférence thermique affiche une tendance inversement proportionnelle avec la température opérative. Avec une pente de 0,116 le vote sur la préférence thermique diminue avec l'augmentation de la température opérative. La corrélation du vote sur la préférence thermique avec les températures opératives est de 0,8663.

Comme pour la campagne effectuée à l'ESTP, les températures de confort ont été estimées indirectement à travers la résolution des équations induites par régression linéaire entre les indices et la température. La température de neutralité prédite par le PMV standard pour un PMV standard neutre (PMV=0) est estimée à 21,31 °C. Celles prédites par les PMV clo réel et aPMV clo réel sont plus élevées avec respectivement 23,24 °C et 23,67 °C. La température de neutralité prédite par le vote des occupants (TSV) est de 17,52 °C. Ce qui explique le fait d'avoir un ressenti plus chaud par rapport aux ressentis prédits par les indices objectifs. De plus, cela confirme également le manque de sensibilité aux températures basses des occupants à l'ENSAM comparés aux occupants de l'ESTP qui ont exprimés une température neutre de 18,8°C. Cette tendance se confirme avec les résultats du vote sur la préférence thermique puisqu'en résolvant l'équation, on obtient une température préférée de 19,8 °C contre 20,88 °C à l'ESTP.

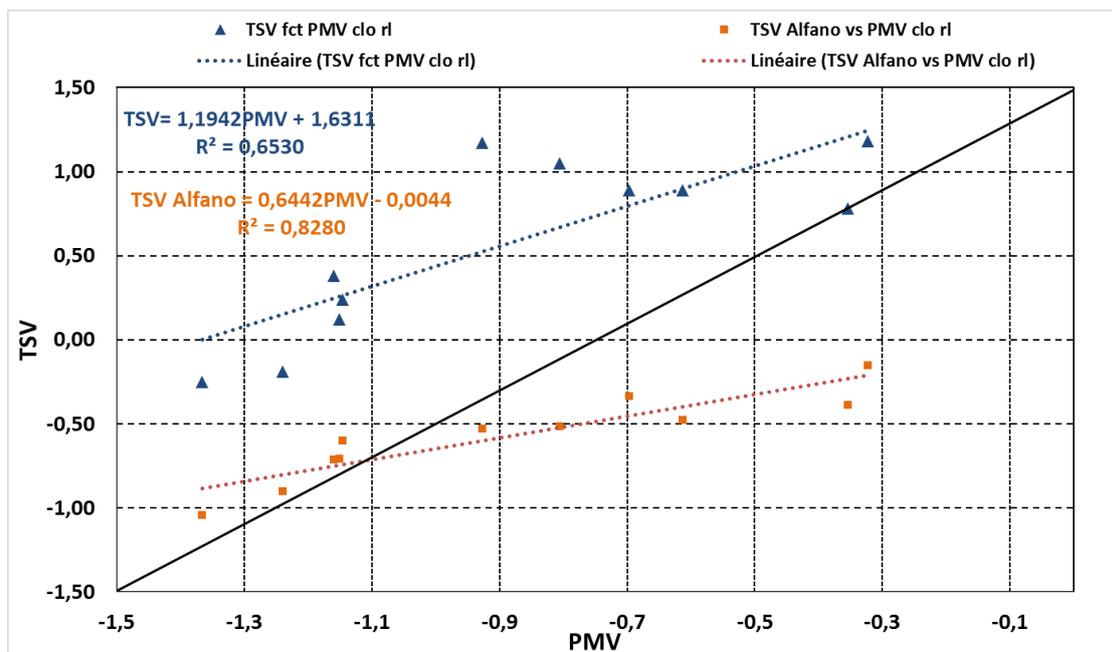


Figure 111: Sensation thermique en fonction du PMV clo réel pour la première campagne à l'ENSAM

La figure 111 présente le croisement des résultats objectifs et subjectifs pour la première campagne effectuée à l'ENSAM. Il s'agit de croiser d'une part, les résultats objectifs avec les PMV exprimés avec les résistances thermiques des vêtements réelles et d'autre part les résultats subjectifs avec la sensation thermique des occupants exprimée sur les questionnaires et enfin la valeur de la sensation thermique en fonction du PMV proposée par D'Ambrosio Alfano. En comparant le PMV et le TSV estimé à travers les questionnaires on constate un décalage en faveur du TSV avec des écarts moyens de 0,72 sur l'échelle thermique. De plus, on constate que cette tendance est encore plus importante pour les faibles valeurs de l'échelle thermique (froid) avec des écarts allant jusqu'à 1,54. Au contraire, en s'approchant de la neutralité, les écarts sont que très peu significatifs avec un écart minimal de 0,19, écart non significatif en prenant en compte l'incertitude générée par les erreurs de mesure. Ces résultats

bien que présentant une faible corrélation (0,65) peuvent être interprétés comme une sous-estimation du PMV quant au ressenti des occupants sur les valeurs froides.

Concernant les résultats de la formule proposée par D'Ambrosio Alfano, on constate une tendance à la baisse en comparaison avec la sensation perçue par les occupants de l'ENSAM. Si les valeurs inférieures à un PMV de -1,1 présente les mêmes écarts en faveur d'une sous-estimation du PMV, le reste des valeurs présentent des écarts en faveur d'une sensation générale de confort plus faible que la sensation prédite par le PMV. Effectivement, on constate qu'à partir de -1,1 sur l'échelle thermique, l'ensemble des valeurs de TSV sont inférieures aux valeurs de PMV avec des écarts allant de 0,03 à 0,55 et une moyenne de 0,32. Cette différence peut être expliquée par l'impact qu'aurait le climat et l'adaptation des occupants aux conditions froides. Rappelons que les climats entre la campagne à l'ENSAM et la campagne effectuée par D'Ambrosio Alfano présentent des différences significatives avec un climat froid au nord de la France pour la campagne menée à l'ENSAM et un climat méditerranéen au sud de l'Italie pour la campagne menée par D'Ambrosio Alfano. Cela reste une hypothèse car il est difficile d'estimer l'influence du climat et l'adaptation de l'occupant sur la perception thermique de l'occupant vue le nombre de paramètres en jeu dans le cadre des deux campagnes (paramètres physiques différents, périodes différentes, échantillon d'occupants différent).

La figure 112 présente les résultats des indices de confort objectifs et subjectifs en fonction de la température opérative pour la deuxième campagne effectuée à l'ENSAM avec les mêmes indices et analyses utilisés pour la première campagne à l'ENSAM.

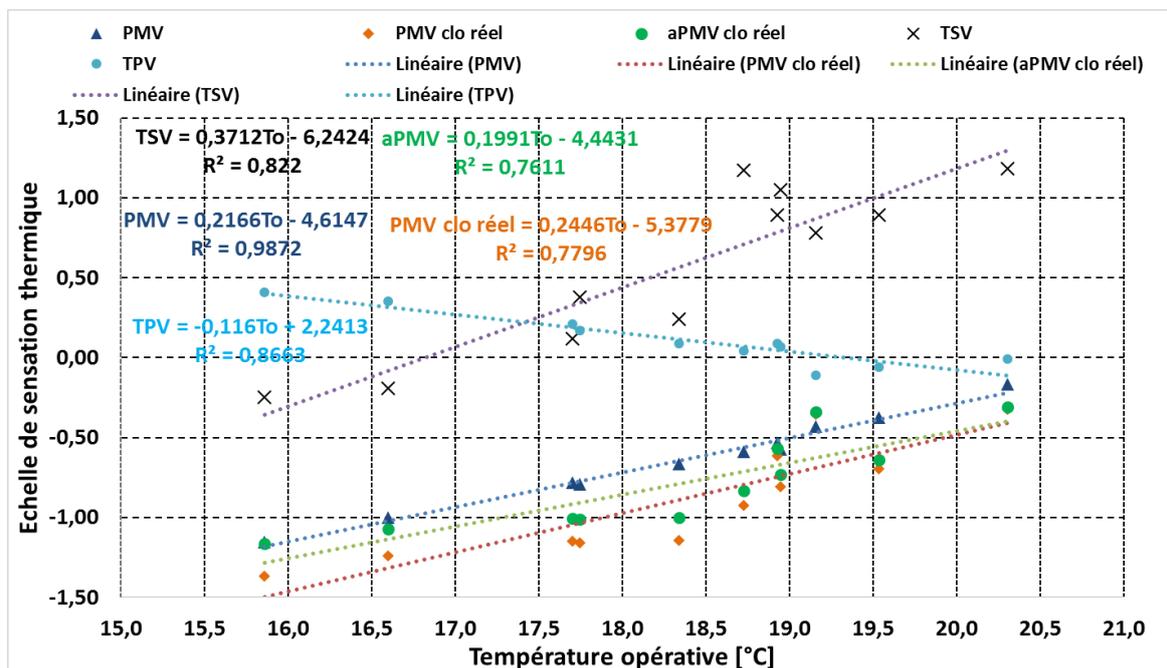


Figure 112: Confort thermique objectif (PMV, PMV avec clo réel, aPMV avec clo réel) et subjectif (Sensation thermique et préférence thermique) en fonction de la température opérative pour la deuxième campagne à l'ENSAM

Les tendances sont sensiblement similaires aux tendances analysées lors de la première campagne avec principalement : i) augmentation proportionnelle entre les résultats objectifs et résultats subjectifs ; ii) des écarts importants en amplitude entre les indices objectifs et subjectif ; iii) de faibles écarts en amplitude entre les différents indices objectifs ; iv) une

évolution inversement proportionnelle entre la préférence thermique et les indices de perception thermique (objectifs et subjectif).

Les écarts entre la sensation thermique perçue par les occupants et les sensations prédites par les indices objectifs sont de l'ordre de 0,49 ; 0,59 et 0,52 respectivement avec le PMV standard, le PMV calculé avec les valeurs réelles des résistances thermiques des vêtements et le PMV adaptatif. On constate en revanche des écarts plus significatifs entre les indices objectifs. Entre le PMV standard et le PMV corrigé par les valeurs de résistances thermiques des vêtements l'écart est en moyenne de l'ordre de 0,2 (minimum 0,08 et maximum de 0,32) contre 0,01 pour la première campagne. Entre le PMV standard et le a PMV adaptatif, l'écart est encore plus important avec une moyenne de 0,88 contre 0,08 lors de la première campagne. Cet écart est principalement dû aux résistances thermiques des vêtements qui varient en fonction des températures opératives. On constate que les occupants adaptent leur vêtement, notamment en se rapprochant de la neutralité et ce, en réduisant la quantité de vêtements.

Comme pour les campagnes précédentes, les températures de confort ont été estimées à partir des régressions linéaires de chaque indice. Pour le PMV standard, la température de confort a été estimée à 21,56 °C, similaire à celles estimée lors de la première campagne à l'ENSAM (21,31°C). Les températures estimées par le PMV clo réel et le aPMV sont respectivement de l'ordre 23,24 °C et 23,64°C. Enfin, la température subjective de confort estimée à 17,52 °C, supérieure de 0,7°C à celle estimée lors de la première campagne à l'ENSAM. Enfin, la température préférée est estimée à 19,80°C, soit 2,28 °C de plus que la température perçue contre 2,50° d'écart lors de la première campagne.

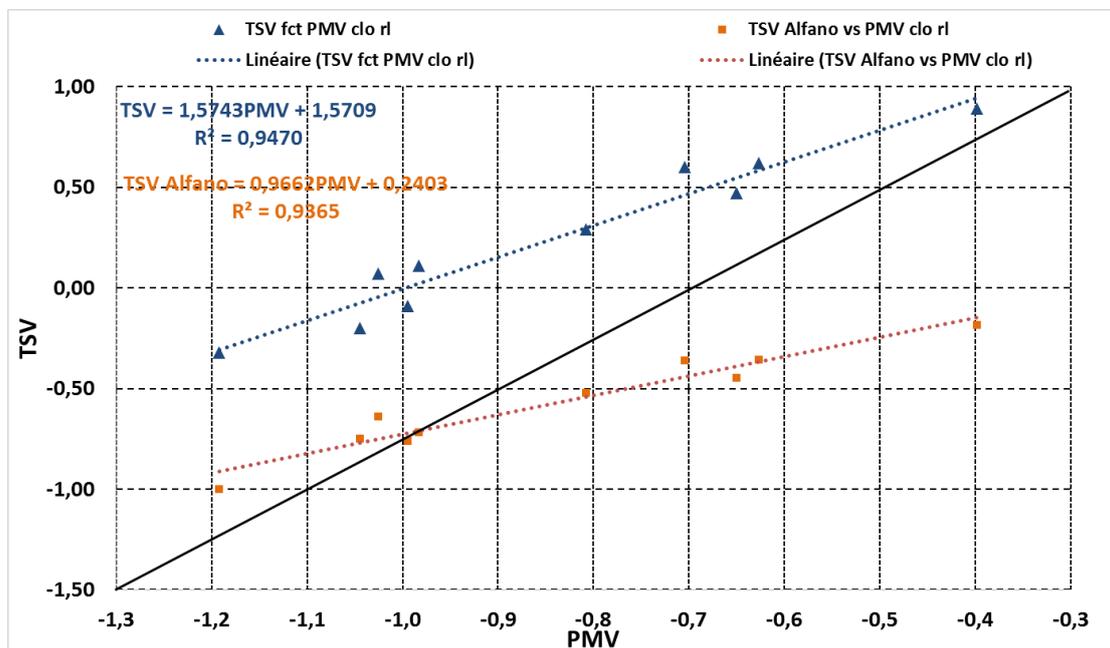


Figure 113: Sensation thermique en fonction du PMV clo réel pour la deuxième campagne à l'ENSAM

La figure 113 présente le croisement des résultats objectifs et subjectifs comme pour la première campagne. Les résultats sont très similaires à ceux de la première campagne avec des écarts importants en amplitude pour les valeurs inférieures et une convergence qui s'accroît avec l'augmentation du PMV. En moyenne les écarts entre le TSV et le PMV sont de l'ordre 0,88 (minimum de 0,63 pour les valeurs supérieures et maximum de 1,09 pour les

valeurs inférieures froides). En revanche, la corrélation est beaucoup plus importante avec 0,94 contre seulement 0,65 lors de la première campagne. Les résultats des analyses basées sur l'équation proposée par D'Ambrosio Alfano demeurent éloignés du TSV mais avec tout de même une pente plus importante de l'ordre de 0,96 (0,86 pour la première campagne), se rapprochant ainsi du TSV pour des valeurs basses sur l'échelle thermique. Les écarts entre le TSV de D'Ambrosio Alfano et le PMV sont de l'ordre de 0,05 pour les valeurs les plus basses, de 0,11 pour les valeurs hautes et enfin d'une moyenne de 0,06.

### III.3.3.3. Campagnes expérimentales sur la salle 3201 à l'ESIEE

Les deux campagnes effectuées à l'ESIEE ont été respectivement effectuées en période hivernale (février) et mi-saison (avril). La stratégie de ventilation n'a pas été contrôlée, laissant la ventilation mécanique constante et les occupants libres d'ouvrir les fenêtres (ventilation mixte).

#### III.3.3.3.1 Analyse des conditions climatiques

Le tableau 56 présente un récapitulatif des valeurs moyennes, minimales et maximales des paramètres physiques enregistrés lors des deux campagnes. Lors de la première campagne, les températures enregistrées sont de l'ordre de 23,2°C pour la température de l'air ; 22,7°C pour la température moyenne radiante et enfin de 23°C pour la température opérative. On constate également d'importantes dérives de températures avec des écarts de 6,5 °C pour la température de l'air ; 9,2 °C pour la température moyenne radiante et 7,6 °C pour la température opérative sur l'ensemble de la campagne. Les humidités relatives enregistrées sont très basses avec une moyenne de 31 %, et des valeurs allant de 23 % à 44 %. Lors de la deuxième campagne, les températures de l'air, moyenne radiante et opérative sont respectivement à des moyennes de 23,6 °C ; 23,7 °C et 23,7 °C. L'humidité relative est à peine plus élevée avec une moyenne de 34 % et des valeurs allant de 21,4 % à 50,2 %.

Les deux campagnes effectuées à l'ESIEE sont caractérisées par l'homogénéité des températures de l'air avec les températures moyennes radiantés. En effet, les écarts sont très faibles, en moyenne inférieurs à 0,5 °C. De plus, on constate la faible dérive des températures moyennes radiantés, par rapport aux températures de l'air, ce qui atteste la présence d'une meilleure isolation que celles des bâtiments à l'ESTP et à l'ENSAM.

Tableau 56: récapitulatif des valeurs des paramètres physiques enregistrés durant les deux campagnes à l'ESIEE

	$T_a$ [°C]	$RH$ [%]	$T_g$ [°C]	$V_a$ [m/s]	$T_{mr}$ [°C]	$T_o$ [°C]
Première campagne						
Min	20,02	23,33	17,26	0,00	17,26	18,64
Moy	23,20	31,12	22,76	0,01	22,72	22,96
Max	26,56	44,00	26,09	0,09	26,02	26,29
Deuxième campagne						
Min	15,81	21,43	16,56	0,10	16,68	16,25
Moy	23,62	33,98	23,70	0,10	23,71	23,67
Max	28,15	50,20	28,40	0,10	28,44	28,29

La figure 114 présente les résultats des températures de l'air, moyennes radiantes et opératives enregistrées lors des deux campagnes effectuées à l'ESIEE. Les deux campagnes sont caractérisées par : i) un faible écart entre les températures moyennes radiantes et les températures de l'air ; ii) Des températures relativement hautes ; iii) De fortes fluctuations de température.

Concernant l'aspect dynamique des températures, on constate effectivement de très fortes fluctuations lors des deux campagnes. Lors de la première campagne effectuée en février et censée être sous des conditions statiques (chauffage), plus de 33 % des valeurs horaires enregistrées dépassent les 2°C/h de dérive de température. Les dérives de température sont en moyenne de l'ordre de 1,82 °C/h avec une plage de valeurs allant de 0,12°C/h jusqu'à 6,21 °C/h. Lors de la deuxième campagne, les températures dépassant les 2°C/h de dérive de température sont estimées à 14,89 % avec en moyenne des dérives de 1,1 °C/h. Des valeurs maximales de 6,12 °C/h de dérives ont également été enregistrées.

En termes de fluctuations de conditions climatiques intérieures, les résultats des deux campagnes à l'ESIEE sont de loin les plus défavorables. Encore une fois, ce type de résultats soulève la question des hypothèses prises par les normes pour le traitement du confort thermique. Les normes Européennes, Américaines et Françaises préconisent l'utilisation du PMV pour l'évaluation du confort thermique dans des bâtiments mécaniquement ventilés, en hiver. Or, dans ce cas, le bâtiment est mécaniquement ventilé mais présente quand même de fortes fluctuations de températures en hiver (première campagne). Ce qui remet en cause l'hypothèse prise par les normes sur l'utilisation du PMV. Pour rappel, les normes préconisent généralement l'utilisation du PMV en hiver en admettant la présence de conditions statiques pour des bâtiments chauffés, peu ventilés ou ventilés mécaniquement ; l'utilisation du PMV pour des bâtiments climatisés en été ; l'utilisation de la théorie adaptative pour des bâtiments naturellement ventilés en été où les occupants auraient un accès libre pour l'ouverture des fenêtres.

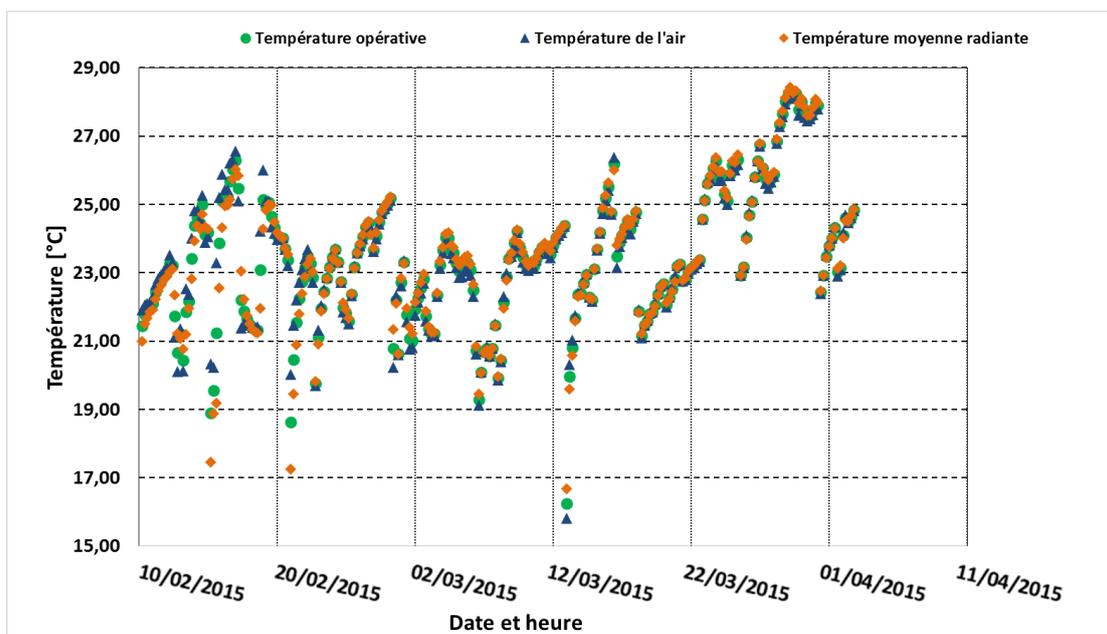


Figure 114 : données climatiques intérieures durant les deux campagnes menées à l'ESIEE avec les températures de l'air, moyenne radiante et opérative

Dans le cas de la première campagne à l'ESIEE, le PMV est effectivement inadapté pour ce genre de situations du fait de son caractère statique. D'autre part, l'utilisation de la théorie adaptative demeure limitée pour des conditions hivernales puisque les données sont limitées pour ce genre de conditions (manque de données avec des températures extérieures inférieures à 10 °C). On rappelle également que la norme EN15251 préconise l'utilisation de températures calculées depuis le PMV pour des températures extérieures inférieures à 10 °C. Dans le paragraphe suivant, nous analysons les résultats des calculs selon les méthodes statique et adaptative afin de comparer et d'estimer les écarts de prédiction de confort générés dans ce genre de conditions particulières.

### III.3.3.3.2. Evaluation objective des conditions de confort selon les normes

La figure 115 présente les résultats des analyses de confort thermique effectuées avec la méthode statique (PMV). Si le résultat est probablement erroné, l'objet de cette analyse est la comparaison et l'estimation des écarts avec les résultats de la méthode adaptative. Ainsi, en moyenne, les PMV mesuré est de l'ordre de 0,23 avec une plage de valeurs allant de -0,68 pour les valeurs les plus basses jusqu'à 0,9 pour les valeurs les plus hautes. De plus, on constate que 71 % des PMV sont positifs, ce qui indique la présence de conditions plutôt chaudes que froides.

D'un point de vue normatif, le calcul a été fait suivant la méthode A proposée par l'ISO 7730, comme pour les analyses précédentes. Ainsi, 36,51 % des valeurs correspondent aux critères de la catégorie I et 34,94 % pour la catégorie II. Les catégories III et IV représentent respectivement 20,63 % et 7,94 % des valeurs de PMV. En considérant la catégorie du bâtiment comme étant la catégorie III (bâtiment existant), les conditions de confort seraient atteintes pour 92 % des valeurs enregistrées.

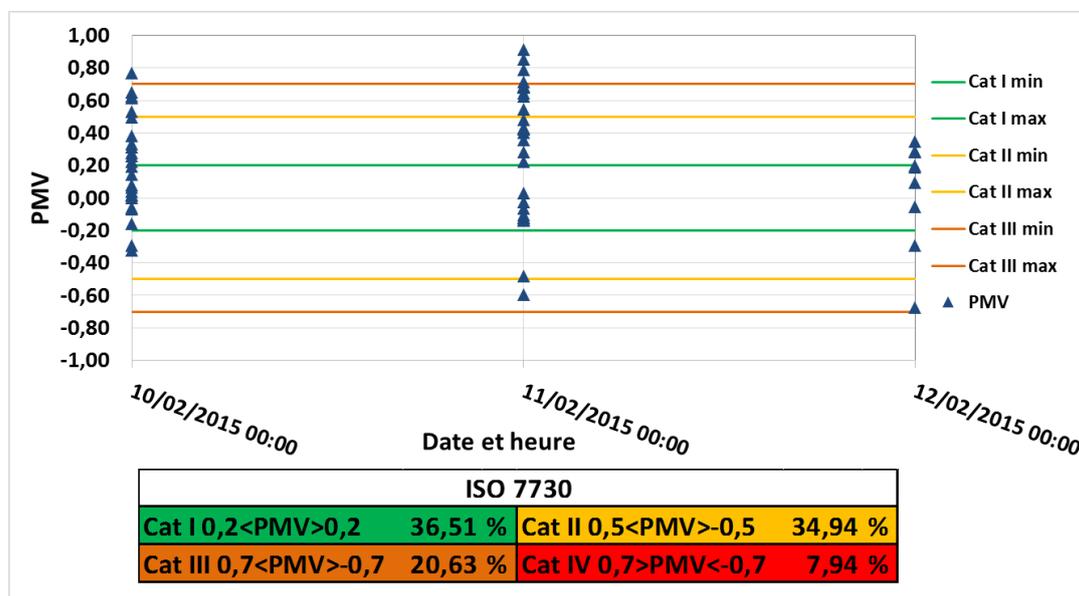


Figure 115: résultats des analyses de confort thermique durant la première campagne à l'ESIEE en ventilation naturelle basées sur le PMV horaire et le pourcentage horaire cumulé du PMV

Toujours concernant la première campagne, la figure 116 présente les analyses effectuées avec l'approche adaptative suivant les algorithmes du projet SCAT pour la France et les températures limites calculées depuis le PMV (température extérieure inférieure à 10 °C) suivant la norme EN 15251. Les températures opératives mesurées oscillent entre 18,64 °C et 26,29 °C avec une moyenne de 22,89 °C. Les températures moyennes journalières sur

lesquelles le calcul est basé sont quant à elles entre 8,64°C et 26,29 °C avec une moyenne de 22,74°C.

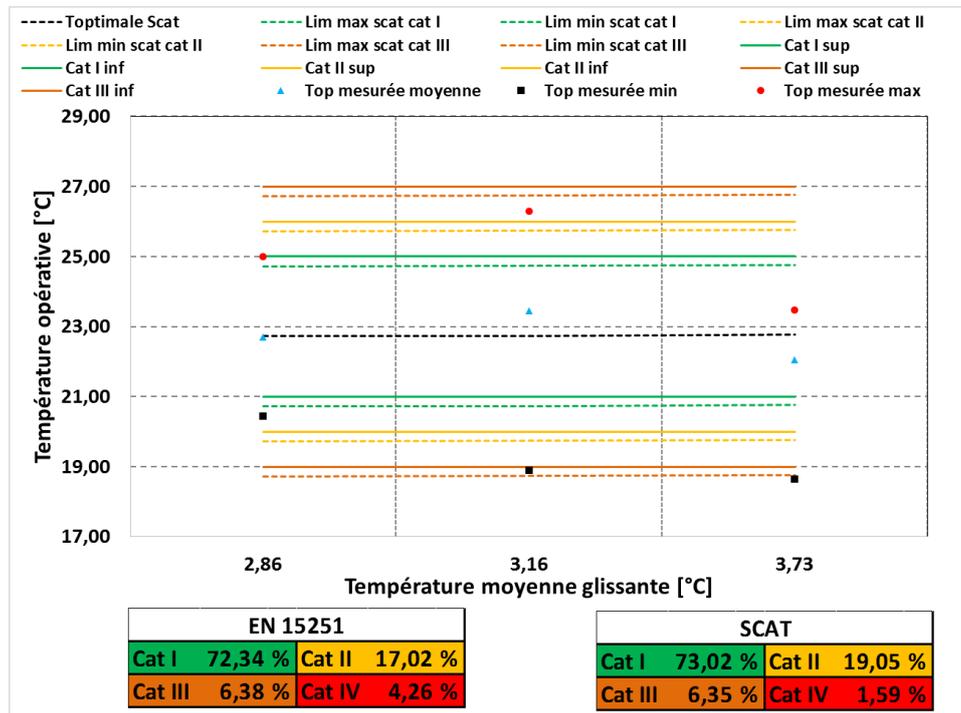


Figure 116: résultats des analyses de confort durant la première campagne à l'ESIEE en ventilation naturelle basées sur l'approche adaptative horaire et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort

En suivant la norme, les catégories représenteraient 72,34 % ; 17,02 % ; 6,38 % et 4,26 % respectivement pour les catégories I, II, III et IV. En appliquant les algorithmes du projet SCAT, la classification en catégories correspondrait à la répartition suivante : 73,02 % pour la catégorie I ; 19,05 % pour la catégorie II ; 6,35 % pour la catégorie III et enfin 1,59 % pour la catégorie IV. Les écarts entre les deux classifications sont ici très faibles. En revanche, comme attendu, les écarts avec les prédictions du PMV sont beaucoup plus importants. A titre d'exemple, la catégorie I correspond à 72,34 % suivant l'approche adaptative contre seulement 36,51 % pour l'approche statique, soit un écart de près de 36 %. Pour la catégorie II, l'écart correspondrait à 18 % contre 14,25 % pour la catégorie III. Enfin la catégorie IV présente un écart de 3,66 %.

La figure 117 présente les valeurs des PMV calculés lors de la deuxième campagne. Les PMV calculés oscillent entre -1,22 et 1,38, soit au-delà des limites de confort préconisées par Fanger. En moyenne, le PMV pour cette campagne est de l'ordre de 0,36. Une valeur non significative au vue de la symétrie des résultats positifs et négatifs. Pour l'ensemble des valeurs calculées sur cette campagne, seuls 17 % des valeurs sont négatives contre 83 % de valeurs positives.

D'un point de vue normatif, on constate que 25 % des PMV correspondent aux limites de la catégorie I contre 42,86 % pour la catégorie II. Les catégories III et IV sont respectivement représentées par 12,76 % et 19,39 % des PMV. En considérant la catégorie du bâtiment, les conditions de confort seraient atteintes pour 80,61 % des mesures contre plus de 92 % lors de la première campagne en février.

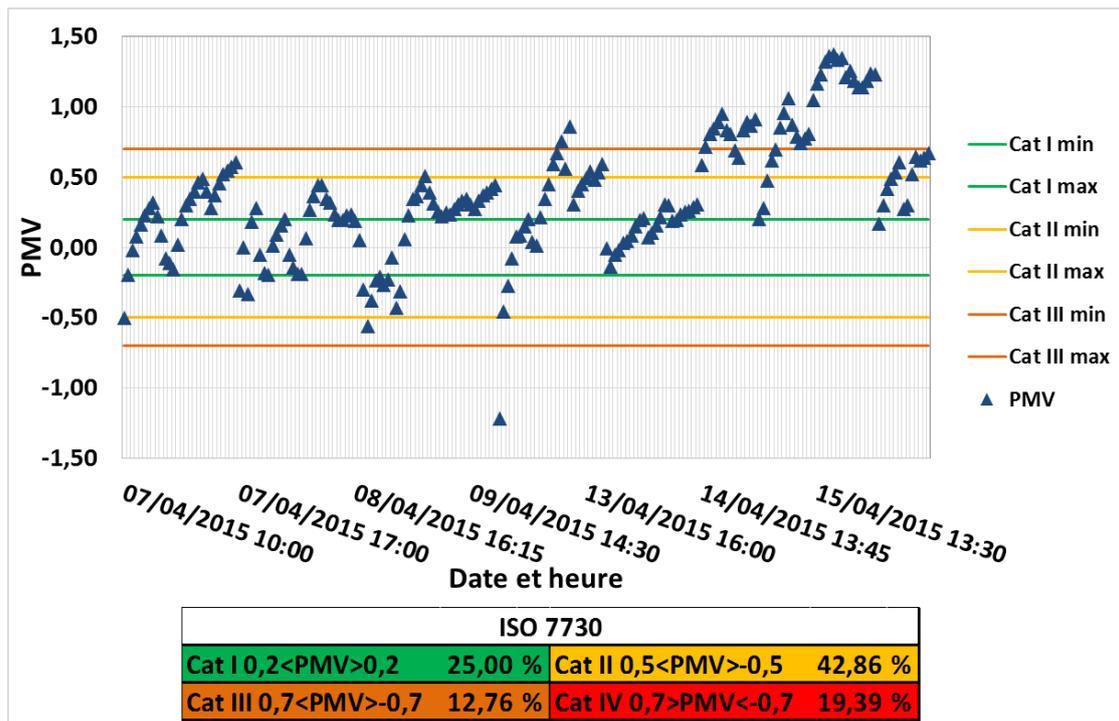


Figure 117: résultats des analyses de confort thermique durant la deuxième campagne à l'ESIEE en ventilation naturelle basées sur le PMV horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé du PMV

Les résultats des analyses adaptatives sont présentés dans la figure 118 avec les limites fixées par la norme EN15251, des valeurs fixes depuis le PMV pour les températures extérieures inférieures à 10 °C et des températures calculées pour des températures extérieures supérieures à 10°C ; les limites calculées depuis les algorithmes fixés par le projet SCAT pour la France ; et enfin les températures opératives journalières avec les valeurs minimales, moyennes et maximales.

Les températures opératives mesurées sont en moyenne de l'ordre de 23,67 °C et oscillent entre 16,25 °C pour la minimale et 28,29 °C pour la maximale. Concernant les températures journalières calculées pour l'utilisation de l'approche adaptative, on est en moyenne à 23,71 °C. Les valeurs journalières minimales et maximales sont respectivement à 22,55 °C et 26,65 °C. Concernant les classifications en fonction des catégories de confort, on constate de légères différences entre la classification selon la norme et celle suivant le projet SCAT pour la France.

Pour la norme EN 15251, 71,43 % des températures correspondent aux limites de la catégorie I contre 14,29 % pour la catégorie II. Les catégories III et IV présentent respectivement 6,12 % et 8,16 % des valeurs. En suivant les algorithmes du projet SCAT pour la France, la catégorie I présente 74,49 % contre 14,29 % pour la catégorie II ; 8,16 % pour la catégorie III et enfin 3,06 % pour la catégorie IV. En considérant la catégorie appropriée pour le bâtiment (III), le confort thermique est atteint à raison de 91,84 % pour la classification selon la norme EN15251 et 96,94 % selon le projet SCAT. Comme pour la première campagne, on distingue un écart important avec les résultats du PMV. L'écart sur le confort thermique en considérant la catégorie correspondante au bâtiment est de l'ordre de 11,23 % entre l'approche statique et l'approche adaptative normative et 16,33 % entre l'approche statique et l'approche adaptative selon le projet SCAT.

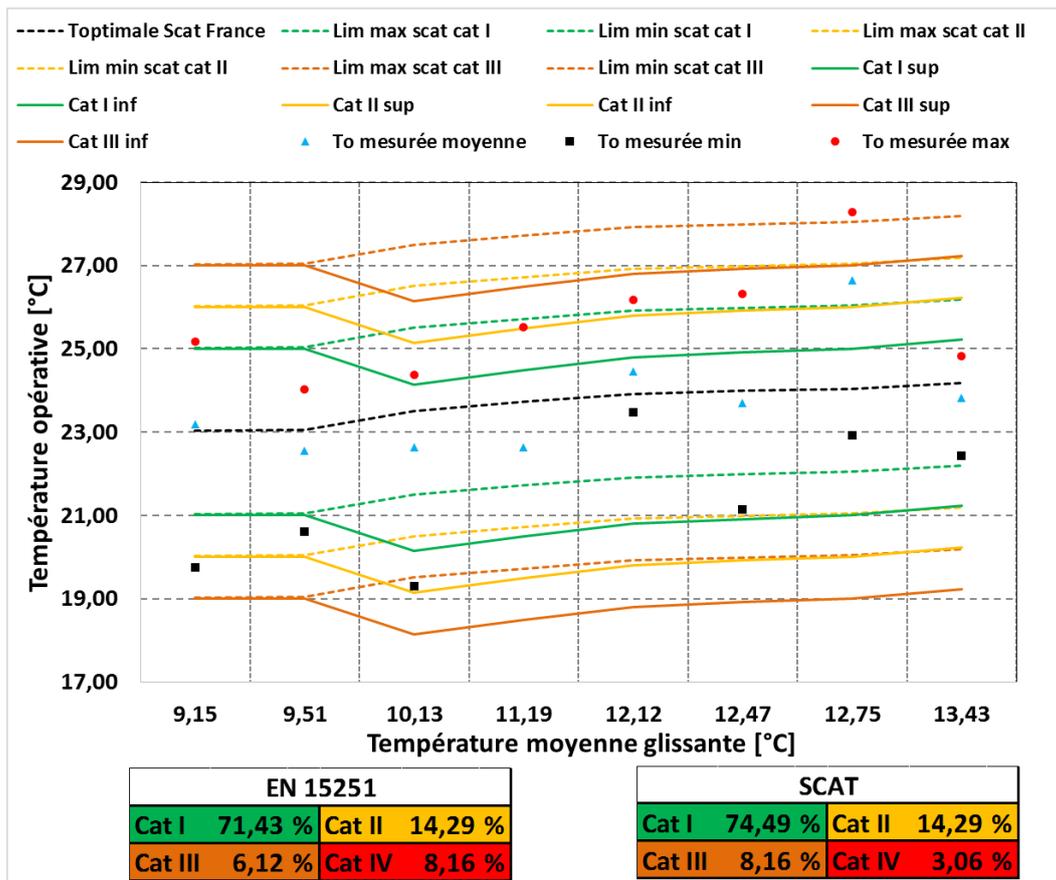


Figure 118: résultats des analyses de confort durant la deuxième campagne à l'ESIEE en ventilation naturelle, basées sur l'approche adaptative horaire (graphe) et le pourcentage horaire cumulé des températures de confort

### III.3.3.3.3. Evaluation subjective du ressenti des occupants

L'analyse subjective du confort thermique est ici basée sur un échantillon de 210 questionnaires dont 74 pour la première campagne et 136 pour la deuxième campagne. La procédure utilisée reste inchangée par rapport à celles utilisées pour les campagnes précédentes.

Sur l'échantillon total retenu, on distingue une moyenne d'âge de 21,6 ans (minimum 18 ans et maximum 25 ans) pour la première campagne et 25 ans (minimum 19 ans et maximum de 60 ans) pour la deuxième campagne. Concernant la morphologie, les deux échantillons des première et deuxième campagnes sont respectivement caractérisés par des tailles moyennes de 1,75 m et 1,72 m ; et des poids de 68 kg et 66 kg. Enfin, concernant l'habillement, il est en moyenne de l'ordre de 0,92 clo pour la première campagne et 0,76 clo pour la deuxième campagne.

La figure 119 présente les résultats des analyses subjectives suivant les 5 indices : sensation thermique ; jugement affectif de l'ambiance thermique ; préférence thermique ; acceptabilité et tolérance. La sensation thermique perçue par les occupants est en faveur d'une ambiance chaude avec plus de 64 % des votes positifs (au-delà de la neutralité). Ainsi, 33,78 % des votes sont en faveur d'une sensation très chaude ; 18,92 % pour une sensation chaude et 12,16 % pour une sensation tiède. La neutralité (0) a obtenue 22 % des voix tandis les votes froids sont de 10,81 % ; 2,70 % et 1,35 % respectivement pour les ambiances fraîche (-1) ; froide (-2) et très froide (-3). En moyenne, le vote des occupants est d'une valeur de +1,31 confirmant

ainsi la tendance affiché par les résultats des analyses objectives. En considérant la plage de confort fixée par Fanger, le confort thermique est atteint pour 43,24 % des occupants.

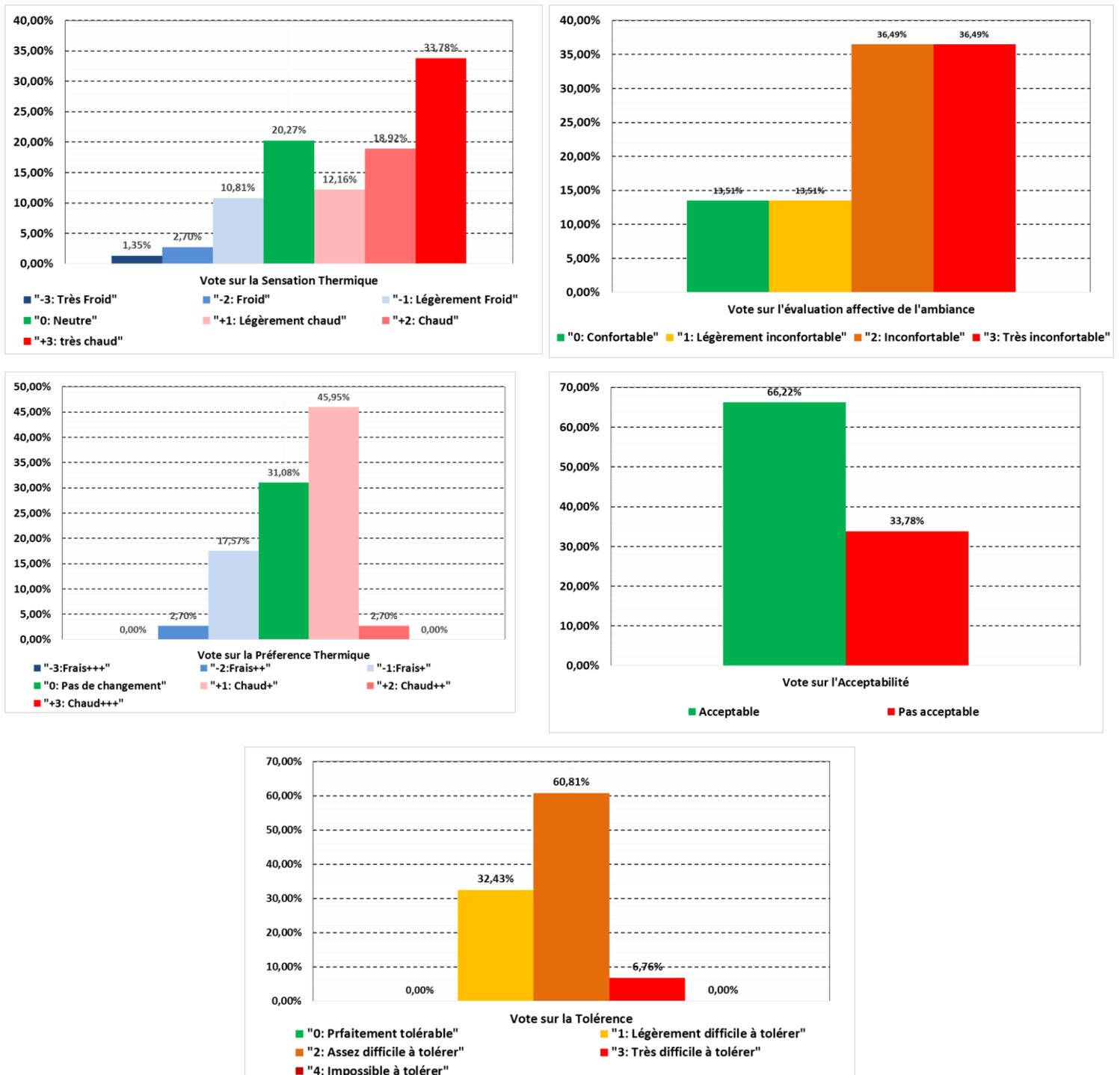


Figure 119: résultats des évaluations subjectives lors de la première campagne à l'ESIEE selon la norme ISO 10551

Le vote sur le jugement affectif de l'ambiance est en faveur d'un mauvais confort thermique puisque 36 % des votants jugent l'ambiance très inconfortable et 36 % inconfortable contre seulement 13 % des votants en faveur d'une ambiance légèrement inconfortable et 13 % en faveur d'une ambiance confortable.

Concernant la préférence thermique, les votants sont 31 % souhaiter qu'il n'y ait aucun changement contre 45,95 % qui préféreraient une ambiance plus tiède et une ambiance 2,70 % pour une ambiance plus chaude. Peu de votants préféreraient une ambiance moins chaude puisque seuls 17,57 % des votants ont voté en faveur d'une ambiance plus fraîche et 2,70 % pour une ambiance plus froide. Concernant l'acceptabilité de l'ambiance thermique, 66,22 % des occupants trouvent que l'ambiance est acceptable contre 33,78 qui la trouvent inacceptable. Enfin, concernant la tolérance sur l'ambiance thermique, le vote est réparti sur trois degrés : 32,43 % des occupants trouvent l'ambiance légèrement difficile à tolérer ; 60,81 % assez difficile à tolérer et enfin 6,76 % très difficile à tolérer.

Les résultats de la deuxième campagne sont présentés dans la figure 120. La sensation thermique perçue par les occupants est en faveur d'une ambiance chaude encore plus que la première campagne avec plus de 70 % des votes positifs (au-delà de la neutralité). Ainsi, 23,36 % des votes sont en faveur d'une sensation très chaude ; 26,28 % pour une sensation chaude et 20,44 % pour une sensation tiède. La neutralité (0) a obtenue 18,25 % des voix tandis les votes froids sont de 7,30 % ; 2,92 % et 1,46 % respectivement pour les ambiances fraîche (-1) ; froide (-2) et très froide (-3). En moyenne, le vote des occupants est d'une valeur de 1,26 confirmant ainsi la tendance affichée par les résultats des analyses objectives. En considérant la plage de confort fixée par Fanger, le confort thermique est atteint pour 46 % des occupants, soit 3 % de plus que lors de la première campagne.

Concernant le jugement affectif de l'ambiance par les occupants, on distingue une répartition plus homogène que lors de la première campagne. Ainsi, seuls 17,52 % des occupants jugent l'ambiance confortable. Les occupants ont voté en faveur d'une ambiance légèrement inconfortable à raison de 19,71 % contre 34,31 % et 28,47 % respectivement pour une ambiance inconfortable et très inconfortable. Le vote sur le jugement affectif de l'ambiance est en faveur d'un mauvais confort thermique puisque 36 % des votants jugent l'ambiance très inconfortable et 36 % inconfortable contre seulement 13 % des votants en faveur d'une ambiance légèrement inconfortable et 13 % en faveur d'une ambiance confortable.

Concernant la préférence des occupants, on constate que 35,77 % ne souhaiteraient pas changer d'ambiance contre 42,34 % votants pour une ambiance plus tiède et seulement 7,30 % pour une ambiance plus chaude. Seuls 13,14 % souhaiteraient avoir une ambiance plus fraîche et 1,46 % une ambiance plus froide. Concernant l'acceptabilité, on notera tout de même 77,37 % des occupants qui trouvent l'ambiance acceptable contre 22,63 % qui jugent l'ambiance inacceptable. Enfin, concernant le vote sur la tolérance 22,63 % des occupants trouvent qu'il est légèrement difficile de tolérer l'ambiance ; 73,72 % trouvent que l'ambiance est assez difficile à tolérer et enfin seuls 3,65 % des occupants jugent qu'il est très difficile de tolérer cette ambiance thermique.

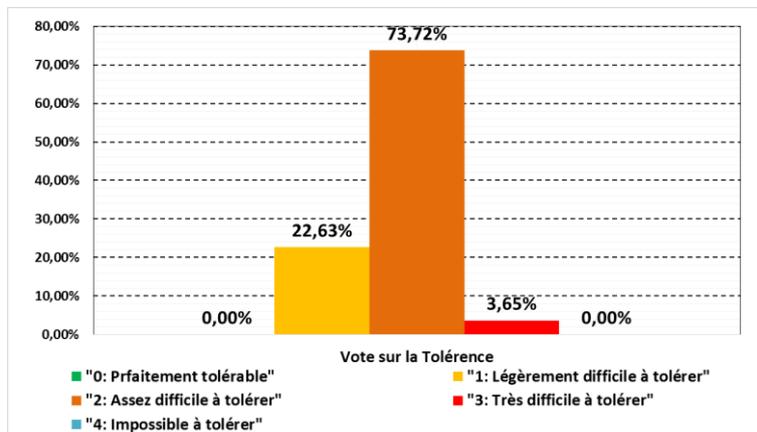
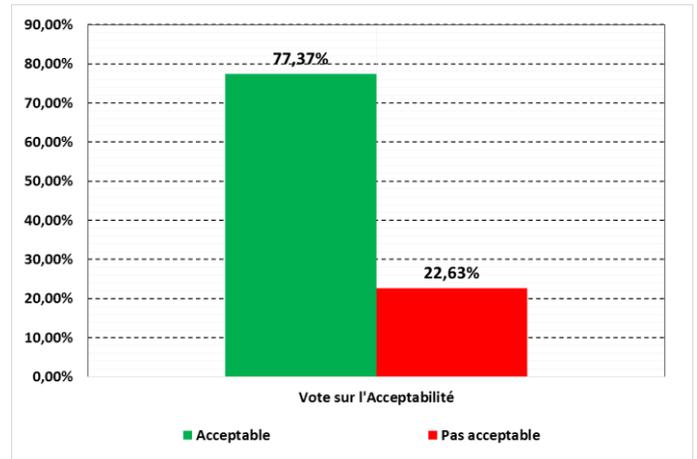
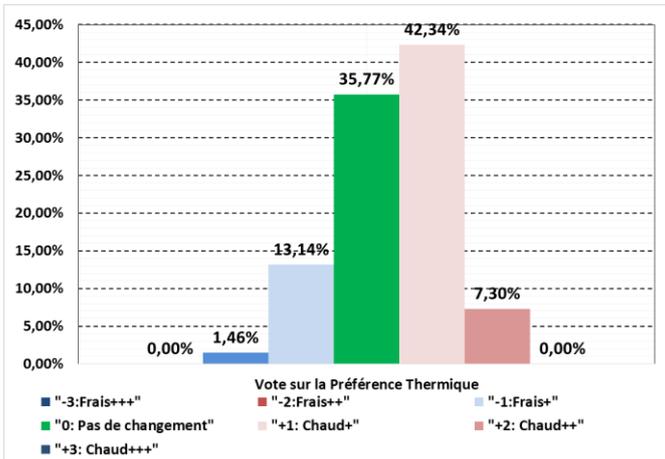
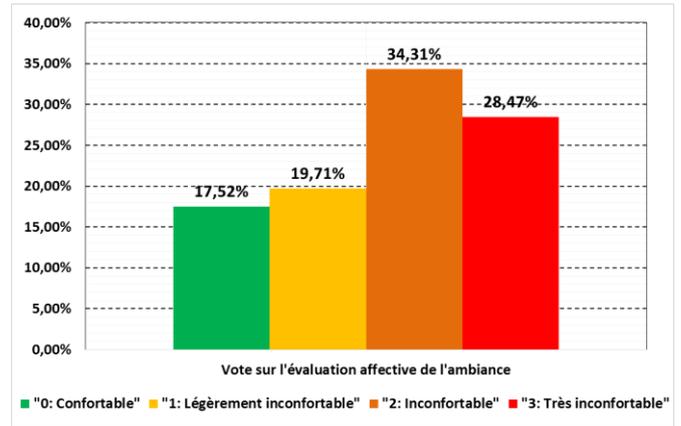
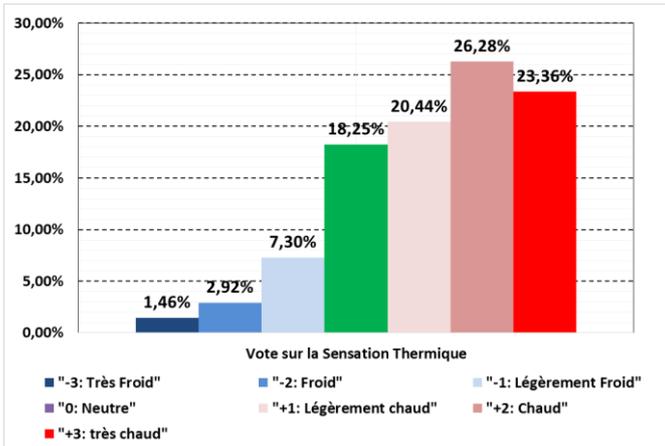


Figure 120: résultats des évaluations subjectives lors de la deuxième campagne à l'ESIEE selon la norme ISO 10551

### III.3.4. Synthèse des résultats, discussions et conclusions

Ce sous chapitre a été consacré à l'analyse du confort thermique sous différents types et stratégies de ventilation. Les analyses ont ainsi été effectuées sur la base de résultats de six campagnes expérimentales, réparties sur trois bâtiments (ESTP Paris à Cachan en Ile de France ; ESIEE à Noisy le champ en Ile de France et ENSAM à Lille en région Nord). Le choix des cas d'études a été motivé par la typologie du bâtiment (neuf, rénové, existant) nous permettant de couvrir toutes les catégories de confort, mais aussi pour le système de ventilation (mécanique, naturelle, mixte). Au total, sur les six campagnes expérimentales entre le 20 janvier 2015 et le 04 avril 2015, 70 jours de mesures ont été effectués et durant lesquels 870 questionnaires ont été remplis par les occupants (770 ont été validés et 100 rejetés pour incohérence).

L'analyse des paramètres physiques d'ambiance a soulevé un bon nombre d'incohérences tant sur les valeurs mesurées que sur l'évolution temporelle.

A l'ESTP, la température opérative a été en moyenne de l'ordre de 21°C lors de la première campagne et 19,5°C lors de la deuxième campagne. Cet écart s'explique par le passage en stratégies de ventilation naturelles lors de la deuxième campagne. En revanche, on constate la présence d'une large plage de températures opératives allant de 14,60°C à 26,74°C pour la première campagne et de 14,04°C à 25,36°C lors de la deuxième campagne. Si la deuxième campagne inclut des stratégies de ventilation naturelles qui excluent le contrôle de la surchauffe, des températures de l'ordre de 26°C attestent le dysfonctionnement du système de chauffage tant d'un point de vue confort thermique que d'un point de vue énergétique. Il en est de même pour la première campagne où le système complètement mécanique présente des failles avec la présence de surchauffes. D'autre part, d'importants écarts ont été constatés entre les températures moyennes radiantes et les températures de l'air. En moyenne, l'écart est de l'ordre de 3°C et atteint pour des valeurs maximales 6°C.

Autre problème soulevé, la fluctuation des conditions climatiques à l'intérieur du local. La première campagne sous stratégie de ventilation mécanique présente de fortes fluctuations de température opérative avec plus de 9% des valeurs présentant des dérives de température au-dessus de 2°C/h. Ce cas de figure présente une problématique dans l'évaluation du confort thermique puisqu'il n'est conforme à aucune norme ni protocole en vigueur. Pour rappel, l'évaluation du confort thermique en local chauffé et sous ventilation mécanique en hiver est censée être évaluée suivant l'approche statique. Or, ici l'approche statique est inutilisable de par la présence de fortes fluctuations de températures opératives. D'autre part, les normes EN15251 et ASHRAE 55 ne prévoient pas non plus de protocole pour ce type de situation puisque l'approche adaptative proposée par ces normes est valable uniquement en ventilation naturelle et pour des conditions estivales. Ce point, devrait être pris en compte dans les normes ISO 7730 et EN 15251.

A l'ENSAM où le bâtiment est naturellement ventilé, les températures opératives mesurées sont moins élevées avec en moyenne 18,49°C lors de la première campagne et 18,50°C lors de la deuxième campagne. On constate également la présence de phénomène de parois froides avec des écarts entre la température de l'air et la température moyenne radiante allant de 2,5°C à 10°C. Les températures mesurées sont assez faibles en comparaison avec celles mesurées à l'ESTP, ce qui est logique au regard de la zone climatique et de la typologie du bâtiment. Toutefois, les températures restent très basses pour une salle informatique avec d'importantes charges internes. Comme pour les campagnes à l'ESTP, on constate la présence

d'importantes fluctuations avec en moyenne 8% des valeurs qui dépassent les 2°C/h de dérive pour la première campagne et 6,6% pour la deuxième campagne. A noter également que les dérives de température opérative enregistrées vont de 0,01 °C/h jusqu'à 4,04 °C/h.

D'un point de vue normatif, des incohérences ont aussi été soulevés dans ce cas puisque les normes préconisent l'utilisation de l'approche adaptative pour les bâtiments naturellement ventilés en été et en hiver pour des températures extérieures qui ne dépassent pas les 10 °C.

A l'ESIEE où le bâtiment est mécaniquement ventilé (avec possibilité d'ouverture de fenêtres), les températures opératives mesurées lors de la campagne hivernale sont relativement élevées avec en moyenne 22,96 °C et des valeurs allant de 18,64 °C à 26,29 °C. Lors de la deuxième campagne en mi saison, les températures opératives sont en moyenne plus élevées avec 23,67 °C et une plage plus large allant de 16,25 °C pour les températures minimales jusqu'à 28,29 °C pour les températures maximales. Ces résultats attestent le dysfonctionnement du système de régulation avec notamment d'importantes surchauffes en mi saison et en hiver. Concernant les effets de parois froides, on constate une bonne homogénéité et de faibles écarts entre les températures de l'air et les températures moyennes radiantés. L'écart est estimé en moyenne à une valeur de 0,3 °C. Concernant l'évolution temporelle des conditions climatiques, on constate d'importantes fluctuations tant sur les températures de l'air que sur les températures moyennes radiantés. Ce qui implique d'importantes dérives de température opérative. Ainsi, lors de la campagne hivernale, plus de 33 % des valeurs dépassent les 2°C/h de dérive de température, remettant ainsi en cause l'hypothèse de confort statique en hiver, sous des conditions de chauffage. Les dérives de température opératives enregistrées sont en moyenne de l'ordre de 1,82 °C/h avec des valeurs allant de 0,12 °C/h pour les faibles dérives jusqu'à 6,21°C/h pour les dérives les plus importantes. Lors de la deuxième campagne effectuée en mi saison, on constate des dérives moins fréquentes avec 14,89 % des valeurs dépassant le seuil de 2°C/h. L'intensité des dérive est en revanche la même puisqu'elle oscille entre 0,11 °C/h jusqu'à 6,12 °C/h et une moyenne de 1,1°C/h.

Encore plus que pour les campagnes réalisées à l'ESTP et à l'ENSAM, les deux campagnes de l'EISEE présentent de fortes incohérences sur le choix de la méthode d'évaluation. En effet, aucune norme ne serait compatible : i) incompatibilité de l'ISO 7730 à cause d'importantes dérives de températures, ce qui remet en cause la validité de l'indice PMV ; ii) incompatibilité de l'approche adaptative à cause des valeurs approximatives fournies par l'EN15251 pour des températures extérieures inférieures à 10 °C. De plus, l'application de l'approche adaptative requiert la présence d'un système de ventilation naturelle, ce qui n'est pas le cas dans le bâtiment de l'ESIEE.

L'évaluation du confort thermique objectif a été effectuée en utilisant les deux approches du confort thermique : i) selon la norme ISO 7730 pour l'approche statique en utilisant le PMV comme indice et en se basant sur la méthode A pour l'estimation à long terme des heures de confort par catégories ; II) selon la norme EN 15251 et les algorithmes du projet SCAT pour l'approche adaptative ainsi que la méthode A pour le confort à long terme en exprimant les heures de confort sur les différentes catégories. Le tableau 57 présente un récapitulatif des résultats des six campagnes.

La première campagne effectuée à l'ESTP, comme prédit lors de l'analyse des paramètres physiques, on constate des différences significatives entre les deux approches. Sur la catégorie IV qui correspondrait à de l'inconfort pour le bâtiment, l'approche statique prédit un inconfort

de 9,92 % tandis que l'approche adaptative prédit 18,10%. Cet écart constaté indique donc un écart sur l'estimation du confort thermique sur une ventilation mécanique entre les deux approches statique et adaptative. Les valeurs de PMV oscillent dans une plage de valeurs très large allant de -1,37 jusqu'à 0,77 et une moyenne de -0,10. Des résultats qui indiquent la présence de conditions d'inconfort froid ainsi qu'une distribution importante sur la plage de valeurs. Au total, plus de 63 % des PMV sont négatifs, confirmant ainsi la tendance sur l'inconfort froid. Au contraire, les PMV positifs sont seulement présents à 36 %. Concernant les températures opératives mesurées pour l'application de l'approche adaptative, on retrouve les mêmes tendances observées avec l'approche statique avec une large plage de températures allant de 14,60°C à 25,49°C et une moyenne de 21,34°C. Des températures qui confirment la présence de conditions froides puisque la température opérative optimale a été estimée à 22,78 °C avec de très légères oscillations à peine perceptibles allant de 22,70°C à 22,86°C. Il est important de noter que l'écart admissible avec la température optimale est ici estimé à 2°C, 3°C et 4°C respectivement pour les catégories I, II et III. Ainsi, la surestimation des conditions de confort est ici due au dépassement de ces températures d'écart admissibles, de par la présence de températures trop extrêmes et trop éloignées des températures optimales. En revanche, si on estime la température neutre pour un PMV nul, on constate des exigences moins élevées puisque la température de neutralité thermique est de l'ordre de 21,68°C, soit 1°C de moins que la température optimale estimée par l'approche adaptative. En somme toute, on estime que les considérations théoriques sur les approches ne sont pas toujours valables si les limites des approches statiques et adaptatives sont négligées. En effet, ici l'approche adaptative surestime les conditions de confort avec une température de confort trop élevée. L'approche statique est ici plus adaptée dans la prédiction du confort et surestime moins le confort thermique. Pour rappel, les températures de confort estimées depuis les analyses subjectives sont en moyenne de l'ordre de 18,79°C, ce qui confirme la surestimation de l'approche adaptative sur la température optimale. Pour conclure sur ce cas précis, on constate que l'approche statique est la plus adéquate lorsqu'il s'agit de bâtiment mécaniquement ventilé. Contrairement aux considérations théoriques et aux études précédentes sur le confort en ventilation mécanique (figure 37, chapitre 2), l'approche statique est plus précise dans l'estimation du confort thermique que l'approche adaptative.

Lors de la deuxième campagne, plusieurs stratégies de ventilation ont été imposées et évaluées avec également des écarts entre le confort thermique prédit par les deux approches.

La stratégie de ventilation mécanique est la plus performante avec 66,67 % des PMV correspondants aux critères de la catégorie I et 33,33 % correspondant à la catégorie 2. Les résultats des PMV enregistrés sont très symétriques puisque 48 % des valeurs sont négatives contre 48 % de valeurs positives. En moyenne le PMV est de l'ordre de -0,3. Avec l'analyse adaptative préconisée par l'EN 15251, la ventilation reste la plus performante avec 77,78 % des températures opératives qui correspondent aux limites de la catégorie I et 22,22 % à celles de la catégorie II. Les résultats de l'analyse sont similaires à ceux de la norme EN15251 puisque la température moyenne glissante extérieure est supérieure à 10°C. Les algorithmes utilisés sont donc les mêmes. La température neutre qui exprime la température optimale à PMV=0 est ici estimée à 21,67°C. En comparaison avec les températures optimales estimées avec l'approche adaptative, on constate un écart de 1,3°C avec une température optimale de 23°C. Il s'agit des mêmes tendances constatées lors de la première campagne à l'ESTP.

En considérant le bâtiment en catégorie III, la ventilation mono façade est deuxième avec 28,57 % des PMV hors catégorie (catégorie IV). Les PMV sont en moyenne de l'ordre de -0,29 mais présentent des valeurs minimales allant jusqu'à -0,95. Les conditions sont en effet plutôt fraîches avec plus de 80 % de PMV négatifs. 42,86 % des températures mesurées en dehors des limites de la catégorie III en appliquant les algorithmes adaptatifs de l'EN15251 et du projet SCAT. Contrairement aux écarts constatés sur la ventilation mécanique entre les deux approches (11 %), en ventilation naturelle, l'écart est légèrement plus important avec près de 15 % d'écart en faveur de l'approche statique. Les résultats sont ici biaisés puisque les conditions non stationnaires ne permettent pas d'avoir un PMV fiable et donc une analyse comparative fiable. En revanche, il est intéressant de soulever le fait que l'approche statique ne surestime pas le confort dans ces conditions dynamiques hivernales.

La ventilation traversante est la troisième stratégie avec 36,36 % des PMV enregistrés en dehors des limites de la catégorie III et 45,45 % des températures opératives en dehors des limites de la catégorie III. L'écart entre les deux approches est de l'ordre de 9% avec une surestimation du confort de l'approche statique. Les PMV sont de l'ordre de -0,3 en moyenne avec une plage de valeurs allant de -0,95 à 0,46. Des valeurs en faveur d'un climat frais, ce qui se confirme avec plus de 58 % des PMV enregistrés ayant une valeur négative contre 42 % de PMV positifs. Les températures opératives mesurées ont une moyenne de 19,52°C avec des valeurs qui oscillent entre 14,44°C et 25,32°C. En comparant avec les températures optimales estimées avec l'approche adaptative, on constate un inconfort froid important puisque la température optimale de confort est en moyenne de l'ordre de 23°C avec une plage de 3°C admissible correspondant à l'écart accepté en catégorie III (plage de 20°C à 26°C).

Enfin, la stratégie de ventilation mixte présente les résultats les moins performants avec 60 % des PMV en dehors des limites de la catégorie III et plus de 65 % des températures opératives en dehors de la plage correspondante aux limites de températures optimales de la catégorie III en analyse adaptative. Le PMV moyen est de -0,92 avec des valeurs minimales allant jusqu'à -1,52. L'ensemble des PMV enregistrés sont négatifs.

Lors des deux campagnes effectuées à l'ENSAM, on constate les mêmes tendances relevées lors de l'analyse des paramètres physiques, à savoir, des températures relativement éloignées des températures habituelles de confort, la présence de phénomène de parois froides et une forte fluctuation. D'un point de vue normatif, le bâtiment correspondrait à la catégorie III (bâtiment existant). Lors de la première campagne, l'approche statique en suivant la norme ISO 7730 prédit 30,43 % d'inconfort contre 69,57 % avec l'approche adaptative selon la norme EN15251 et 67,39% selon les algorithmes du projet SCAT. Lors de la deuxième campagne l'approche statique prédit 42,22 % d'inconfort contre 97,78 % et 62,22 % respectivement pour les approches adaptatives suivant la norme EN15251 et le projet SCAT.

Ces écarts entre les deux approches indiquent une surestimation des conditions de confort par l'approche adaptative et donc une incohérence puisque l'approche adaptative est décrite comme étant l'approche la moins restrictive en termes de conditions de confort, comparée à l'approche statique. En effet, l'approche statique qui considère l'occupant statique est généralement moins flexible que l'approche adaptative. Ces résultats confirment bien que l'approche adaptative est limitée et contrainte à une utilisation en conditions estivales et dans un bâtiment naturellement ventilé. Or, dans ce cas précis, ni l'approche statique, ni l'approche adaptative ne sont applicables puisqu'il s'agit d'un bâtiment naturellement ventilé, en conditions hivernales. Ce qui empêche l'utilisation de l'approche adaptative à cause de son

inefficacité en conditions hivernales ; et l'utilisation de l'approche statique à cause de la présence de conditions climatiques fluctuantes provoquées par la ventilation naturelle. A noter que les écarts sont moins marqués lors de la deuxième campagne entre l'approche statique et l'approche adaptative en utilisant les algorithmes du projet SCAT. Cela s'explique par la présence d'algorithmes plus précis sur le projet SCAT malgré la faiblesse des données en cette période. Au contraire, en suivant la norme EN15251, la température optimale de confort reste constante pour des températures extérieures inférieures à 10°C. Elle est calculée à partir d'un calcul inverse du PMV en fixant un PMV nul et en fixant les autres paramètres à des valeurs standards. Cette approximation s'avère peu précise comparée à l'algorithme proposé par le projet SCAT.

En analysant les résultats de l'approche statique, on constate la présence de conditions plutôt fraîches lors de la première campagne avec un PMV moyen de -0,65 et une plage oscillant entre -1,67 et 0,02. Ainsi, seuls 2% des PMV enregistrés sont positifs contre 98 % de PMV négatifs, synonyme de conditions fraîches. Lors de la deuxième campagne, le PMV est en moyenne de l'ordre de -0,62. La plage des PMV enregistrés est bordée par une valeur minimale de -1,11 et une valeur maximale de -0,09. Cette deuxième campagne est caractérisée par la présence unique de valeurs de PMV négatives.

En analysant les résultats des approches adaptatives (normative et selon le projet SCAT) lors de la première campagne, on constate des températures opératives de 18,24°C en moyenne et des valeurs qui oscillent entre 13,61°C et 21,19°C. En appliquant l'approche adaptative, la température opérative de confort pour cette période correspond à 22,93 °C, d'où la présence d'un pourcentage d'inconfort important lors de la classification en catégories. Lors de la deuxième campagne, les températures opératives oscillent entre 13,61 °C et 21,19 °C avec une moyenne de 18,24°C. Comme pour la première campagne, les températures opératives mesurées sont bien inférieures à la température optimale qui est de 22,89°C.

Lors de la première campagne effectuée à l'ESIEE en février 2015, l'analyse effectuée selon la théorie statique du confort thermique prédit un inconfort de l'ordre de 7,94 %, ce qui correspond à l'inconfort en dehors des limites de la catégorie III, catégorie correspondante au classement du bâtiment. En utilisant l'approche adaptative, l'inconfort thermique prédit est de l'ordre de 4,26 % en utilisant les algorithmes de la norme EN15251 et 1,59 % en utilisant ceux préconisés par le projet SCAT. Quant à la deuxième campagne, on constate un inconfort de 19,39 % avec la théorie statique contre 8,16 % et 3,06 %, respectivement pour la théorie adaptative selon l'EN15251 et selon le projet SCAT. Contrairement aux campagnes précédentes, l'inconfort thermique prédit par approche statique est supérieur à celui prédit par approche adaptative. Lors de la première campagne, le PMV moyen est de l'ordre de 0,23 avec une plage allant de -0,68 à 0,91. Sur l'ensemble des PMV enregistrés lors de cette première campagne, 71 % sont positifs. Ces résultats attestent la présence de conditions thermique plutôt tièdes. Lors de la deuxième campagne effectuée en avril, les PMV oscillent entre -1,22 et 1,38 avec une moyenne de 0,36, soit un PMV moyen supérieure à celui constaté en première campagne ainsi qu'une plage plus étendue sur les deux pôles chaud et froid. Quant à la tendance des PMV enregistrés, on constate la présence de 83 % de PMV positifs contre seulement 17 % de PMV négatifs.

L'analyse selon l'approche adaptative prédit quant à elle des températures opératives optimales de confort de l'ordre de 22,74°C et 23,71°C respectivement pour la première et la deuxième campagne. Lors de la première campagne, la température opérative oscille entre

18,64°C et 26,29°C pour une moyenne avoisinant la température optimale. Lors de la deuxième campagne, la température opérative oscille entre 16,25°C et 28,29°C.

Tableau 57: récapitulatif des résultats des analyses de confort thermique normatives pour l'ensemble des campagnes effectuées

<i>Approche/Norme</i>	<i>Catégorie I</i>	<i>Catégorie II</i>	<i>Catégorie III</i>	<i>Catégorie IV</i>
<b>ESTP1</b>				
Statique/ISO 7730	24,79	39,67	12,4	9,92
Adaptative/EN 15251	45,71	18,1	17,14	19,05
Adaptative/projet SCAT	49,52	17,14	15,24	18,1
<b>ESTP2 ventilation mécanique</b>				
Statique/ISO 7730	66,67	33,33	0,00	0,00
Adaptative/EN 15251	77,78	22,22	0,00	0,00
Adaptative/projet SCAT	77,78	22,22	0,00	0,00
<b>ESTP2 ventilation naturelle mono façade</b>				
Statique/ISO 7730	9,52	33,33	28,57	28,57
Adaptative/EN 15251	14,29	23,81	19,05	42,86
Adaptative/projet SCAT	14,29	23,81	19,05	42,86
<b>ESTP2 ventilation naturelle traversante</b>				
Statique/ISO 7730	13,64	36,36	13,64	36,36
Adaptative/EN 15251	40,91	0,00	13,64	45,45
Adaptative/projet SCAT	40,91	0,00	13,64	45,45
<b>ESTP2 ventilation mixte</b>				
Statique/ISO 7730	4,00	12,00	24,00	60,00
Adaptative/En 15251	0,00	4,35	30,43	65,22
Adaptative/projet SCAT	0,00	4,35	30,43	65,22
<b>ENSAM 1</b>				
Statique/ISO 7730	6,52	21,74	41,30	30,43
Adaptative/En 15251	2,17	4,35	23,91	69,57
Adaptative/projet SCAT	2,17	4,35	26,09	67,39
<b>ENSAM2</b>				
Statique/ISO 7730	4,44	37,78	15,56	42,22
Adaptative/En 15251	2,22	0	0	97,78
Adaptative/projet SCAT	2,22	13,33	22,22	62,22
<b>ESIEE1</b>				
Statique/ISO 7730	36,51	34,94	20,63	7,94
Adaptative/En 15251	72,34	17,02	6,38	4,26
Adaptative/projet SCAT	73,02	19,05	6,35	1,59
<b>ESIEE2</b>				
Statique/ISO 7730	25	42,86	12,76	19,39
Adaptative/En 15251	71,43	14,29	6,12	8,16
Adaptative/projet SCAT	74,49	14,29	8,16	3,06

Le tableau 58 présente un récapitulatif des résultats des analyses subjectives à travers les enquêtes par questionnaires. Sur l'échelle de sensation thermique, les campagnes effectuées à l'ENSAM présentent le plus de votes en neutralité thermique (vote à 0 sur l'échelle) avec respectivement 29,36 % et 34,44% pour la première et la deuxième campagne ; suivent les campagnes de l'ESTP avec 23,56 % et les deux campagnes effectuées à l'ESIEE avec 20,27 % et 18,25 % respectivement pour la première et la deuxième campagne. Si l'on considère la répartition sur l'ensemble de l'échelle, on constate la même tendance pour les campagnes effectuées à l'ENSAM puisqu'aucun vote n'a été prononcé sur les échelles extrêmes (-3 et +3). En considérant la zone centrale de confort définie par Fanger (-1 à +1), les campagnes effectuées à l'ENSAM présentent respectivement 82,57 % et 91,11 % des votes pour la première et deuxième campagne. La campagne effectuée à l'ESTP arrive en troisième position avec 63,35 % des votes. Enfin, les campagnes effectuées à l'ESIEE présentent respectivement 43,24 % et 45,99 % respectivement pour la première et deuxième campagne. En moyennant les votes sur l'échelle de sensation thermique, les campagnes effectuées à l'ENSAM confirment la tendance de neutralité avec respectivement +0,59 et +0,39. Les occupants lors de la campagne effectuée à l'ESTP ont quant à eux voté en moyenne pour une valeur de +0,77. Enfin, les occupants à l'ESIEE ont voté une moyenne de +1,31 pour la première campagne et +1,26 lors de la deuxième.

Concernant le jugement affectif de l'ambiance thermique de la part des occupants, on constate une légère évolution dans l'ordre des campagnes les plus avantageuses. Ainsi, les occupants à l'ESTP ont jugé à 47,41% l'ambiance confortable et seulement 0,40 % très inconfortable. Les autres occupants ont voté en faveur d'une ambiance légèrement inconfortable (38,65%) et inconfortable (13,55 %). Lors de la première campagne à l'ENSAM, aucun occupant n'a jugé l'ambiance confortable tandis que 13,76 % la jugent très inconfortable. Le reste des votants ont voté en faveur d'une ambiance légèrement inconfortable (20,18 %) ; et inconfortable (66,06 %). La deuxième campagne à l'ENSAM semble plus cohérente avec les votes constatés sur la sensation thermique puisque 45,56 % des occupants jugent l'ambiance confortable contre 38,89 % pour une ambiance légèrement inconfortable et seulement 15,56 % pour une ambiance inconfortable. A noter qu'aucun des votants n'a jugé l'ambiance très inconfortable.

Les campagnes à l'ESIEE confirment les tendances constatées sur la sensation thermique des occupants. Les occupants ayant jugé l'ambiance confortable sont 13,51 % pour la première campagne et 17,52 % lors de la deuxième. Les occupants ayant jugé l'ambiance inconfortable sont en moyenne 36,49 % pour la première campagne et 28,47 % pour la deuxième.

Les votes sur la préférence thermique indiquent la même tendance que pour la sensation thermique avec des préférences plus avantageuses pour les campagnes à l'ENSAM, puis à l'ESTP. Ainsi, ils sont 59,63 % à vouloir garder les mêmes conditions thermiques lors de la première campagne à l'ENSAM contre 54,44 % lors de la deuxième. Lors de la campagne à l'ESTP, ils sont 41,03 % à vouloir maintenir les mêmes conditions thermiques. Enfin, lors des campagnes effectuées à l'ESIEE, 31,08 % pour la première campagne et 35,77 % pour la deuxième souhaitent garder les mêmes conditions thermiques.

Concernant le vote sur l'acceptabilité des conditions thermiques, la plupart des occupants sondés lors de ces campagnes sont en faveur de conditions acceptables. Ainsi 89,06 %, 97,25 %, 100 %, 66,22 % et 77,37 % jugent l'ambiance acceptable, respectivement pour les campagnes effectuées à l'ESTP, à l'ENSAM et à l'ESIEE.

Enfin, concernant le vote sur la tolérance sur les conditions thermique, seuls 0,52 % à l'ESTP jugent l'ambiance impossible à tolérer. A l'ESIEE 6,76 % (1<sup>ère</sup> campagne) et 3,65 % (deuxième campagne) des occupants jugent l'ambiance très difficile à tolérer. Les autres votes sont répartis entre des ambiances assez difficiles à tolérer, légèrement difficiles à tolérer et parfaitement tolérable. Ainsi, 88,07 % et 53,33 % lors des deux campagnes à l'ENSAM à trouver l'ambiance parfaitement tolérable. A l'ESTP, ils sont 34,02 % à trouver l'ambiance parfaitement tolérable. A l'ESIEE, aucun occupant n'a trouvé l'ambiance parfaitement tolérable.

Tableau 58: récapitulatif des résultats des analyses subjectives sur l'ensemble des campagnes effectuées

<i>Evaluations Campagnes</i>	<i>Echelles Votes [%]</i>						
	<b>-3</b>	<b>-2</b>	<b>-1</b>	<b>0</b>	<b>+1</b>	<b>+2</b>	<b>+3</b>
<b>Sensation</b>							
ESTP	0,00	4,19	16,75	23,56	23,04	18,32	14,14
ENSAM 1	0,00	0,00	14,68	29,36	38,53	17,43	0,00
ENSAM 2	0,00	0,00	18,89	34,44	37,78	8,89	0,00
ESIEE 1	1,35	2,70	10,81	20,27	12,16	18,92	33,78
EISEE 2	1,46	2,92	7,30	18,25	20,44	26,28	23,36
<b>Jugement affectif</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	-	-	-
ESTP	47,41	38,65	13,55	0,40	-	-	-
ENSAM 1	0,00	20,18	66,06	13,76	-	-	-
ENSAM 2	45,56	38,89	15,56	0,00	-	-	-
ESIEE 1	13,51	13,51	36,49	36,49	-	-	-
EISEE 2	17,52	19,71	34,31	28,47	-	-	-
<b>Préférence</b>	<b>-3</b>	<b>-2</b>	<b>-1</b>	<b>0</b>	<b>+1</b>	<b>+2</b>	<b>+3</b>
ESTP	1,03	7,69	28,72	41,03	20,00	1,54	0,00
ENSAM 1	0,00	0,00	11,01	59,63	24,77	4,59	0,00
ENSAM 2	0,00	3,33	12,22	54,44	18,89	11,11	0,00
ESIEE 1	0,00	2,70	17,57	31,08	45,95	2,70	0,00
EISEE 2	0,00	1,46	13,14	35,77	42,34	7,30	0,00
<b>Acceptabilité</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	-	-	-	-	-
ESTP	89,06	10,94	-	-	-	-	-
ENSAM 1	97,25	2,75	-	-	-	-	-
ENSAM 2	100,00	0,00	-	-	-	-	-
ESIEE 1	66,22	33,78	-	-	-	-	-
EISEE 2	77,37	22,63	-	-	-	-	-
<b>Tolérance</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	-	-
ESTP	34,02	58,76	6,70	0,00	0,52	-	-
ENSAM 1	88,07	10,09	1,83	0,00	0,00	-	-
ENSAM 2	53,33	42,22	4,44	0,00	0,00	-	-
ESIEE 1	0,00	32,43	60,81	6,76	0,00	-	-
ESIEE 2	0,00	22,63	73,72	3,65	0,00	-	-

Le tableau 59 présente un récapitulatif des analyses croisées entre les évaluations objectives à travers les mesures physiques et les évaluations subjectives de l'ensemble des campagnes menées à l'ESTP, l'ENSAM et l'ESIEE.

De façon générale, on constate un écart important entre les températures neutres prédites par les différents indices objectifs (PMV, PMV clo réel, aPMV) et également entre ces températures neutres et les températures ressenties et préférées, calculées à partir des informations recueillies par questionnaires auprès des occupants. En moyennant sur l'ensemble des campagnes, la température neutre calculée à partir du PMV normalisé (vêtements normalisés) est de 21,64°C contre 22,38°C pour le PMV corrigé avec les vraies valeurs des résistances thermiques des vêtements pour un écart de 0,74°C. Ces écarts soulignent toute l'importance d'une utilisation adéquate de l'indice PMV même dans la détermination des résistances thermiques des vêtements.

On constate également un écart significatif entre le PMV standard normalisé et le PMV adaptatif (avec les vraies valeurs des résistances thermiques des vêtements), notamment sur les stratégies de ventilation naturelle (ENSAM 1 et ENSAM 2). En effet, lors de la première campagne à l'ENSAM, l'écart est de l'ordre de 0,43°C avec une sensation plus froide indiquée par le PMV. Lors de la deuxième campagne, l'écart est encore plus marqué avec environ 2°C de moins pour le PMV. Ces écarts peuvent être interprétés comme un gain de flexibilité en utilisant le aPMV qui présente des températures neutres plus larges que le PMV standard.

Les températures neutres ressenties calculées à partir de l'indice TSV lui-même estimé à partir des questionnaires, sont en moyenne inférieures aux températures neutres indiquées par les indices objectifs de 3°C. Ce qui signifie que la température neutre ressentie est largement en dessous de la température neutre prédite par les indices objectifs, excepté pour la première campagne à l'ESIEE où la température neutre ressentie était supérieure à celles estimées par les indices objectifs. Cela indique une surestimation de la température de confort par les indices objectifs et un besoin de chaleur plus important ressenti par les occupants. Enfin, à part pour la première campagne de l'ESIEE, la température neutre préférée confirme la tendance constatée par la température neutre ressentie. Les températures neutres préférées confirment bien que les occupants sont dans la recherche de conditions plus chaudes avec en moyenne une température préférée de 21°C contre une température neutre ressentie de 19°C.

Tableau 59: récapitulatif des résultats d'analyses subjectives et objectives croisées avec les corrélations entre les indices et les températures opératives et les températures neutres

<i>Campagne/Indice corrélé</i>	<i>ESTP</i>	<i>ENSAM 1</i>	<i>ENSAM 2</i>	<i>ESIEE 1</i>	<i>ESIEE 2</i>
<b>PMV</b>	0,18 T <sub>o</sub> - 3,9361				
<b>T<sub>o</sub> neutre [°C]</b>	<b>21,70</b>	<b>21,31</b>	<b>21,56</b>	<b>21,66</b>	<b>21,95</b>
<b>PMV<sub>clr</sub></b>	0,1814 T <sub>o</sub> -3,9361	0,2166 T <sub>o</sub> - 4,6147	0,2002 T <sub>o</sub> - 4,3156	0,1969 T <sub>o</sub> - 4,2658	0,2191 T <sub>o</sub> - 4,8089
<b>T<sub>o</sub> neutre [°C]</b>	<b>21,24</b>	<b>21,99</b>	<b>23,24</b>	<b>21,98</b>	<b>23,45</b>
<b>aPMV<sub>clr</sub></b>	0,1862 T <sub>o</sub> - 3,9558	0,2446 T <sub>o</sub> - 5,3779	0,1732 T <sub>o</sub> - 4,0247	0,1832 T <sub>o</sub> - 4,0271	0,2522 T <sub>o</sub> - 5,915
<b>T<sub>o</sub> neutre [°C]</b>	<b>21,09</b>	<b>22,32</b>	<b>23,67</b>	<b>23,93</b>	<b>23,27</b>
<b>TSV</b>	0,1811 T <sub>o</sub> - 3,8198	0,1991 T <sub>o</sub> - 4,4431	0,1428 T <sub>o</sub> - 3,3801	0,2771 T <sub>o</sub> - 6,6322	0,2609 T <sub>o</sub> - 6,0709
<b>T<sub>o</sub> neutre [°C]</b>	<b>18,79</b>	<b>16,82</b>	<b>17,52</b>	<b>22,57</b>	<b>19,40</b>
<b>TPV</b>	0,1748 T <sub>o</sub> - 3,2853	0,3712 T <sub>o</sub> - 6,2424	0,2867 T <sub>o</sub> - 5,022	0,5483 T <sub>o</sub> - 12,373	0,3082 T <sub>o</sub> - 5,9793
<b>T<sub>o</sub> neutre [°C]</b>	<b>20,88</b>	<b>19,32</b>	<b>19,80</b>	<b>23,93</b>	<b>21,08</b>



# **Conclusion générale**



L'objectif de cette thèse a été d'étudier les outils pour l'évaluation expérimentale de la ventilation avec comme perspective, l'analyse des techniques, méthodes et protocoles existants pour une utilisation: i) robuste, sous différentes stratégies de ventilation (mécanique, naturelle ou mixte) et ii) concrète, sous des conditions réalistes avec toutes les contraintes imposées lors des études *in situ*.

Pour appréhender ses performances, la ventilation a été abordée au travers de ses fonctions principales (renouvellement et distribution d'air frais) et de sa finalité (garantie de la qualité de l'air et du confort thermique). C'est pourquoi le système de ventilation est ici décrit comme « volume ventilé » et non pas comme équipement CVC (CTA, VMC, etc). D'autre part, cette approche de « volume ventilé » permet de faire abstraction du type de ventilation pour appréhender les stratégies de ventilation naturelle et mixte. Par conséquent, la performance de ventilation a été abordée avec deux approches. D'abord, pour appréhender les fonctions principales de ventilation, les performances directes dites « intrinsèques » ont été abordées en se focalisant sur les taux de ventilation et l'efficacité de ventilation. Ensuite, pour appréhender la finalité de la ventilation, les performances indirectes dites « globales » ont été abordées en se focalisant sur le confort thermique.

La première partie développée dans le premier chapitre a été consacrée à l'étude théorique des performances intrinsèques de ventilation. Cela implique l'étude des différents indices, techniques et protocoles existants pour l'évaluation des taux et efficacité de ventilation. En se basant sur une analyse bibliographique, cette étude nous a permis de :

- i) Compiler et d'étudier différentes définitions et concepts sur les taux de ventilation et l'efficacité de ventilation. Cette analyse bibliographique nous a permis d'étudier la plupart des indices de performance de ventilation existants en littérature pour ensuite de les organiser par catégorie : paramètres de taux de ventilation, paramètres d'efficacité de ventilation et indices d'efficacité de ventilation. Au total, 29 paramètres et indices ont été étudiés dont 7 paramètres pour l'expression des taux de renouvellement d'air ; 4 paramètres d'efficacité de ventilation ; et 18 indices d'efficacité de ventilation. Enfin, l'étude de ces paramètres et indices nous a permis d'analyser leurs limites, notamment dans le cadre d'une utilisation en ventilation naturelle et mixte.
- ii) Analyser les limites des différentes techniques, méthodes et protocoles pour la mesure des taux de ventilation et de paramètres et indices d'efficacité de ventilation. Au total, 16 méthodes de mesure par gaz traceurs ont été étudiées dont 5 basées sur la technique de décroissance, 2 basées sur la technique de concentration constante ; 7 basées sur la technique d'injection constante et 2 basées sur la technique d'injection pulsée.

L'une des principales contributions de cette étude a été l'identification de possibles techniques d'évaluation de l'efficacité de renouvellement d'air en faisant abstraction du type de ventilation, ce qui ouvre des possibilités pour une utilisation en ventilation naturelle et mixte des techniques exclusivement utilisées en ventilation mécanique. Principalement, il s'agit des techniques et méthodes de mesure des âges moyens locaux, des âges moyens du local, des constantes nominales de temps habituellement utilisées en ventilation mécanique avec des mesures localisées en bouche d'extraction. Ces techniques ont été analysées dans la perspective d'une utilisation sans mesure localisée, pour faire abstraction de toute bouche de ventilation permettant ainsi une mesure en ventilation naturelle et mixte. De plus, les techniques de gaz traceur pour la mesure de ces paramètres ont été analysées pour déceler

leurs limites lorsque confrontées à des conditions transitoires, comme c'est souvent le cas en ventilation naturelle et mixte.

La deuxième partie développée dans le second chapitre a été consacrée à l'étude théorique des performances globales de ventilation, en l'occurrence, le confort thermique. Basée sur une analyse bibliographique, cette étude implique l'analyse des méthodes d'évaluation du confort thermique avec comme perspective, l'application des différentes théories, indices et normes dédiés pour l'évaluation *in situ*. En reprenant les bases du confort thermique, cette étude nous a permis de faire un état de l'art sur : i) les différents éléments physiques, physiologiques et psychologiques affectant le confort thermique ; ii) les théories du confort et une revue exhaustive des indices d'évaluation du confort thermique ; et enfin iii) les aspects applicatifs et normatifs des principales théories (statique et adaptative).

L'une des principales contributions de cette étude a été de mettre en exergue les limites des principaux indices/théories de confort thermique lors de leur application dans une évaluation expérimentale *in situ*. Au travers de l'analyse bibliographique menée dans cette étude, nous avons constaté un nombre importants d'études sur le confort thermique avec au total plus de 90 indices d'évaluation, du premier qui date de 1775 jusqu'à aujourd'hui. Ainsi, d'importants efforts ont été consentis pour l'étude du confort thermique sur les aspects physiques, physiologiques, psychologiques. Aujourd'hui, les théories statique (PMV-PPD) et adaptative sont les plus étudiées et développées en recherche ; elles ont d'ailleurs été normalisées avec l'ISO 7730 pour la théorie statique et l'EN 15251 pour la théorie adaptative ainsi que l'ASHRAE 55 qui intègre les deux théories. Ainsi, la marge d'amélioration des indices et théories reste aujourd'hui assez faible. C'est pourquoi les leviers d'amélioration les plus notables se limitent à deux aspects :

- i) Le premier concerne la fiabilité des indices et théories par rapport au confort perçu par les occupants et nécessite l'intervention de plusieurs disciplines autre que l'ingénierie et la physique. Il s'agit alors de réduire l'écart entre l'évaluation subjective (confort perçu par les occupants) et l'évaluation objective (confort mesuré).
- ii) Le deuxième concerne la fiabilité des indices et théories lors de la mise en application en évaluation *in situ*. Les théories du confort et les indices et normes qui en découlent restent robustes d'un point de vue scientifique et technique. Cependant, leur fiabilité pour une utilisation opérationnelle est conditionnée au respect de nombreuses conditions aux limites liées à la nature des conditions climatiques intérieures et extérieures, à la typologie des systèmes de ventilation et à la précision des instruments de mesure. L'application de la théorie statique (indices PMV-PPD) impose la stabilité des conditions climatiques intérieures (peu de fluctuations de températures, humidités et vitesses d'air) ; l'homogénéité des occupants car le PMV prédit le confort d'un groupe de personne et ne prend pas en compte les inters individualités et enfin ; l'utilisation limitée à des bâtiments mécaniquement ventilés où l'occupant n'a pas accès à l'ouverture des fenêtres pour une ventilation naturelle ou mixte. L'application de l'approche adaptative est limitée à une utilisation en période estivale et sur des bâtiments naturellement ventilés où les occupants ont la totale liberté d'ouvrir les fenêtres pour une ventilation naturelle. Les classifications proposées par les différentes normes ne prennent pas en compte les incertitudes liées aux erreurs de mesure et aux erreurs sur les données d'entrée des modèles (métabolismes et résistances thermique des vêtements).

La troisième partie de cette thèse développée dans le troisième et dernier chapitre a été exclusivement consacrée à la mise en pratique des limites soulevées dans les deux études théoriques sur les taux et efficacité de ventilation et le confort thermique respectivement décrits dans le premier et le deuxième chapitre et ce, à travers des études expérimentales *in situ*.

L'étude expérimentale menée sur les taux et indices d'efficacité de ventilation a été menée sur une salle de cours du campus universitaire de l'ESTP. Lors de cette étude, un protocole a été mis en place pour i) la caractérisation du local testé (enveloppe, géométrie, ouvrants), des conditions climatiques intérieures et extérieures ; ii) la mesure des taux de renouvellement d'air ; et en simultanée iii) la mesure des paramètres d'efficacité de ventilation (âges de l'air) et iv) la mesure des indices d'efficacité de renouvellement d'air (local et global). Basés sur la technique de gaz traceurs, 67 tests ont été effectués lors de cette étude expérimentale avec comme principaux objectifs : i) l'analyse et la comparaison des techniques existantes dédiées à la mesure des débits, des paramètres et indices d'efficacité de renouvellement d'air ; ii) le développement, le test et l'analyse d'un indice opérationnel permettant d'évaluer l'efficacité de renouvellement d'air en ventilation naturelle et mixte ; iii) le développement d'un protocole expérimental pour l'évaluation des paramètres et des indices de ventilation sur un bâtiment réel et enfin, iv) la comparaison de 4 stratégies de ventilation sur base des indices développés et testés en fonction des conditions climatiques intérieures et extérieures.

Les principales conclusions de cette étude expérimentale sur les taux et indices d'efficacité de ventilation sont :

i) L'influence de l'utilisation de la technique de décroissance de gaz traceur sur l'incertitude de la mesure du taux de renouvellement de l'air :

D'une part, on distingue une forte influence du temps de mesure sur les incertitudes de mesure des taux de renouvellement d'air. Les normes actuelles préconisent des temps de mesures minimums, sans délimiter les temps de mesure maximums. Or, en théorie, plus le temps de mesure est important, plus l'incertitude est faible. Ce point nécessite des éclaircissements qui permettraient de mieux cadrer les protocoles de mesure et de les rendre plus rapides et moins chronophages.

D'autre part, on distingue une forte influence des concentrations de départ et de fin sur l'incertitude de mesure des taux de renouvellement d'air. Plus la concentration est haute, plus l'incertitude est faible. Or, sur un test de décroissance, le point d'arrêt est souvent fait à faible concentration. Le résultat dépend alors de la qualité des instruments utilisés pour la mesure de la concentration.

Ces tests se limitent donc pour l'utilisation de technologies coûteuses et peu robustes telles que la spectroscopie photo acoustique (utilisée dans le cadre de cette étude). Une utilisation à grande échelle dans le cadre de commissionnement de bâtiments serait freinée par le coût du matériel (relativement élevé) mais surtout par la complexité de l'installation et des tests. En effet, la mise en place de tests de gaz traceur avec des échantillonneurs et des analyseurs à spectroscopie photo acoustique nécessiterait en moyenne une durée de mise en place de 2 h par local ainsi qu'une durée moyenne de 4 h par tests de gaz traceur. La multiplication de tests sur différents locaux devient alors très chronophage. De plus, l'utilisation de ces techniques, requière une attention particulière aux conditions d'essais (températures, pressions stables, systèmes CVC maîtrisés), ce qui n'est pas toujours le cas lors d'une tâche de commissionnement dans le bâtiment.

ii) Les écarts sur les taux de renouvellement avec ou sans gaz traceurs :

En comparant des mesures avec gaz traceurs avec des mesures plus classiques avec un fil chaud et un cône sur bouche de ventilation, on constate des écarts de l'ordre de 50 m<sup>3</sup>/h, en moyenne sur des débits de 300 m<sup>3</sup>/h. En ratio, ces écarts sont en moyenne de l'ordre de 16 % avec des écarts allant d'un minimum de 8 % à 27 %. Ces écarts sont principalement dus aux limites de la technique par fil chaud : faible précision ; hypothèse sur l'écoulement homogène en bouche de ventilation ; influences d'infiltrations/exfiltrations parasites.

iii) L'équivalence des différentes techniques de calcul du taux de renouvellement d'air lors de l'utilisation d'une technique de décroissance de gaz traceur en conditions stationnaire

Les différences entre les méthodes moyennées, linéaires et multipoints sont très peu significatives au vu de l'incertitude de mesure. En effet, pour des essais en ventilation mécanique, les écarts entre la méthode moyennée qui fait abstraction des fluctuations de débit et des méthodes linéaires et non linéaires sont très faibles et du même ordre que les incertitudes de mesure, soit 1 % à 2 %. En revanche, lors de la troisième batterie de tests qui a été effectués en pleine maintenance avec des fluctuations de débit, les écarts sont plus importants et vont de 5 % à 25 %. Ces résultats confirment bien que la méthode moyennée utilisée pour les tests en ventilation naturelle et mixte, est bien la plus adaptée lors de la présence de fluctuations de débit.

iv) L'influence du vent sur l'effet de tirage thermique dans le processus de renouvellement d'air en ventilation mono façade:

En ventilation mono façade, l'influence du vent est positive pour des vitesses du vent inférieures à 3 m/s. Le vent décuple l'effet de tirage thermique en ventilation mono façade. Pour des vitesses supérieures à 3 m/s, le vent a au contraire, une influence négative en réduisant l'effet de tirage thermique.

v) L'influence de l'incertitude du volume lors de la conversion du taux de renouvellement d'air en débit de ventilation :

Une mesure de volume effectif par gaz traceur peut présenter des écarts allant jusqu'à 3,4 % par rapport à un volume géométrique.

vi) L'adaptation d'une méthodologie pour la mesure de l'efficacité de renouvellement d'air en ventilation naturelle et mixte :

La méthode est basée sur une mesure en simultanée de la constante nominale de temps et des âges moyens locaux sans mesure localisée en bouche de ventilation, ce qui permet de calculer l'efficacité de renouvellement d'air en faisant abstraction de cette localisation. Bien que limitée par le fait de donner des résultats moyennés, cette méthode apporte une solution et un nouvel outil pour l'évaluation des performances intrinsèques de la ventilation, notamment lorsqu'il s'agit de ventilation naturelle ou mixte.

Dans la continuité de la première partie de l'étude expérimentale, la deuxième partie a été consacrée au confort thermique comme performance indirecte (globale) de la ventilation avec comme perspective, la mise en application des principales théories, indices et normes et l'analyse des points critiques soulevés dans le deuxième chapitre. C'est pourquoi, le choix s'est porté sur la mise en pratique des normes et techniques d'évaluation du confort thermique en situation réelle, sur des bâtiments occupés, en l'occurrence, des salles de cours en période d'occupation à l'ESTP Paris, à l'ENSAM de Lille et à l'ESIEE Paris. Ces trois salles de cours présentent l'avantage d'offrir un éventail de conditions climatiques, de systèmes CVC (ventilation mécanique, climatisation, ventilation naturelle et mixte). Une méthodologie a alors été mise en place comprenant i) la mesure de paramètres physiques du confort ; ii) le calcul d'indices de confort thermique, principalement basés sur la théorie statique (PMV et ses dérivés) et la théorie adaptative. Les deux théories ont également été appliquées selon les normes internationales correspondantes (ISO 7730, EN 15251, ASHRAE 55) ; et enfin iii) l'évaluation du confort thermique subjectif à travers des enquêtes questionnaires soumises aux étudiants et professeurs, conformément aux exigences de la norme ISO 10551.

Les principales conclusions de cette étude expérimentale sur le confort thermique sont :

i) L'inadéquation des normes actuelles à certaines conditions climatiques :

Ces inadéquations sont principalement dues à la présence de fluctuations de conditions climatiques intérieures, notamment en hiver lorsque les normes préconisent l'utilisation de l'indice PMV-PPD. Or, les indices PMV-PPD sont très peu flexibles et exigent des conditions climatiques stables. Les normes ISO 7730 et ASHRAE 55 préconisent une dérive de température qui ne dépasse pas 2°C/h. D'autre part, l'utilisation de l'approche adaptative est également erronée puisqu'elle est recommandée en été uniquement, sous des conditions estivales. La norme EN15251 préconise une utilisation pour une température extérieure ne dépassant pas les 10 °C. Si l'ensemble des conditions climatiques ne sont pas hors normes, des écarts ont été constatés : à l'ESTP, plus de 9 % des dérives dépassent les 2 °C/h avec des écarts allant jusqu'à 12 °C en température opérative sur la durée d'une campagne hivernale ; à l'ENSAM environ 8 % des dérives dépassent les 2°C/h exigés pour la validité de la norme. Des dérives qui atteignent 4°C/h en période hivernale censée être évaluée avec le PMV, un indice dit « statique » et non applicable en cas de dérive dépassant les 2°C/h ; enfin, à l'ESIEE, les dérives sont atteintes à 33% du temps. Dans ce cas, l'utilisation de l'approche adaptative, moins contraignante sur les fluctuations de température est également limitée à cause de la température extérieure (en dessous de 10°C) et du système de ventilation.

ii) L'inadéquation des normes à certaines installations CVC :

Si l'approche statique (PMV) ne fixe pas d'exigences sur le système CVC, son application reste inadaptée pour des bâtiments non climatisés (chapitre 2). En revanche, l'approche adaptative est beaucoup plus contraignante puisqu'elle est applicable uniquement pour un bâtiment naturellement ventilé où les occupants auraient accès à l'ouverture des fenêtres. Ces limites ont été atteintes lors des campagnes effectuées puisqu'à l'ESTP et à l'ESIEE, le bâtiment était mécaniquement ventilé.

iii) Les écarts constatés entre les normes :

Les inadéquations constatées et précisées ci-dessus ont été confirmées lors de l'analyse normative. D'importants écarts ont été constatés entre les résultats de l'approche statique et l'approche adaptative. A l'ESTP lors de la première campagne sous une ventilation mécanique, l'approche statique présente 24 % des conditions en catégorie I contre plus de 45

% pour l'approche adaptative. Il en est de même pour la campagne hivernale effectuée à l'ESIEE où l'approche statique conclue sur 36 % de conditions en catégorie I contre 72 % avec l'approche adaptative. Ces écarts sont principalement dus à la non-prise en compte des facteurs cités dans les points (i) et (ii) sur l'influence des conditions climatiques et de la typologie des systèmes CVC sur la validité des normes.

iv) Les écarts entre les indices et théories objectives et le confort thermique subjectif, ressenti et exprimé par les occupants :

A travers le calcul de températures de neutralité (pour un PMV nul) et optimales (approche adaptative), les écarts ont été estimés avec les températures de confort ressenties par les occupants (à partir du vote des occupants sur la sensation thermique). Les écarts sont en moyenne de l'ordre de 3°C en faveur des indices objectifs.

v) La forte influence de la qualité de la métrologie sur les résultats de l'évaluation du confort thermique :

Ce point est sans doute celui qui remet en cause le plus l'utilisation des normes actuelles. Les normes pour l'évaluation du confort thermique préconisent l'utilisation de matériel de mesure précis conforme à la classe ASHRAE I ou ASHRAE II et conforme aux préconisations de la norme ISO 7726. En respectant les incertitudes préconisées sur chaque paramètre physique, on constate des écarts sur les résultats des deux approches, notamment lorsqu'il s'agit de classer en catégories (I, II, III et IV pour l'EN 15251 et A, B et C pour l'ISO 7730). Sur l'approche statique, des écarts de 0,15 ont été constatés sur le PMV. Ces écarts peuvent changer la classification d'un bâtiment puisque les normes ne prévoient pas de marge d'erreur. A titre d'exemple, un PMV de 0,1 pourrait être classé entre la catégorie I et II délimitées par une valeur de 0,2 d'écart. En fonction de l'interprétation, ces résultats peuvent être à la fois en catégorie I et II ; il en est de même pour l'approche adaptative qui est directement liée à l'incertitude sur la mesure de la température opérative. L'incertitude dans ce cas est de l'ordre de 0,22°C. Une incertitude moins contraignante que sur l'approche statique mais qui reste tout de même influente dans certains cas, aux limites entre les catégories. Enfin, une comparaison a été effectuée entre une station climatique conforme à l'ISO 7726 et des enregistreurs plus communément utilisés avec des hypothèses sur la température moyenne radiante et la vitesse de l'air qui nécessitent du matériel plus précis. En valeurs absolues (sans l'incertitude), on constate des écarts relativement faibles avec des conséquences de 0,5 % à 10 % sur les catégories de confort pour l'approche statique et de 0,5 % à 12,2 % pour l'approche adaptative. Si l'utilisation d'une station précise ASHRAE classe II peut induire en erreur entre deux catégories à la limite, l'utilisation d'un datalogger de classe ASHRAE III remettrait en cause plus de deux catégories. Avec une incertitude de 0,2 sur le PMV et de 1°C sur la température opérative, l'utilisation de ce type de capteurs remet en cause la classification actuelle qui devient erronée à cause de plages d'incertitude trop larges.

## Perspectives

Les études menées dans le cadre de cette thèse ont permis d'appréhender l'évaluation expérimentale des performances de ventilation avec une vision opérationnelle, en vue d'améliorer les outils existant (techniques, protocoles, normes) et de fournir de nouveaux outils pour le commissionnement dans le bâtiment. De nombreuses questions restent ouvertes d'un point de vue technique, normatif, pratique, mais aussi d'un point de vue développement dans le bâtiment.

Concernant l'efficacité de ventilation :

- i) L'efficacité de dépollution reste aujourd'hui exclusivement valable pour la ventilation mécanique. Le développement de méthodes pour la ventilation naturelle permettrait de mieux appréhender la ventilation naturelle et sa capacité à dépolluer les espaces intérieurs. Plus généralement, le développement de nouveaux indices et techniques pour l'évaluation de la ventilation naturelle est aujourd'hui primordial pour promouvoir l'intégration stratégies de ventilation naturelle. Le manque d'outils d'évaluation est l'une des causes principales qui poussent les concepteurs à se tourner vers la ventilation mécanique.
- ii) L'efficacité de renouvellement a été étudiée de façon expérimentale dans le cadre de cette thèse. Une méthodologie opérationnelle a été proposée et testée avec 67 tests de gaz traceurs. Une analyse numérique de la problématique permettrait d'étudier cette méthode avec plus de conditions aux limites, ce qui n'est pas possible expérimentalement au vu du nombre de tests à effectuer pour couvrir l'ensemble des conditions aux limites de température, vitesses et directions du vent. Ainsi, une évolution des normes sur l'efficacité de renouvellement d'air pourrait être envisagée pour intégrer des méthodes en ventilation naturelle.
- iii) Les techniques de gaz traceur restent aujourd'hui les plus précises pour l'évaluation de l'efficacité de ventilation. En revanche, elles sont très peu robustes et nécessite le déploiement de moyens importants. Il serait très utile d'envisager de nouvelles techniques de mesure plus simples à la mise en œuvre, plus robustes, et surtout moins chères.
- iv) L'efficacité de ventilation naturelle a été étudiée sur un local. Il serait intéressant d'appréhender la problématique à l'échelle d'un bâtiment complet.

Concernant le confort thermique :

- i) Les normes actuelles méritent d'être révisées afin d'intégrer les limites décelées dans cette présente thèse, notamment sur les conditions d'utilisation des théories du confort et sur l'intégration de marges d'erreurs dans les classifications proposées actuellement.
- ii) De nouveaux développements doivent être faits afin de couvrir les lacunes des normes actuelles en termes de systèmes CVC et de conditions climatiques. Il est indispensable de fournir des compléments pour l'évaluation du confort thermique en ventilation mixte, en ventilation naturelle en hiver et en ventilation mécanique lorsque les conditions sont trop fluctuantes pour l'application de la théorie statique.
- iii) Le confort thermique est très lié à l'aspect perceptif de l'occupant. Ce qui requiert des études pluridisciplinaires intégrant physique, statistiques et sociologies. Cela permettrait d'appréhender de manière plus précise les écarts entre les indices d'évaluation objectifs et la perception subjective du confort par l'occupant.

Les techniques et méthodes d'évaluation de la ventilation doivent s'orienter vers une vision pratique pour une utilisation concrète dans le processus de commissionnement dans le bâtiment. Aujourd'hui, au-delà de la vérification du fonctionnement des équipements et de la régulation, le commissionnement de la ventilation pour le confort thermique et la qualité de l'air se limite à des mesures de débits de ventilation sur bouche avec des fils chauds. L'intégration de nouvelles méthodes provenant de la recherche permettrait d'optimiser l'utilisation de la ventilation. Il est cependant nécessaire de démocratiser les études menées en recherches et surtout d'exploiter les travaux existant en les adaptant pour une utilisation opérationnelle.

Enfin, la performance de la ventilation, telle qu'abordée ici, doit permettre d'améliorer la qualité de l'air dans le bâtiment. Aujourd'hui, la qualité de l'air est abordée dans le bâtiment à travers des mesures de polluants et des comparaisons aux valeurs limites imposées par l'OMS ou les différents guides sur la QAI. Or, pour améliorer la qualité de l'air dans le bâtiment, les efforts doivent être consentis sur la qualité de la ventilation, sujet abordé dans cette thèse ; et sur la réduction des sources de pollution provenant de l'extérieur (qualité de l'air extérieur et filtration) et provenant des matériaux à l'intérieur (sélection rigide des matériaux de construction et de meubles). La mesure des polluants doit servir de vérification sanitaire et non pas d'étude de qualité de l'air dans le bâtiment.





# **Références**

## Références Chapitre I :

- [1] Fracastoro G V., Perino M., “Sul significato e la misura di alcuni indici di ventilazione”. CDA n°11 Novembre 1995.
- [2] Liddament M W. & Air Infiltration and Ventilation Centre & IEA Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme Annex V Air Infiltration and Ventilation Centre, “A guide to energy efficient ventilation”. Air Infiltration and Ventilation Centre, Coventry, England, 1996.
- [3] Persily A., “Challenges in Developing Ventilation and Indoor Air Quality Standards: The Story of ASHRAE Standard 62”. Building and Environment, Volume 91, September 2015, Pages 61-69.
- [4] Stanke D., Hedrick R L., Alevantis L E., Apte M G., Bellenger L G., Bixby D C., Conover D R., et al., “ASHRAE STANDARD Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality”. Health Care 2007: 1–4.
- [5] Tham K W., “Is ventilation necessary and sufficient for acceptable indoor air quality?”. Proceedings of the 36<sup>th</sup> AIVC conference, Madrid, 2015.
- [6] Norme NF EN 15242 : ventilation des bâtiments - Méthodes de calcul pour la détermination des débits d'air dans les bâtiments y compris les infiltrations, 2007.
- [7] Etheridge D., “Natural ventilation of buildings, theory, measurement and design”. Wiley-Blackwell (4 novembre 2011), ISBN-10: 047066035X, ISBN-13: 978-047066035.
- [8] Riffat S B. & Building Technology Group, “Estimation of Zone Effective-Volume Using Tracer-Gas Techniques”. Applied Energy, Volume 45, Issue 4, 1993, Pages 327-334.
- [9] Awbi H., “Ventilation systems: design and performance”. Taylor & Francis, ISBN-13: 978-0419217008, ISBN-10: 1420066501, 2007.
- [10] Mundt E., Mathisen H M., V Nielsen P., Moser A., “RHEHVA GUIDEBOOK 2: Ventilation Effectiveness”. REHVA, ISBN: 2-9600468-0-3, 2004.
- [11] Federspiel C., “Air-Change Effectiveness : Theory and Calculation”. Indoor air, volume 9, Issue 1, March 1999, Pages 47–56.
- [12] Fisk W J., Faulkner D., Sullivan D., Bauman F., “Air Change Effectiveness and Pollutant Removal Efficiency during Adverse Mixing Conditions.” Indoor Air 7 (1): 55–63, 1997.
- [13] Sutcliffe H., “Technical Note AIVC 28: A Guide to Air Change Efficiency” . AIC-TN28-90, ISSN: 0946075433, 1990.
- [14] Koffi J K., “Analyse multicritères des stratégies de ventilation en maisons individuelles”. Thèse de doctorat, Université Laroche, Ecole doctorale Sciences pour l’Environnement et le Développement Durable (SEDD), Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB), Laboratoire d’Étude des Phénomènes de Transfert et de l’Instantanéité : Agro-industrie et Bâtiment (LEPTIAB), 2009.
- [15] Persily A K., Dols W S., “Field Measurements of Ventilation and Ventilation Effectiveness in an Office/library Building”. Indoor Air 1 (3): 229–46, 1989.
- [16] Sandberg M., Sjoberg M., “The Use of Moments for Assessing Air Quality in Ventilated Rooms”. Building and Environment 18 (4): 181–97, 1983.
- [17] Sandberg M., “What Is Ventilation Efficiency?”. Building and Environment 16 (2): 123–35, 1981.

- [18] Janssen J E., “Ventilation Stratification and Air Mixing”. Proceedings of 3<sup>rd</sup> International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Vol. 5, pp. 43–48, 1984.
- [19] Roulet C A., Foradini F., Cretton P., Schorp M., “Measurement of ventilation efficiency in a retrofitted conference room”. Proceedings EPIC’98 conference, Vol 2, p 498-503, Lyon, 1998.
- [20] Guangyu C., Awbi H., Yao R., Fan Y., Sirén K., Kosonen R., Zhang J., “A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings”. Building and Environment 73:171-186, March 2014.
- [21] Kato S., Murakami S., “New ventilation efficiency scales based on spatial distribution of contaminant concentration aided by numerical simulation”. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers ASHRAE Trans, pp. 09e330, 1988.
- [22] Collignan B., Flori J.-P., Kirchner S., “Experimental study on the impact of ventilation parameters on pollutants transfer from outdoor air into a dwelling. Market opportunities for advanced ventilation technologies”. Proceedings of 22<sup>nd</sup> AIVC Conference, Bath, 2001.
- [23] Akoua J.-J., ”Appréciation de l’efficacité de la ventilation pour l’étude de la qualité de l’air intérieur”. Thèse de doctorat, Université de La Rochelle – CSTB Marne-la-Vallée, 187 p, 2004.
- [24] Sherman M H., “Tracer-Gas Techniques for Measuring Ventilation in a Single Zone”. Building and Environment 25 (4): 365–74, 1990.
- [25] Roulet C A., Vandaele L. & Air Infiltration and Ventilation Centre & IEA Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme Annex V Air Infiltration and Ventilation Centre, “Technical note AIVC 34: airflow patterns within buildings measurement techniques”. AIVC, IEA, 1991.
- [26] Norme EN NF ISO 12569 : Performance thermique des bâtiments et des matériaux -- Détermination du débit d'air spécifique dans les bâtiments -- Méthode de dilution de gaz traceurs, 2012.
- [27] McWilliams J., “Review of Airflow Measurement Techniques”. Energy Performance of Buildings Group Environmental Energy Technologies Division Lawrence Berkeley National Laboratory Berkeley ,2002.
- [28] Laussmann D., Helm D., “Air Change Measurements Using Tracer Gases”. INTECH, Environmental Sciences, Chemistry, Emission Control, Radioactive Pollution and Indoor Air Quality, book edited by Nicolas Mazzeo, ISBN 978-953-307-316-3, 2011.
- [29] Norme Astm E 741: Standard Test Method for Determining Air Change in a Single Zone by Means of a Tracer Gas Dilution, 2007.
- [30] Norme VDI 4300: Messen von Innenraumluftverunreinigungen. Bestimmung der Luftwechselzahl in Innenräumen. In: VDI/DIN-Handbuch Reinhaltung der Luft Band 5, Kommission Reinhaltung der Luft (KRdL) im VDI und DIN – Normenausschuß (Ed.), Beuth-Verlag, ICS: 13.040.01, Berlin.
- [31] Norme EN NF ISO 16000-8: Air intérieur -- Partie 8: Détermination des âges moyens locaux de l'air dans des bâtiments pour caractériser les conditions de ventilation, 2007.
- [32] Norme ASHRAE 129: Measuring Air Change Effectiveness, 2002.
- [33] Hwataik H., “Ventilation Effectiveness Measurements Using Tracer Gas Technique”. Fluid Dynamics, Computational Modeling and Applications, 41–66, 2012.

## Références chapitre II :

- [1] Montenegro E E., “Impact de la configuration des bâtiments scolaires sur leur performance lumineuse, thermique et énergétique “. Thèse de doctorat université de Laval, 2001.
- [2] Norme ASHRAE 55 : Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, 2004.
- [3] Cantin R. et al., “Complexité du confort thermique dans les bâtiments”. In actes du 6<sup>ème</sup> congrès européen de sciences des systèmes, Paris 19-22 septembre 2005.
- [4] Hensen J L M., “On the thermal interaction of building structure and heating and ventilating system”. PhD thesis, Technische Universiteit Eindhoven, 1991.
- [5] Nicol J F., “Thermal comfort – a handbook for field studies toward an adaptive model”. London: University of East London, 1993.
- [6] Moujalled B., “Modélisation Dynamique Du Confort Thermique Dans Les Bâtiments Naturellement Ventilés,” Thèse de doctorat INSA Lyon, Laboratoire des Sciences de l’Habitat de l’Ecole Nationale des Tavaux Publics de l’Etat, Département Génie Civil et Bâtiment (DGCB), URA CNRS 1652, p 329, 2007.
- [7] Chapter 8: Thermal Comfort, In: ASHRAE handbook of fundamentals, SI Edition. Atlanta: ASHRAE, p. 8.1-8.28, 1997.
- [8] Corgnati S P., Da Silva M G., “REHVA Guidebook 14: Indoor Climate Quality Assessment”. REHVA, 2011.
- [9] Djongyang N., Tchinda R., Njomo D., “Thermal comfort: A review paper”. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 (2010) 2626–2640.
- [10] Candas V., Techniques de l’Ingénieur, traité Génie énergétique, Doc. BE 9 085, 2000.
- [11] Auliciems A., Szololay S V., “Thermal comfort”. Passive and low energy architecture international design tools and techniques second edition, 2007.
- [12] Norme NF EN ISO 8996: Ergonomie de l’environnement thermique - Détermination du métabolisme énergétique, 2005.
- [13] Zingano B W., “A discussion on thermal comfort with reference to bath water temperature to deduce a midpoint of the thermal comfort temperature zone”. Renewable Energy 2001;23:41–7.
- [14] Luo M., Zhou X., Zhu Y., Sundell J., “Revisiting an overlooked parameter in thermal comfort studies, the metabolic rate”. Energy and Buildings, Volume 118, 15 April 2016, Pages 152-159.
- [15] Havenith G., Holmér I., Parsons K., “Personal factors in thermal comfort assessment: clothing properties and metabolic heat production”. Energy and Buildings, Volume 34, Issue 6, July 2002, Pages 581-591.
- [16] Norme NF EN ISO 9920: Ergonomie des ambiances thermiques - Détermination de l’isolement thermique et de la résistance à l’évaporation d’une tenue vestimentaire, 2009.
- [17] Havenith G., Holmér I., Den hartog E A., Parsons K., “Clothing evaporative resistance-proposal for improved representation in standards and models”. Ann. occup. Hyg., Vol. 43, No. 5, pp. 339-346, 1999.

- [18] Holmér I., Nilsson H., ] Havenith G., Parsons K., “Clothing Convective Heat Exchange Proposal for Improved Prediction in Standards and Models”. *Ann. occup. Hyg.*, Vol. 43, No. 5, pp. 329-337, 1999.
- [19] 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.
- [20] Norme NF EN ISO 7726: Ergonomie des ambiances thermiques - Appareils de mesure des grandeurs physiques, 2001.
- [21] Beshir M Y., Ramsey J D., “Heat stress indices: a review paper”. *International Journal of Industrial Ergonomics* 1988;3:89–102.
- [22] Hensel H., “Thermo reception and temperature regulation”. In: *Monographs of the physiological society* 38. London: Academic Press; 1981.
- [23] Fanger P.O. “Calculation of thermal comfort: Introduction of a basic comfort equation”. *ASHRAE Transactions* 73(2):III.4.1, 1967.
- [24] Thellier F., “Modélisation Du Comportement Thermique de L’ Homme et de Son Habitat. Une Approche de L’étude Du Confort Thermique. Thèse de doctorat, Université Paul Sabatier-Toulouse III, 1989.
- [25] de Dear R., Brager G S., “Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference.” *ASHRAE Transactions* 104 (Part 1): 1–18, 1998.
- [26] Norme NF EN ISO 10551: ergonomie des ambiances thermiques-Evaluation de l’influence des ambiances thermiques à l’aide d’échelles de jugements subjectifs, 2001.
- [27] Brager, G S., Fountain M., Benton C C., Arens E A., Bauman F S., “A comparison of methods for assessing thermal sensation and acceptability in the field.”. In *Thermal Comfort: Past, Present and Future*. Eds: Oseland, N.A.; and Humphreys, M.A, 1994.
- [28] Nicol F., “A survey of thermal comfort in Pakistan: toward new indoor temperature standards”. *School of Architecture, Oxford Brookes Univ.*, 1994 - 104 pages.
- [29] Piot-Ziegler C., Gerber P., “Perspectives psychologiques de la surchauffe estivale, résultats d’un questionnaire d’enquête d’entretiens qualitatifs et d’un focus groupe”. Etude réalisée dans le cadre du projet FNS no 405440-107126 EEDACS – Explosion of Energy Demand for Air Cooling in Summer PNR 54 - Sustainable Development of the Built Environment, 2008.
- [30] Nicol J F., Humphreys M A., “Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings”. *Energy and Buildings*, Volume 34, Issue 6, July 2002, Pages 563-572.
- [31] de Dear R .J., Leow K G., Foo S C., ”Thermal comfort in the humid tropics: Field experiments in air conditioned and naturally ventilated buildings in Singapore”. *International Journal of Biometeorology*, Vol. 34, pp.259-265, 1991.
- [32] Auliciems A., “Towards a psychophysiological model of thermal perception”. *Int J Biometeorology*, Vol .25, pp.109-122, 1981.
- [33] Nicol J F., “Thermal comfort – a handbook for field studies toward an adaptive model”. London: University of East London, 1993.

- [34] Raw G J., Oseland N A., “Why another thermal comfort conference?”. In: Thermal comfort: past, present and future. The Building Research Establishment: Garston;1994.p.1–10.
- [35] Taleghani M., Tenpierik M., Kurvers S., Dobbelsteen A., “A review into thermal comfort in buildings”. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 26, October 2013, Pages 201-215.
- [36] Carlucci S., Pagliano L., “A review of indices for the long-term evaluation of the general thermal comfort conditions in buildings”. Energy and Buildings 53 (2012) 194–205.
- [37] Blagden C., “Experiments and observations in a heated room”. Philosophical Transactions of the Royal Society 1775:111–2365 1775:111–23.
- [38] Hill B H., Sequeira J H., “The effect of venous pressure on the pulse”. The Journal of Physiology 1897,17(21):147–59.
- [39] Hill B H.,Griffith O W., Flack M., “The measurement of the rate of heat-loss at body temperature by convection, radiation, and evaporation”. Philosophical Transactions Research Society London B1916;207:183–220.
- [40] Fanger P O., “Thermal comfort, analysis and application in environmental engineering”. Copenhagen: Danish Technical Press; 1970.
- [41] Epstein Y, Moran D., “Thermal comfort and the heat stress indices”. Industrial Health 4 (2006) 388–398.
- [42] MacPherson K., “The assessment of the thermal environment. A review”. British Journal of Industrial Medicine 19 (1962) 151–164.
- [43] McIntyre D A., “Chamber studies - reductio ad absurdum?”, Energy and Buildings, Vol. 5, pp. 89-96, 1982.
- [44] Auliciems, A., “Effects of weather on indoor thermal comfort.” International J. of Biometeorology, Vol. 13, pp. 147-162, 1969.
- [45] Humphreys M A., “Field studies of thermal comfort compared and applied”. U.K. Department of Environmental Building Research Establishment Current Paper. (76/75), 1975.
- [46] Houghton F C., Yaglou C P., “Determining equal comfort lines”. Journal of American Society of Heat Ventilation Engineers 29 (1923) 165–176.
- [47] Winslow C E., Herrington L P., Gagge P., “Physiological reactions and sensations of pleasantness under varying atmospheric conditions”. Trans ASHVE 44 (1937) 179–196.
- [48] Gagge P., Stolwijk, Y., Nishi, “An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response”. ASHRAE Trans 77 (1971) 247–257.
- [49] Gonzalez R R., Berglund L G., Gagge A P., “Indices of thermoregulatory strain for moderate exercise in the heat”. Journal of Applied Physiology 44(6):889-899, 1978.
- [50] Van Hoff J., “Forty years of Fanger’s model of thermal comfort: comfort for all?”. Indoor Air 2008; 18: 182–201.
- [51] Charles K E., “Fanger’s Thermal Comfort and Draught Models”. Research Report RR-162 October 10 K1A0R6, Institute for Research in Construction National Research Council of Canada, Ottawa, Canada IRC, 2003.
- [52] Davies M G., “Building Heat Transfer”. John Wiley & Sons, ISBN: 978-0-470-84731-2, 2004.

- [53] Fanger P O., "Thermal comfort". Analysis and applications in environmental engineering, New York: McGraw-Hill, 1972.
- [54] Brager G S., de Dear R J., "Thermal adaptation in the built environment: a literature review". Energy and Buildings, Volume 27, Issue 1, February 1998, Pages 83-96.
- [55] Humphreys M A., "An adaptive approach to the thermal comfort of office workers in North West Pakistan". Renewable Energy, Vol. 5, No. (ii), pp.985-992, 1994.
- [56] Humphreys MA., Nicol JF., "The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in every day thermal environments". Energy Build, 34, 667–684, 2002.
- [57] Fanger P O., Langkilde G., "Inter individual differences in ambient temperatures preferred by seated persons". ASHRAE Transactions, 81, 140-147, 1975
- [58] de Dear R., "Thermal comfort in practice". Indoor Air, 14, s32–s39, 2004.
- [59] Palonen J., Reinikainen L M., Jaakola, J J K., "The effects of air temperature and relative humidity on thermal comfort in the office environment". Jaakkola J J K., Imarinen R., Seppanen O., (eds) Proceedings of Indoor Air 93, Vol. 6, Helsinki, 43–48, 1993.
- [60] Fountain M., Brager G., de Dear R., "Expectations of indoor climate control". Energy and Buildings 24 (3) 179–182, 1996.
- [61] Yoon D W., Sohn, J Y., Cho K H., "The comparison on the thermal comfort sensation between the results of questionnaire survey and the calculation of the PMV values". Raw G., Aizlewood C., Warren P., (eds) Proceedings of Indoor Air 99, Vol. 2, Edinburgh, 137–141, 1999.
- [62] Mayer E., "A new correlation between predicted mean votes (PMV) and predicted percentages of dissatisfied (PPD)". In: Woods J E., Grimsrud, D T., Boschi N., (eds) proceedings of Healthy Buildings IAQ 97, Vol. 2, Washington, 189–194, 1997.
- [63] Fanger P O., Toftum J., "Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates". Energy Build., 34, 533–536, 2002.
- [64] Yao R., Li B., Liu J., "A theoretical adaptive model of thermal comfort – Adaptive Predicted Mean Vote (aPMV) Running". Building and Environment 44 (2009) 2089–2096.
- [65] Olesen B W., "Radiant floor heating in theory and practice". ASHRAE Journal 44 (7): 19-26, 2002.
- [66] Nicol J F., "Adaptive comfort". Editorial Building Research & Information 39 (2)105–107, 2011.
- [67] Fanger P O., Toftum J., "Extension of the PMV model to non-air-conditioned buildings in warm climates". Energy Build., 34, 533–536, 2002.
- [68] Nicol J F., Humphreys M A., "Adaptive thermal comfort and sustainable thermal standards for buildings. Energy and Buildings 34 (6) 563–572, 2002.
- [69] de Dear R J., Brager G S., « Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revisions to ASHRAE Standard 55". Energy and buildings, vol. 34, n° 6, pp. 549-561, 2002.
- [70] Liu J., Yao R., McCloy R., "An analytic hierarchy process model for assessing occupants' adaptations to thermal comfort in offices". Proceedings of the 2<sup>nd</sup> International Conference on Sustainability in Energy and Buildings, SEB'10, Brighton, UK, 2010.
- [71] de Dear R J., Brager G S., Cooper D., "Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference". Final Report, ASHRAE RP-884. ASHRAE, 1997.

- [72] Nicol F., Najam J G., Olivier S., et al., “A survey of thermal comfort in Pakistan, toward new indoor temperature standards. Final Report Oxford: Oxford Brookes University, 104 p. 1994.
- [73] Nicol J F., McCartney K J., “SCATS”. Final Report Public, Oxford Brookes University, UK, 2001.
- [74] D’Ambrosio Alfano F R., Olesen B W., Palella B I., Riccio G., “ Thermal comfort: Design and assessment for energy saving”. *Energy and Buildings*, Volume 81, October 2014, Pages 326-336.
- [75] Norme NF EN 15251: Critères d'ambiance intérieure 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.
- [76] Olesen B W., Parsons K C., “ Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730”. *Energy and Buildings*, Volume 34, Issue 6, July 2002, Pages 537-548.
- [77] D’Ambrosio Alfano F R., Dell’Isola M., Palella B I., Riccio G., Russi A., “On the measurement of the mean radiant temperature and its influence on the indoor thermal environment assessment”. *Building and Environment*, Volume 63, May 2013, Pages 79-88.
- [78] Norme: NF EN ISO 9920: Ergonomie des ambiances thermiques - Détermination de l'isolement thermique et de la résistance à l'évaporation d'une tenue vestimentaire, 2009.
- [79] D’Ambrosio Alfano F R., Palella B I., Riccio G., “The role of measurement accuracy on the thermal environment assessment by means of PMV index”. *Building and Environment*, Volume 46, Issue 7, July 2011, Pages 1361-1369.

### Références chapitre III :

- [1] Hwataik H., “Ventilation Effectiveness Measurements Using Tracer Gas Technique”. Fluid Dynamics, Computational Modeling and Applications, 41–66, 2012.
- [2] Norme ASHRAE 129: Measuring Air Change Effectiveness, 2002.
- [3] Fracastoro G V., Perino M., “Sul significato e la misura di alcuni indici di ventilazione”. CDA n°11 Novembre 1995.
- [4] Etheridge D., “Natural ventilation of buildings, theory, measurement and design”. Wiley-Blackwell (4 novembre 2011), ISBN-10: 047066035X, ISBN-13: 978-047066035.
- [5] Mundt E., Mathisen H M., V Nielsen P., Moser A., “RHEHVA GUIDEBOOK 2: Ventilation Effectiveness”. REHVA, ISBN: 2-9600468-0-3, 2004.
- [6] Federspiel C., “Air-Change Effectiveness : Theory and Calculation”. Indoor air, volume 9, Issue 1, March 1999, Pages 47–56.
- [7] SETEC Bâtiments, “DOE CVC du bâtiment Laplace du Campus de l’ESTP à Cachan ”, 2012.
- [8] Cadloni M., Ferrazzini M., “Natürlicher Luftaustausch durch Kippfenster “. Diplomarbeit ETH, Zürich, 1997.
- [9] Caciolo M., “Analyse expérimentale et simulation de la ventilation naturelle mono-façade pour le rafraîchissement des immeubles de bureaux”. Thèse de doctorat, École doctorale n° 432-SMI : Science des Métiers de l’Ingénieur, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2010.
- [10] Riffat S B. & Building Technology Group, “Estimation of Zone Effective-Volume Using Tracer-Gas Techniques”. Applied Energy, Volume 45, Issue 4, 1993, Pages 327-334.
- [11] Norme ASTM E741: Standard Test Method for Determining Air Change in a Single Zone by Means of a Tracer Gas Dilution, 2006.
- [12] Norme NF EN ISO 9972 : Performance thermique des bâtiments - Détermination de la perméabilité à l'air des bâtiments - Méthode de pressurisation par ventilateur, 2015.
- [13] Guide d’application FD P50-784 : Performance thermique des bâtiments - Guide d'application de la norme NF EN ISO 9972, 2016.
- [14] Fiche technique INNOVA Multi-Gas Monitoring Instruments, lumasenseinc technologies, [www.lumasenseinc.com](http://www.lumasenseinc.com)
- [15] Roulet C A., Vandaele L. & Air Infiltration and Ventilation Centre & IEA Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme Annex V Air Infiltration and Ventilation Centre, “Technical note AIVC 34: airflow patterns within buildings measurement techniques”. AIVC, IEA, 1991.
- [16] Roulet C A., Awbi H., “Ventilation systems: design and performance”. Taylor & Francis, ISBN-13: 978-0419217008, ISBN-10: 1420066501, 2007.
- [17] Guide de la qualité de l'air intérieur , Ministère de la santé et des sports, Institut de Veille Sanitaire (InVS) : la qualité de l'air intérieur dans les établissements recevant du public, 2010.
- [18] Norme NF EN 15251: Critères d'ambiance intérieure 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.

[19] Sherman m H., “ Tracer-gas techniques for measuring ventilation in a single zone”. Building and Environment, Volume 25, Issue 4, Pages 365-374, 1990.

[20] Sandberg M., “What is ventilation efficiency ?”. Building and Environment, Volume 16, Issue 2, Pages 123-135, 1981.

[21] Awbi H., “Basic concepts for natural ventilation of buildings”. CIBSE BSG Seminar: Natural and Mixed-Mode Ventilation Modelling, 2010.



# **Annexes**

## Annexe II.1:

Tableau A1: valeurs de métabolisme d'activité pour quelques activités spécifiques [12]

Activités		W·m <sup>-2</sup>
Sommeil		40
Allongé		45
Au repos, assis		55
Au repos, debout		70
Marche sur un terrain plat, régulier et dur		
1. sans charge	à 2 km·h <sup>-1</sup>	110
	à 3 km·h <sup>-1</sup>	140
	à 4 km·h <sup>-1</sup>	165
	à 5 km·h <sup>-1</sup>	200
2. avec charge	10 kg, à 4 km·h <sup>-1</sup>	185
	30 kg, à 4 km·h <sup>-1</sup>	250
Marche en montant sur un terrain régulier et dur		
1. sans charge	pente de 5°, à 4 km·h <sup>-1</sup>	180
	pente de 15°, à 3 km·h <sup>-1</sup>	210
	pente de 25°, à 3 km·h <sup>-1</sup>	300
2. avec une charge de 20 kg	pente de 15°, à 4 km·h <sup>-1</sup>	270
	pente de 25°, à 4 km·h <sup>-1</sup>	410
Marche en descendant à 5 km·h <sup>-1</sup> , sans charge		
	pente de 5°	135
	pente de 15°	140
	pente de 25°	180
Monter à une échelle inclinée à 70° à une vitesse de 11,2 m·min <sup>-1</sup>		
	sans charge	290
	avec une charge de 20 kg	360
Pousser ou tirer un wagonnet à bascule, à 3,6 km·h <sup>-1</sup> , sur un terrain régulier et dur		
	force de poussée: 12 kg	290
	force de traction: 16 kg	375
Pousser une brouette sur un terrain régulier, à 4,5 km·h <sup>-1</sup> , roues à bandage en caoutchouc, charge de 100 kg		
Limage de fer 42 coups de lime/min		100
60 coups de lime/min		190
Travail au marteau, 2 mains, poids du marteau 4,4 kg, 15 coups/min		290
Travail de menuiserie sciage à la main		220
sciage à la machine		100
planage à la main		300
Pose de briques, 5 briques/min		170
Visser		100
Creuser une tranchée		290
Activité sédentaire (bureau, habitation, école, laboratoire)		70
Activité légère debout (magasin, laboratoire, industrie légère)		95
Activité modérée debout (vendeur, travaux domestiques, travail à la machine)		115
Travail avec machine-outil		
	léger (réglage, assemblage)	100
	moyen (chargement)	140
	intense	210
Travail avec outil à main		
	léger (polissage léger)	100
	moyen (polissage)	160
	intense (perçage intense)	230

Tableau A2: résistances thermiques de vêtements standards selon l'ISO 9020 [16]

Pièce vestimentaire	$I_{cl}$ clo
<b>Sous-vêtements</b>	
Slip	0,03
Caleçon à jambes longues	0,1
Maillot de corps	0,04
Tee-shirt	0,09
Chemise à manches longues	0,12
Slip et soutien-gorge	0,03
<b>Chemises, corsages</b>	
Manches courtes	0,15
Manches longues légères	0,2
Manches longues normales	0,25
Chemise de flanelle à manches longues	0,3
Corsage léger, à manches longues	0,15
<b>Pantalon</b>	
Short	0,06
Léger	0,2
Normal	0,25
Flanelle	0,28
<b>Robes, jupes</b>	
Jupe légère (été)	0,15
Jupe épaisse (hiver)	0,25
Robe légère, manches courtes	0,2
Robe d'hiver, manches longues	0,4
Combinaison	0,55
<b>Tricots</b>	
Gilet sans manches	0,12
Tricot léger	0,2
Tricot	0,28
Tricot épais	0,35
<b>Vestes</b>	
Veste légère d'été	0,25
Veste	0,35
Blouse	0,3

Tableau A3: indices d'évaluation du confort thermique par ordre chronologique [35, 36, 41]

<i>Année</i>	<i>Indice</i>	<i>Classe</i>	<i>Auteur</i>	<i>Ref</i>
1897	Theory of heat transfer	a	Hill et al.	1
1905	Wet-bulb temperature (WBT)	c	Haldane	2
1916	Katathermometer	c	Hill et al.	3
1923	Effective temperature (ET)	a, c	Houghton and Yaglou	4
1929	Equivalent temperature (Teq)	a, c	Dufton	5
1930	Globe-thermometer temperature (GtT)	c	Vernon	6
1932	Corrected effective temperature (CET)	a	Vernon and Warner	7
1935	Thermo integrator	c	Winslow et al.	8
1937	Operative temperature (OpT)	c	Winslow et al.	9
1937	Humiture	c	Hevener	10
1941	Standard operative temperature (SOPT)	c	Gagge	11
1945	Thermal acceptance ratio (TAR)	b	Ionides et al.	12
1945	Index of physiological effect (Ep)	b	Robinson et al.	13
1945	Wind chill index (WCI)	b	Siple and Passel	14
1946	Corrected effective temperature (CET)	a	Bedford	15
1947	Predicted 4-hour sweat rate (P4SR)	b	McArdel et al.	16
1948	Resultant temperature (RT)	a	Missenard et al.	17
1950	Craig index (I)	a, b	Craig	18
1955	Heat stress index (HSI)	b	Belding and Hatch	19
1957	Wet-bulb globe temperature (WBGT)	c	Yaglou and Minard	20
1957	Oxford index (WD)	a, c	Lind and Hallon	21
1957	Discomfort index(DI)	b, c	Thom	22
1958	Thermal strain index (TSI)	b	Lee	23
1959	Temperature-humidity index (THI)	b	Thom	24
1959	Equatorial comfort index	b	Webb	25
1960	Index of physiological strain (Is)	b	Hall and Polte	26
1960	Humiture revisited	b	Lally and Watson	27
1961	Cumulative discomfort index (Cum DI)	b	Tennenbaum et al.	28
1962	Cumulative effective temperature (Cum ET)	b	Sohar et al.	29
1962	Index of thermal stress (ITS)	b	Givoni	30

1966	Heat strain index (corrected) (HSI)	b	McKarns and Brief	31
1966	Prediction of heart rate (HR)	b	Fuller and Brouha	32
1967	Effective radiant field (ERF)	c	Gagge et al.	33
1970	Predicted mean vote (PMV)	a, c	Fanger	34
1970	Prescriptive zone	a	Lind	35
1971	New effective temperature (ET*)	a	Gagge et al.	36
1971	Wet globe temperature (WGT)	c	Botsford	37
1971	Humid operative temperature	a	Nishi and Gagge	38
1971	Apparent temperature (AT)	a	Steadman	39
1972	Predicted body core temperature	a	Givoni and Goldman	40
1972	Skin wettedness	b	Kerslake	41
1973	Predicted heart rate	b	Givoni and Pandolf	42
1974	Standard effective temperature (SET)	a	Gonzales et al.	43
1978	Skin wettedness	b	Gonzales et al.	44
1979	Fighter index of thermal stress (FITS)	b	Nunneley and Stribley	45
1979	Humidex	b	Masterton and Richardson	46
1979	Apparent temperature (AT)	a	Steadman	47
1980	Equivalent uniform temperature (EUT)	a	Wray	48
1981	Effective heat strain index (EHSI)	b	Kamon and Ryan	49
1982	Predicted sweat loss (msw)	a, b	Shapiro et al.	50
1982	Humisery	a	Weiss	51
1982	Humiditure	a	Weiss	52
1984	Munich energy balance model for individuals (MEMI)	a	Höppe	53
1985	Skin temperature energy balance index (STEBIDEX)	a, b	De Freitas	54
1985	Heat budget index (HEBIDEX)	a, b	De Freitas	55
1986	Predicted mean vote (modified) (PMV*)	a, c	Gagge et al.	56
1987	Survival time outdoors in extreme cold (STOEC)	b	De Freitas and Symon	57
1987	Tropical summer index (TSI)	b	Bureau of Indian Standards	58
1987	Summer simmer index (SSI)	b	Pepi	59
1988	Wind chill-equivalent temperature (WET)	b	Beshir and Ramsey	60

1989	Required sweating (SWreq)	b	ISO	61
1994	Man–environment heat exchange model (MENEX)	a, b	Blazejczyk	62
1996	Cumulative heat strain index (CHSI)	b	Frank et al.	63
1998	Physiological strain index (PSI)	b	Moran et al.	64
1998	Modified discomfort index (MDI)	b	Moran et al.	65
1999	Physiological equivalent temperature (PET)	a	Hoppe	66
1999	MARCL	a	Thellier	67
2000	New summer simmer index (new SSI)	b	Pepi	68
2001	Environmental stress index (ESI)	b	Moran et al.	69
2001	Universal thermal climate index (UTCI)	b	Jendritzki et al.	70
2002	CIBSE Guide J criterion	c	CIBSE	71
2005	Wet-bulb dry temperature (WBTD)	b	Wallace et al.	72
2005	Relative humidity dry temperature (RHDT)	b	Wallace et al.	73
2005	Percentage outside range	c	ISO 7730	74
2005	Degree-hour criterion	c	ISO 7730	75
2005	PPD-weighted criterion	c	ISO 7730	76
2005	Average PPD	c	ISO 7730	77
2005	Cumulative PPD	c	ISO 7730	78
2005	Draught rate (DR)	c	ISO 7730	79
2005	PD of vertical air temperature difference	c	ISO 7730	80
2005	PD of warm or cool floor	c	ISO 7730	81
2005	PD of radiant temperature asymmetry	c	ISO 7730	82
2006	CIBSE Guide A criterion	c	CIBSE	83
2007	Degree-hour criterion (modified)	c	EN 15251	84
2008	Overheating risk	b	Robinson and Haldi	85
2008	Overheating risk	b	Nicol et al.	86
2010	Exceedance <sub>M</sub>	c	Borgeson and Brager	87
2015	CPNV	c	Causone	88
2016	General thermal comfort index (GTCl)	b	Neacsu et Ivanescu	89
2016	General absolute thermal comfort index (GATCl)	b	Neacsu et Ivanescu	90

Tableau A4: études études qui préconisent la séparation des algorithmes pour les différents types de ventilations d'après la revue de Van Hoff [50].

Reference	Location	Setting	Time of year	Subjects	Results
de Dear and Aulicems (1985)	Brisbane and Melbourne, Australia	Field	Summer	Occupants of air-conditioned and free-running office buildings (n=2242)	Differences in neutral temperatures were 1.7K and -1.3K between AC and NV buildings in Brisbane and Melbourne in summer
Schiller (1990)	San Francisco Bay Area, USA	Field	Winter and summer, 1987	304 subjects (187 females, 117 males) in 10 office buildings (2342 visits)	In winter, the measured neutral temperature (ET*) was 22.0°C, vs. 24.4°C predicted by PMV. In summer, the measured neutral temperature (ET*) was 22.6°C vs. 25.0°C predicted by PMV. In both seasons, there was a 2.4K difference between measurements and predictions.
Busch (1990, 1992)	Bangkok, Thailand	Field	Hot season and wet season (1988)	Over 1,100 Thai office workers in AC and NV buildings	For both seasons, temperatures at which people expressed optimal comfort had a slightly broader bandwidth in NV office buildings compared to AC buildings. In NV buildings, the PMV model underestimated neutral temperatures by 3.5K, while in AC building it overestimated by 0.5K. The upper limits for thermal comfort in both types of office buildings were higher than stated in standards.
Fan et al. (1993)	Wuxi, China	Field	All year round	10 students (5 males, 5 females) in residential buildings and a school	People prefer different thermal conditions during long-term exposure without space heating or cooling than based on thermal comfort standards. Local young people accepted operative temperatures of 10-12°C in winter
Oseland (1996)	UK	Field	Winter and summer	Winter: (n=935 questionnaires) + 6,050 half-day questionnaires Summer: (n=5,037 questionnaires), in 4 NV and 4 AC buildings	In NV offices, the neutral temperature was 1.3 to 2.2K (winter-summer) lower than in AC buildings. At the same time, there were only minor differences between dress code and activity levels. Discrepancies of up to 4K were found between the observed neutral temperatures in NV buildings and those predicted by the PMV model.
Ealiwa et al. (1999)	Ghadames, Libya	Field	Summer 1997-1998	Residents (n=60) of NV (50%) and mechanically (50%) ventilated dwellings	Occupants were comfortable at temperatures to 35.6°C in traditional buildings compared to 30.0°C in AC buildings. The PMV model failed to predict comfort temperatures adequately.
Nicol et al. (1999)	Karachi, Multan, Quetta, Islamabad, Peshawar and Saidu Sharif, Pakistan	Field studies	(1) Longitudinal in summer and winter, and (2) transverse with monthly surveys over a year	Both residential and commercial buildings (n=36 subjects, n=4927 questionnaires). Study 2: (n=846 subjects, n=7,112 data sets)	PMV tended to overestimate the impact of high indoor temperatures especially in summertime conditions, overemphasizing the need for air-conditioning. There was generally little discomfort at indoor globe temperatures between 20 and 30°C.
Reference	Location	Setting	Time of year	Subjects	Results
van der Linden et al. (2002)	the Netherlands	Field	Summer (≤1990)	Samples from 29 AC buildings, 32 with individual temperature control, of which 21 with natural and 11 mechanical ventilation. Number of subjects not	Occupants of NV and mechanically ventilated buildings experienced the indoor climate as being warmer than in AC buildings, even though the percentage of dissatisfied (PD) is lower in the first two buildings (PD 25%, AMV 0.5/PD 41%, AMV 1.0) than in air-conditioned buildings (PD 42%, AMV 0.5/PD 49%,

Heidari and Sharples (2002)	Ilam, Iran	Field	Hot summer and col winter 1998, and whole year 1999	mentioned Occupants of NV buildings. Hot summer ( $n=513$ ), Cold winter ( $n=378$ ), whole year ( $n=30$ people, $n=3819$ questionnaires)	AMV 1.0) The neutral temperature during hot summer in the short-term study was 28.4°C, and 26.7°C for the long-term study. The neutral temperature during the cold winter in the short-term study was 20.8°C, and 21.2°C for the long-term study. People in NV buildings were comfortable at indoor higher temperatures than recommended by standards.
Feriadi and Hien (2003)	Samples from Singapore and Indonesia	Field data, simulations	Rainy and dry seasons (2000-2002)	Singapore ( $n=538$ ), Indonesia ( $n=525$ )	PMV model has discrepancies for NV buildings in the tropics in terms of tolerance and perception of thermal comfort, which is due to lexical uncertainty of the ASHRAE-7 point scale of thermal sensation. People in the tropics may have another perception of the meaning of the word "warm" then people from temperate maritime climates. In tropical conditions it fails to give accurate information about the temperatures people find comfortable
Fato et al. (2004), Conte and Fato (2000)	Bari, Italy	Field	Summer (1995, 1999) and winter (1996, 2000)	University students. Sample size: 423 in 1995, 1034 in 1996, 250 in 1999, and 133 in 2000. Building type (two modes): AC in winter, NV in summer	Neutral temperatures were 24.2°C in summer 1995, 26.3°C in summer 1999, 20.7°C in winter 1996, and 20.6°C in winter 2000. Occupants of NV buildings (summer) regarded a 3.3K and 2.1K bandwidth to be acceptable compared to 3.6K in AC buildings (winter)
Yamtraipat et al. (2005)	Thailand (Chiang Mai, Bangkok & Mahasarakham, Prachuabkhirikhan)	Field	August 2011	Users of AC buildings in private and public sectors ( $n=1520$ )	The neutral temperature of people with a post-graduate education level was the lowest around 25.3°C, while that of the other groups (graduate and scholar) was higher at 26-0°C. For people with AC home, the difference between neutral education level is rather small (0.3K). However, for the other group the difference is 0.9K larger. People with higher educational degrees are found to prefer lower indoor temperature compared to the less-educated.

Tableau A5: comparaison des méthodes et instruments de mesure de la température moyenne radiante présenté par D'Ambrosio Alfano [77]

Method and equations	Advantages	Disadvantages
<b>Measurements methods</b>		
<p>Globe <math>T_r = \sqrt[4]{T_a^4 + \frac{h_{ca}}{\epsilon_g \sigma} (T_a - T_s)}</math></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Method friendly to be used mainly due to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- compact equipment;</li> <li>- easy calculation;</li> <li>- direct assessment of the radiative thermal load on the person.</li> </ul> </li> <li>- Low cost</li> <li>- Standard diameter</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Relevant measurement uncertainties due to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- convective and radiative heat transfer coefficients usually approximated;</li> <li>- subject shape is not a sphere with the consequent overestimation of the radiative thermal flows related to the horizontal surfaces of the environment;</li> <li>- the black paint of the globe shows an emissivity value different to that exhibited by the clothing (especially in case of direct exposition to the solar radiation).</li> </ul> </li> <li>- Discrete measurement (not suitable for heterogeneous environments)</li> <li>- High response time (20–30 min about).</li> </ul>
<p>Two sphere radiometer (spherical or ellipsoidal)</p> $T_r = \sqrt[4]{T_s^4 + P_p - P_b / \sigma \cdot (\epsilon_b - \epsilon_p)}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Compensation of the convective thermal load</li> <li>- direct assessment of the radiative thermal load on the person.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Measurement uncertainties due to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- subject shape is not a sphere;</li> <li>- different spatial position of the spheres;</li> <li>- black paint emissivity;</li> <li>- emissivity of the reflective sphere (it increases during the time);</li> <li>- complexity of the thermostating loop of the spheres.</li> </ul> </li> <li>- Discrete measurement</li> <li>- Not enough widespread</li> <li>- High response time</li> </ul>
<p>Constant-air-temperature sensor (spherical or ellipsoidal):</p> $T_r = \sqrt[4]{T_s^4 - P_b / \sigma \cdot \epsilon_b}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Compensation of the convective thermal load</li> <li>- direct assessment of the radiative thermal load on the person.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Measurement uncertainties due to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- subject shape is not a sphere;</li> <li>- emissivity of the sensor</li> <li>- complexity of the thermostating loop of the spheres (especially if <math>t_a &gt; t_s</math>)</li> </ul> </li> <li>- Discrete measurement</li> <li>- Not enough widespread</li> </ul>
<p>Method based on the measurement of the effective radiative flow <math>T_r^4 = T_s^4 (1 + 2.15 \times 10^{-3} \cdot F_{t\#})</math></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Highest accuracy as the measurement is not related to the emissivity</li> <li>• Versatility due to the possibility of studying transient phenomena.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Complexity of the method because the radiant flow measurement has to be carried out over the three directions</li> <li>• Not enough widespread</li> <li>• Discrete measurement</li> </ul>
<b>Calculation methods</b>		
<p>Method based on the temperature of the surrounding surfaces and angle factors: <math>T_r^4 = T_s^4 \cdot F_{p-1} + T_1^4 \cdot F_{p-2} + \dots + T_N^4 \cdot F_{p-N}</math></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Good accuracy due to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- contact temperature measurement;</li> <li>- calculation of the single surface terms contributing to <math>t_r</math>.</li> </ul> </li> <li>- Versatility due to the possibility to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- study transient phenomena;</li> <li>- assess the radiant field of the environment;</li> <li>- assess the asymmetry conditions.</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Complexity of the method due to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- contact measurement hard to be carried out;</li> <li>- need for the measurement of all the surface temperatures of the environment;</li> <li>- required equipment;</li> <li>- need for radiometers for the measurement of the solar load in the presence of transparent surfaces;</li> <li>- hard calculation of the angle factors in case of non-standard geometries.</li> </ul> </li> </ul>
<p>Method based on the angle factors and remote thermometers/thermographs</p> $T_r^4 = T_1^4 \cdot F_{p-1} + T_2^4 \cdot F_{p-2} + \dots + T_N^4 \cdot F_{p-N}$	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Highest accuracy due to:</li> <li>- possibility to carry out several measurement of the surface temperature (thermograms also);</li> <li>- calculation of the single surface terms contributing to <math>t_r</math>.</li> <li>- Versatility due to the possibility to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- study transient phenomena;</li> <li>- assess the radiant field into the environment;</li> <li>- assess the asymmetry conditions.</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Complexity of the method due to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- assessment of the emissivity of the surfaces;</li> <li>- equipment required for the measurement of the temperature of the opaque surfaces and need for radiometers for the assessment of the solar load in the presence of transparent surfaces;</li> <li>- hard calculation of the angle factors in case of non-standard geometries.</li> </ul> </li> </ul>
<b>Methods based on plane radiant temperature measurements</b>		
<p>Method based on the net radiometer orientation not fixed</p> $T_{pr}^4 = T_s^4 \cdot F_{p-1} + T_1^4 \cdot F_{p-2} + \dots + T_N^4 \cdot F_{p-N}$ <p>with <math>T_{pr-1} = \sqrt[4]{0.95 \cdot T_s^4 + P_b / \sigma}</math></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Compensation of the convective thermal load</li> <li>- Versatility of the method due to the possibility of measuring asymmetries.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Uncertainties related to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- the different spatial position of the disks;</li> <li>- the emissivity of the black paint;</li> <li>- the emissivity of the reflective disk increases over the time;</li> <li>- complexity of the thermostating loop of the disks</li> </ul> </li> <li>- Discrete measurement</li> <li>- Not enough widespread</li> <li>- High response time</li> </ul>
<p>Method based on the constant-air-temperature disk orientation not fixed</p> <p>STANDING <math>t_r = 0.06(t_{pr,up} + t_{pr,down}) + 0.220(t_{pr,front} + t_{pr,rear} + t_{pr,left} + t_{pr,right})</math></p> <p>SITTING <math>t_r = 0.13(t_{pr,up} + t_{pr,down}) + 0.185(t_{pr,front} + t_{pr,rear} + t_{pr,left} + t_{pr,right})</math></p> <p>with <math>T_{pr} = \sqrt[4]{T_s^4 - (P_b / \sigma \cdot \epsilon_s)}</math></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Compensation of the convective thermal load</li> <li>- Versatility of the method due to the possibility of measuring the asymmetries.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Uncertainties related to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- the emissivity of the black paint;</li> <li>- complexity of the thermostating loop of the disks</li> </ul> </li> <li>- Discrete measurement</li> <li>- Not enough widespread</li> </ul>
<p>Method based on a heated sensor consisting of with an absorbing disk and a reflective disk orientation not fixed</p> <p>STANDING <math>t_r = 0.06(t_{pr,up} + t_{pr,down}) + 0.220(t_{pr,front} + t_{pr,rear} + t_{pr,left} + t_{pr,right})</math></p> <p>SITTING <math>t_r = 0.13(t_{pr,up} + t_{pr,down}) + 0.185(t_{pr,front} + t_{pr,rear} + t_{pr,left} + t_{pr,right})</math></p> <p>with <math>T_{pr}^4 = T_s^4 + (P_p - P_b) / \sigma (\epsilon_p - \epsilon_b)</math></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Compensation of the convective thermal load</li> <li>- Versatility of the method due to the possibility of measuring the asymmetries.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Uncertainties related to: <ul style="list-style-type: none"> <li>- the emissivity of the black paint;</li> <li>- complexity of the thermostating loop of the disks</li> </ul> </li> <li>- Discrete measurement</li> <li>- Not enough widespread</li> <li>- High response time</li> </ul>

Tableau A6: sensibilité du PMV en fonction de l'estimation des paramètres subjectifs du confort selon D'Ambrosio Alfano [79]

M (met)	PMV (-)	$\Delta PMV_m$					
		Metabolic rate		Static clothing insulation		Subjective parameters	
		Summer	Winter	Summer	Winter	Summer	Winter
1.2	-0.60	-0.22 to 0.19	-0.20 to 0.18	-0.12 to 0.12	-0.18 to 0.16	-0.35 to 0.30	-0.40 to 0.32
	-0.35	-0.19 to 0.17	-0.18 to 0.16	-0.11 to 0.11	-0.17 to 0.15	-0.31 to 0.27	-0.36 to 0.30
	0.00	-0.17 to 0.14	-0.15 to 0.13	-0.10 to 0.10	-0.15 to 0.13	-0.27 to 0.23	-0.31 to 0.26
	+0.35	-0.14 to 0.12	-0.12 to 0.12	-0.09 to 0.09	-0.13 to 0.12	-0.23 to 0.20	-0.26 to 0.22
	+0.60	-0.12 to 0.10	-0.10 to 0.10	-0.08 to 0.08	-0.12 to 0.10	-0.19 to 0.17	-0.22 to 0.19
1.4	-0.60	-0.22 to 0.19	-0.21 to 0.18	-0.21 to 0.21	-0.18 to 0.16	-0.44 to 0.38	-0.40 to 0.32
	-0.35	-0.20 to 0.17	-0.19 to 0.16	-0.19 to 0.19	-0.16 to 0.14	-0.41 to 0.35	-0.36 to 0.29
	0.00	-0.17 to 0.15	-0.16 to 0.14	-0.17 to 0.17	-0.14 to 0.13	-0.35 to 0.31	-0.31 to 0.26
	+0.35	-0.14 to 0.13	-0.13 to 0.12	-0.15 to 0.15	-0.12 to 0.11	-0.30 to 0.27	-0.27 to 0.22
	+0.60	-0.12 to 0.11	-0.11 to 0.10	-0.13 to 0.13	-0.11 to 0.10	-0.27 to 0.24	-0.23 to 0.19
1.8	-0.60	-0.23 to 0.21	-0.21 to 0.18	-0.21 to 0.21	-0.17 to 0.15	-0.45 to 0.40	-0.39 to 0.33
	-0.35	-0.22 to 0.20	-0.19 to 0.17	-0.19 to 0.19	-0.15 to 0.14	-0.42 to 0.38	-0.36 to 0.31
	0.00	-0.20 to 0.19	-0.17 to 0.16	-0.17 to 0.17	-0.14 to 0.12	-0.38 to 0.34	-0.32 to 0.28
	+0.35	-0.18 to 0.17	-0.16 to 0.15	-0.15 to 0.14	-0.12 to 0.10	-0.37 to 0.31	-0.28 to 0.25
	+0.60	-0.17 to 0.17	-0.15 to 0.14	-0.13 to 0.13	-0.10 to 0.09	-0.31 to 0.28	-0.26 to 0.23
2.2	-0.60	-0.25 to 0.19	-0.22 to 0.21	-0.22 to 0.22	-0.17 to 0.15	-0.48 to 0.45	-0.40 to 0.36
	-0.35	-0.24 to 0.23	-0.21 to 0.20	-0.20 to 0.20	-0.16 to 0.14	-0.46 to 0.43	-0.38 to 0.34
	0.00	-0.23 to 0.23	-0.20 to 0.20	-0.18 to 0.18	-0.14 to 0.13	-0.42 to 0.40	-0.35 to 0.32
	+0.35	-0.22 to 0.22	-0.19 to 0.20	-0.16 to 0.15	-0.12 to 0.11	-0.40 to 0.37	-0.32 to 0.30
	+0.60	-0.22 to 0.22	-0.19 to 0.19	-0.14 to 0.14	-0.11 to 0.10	-0.36 to 0.35	-0.30 to 0.28

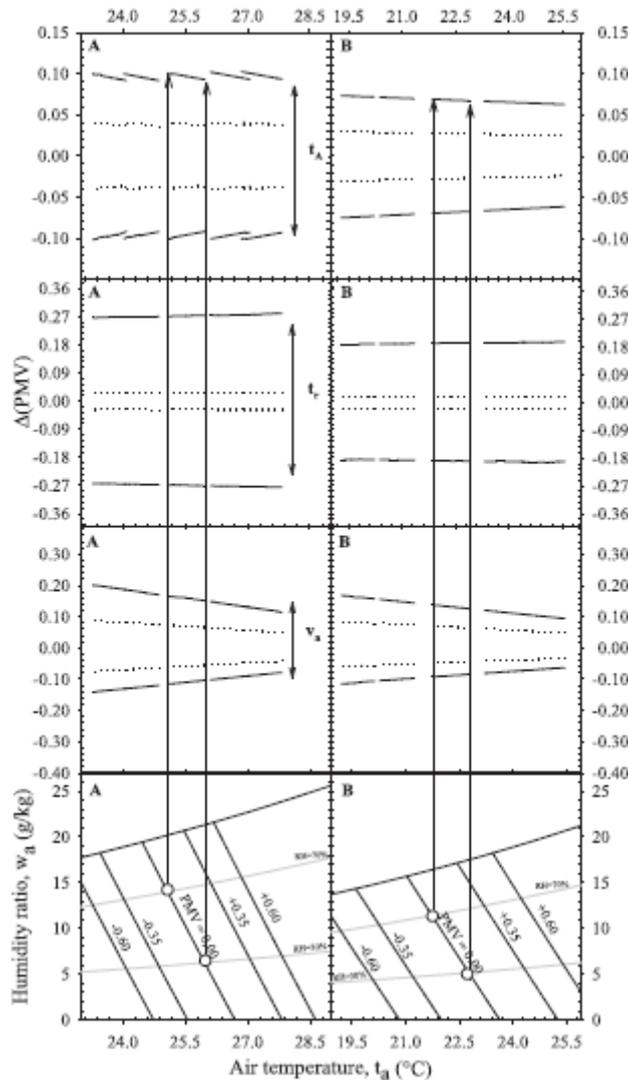


Figure A7: sensibilité du PMV en fonction de l'estimation des paramètres physiques du confort selon D'Ambrosio Alfano [79]

## Annexe II.2 : questionnaire confort thermique

### Questionnaire sur la Qualité du Climat Intérieur : confort thermique et qualité de l'air

#### Informations générales

- En vue d'améliorer le confort des occupants à l'ESTP, l'IRC (Institut de Recherche en Constructibilité) mène une étude sur les conditions climatiques dans les salles de cours. Le confort est estimé à travers des mesures physiques (capteurs installés dans le local) et une **analyse de votre perception du confort à travers ce questionnaire.**
- Afin d'optimiser votre confort, plusieurs configurations de ventilation sont testées. **Les fenêtres et bouches de ventilation doivent rester fixes durant les séances de cours.**
- Toutes les réponses inscrites dans ce questionnaire resteront strictement confidentielles et seront traitées de façon anonyme.

- Pour remplir le questionnaire, il suffit de **répondre aux 11 questions en cochant sur la case qui correspond à votre réponse. Pour chaque question, une seule réponse est possible (à part les questions 9 et 10)**. Veuillez lire attentivement chaque question avant d’y répondre et ne pas en discuter avec l’un de vos collègues participant également à cette étude.

## Questionnaire

### Informations personnelles

Age (ans)

Sexe (H/F)

Taille (cm)

Poids (kg)

### Vêtements

1) Indiquez si vous portez actuellement les vêtements suivants en cochant les cases convenables

Femmes				Hommes		
Vêtement	Léger	Moyen	Epais	Vêtement	Léger	Moyen
Sous-vêtements, bas				Sous-vêtements, bas		
Sous-vêtements, haut				Sous-vêtements, haut		
T-shirt				T-shirt		
Bustier				Polo		
Chemisier courte manches				Chemisier courte manches		
Chemisier longues manches				Chemisier longues manches		
Pantalon				Pantalon		
Short				Short		
Robe				Gilet		
Jupe				Pull		
Pull				Veste		
Veste				Cravate		

Chaussettes	Chaussettes
Chaussures	Chaussures
Autre, à préciser :	Autres, à préciser

2) Avez-vous tenu compte des conditions météo pour vous habiller ce matin ?

Oui

Non

### Etat thermique personnel

1) Perception de votre état thermique : comment vous sentez-vous en ce moment ?

Très froid	Froid	Légèrement froid	Neutre	Légèrement chaud	Chaud	Très chaud
(-3)	(-2)	(-1)	(0)	(+1)	(+2)	(+3)

2) Evaluation affective de votre état thermique : trouvez-vous cela ?

Confortable	Légèrement inconfortable	Inconfortable	Très inconfortable (3)	Extrêmement inconfortable
(0)	(1)	(2)		(4)

3) Préférence thermique : veuillez indiquer comment vous préféreriez être en ce moment ?

Beaucoup plus froid	Plus froid	Un peu plus froid	Sans changement	Un peu plus chaud (+1)	Plus chaud	Beaucoup plus chaud
(-3)	(-2)	(-1)	(0)		(+2)	(+3)

### Ambiance thermique

4) Acceptabilité des conditions actuelles : trouvez-vous cela ?

Tout à fait acceptable	Tout juste acceptable	Tout juste inacceptable	Tout à fait inacceptable
------------------------	-----------------------	-------------------------	--------------------------

5) Tolérance personnelle des conditions actuelles : est-ce ?

Parfaitement tolérable	Légèrement difficile à tolérer	Assez difficile à tolérer	Très difficile à tolérer	Impossible à tolérer
------------------------	--------------------------------	---------------------------	--------------------------	----------------------

### Mouvement d'air

6) Perception : comment trouvez-vous le mouvement d'air dans le local ?

Très acceptable	Acceptable	Légèrement acceptable	Légèrement inacceptable	Inacceptable	Très inacceptable
-----------------	------------	-----------------------	-------------------------	--------------	-------------------

7) Préférence : Préférez-vous avoir ?

Plus de mouvement d'air

Pas de changement

Moins de mouvement d'air

## Activité

1) Quelle était votre activité pendant les périodes suivantes ?

	Il y a une heure	Il y a 30 minutes	Il y a 20 minutes	Il y a 10 minutes	Actuellement
Assis/repos					
Assis/lecture					
Assis/écriture					
Travail/ordinateur					
Debout/repos					
Debout/activité					
Marcher					
Conduire/voiture					

2) Avez-vous consommé au cours de la dernière heure ?

Boisson fraîche                      Boisson chaude                      Cigarette                      Collation

**---Fin du questionnaire---**

**L'IRC vous remercie pour votre collaboration**

# Annexe III.1 : rapport détaillé des résultats des tests d'infitrométrie

## Information sur le bâtiment

Adresse: 28 Avenue du Président Wilson 9 Batiment Laplace-Salle L21 , 94230 Cachan

Année de construction : 2015	Permis de construire n° : NC
Hauteur de l'enveloppe : 3,02 m	Permis de construire groupé : Non
Volume chauffé : 243,92 m <sup>3</sup>	Type : Résidentiel, Maison individuelle
Incertitude sur le volume chauffé : 5 %	Mode constructif : Murs porteurs
SHON : NC m <sup>2</sup>	Matériau : Brique
SHAB: NC m <sup>2</sup>	Isolation : Isolation intérieure
ATbat : 134,81 m <sup>2</sup>	Ventilation (système): Simple flux
Incertitude sur l'ATBat : 5 %	Ventilation (moteur) : Mécanique
Source de l'ATBat : Etude thermique	Chauffage : Electrique effet joules
Zone mesurée : Bâtiment entier	Refroidissement : Aucun

## Essai selon la norme NF EN 13829 et le GA P50-784, méthode A

Essai en Dépressurisation réalisé le 9 sept. 2016 (Test depression fenetre F1 L21 septembre 2016)

### Températures et conditions climatiques

Température intérieure	28,00 °C
Température extérieure	25,00 °C
Pression barométrique	101325,00 Pa (Pression mesurée par un baromètre)
Altitude du lieu de mesure	50,00 m
Estimation du vent sur l'échelle de Beaufort	Force 1 (Très légère brise)

### Exploitation des données mesurées

	Valeur	Intervalle de confiance à 95%	de Bornes de l'intervalle de confiance
n	0,60	± 0,82 %	[0,59; 0,60]
C <sub>env</sub>	169,31 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 1,66 %	[166,52 ; 172,15]
C <sub>L</sub>	167,82 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 1,66 %	[165,05; 170,63]
Corrélation	0,999949		
Ṃ <sub>50</sub>	1730,57 m <sup>3</sup> /h	± 0,38 %	[1724,07; 1737,09]
n <sub>50</sub>	7,09 h-1	± 5,01 %	[6,74; 7,45]

$\dot{V}_4$	383,65 m <sup>3</sup> /h	± 1,00 %	[379,85; 387,50]
Q4Pa-Surf	2,85 m <sup>3</sup> /(h.m <sup>2</sup> )	± 5,10 %	[2,70; 2,99]

Essai en Dépressurisation réalisé le 9 sept. 2016 (Test depression fenetre F2 L21 septembre 2016)

Températures et conditions climatiques

Température intérieure	28,00 °C
Température extérieure	25,00 °C
Pression barométrique	101325,00 Pa (Pression mesurée par un baromètre)

Altitude du lieu de mesure 50,00 m

Estimation du vent sur l'échelle de Beaufort Force 1 (Très légère brise)

Exploitation des données mesurées

	Valeur	Intervalle de confiance à 95%	de Bornes de l'intervalle de confiance
n	0,59	± 0,50 %	[0,58; 0,59]
C <sub>env</sub>	169,19 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 0,99 %	[167,52 ; 170,88]
C <sub>L</sub>	167,71 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 0,99 %	[166,05; 169,38]
Corrélation	0,999981		
$\dot{V}_{50}$	1667,98 m <sup>3</sup> /h	± 0,23 %	[1664,18; 1671,78]
n <sub>50</sub>	6,84 h-1	± 5,01 %	[6,50; 7,18]
$\dot{V}_4$	378,52 m <sup>3</sup> /h	± 0,59 %	[376,28; 380,77]
Q4Pa-Surf	2,81 m <sup>3</sup> /(h.m <sup>2</sup> )	± 5,04 %	[2,67; 2,95]

Essai en Dépressurisation réalisé le 9 sept. 2016 (Test depression porte L21 septembre 2016)

Températures et conditions climatiques

Température intérieure	28,00 °C
Température extérieure	25,00 °C
Pression barométrique	101325,00 Pa (Pression mesurée par un baromètre)

Altitude du lieu de mesure 50,00 m

Estimation du vent sur l'échelle de Beaufort Force 1 (Très légère brise)

## Exploitation des données mesurées

	Valeur	Intervalle de confiance à 95%	de Bornes de l'intervalle de confiance
n	0,60	± 1,26 %	[0,60; 0,61]
C <sub>env</sub>	156,97 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 2,58 %	[152,97 ; 161,07]
C <sub>L</sub>	155,65 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 2,58 %	[151,68; 159,72]
Corrélation	0,999881		
$\dot{V}_{50}$	1659,08 m <sup>3</sup> /h	± 0,58 %	[1649,51; 1668,70]
n <sub>50</sub>	6,80 h-1	± 5,03 %	[6,46; 7,14]
$\dot{V}_4$	360,03 m <sup>3</sup> /h	± 1,55 %	[354,50; 365,65]
Q4Pa-Surf	2,67 m <sup>3</sup> /(h.m <sup>2</sup> )	± 5,23 %	[2,53; 2,81]

## Essai en Dépressurisation réalisé le 12 déc. 2015 (Test depression L21 décembre 2015-1)

### Températures et conditions climatiques

Température intérieure	22,00 °C
Température extérieure	10,70 °C
Pression barométrique	101325,00 Pa (Pression mesurée par un baromètre)
Altitude du lieu de mesure	50,00 m
Estimation du vent sur l'échelle de Beaufort	Force 2 (Légère brise)

### Exploitation des données mesurées

	Valeur	Intervalle de confiance à 95%	de Bornes de l'intervalle de confiance
n	0,63	± 1,86 %	[0,62; 0,64]
C <sub>env</sub>	136,03 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 3,96 %	[130,74 ; 141,52]
C <sub>L</sub>	137,49 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 3,96 %	[132,15; 143,05]
Corrélation	0,999740		
$\dot{V}_{50}$	1599,36 m <sup>3</sup> /h	± 0,89 %	[1585,19; 1613,66]
n <sub>50</sub>	6,56 h-1	± 5,08 %	[6,22; 6,89]
$\dot{V}_4$	328,03 m <sup>3</sup> /h	± 2,38 %	[320,33; 335,92]
Q4Pa-Surf	2,43 m <sup>3</sup> /(h.m <sup>2</sup> )	± 5,54 %	[2,30; 2,57]

Essai en Dépressurisation réalisé le 12 déc. 2015 (Test depression I21 décembre 2015-2)

Températures et conditions climatiques

Température intérieure	11,00 °C
Température extérieure	22,00 °C
Pression barométrique	101325,00 Pa (Pression mesurée par un baromètre)
Altitude du lieu de mesure	50,00 m
Estimation du vent sur l'échelle de Beaufort	Force 2 (Légère brise)

Exploitation des données mesurées

	Valeur	Intervalle de confiance à 95%	de Bornes l'intervalle de confiance
n	0,63	± 1,26 %	[0,62; 0,64]
C <sub>env</sub>	145,32 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 2,70 %	[141,45 ; 149,31]
C <sub>L</sub>	144,56 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	± 2,70 %	[140,71; 148,53]
Corrélation	0,999880		
$\dot{V}_{50}$	1697,50 m <sup>3</sup> /h	± 0,60 %	[1687,43; 1707,63]
n <sub>50</sub>	6,96 h-1	± 5,04 %	[6,61; 7,31]
$\dot{V}_4$	346,05 m <sup>3</sup> /h	± 1,62 %	[340,48; 351,72]
Q4Pa-Surf	2,57 m <sup>3</sup> /(h.m <sup>2</sup> )	± 5,26 %	[2,43; 2,70]

Essai en Dépressurisation réalisé le 12 déc. 2015 (Test depression L21 décembre 2015-3)

Températures et conditions climatiques

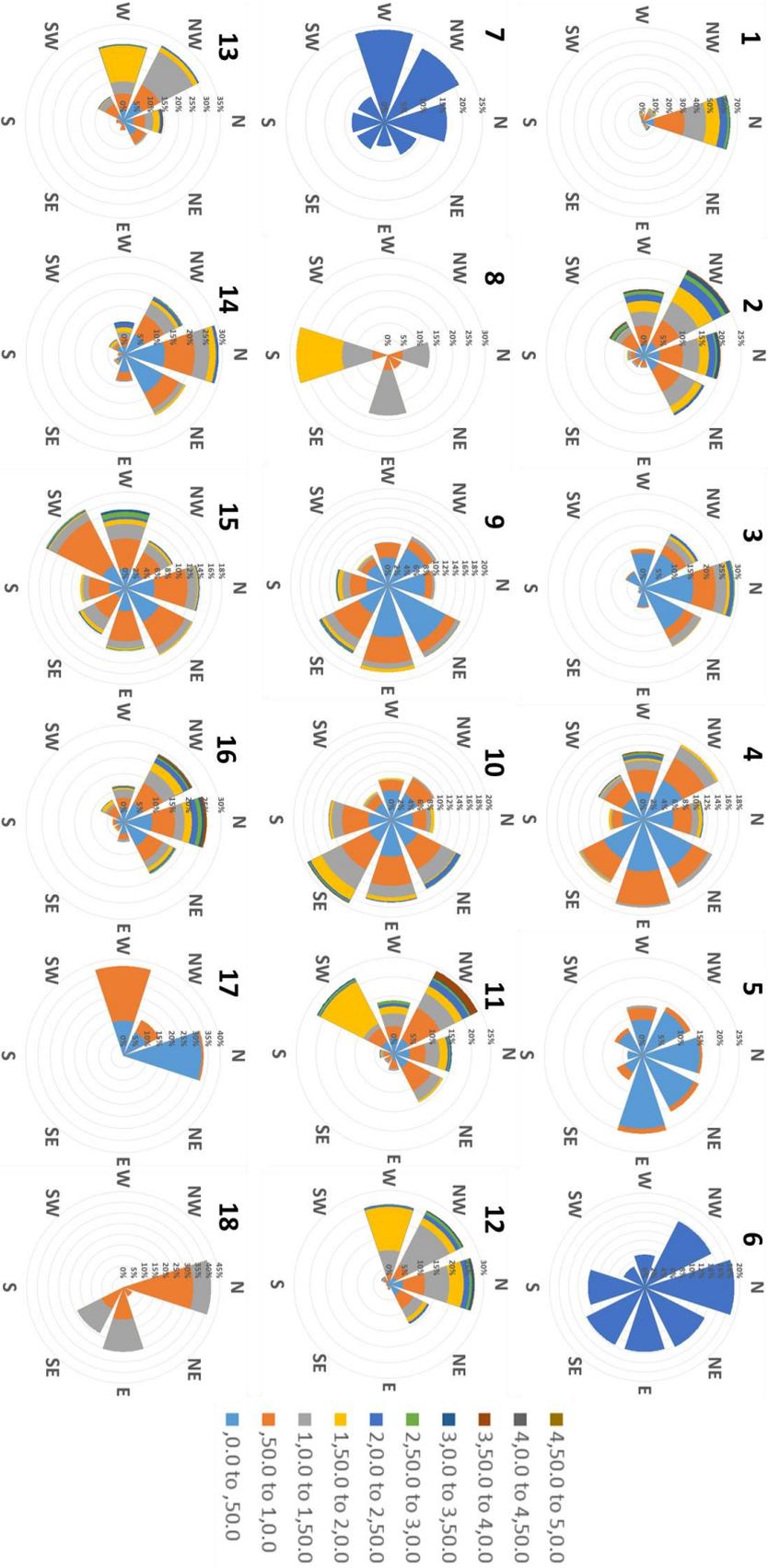
Température intérieure	22,40 °C
Température extérieure	10,50 °C
Pression barométrique	101325,00 Pa (Pression mesurée par un baromètre)
Altitude du lieu de mesure	50,00 m
Estimation du vent sur l'échelle de Beaufort	Force 2 (Légère brise)

Exploitation des données mesurées

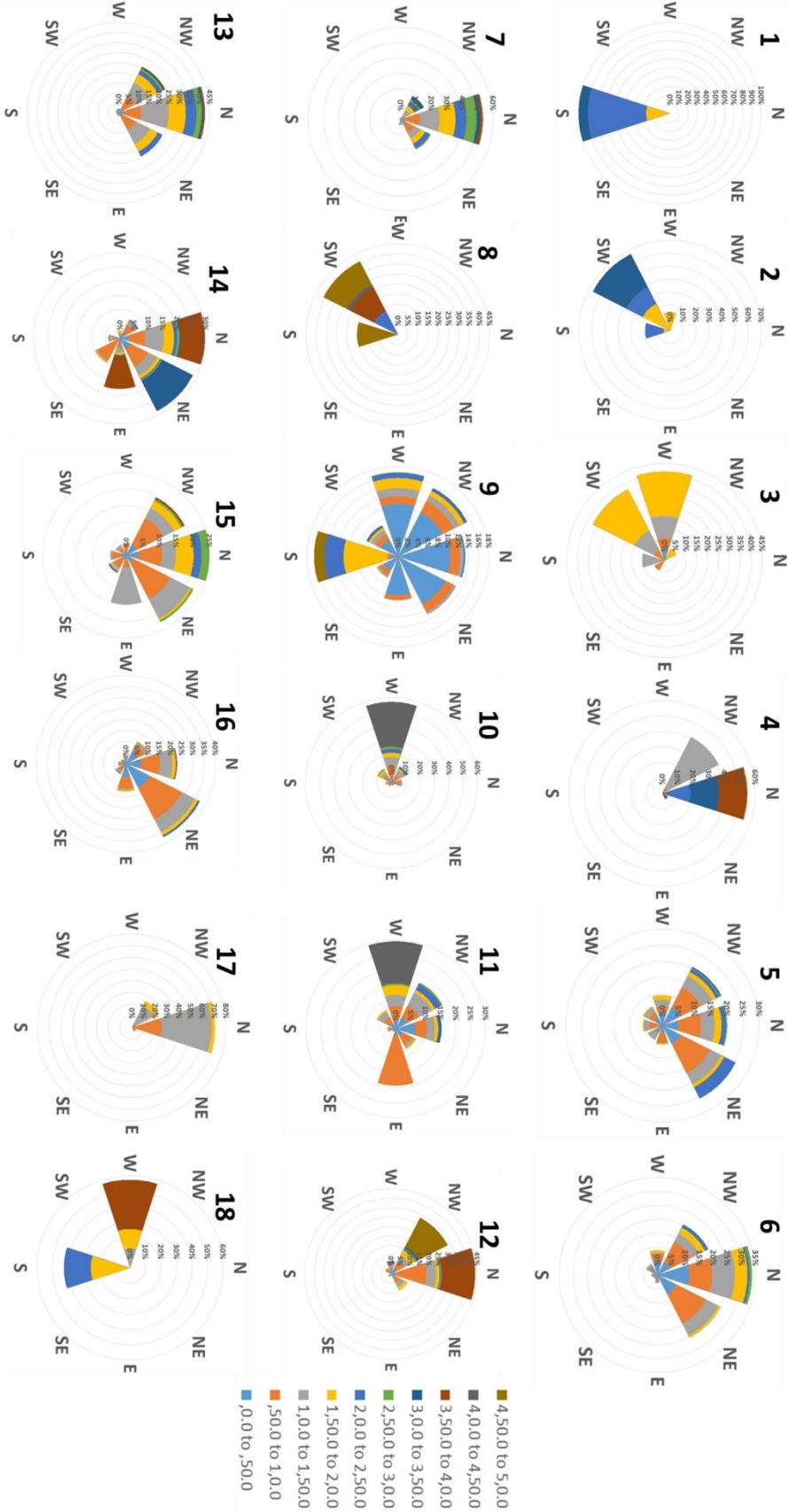
	Valeur	Intervalle de confiance à 95%	de Bornes l'intervalle de confiance
--	--------	-------------------------------	-------------------------------------

n	0,63	$\pm 2,41 \%$	[0,62; 0,65]
$C_{env}$	132,54 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	$\pm 5,17 \%$	[125,86 ; 139,57]
$C_L$	133,99 m <sup>3</sup> /(h·Pa <sup>n</sup> )	$\pm 5,17 \%$	[127,24; 141,10]
Corrélation	0,999562		
$\dot{V}_{50}$	1583,22 m <sup>3</sup> /h	$\pm 1,14 \%$	[1565,33; 1601,31]
$n_{50}$	6,49 h-1	$\pm 5,13 \%$	[6,16; 6,82]
$\dot{V}_4$	321,45 m <sup>3</sup> /h	$\pm 3,10 \%$	[311,65; 331,56]
Q4Pa-Surf	2,38 m <sup>3</sup> /(h.m <sup>2</sup> )	$\pm 5,88 \%$	[2,24; 2,52]

# Annexe III.2 : roses des vents pour les 18 tests de ventilation naturelle mono façade



# Annexe III.3 : roses des vents pour les 18 tests de ventilation naturelle traversante



## Annexe III.4.

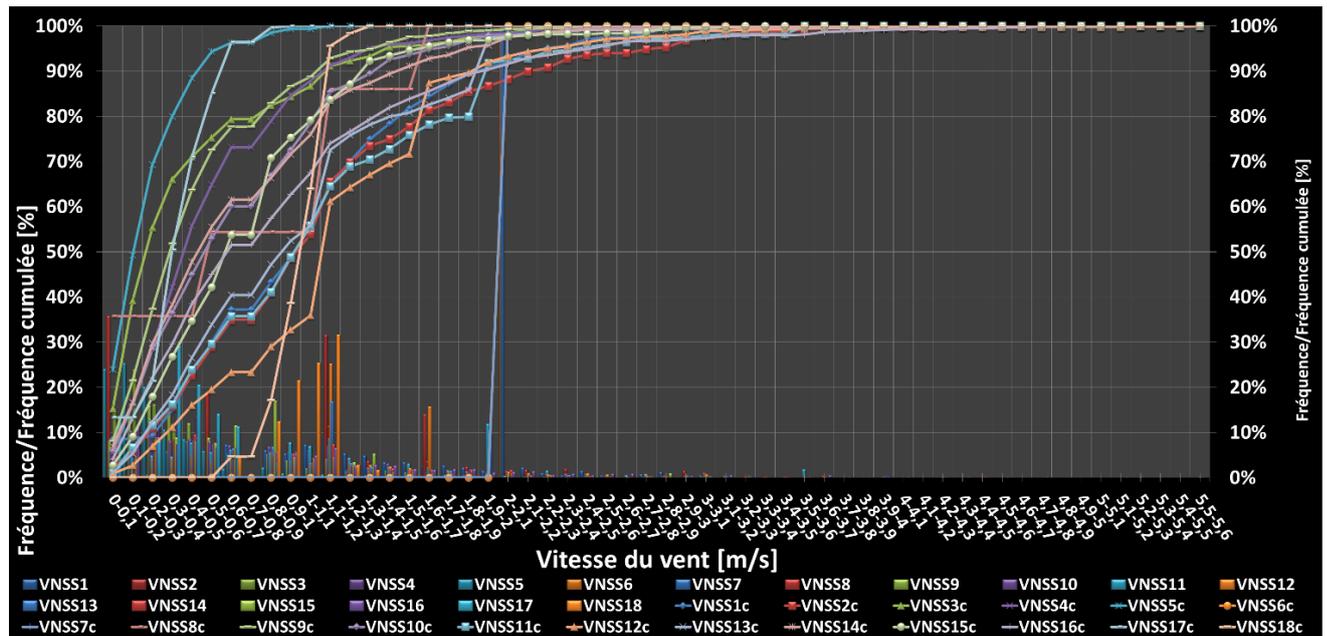


Figure III. 4.1: distributions en fréquence et fréquences cumulées des vitesses de vent mesurées pour les 18 tests effectués en ventilation mono façade

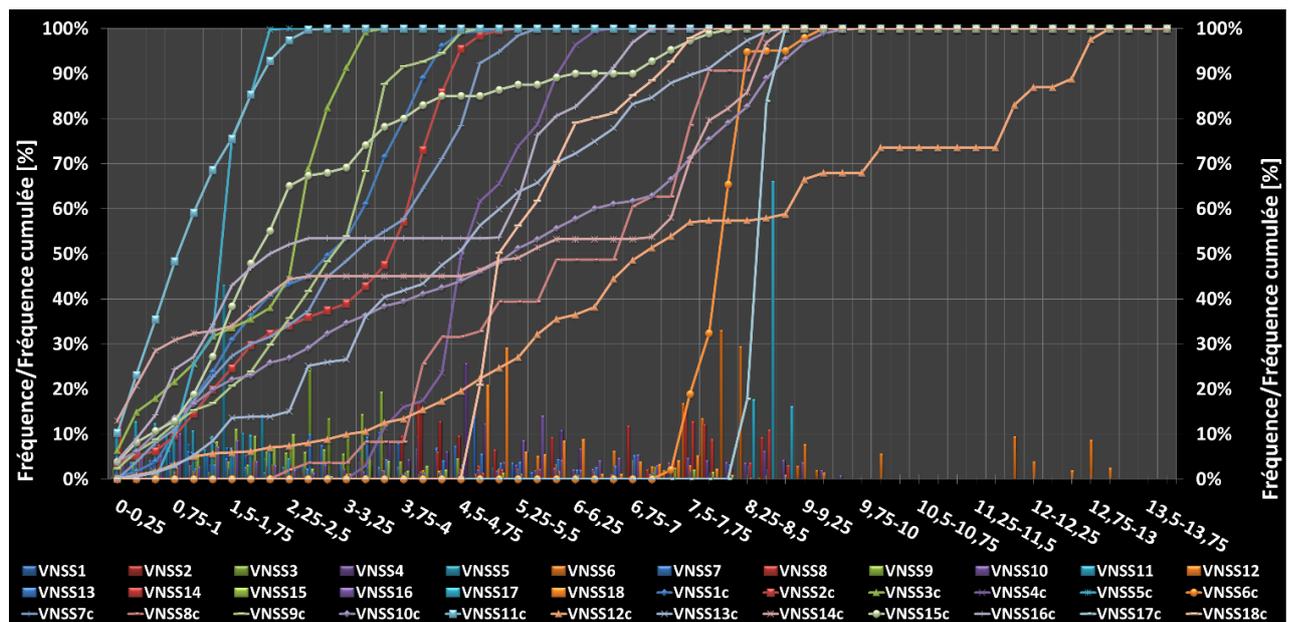


Figure III.4 .2: distribution en fréquences et fréquences cumulées des gradients de température intérieure-extérieure pour les 18 tests en ventilation mono façade

Tableau III.4.1: troisième quartile des valeurs enregistrées pour la vitesse du vent et le gradient de température durant les tests en ventilation mono façade

	$\lambda [h^{-1}]$	Quartile 3 Vvent	Quartile 3 Tint-Text
VNSS1	0,61	1,45	3,85
VNSS2	0,61	1,55	4,28
VNSS3	0,51	0,60	2,87
VNSS4	0,69	0,80	5,55
VNSS5	0,68	0,40	1,75
VNSS6	0,75	2,10	8,29
VNSS7	0,67	2,10	4,64
VNSS8	0,38	1,11	7,72
VNSS9	0,32	1,11	3,56
VNSS10	0,37	1,00	7,95
VNSS11	0,65	1,60	1,72
VNSS12	0,81	1,66	11,88
VNSS13	0,54	1,30	6,53
VNSS14	0,44	1,00	7,85
VNSS15	0,53	0,90	3,59
VNSS16	0,56	1,30	5,71
VNSS17	0,56	0,60	8,70
VNSS18	0,89	1,10	6,10

## Annexe III. 5

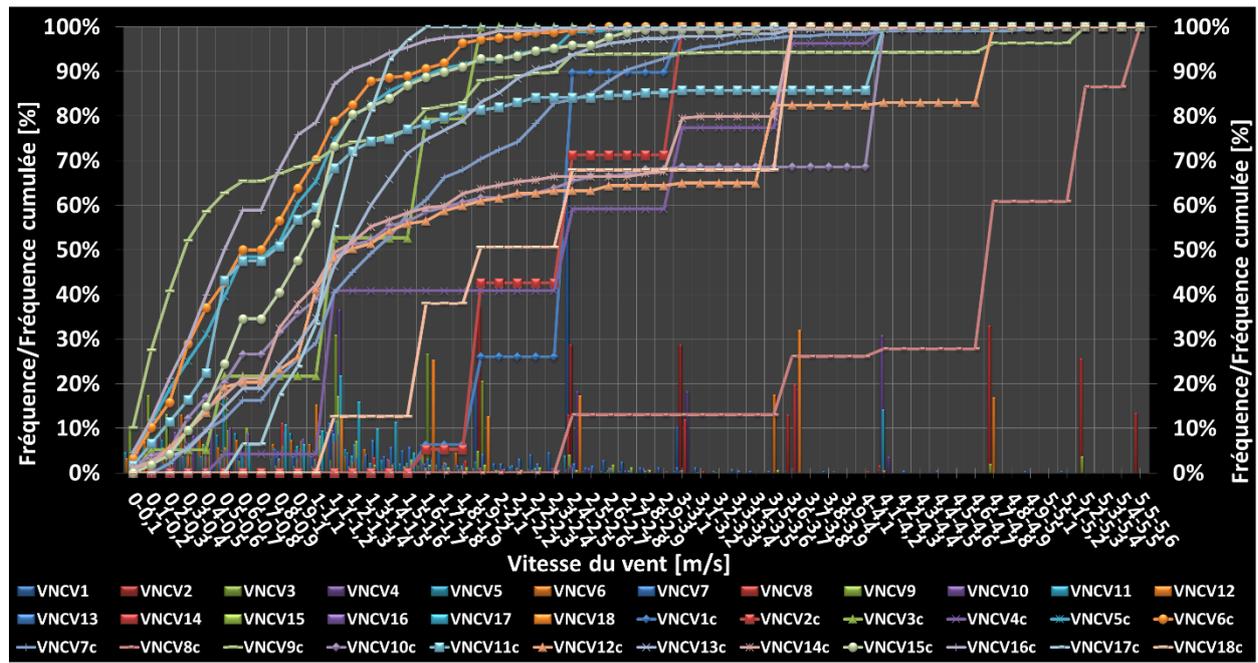


Figure III.5.1: distribution en fréquences et fréquences cumulés des vitesses du vent pour les 18 tests en ventilation traversante

# EVALUATION EXPERIMENTALE DES PERFORMANCES DES SYSTEMES DE VENTILATION : EFFICACITE DE VENTILATION ET CONFORT THERMIQUE

## RESUME :

LA PERFORMANCE D'UN SYSTEME DOIT ETRE BIEN DEFINIE, ATTEIGNABLE ET SURTOUT MESURABLE. CE N'EST PAS LE CAS AUJOURD'HUI POUR LA VENTILATION. D'UNE PART, LES PERFORMANCES DES SYSTEMES DE VENTILATION SONT HABITUELLEMENT EXPRIMEES SUR DES CONSIDERATIONS ENERGETIQUES OU TOUT SIMPLEMENT SUR UNE ESTIMATION TROP APPROXIMATIVE DES DEBITS DE VENTILATION. LES PERFORMANCES LIEES AU CONFORT THERMIQUE ET A LA QUALITE DE L'AIR INTERIEUR SONT ABORDEES SEPAREMENT A TRAVERS DES OUTILS D'EVALUATION DEDIES. D'AUTRE PART, LES OUTILS D'EVALUATION EXISTANTS SONT AUJOURD'HUI LIMITES DANS LEUR MISE EN PRATIQUE POUR DES MESURES IN SITU, NOTAMMENT LORSQU'IL S'AGIT DE VENTILATION NATURELLE ET MIXTE. L'OBJECTIF DE CETTE THESE EST ALORS D'EXAMINER ET D'EXPERIMENTER LES TECHNIQUES EXPERIMENTALES EXISTANTES A ECHELLE REELLE AFIN DE PROPOSER DES AMELIORATIONS SUR LES METHODES D'EVALUATION ET DE COMMISSIONNEMENT. LA THESE ABORDE LA PERFORMANCE DE LA VENTILATION EN PRENANT EN COMPTE L'EFFICACITE DE VENTILATION COMME PERFORMANCE INTRINSEQUE ET LE CONFORT THERMIQUE COMME PERFORMANCE GLOBALE.

LA PREMIERE PARTIE EST CONSACREE A L'EVALUATION IN SITU DES PERFORMANCES INTRINSEQUES DE VENTILATION (TAUX DE VENTILATION, AGES MOYENS DE L'AIR ET EFFICACITE DE RENOUVELLEMENT D'AIR), EN SE BASANT SUR DES TECHNIQUES DE GAZ TRACEURS. APRES UNE ANALYSE THEORIQUE DES DIFFERENTS INDICATEURS DE PERFORMANCE DE VENTILATION ET DE LEURS TECHNIQUES DE MESURE CORRESPONDANTES, UNE ETUDE EXPERIMENTALE A ETE MENEES DANS UNE SALLE DE COURS SOUS DIFFERENTES STRATEGIES DE VENTILATION (MECANIQUE, NATURELLE ET MIXTE). LES ANALYSES ONT DEMONTE L'IMPORTANCE DE LA MISE EN APPLICATION DES TECHNIQUES DE DECROISSANCE DE GAZ TRACEURS SUR L'INCERTITUDE DES TAUX DE RENOUVELLEMENT D'AIR AVEC NOTAMMENT UNE FORTE INFLUENCE DES TEMPS DE MESURE ET DES CONCENTRATIONS DE GAZ UTILISEES. UNE METHODOLOGIE A ETE ADAPTEE PUIS TESTEE POUR LA MESURE DE L'EFFICACITE DE RENOUVELLEMENT D'AIR EN VENTILATION MECANIQUE, NATURELLE ET MIXTE EN S'AFFRANCHISSANT DE MESURES EN BOUCHES D'EXTRACTION (TECHNIQUE HABITUELLEMENT UTILISEE ET PRECONISEE PAR LES NORMES).

LA DEUXIEME PARTIE EST CONSACREE A L'EVALUATION EXPERIMENTALE IN SITU DU CONFORT THERMIQUE SOUS DIFFERENTES CONFIGURATIONS DE VENTILATION. DIFFERENTES METHODES, STANDARDS ET TECHNIQUES D'EVALUATION ONT ETE TESTES ET COMPARES AVEC LA PERCEPTION DES OCCUPANTS. LES RESULTATS ONT DEMONTE LA PRESENCE DE PLUSIEURS INADEQUATIONS LORS DE LA MISE EN PRATIQUE DES METHODES ET NORMES EXISTANTES. PRINCIPALEMENT, IL S'AGIT DE L'INADEQUATION DES METHODES STATIQUES (PMV PPD) POUR L'EVALUATION DU CONFORT EN PRESENCE DE CONDITIONS THERMIQUES FLUCTUANTES, Y COMPRIS EN VENTILATION MECANIQUE. LES ANALYSES D'INCERTITUDES LIEES AUX ERREURS DE MESURE ONT DEMONTE L'INCOHERENCE DES NORMES ACTUELLES DANS LA CLASSIFICATION DES CATEGORIES DE CONFORT.

**MOTS CLES :** COMMISSIONNEMENT DE LA VENTILATION ; EFFICACITE DE VENTILATION ; GAZ TRACEURS ; CONFORT THERMIQUE ; VENTILATION NATURELLE.

## EXPERIMENTAL ASSESSMENT OF BUILDING VENTILATION PERFORMANCE: VENTILATION EFFICIENCY AND THERMAL COMFORT

### ABSTRACT :

THE PERFORMANCE OF A SYSTEM MUST BE WELL DEFINED, ATTAINABLE AND ABOVE ALL MEASURABLE. THIS IS NOT THE CASE TODAY FOR VENTILATION. ON THE ONE HAND VENTILATION PERFORMANCE IS USUALLY DECLINED ON ENERGY EFFICIENCY CONSIDERATIONS OR SIMPLY ON A ROUGH ESTIMATION OF VENTILATION RATES. THE PERFORMANCE RELATED TO THERMAL COMFORT AND IAQ ARE ADDRESSED SEPARATELY THROUGH DEDICATED EVALUATION TOOLS. ON THE OTHER HAND, THE EXISTING EVALUATION TOOLS TODAY ARE NOWADAYS LIMITED IN THEIR PRACTICAL APPLICATIONS FOR IN SITU MEASUREMENTS, IN PARTICULAR IN THE CASE OF NATURAL AND MIXED VENTILATION. THE AIM OF THE PRESENT THESIS IS TO EXAMINE THE EXISTING EXPERIMENTAL TECHNIQUES, AT FULL SCALE BUILDING IN ORDER TO PROPOSE IMPROVEMENTS ON EVALUATION METHODS AND COMMISSIONING PROTOCOLS. THE PRESENT THESIS DEALS WITH VENTILATION PERFORMANCE TAKING INTO ACCOUNT VENTILATION EFFICIENCY AS INTRINSIC PERFORMANCE AND THERMAL COMFORT AS OVERALL PERFORMANCE.

THE FIRST PART IS DEVOTED TO THE IN SITU ASSESSMENT OF INTRINSIC VENTILATION PERFORMANCE (VENTILATION RATES, MEAN AGE OF AIR, AND AIR EXCHANGE EFFICIENCY), BASED ON DECAY TRACER GAS TECHNIQUES. AFTER A THEORETICAL ANALYSIS OF THE VARIOUS PERFORMANCE INDEXES AND THEIR CORRESPONDING MEASUREMENT TECHNIQUES, AN EXPERIMENTAL STUDY WAS CARRIED OUT IN A CLASSROOM UNDER DIFFERENT VENTILATION STRATEGIES (MECHANICAL, NATURAL & MIXED MODE). THE ANALYSIS PROVED THE IMPORTANCE OF THE APPLICATION OF THE TRACER GAS DECAY ON VENTILATION RATES ACCURACY WITH IN PARTICULAR A STRONG INFLUENCE OF MEASUREMENT TIMES AND USED TRACER GAS CONCENTRATION. A METHODOLOGY HAS BEEN ADAPTED AND TESTED FOR THE MEASUREMENT OF THE AIR EXCHANGE EFFICIENCY IN NATURAL AND MIXED MODE VENTILATION, BY AVOIDING MEASUREMENTS IN EXHAUST VENTS (A TECHNIQUE USUALLY USED AND ADVOCATED BY CURRENT STANDARDS).

THE SECOND PART IS DEVOTED TO IN SITU ASSESSMENT OF THERMAL COMFORT UNDER DIFFERENT VENTILATION STRATEGIES. DIFFERENT METHODS, STANDARDS AND EVALUATION TECHNIQUES WERE TESTED AND COMPARED WITH OCCUPANTS' PERCEPTION. THE RESULTS DEMONSTRATED THE PRESENCE OF SEVERAL INADEQUACIES DURING THE IMPLEMENTATION OF EXISTING METHODS AND STANDARDS. MAINLY, IT CONCERNS THE INADEQUACY OF STATIC METHODS (PMV PPD) FOR THERMAL COMFORT ASSESSMENT IN THE PRESENCE OF FLUCTUATING THERMAL CONDITIONS, EVEN WITH MECHANICAL VENTILATION. UNCERTAINTY ANALYSIS RELATED TO MEASUREMENT ERRORS HAS DEMONSTRATED THE INCOHERENCE OF CURRENT STANDARDS IN THE CLASSIFICATION OF COMFORT CATEGORIES.

**KEYWORDS :** VENTILATION COMMISSIONING; VENTILATION EFFICIENCY; TRACER GAS; THERMAL COMFORT; NATURAL VENTILATION