Etude de stratégies de ventilation pour améliorer la qualité environnementale intérieure et le confort des occupants en milieu scolaire

Adrien Dhalluin

▶ **To cite this version:**

Adrien Dhalluin. Etude de stratégies de ventilation pour améliorer la qualité environnementale intérieure et le confort des occupants en milieu scolaire. Autre. Université de La Rochelle, 2012. Français. NNT : 2012LAROS367 . tel-00823905

HAL Id: tel-00823905

https://theses.hal.science/tel-00823905

Submitted on 19 May 2013

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.

UNIVERSITÉ DE LA ROCHELLE

UFR Sciences Fondamentales et Sciences pour l'Ingénieur

École Doctorale Sciences et Ingénierie en Matériaux, Mécanique, Énergétique et Aéronautique (SI-MMEA)

Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement (LASIE)

THÈSE

présentée par

Adrien DHALLUIN

pour l'obtention du grade de : Docteur de l'Université de La Rochelle

Spécialité : Génie Civil

Etude de stratégies de ventilation pour améliorer la qualité environnementale intérieure et le confort des occupants en milieu scolaire

---

Directeur de thèse : **Karim LIMAM**

Soutenue le 19/06/2012 devant le jury composé de :

Emmanuel ANTCZAK	Professeur, Université de Lille, France	Rapporteur
Pierre DEROUBAIX	Ingénieur ADEME, Service Bâtiment Valbonne, France	Examinateur
Christian GHIAUS	Professeur, INSA Lyon, France	Rapporteur
Stéphane GINESTET	Maître de Conférences, INSA Toulouse, France	Examinateur
Karim LIMAM	Maître de Conférences, Université de La Rochelle, France	Examinateur
Françoise THELLIER	Professeur, Université de Toulouse, France	Examinateur

Remerciements

Ils apparaissent au début de ce document mais en sont en réalité le point final, celui qui conclue trois années à la fois belles et douloureuses, autant qu'une thèse puisse l'être, et qui me permet de rendre hommage aux personnes qui me sont chères et/ou sans lesquelles cette expérience n'aurait pu se faire.

Mes remerciements vont tout d'abord aux personnes qui sont à l'origine de ce projet, à savoir Karim Limam pour avoir initié l'idée de rassembler plusieurs compétences du laboratoire dans ce sujet et de m'avoir accordé sa confiance, Francis Allard notamment pour m'avoir accueilli dans les locaux du LaSIE (anciennement LEPTIAB).

Mes remerciements s'adressent également aux cofinanceurs de ce projet de thèse, à savoir le conseil régional Poitou-Charentes et l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie, et tout particulièrement aux ingénieurs de l'ADEME chargés d'expertiser mon travail, Nathalie Poisson et Pierre Deroubaix, pour leur grande implication et leur sympathie.

Je remercie par la même occasion les membres du jury que je n'ai pas encore cité et qui m'ont honoré de leur présence: Christian Ghiaus, Emmanuel Antczak, Françoise Thellier et Stéphane Ginestet. Ils ne se rappelleront peut être pas de mes réponses mais je me souviendrai de leurs questions…

Je tiens à remercier plus généralement l'ensemble du personnel du LaSIE, les « permanents » avec qui j'ai beaucoup échangé et appris notamment durant mes 3 années de monitorat et surtout les « intermittents » doctorants, post-doc et stagiaires qui font la vie du laboratoire, sans oublier le personnel administratif et technique.

J'adresse une mention particulière aux collègues de l'axe « Maîtrise des ambiances habitables » du laboratoire, en particulier Francis Allard, Christian Inard et Patrice Blondeau (Sergio Leone les classerait probablement dans cet ordre) pour nos échanges scientifiques mais aussi tennistiques et rugbystiques pour ce dernier, à qui je dois également la mise en relation avec le bureau d'étude et d'architecture ArchiMEDES. Cette collaboration a apporté un apport scientifique certain et une touche innovante à ce travail original, grâce au système SOS. Par ailleurs, je remercie Serge Joré (directeur) pour sa confiance (entre charentais « supérieurs ») et son enthousiasme, Jérémie Muzellier (ingénieur) pour ses compétences, son amabilité et sa grande disponibilité ainsi que François et Laurent du service technique universitaire pour avoir joué les alpinistes en installant le système SOS. J'espère que mes travaux ouvriront de nouveaux horizons au développement de ce système prometteur…Je suivrai en tout cas d'un œil attentif l'évolution de cette petite entreprise qui je l'espère, ne connaîtra pas la crise !

Je n'oublie pas mes collègues les plus proches et non moins amis, ceux avec qui j'ai partagé et vécu le même quotidien, les mêmes petites gloires (une courbe propre, un code qui tourne) et les mêmes grosses galères (le mot « deadline » ne devra pas exister). Mon *collègues' award* revient probablement à Pierre dont j'ai été l'épaule gauche pendant que lui était mes jambes pour continuer à courir vers le « graal », mais Marx, Brice (de Toulouse), DumDum et Moeru pour leur humour (ou plutôt « humûr ») plus que partagé, Adrien (alias Contador), Mireille, Max, Camille, Luc, Marion, Juslin, avec qui les échanges scientifiques ont été nombreux et fructueux, Marie, Minou, Axel, Sylvain, Walid (le prophète en son bureau) pour nos expériences de vie partagées autour d'un café, d'un verre, d'un barbecue ou bien plus, sans oublier tous les autres qui ont marqué ma vie doctorante tous à leur manière et ont contribué à la réussite de cette belle expérience !

Enfin, mes remerciements les plus intimes et les plus profonds s'adressent à ma famille dont je serai éternellement reconnaissant pour le soutien sans faille, l'amour et le bonheur qu'ils m'ont toujours porté. Je vous dédie ce manuscrit.

A toi Véro, à toi Makello, à toi Maxou et à toi Alex, qui a vécu pleinement cette thèse (en plus de la tienne). Tu as été le pansement de mes peurs, le remède à mes doutes, le booster de mes idées. Je ne sais pas si je serai un jour un « grand homme », mais derrière moi je sais qu'il y a une « très grande femme ».

« *Le pic semble percer le ciel et le chemin qui conduit au sommet a nom persévérance* »
(proverbe japonais)

Résumé

La ventilation est un secteur clé du bâtiment, dont le rôle est d'assurer un air sain et confortable toute l'année, tout en minimisant les consommations énergétiques. Nos travaux consistent à apporter des éléments de réponses et des pistes d'amélioration pour l'élaboration de stratégies de ventilation appropriées au milieu scolaire, à partir de travaux expérimentaux et numériques.

Pour ce faire, quatre modes de ventilation (naturelle et mixte) ont été testés dans des salles de classes de l'Université de La Rochelle, et leurs performances ont été comparées via une évaluation multicritère basée sur les paramètres physiques caractérisant l'environnement intérieur, les indices de confort (subjectif, analytique et adaptatif) et des critères énergétiques. Des méthodes normatives de classification et des estimations de consommations énergétiques nous ont permis de conclure que le système de ventilation naturelle par ouverture automatisée des fenêtres, contrôlé par la détection de présence et des paramètres thermiques (système SOS), est le meilleur compromis. Nous soumettons toutefois, dans ce manuscrit, un certain nombre d'améliorations à apporter à ce système.

Notre contribution porte également sur la connaissance des mécanismes du confort humain, en particulier ses réactions adaptatives, en définissant les conditions favorables au confort et en proposant des modèles prédictifs du confort global, de l'ajustement personnel, ainsi que du contrôle individuel de l'ambiance par les occupants. Ces résultats ont notamment pour vocation d'améliorer la prise en compte des interactions entre les occupants et leur environnement dans les simulations numériques et pourraient également servir de base au développement d'une stratégie de ventilation optimisée.

Au niveau numérique, nous proposons des simulations annuelles de quatre stratégies de ventilation, très proches de celles testées sur site, à l'aide d'un code thermo-aéraulique multizone (couplage Trnsys/Contam), que nous avons validé à partir de certaines séquences de mesures. En tenant compte d'un scénario d'occupation scolaire standard et du fichier météorologique correspondant à la station de La Rochelle, nous avons notamment montré qu'il est primordial de pré-chauffer l'air d'un système de ventilation mécanique, sous peine d'être confronté à des charges de chauffage insurmontables. En introduisant une puissance de chauffage illimitée dans Trnsys, permettant de maintenir une température minimale acceptable dans les salles de classe et ainsi de simuler des conditions d'enseignement réalistes, il apparaît que la meilleure qualité environnementale intérieure est à nouveau obtenue avec le système SOS. Notre modèle nous donne désormais la possibilité de multiplier les tests sur d'autres stratégies de ventilation, ainsi que d'autres scénarios d'occupation ou conditions climatiques ou tout autre étude paramétrique, afin d'élaborer les meilleures stratégies de ventilation dans chaque configuration.

Mots clés : stratégies de ventilation, qualité environnementale intérieure, qualité de l'air, confort, expérimentations in situ, modèle thermo-aéraulique multizone

Abstract

Ventilation is a key sector of building, whose role is to ensure healthy and comfortable air all over the year, which is rarely the case in school buildings, while minimizing energy consumption. Our work provides some answers and possible improvements for the development of appropriate ventilation strategies for schools, from experimental and numerical work.

To achieve this, four modes of ventilation (natural and mixed ventilation modes) were tested in classrooms of the University of La Rochelle, and their performances were compared via a multicriteria evaluation based on the physical parameters characterizing the indoor environment, comfort indices (subjective, analytical and adaptive) and energy criteria. Normative methods of classification and estimates of energy consumption enabled us to conclude that the natural ventilation system by automated opening windows, controlled by the presence detection and thermal parameters (SOS), is the best compromise. However, we submit in this manuscript, some improvements to this system.

Our contribution concerns also the understanding of the human comfort mechanisms and in particular its adaptive reactions, by defining the favorable conditions for a state of comfort and providing predictive models concerning overall comfort, personal adjustments and the individual control of the indoor environment by the occupants. These results aim to improve the consideration of the interactions between occupants and their environment in numerical simulations, and may serve as a basis for developing an optimized ventilation strategy.

Numerically, we propose annual simulations of four ventilation strategies, very similar to those tested in situ, by using a combined heat and mass transfer multizone model (coupling Trnsys / CONTAM), that we have validated from selected experimental sequences. Taking into account a standard scenario of occupation and the annual weather conditions for La Rochelle, we have shown the importance to pre-heat the supplied air of a mechanical ventilation system, because of insurmountable heating demand consequences. By introducing an unlimited heating power, in order to maintain a minimum acceptable temperature and thus to simulate realistic learning conditions, it appears that the best indoor environmental quality is again obtained with the SOS system. Our model now gives us the possibility to increase the number of ventilation strategies, as well as the occupation scenarios, the weather conditions or any other parametric study in order to design the best ventilation strategies for each configuration.

Keywords: ventilation strategies, indoor environmental quality, air quality, comfort, full-scale experiments, multizone modeling

Table des Matières

INTRODUCTION GENERALE 16

CHAPITRE I. VENTILATION DANS LES BATIMENTS SCOLAIRES ET CRITERES D'EVALUATION DE LA QUALITE DES AMBIANCES INTERIEURES 18

I.1 Introduction 18

I.2 Contexte énergétique, environnemental et sanitaire dans le secteur du bâtiment 19

I.2.1 Politique nationale et internationale 19
I.2.2 Spécificité et potentialité du secteur du bâtiment 19
I.2.3 Répartition des besoins énergétiques dans le bâtiment et poids de la ventilation 19
I.2.4 Réglementation thermique / labels / démarche HQE 21
I.2.5 Enjeux sanitaires 22

I.3 Rôle de la ventilation et systèmes existants 23

I.3.1 Nécessité de l'aération et état des systèmes en France 23
I.3.2 La ventilation naturelle 24
I.3.3 La ventilation mécanique contrôlée (VMC) 30
I.3.4 La ventilation hybride 32
I.3.5 Stratégies de contrôle de la ventilation dans les écoles 33
I.3.6 Aspects réglementaires de la ventilation en milieu scolaire 34
I.3.7 Critères d'évaluation de l'efficacité de ventilation 36

I.4 Définition et méthodes d'évaluation de la QEI et du confort dans les écoles 39

I.4.1 Qu'est ce qu'une bonne qualité environnementale intérieure ? 39
I.4.2 Qualité de l'air intérieur 41
I.4.3 Confort thermique 52
I.4.4 Confort acoustique 68
I.4.5 Confort visuel 75
I.4.6 Synthèse des critères d'évaluation choisis 76

I.5 Stratégies de ventilation adaptées aux bâtiments scolaires 78

I.5.1 Particularités des bâtiments scolaires à l'origine de mauvaises QEI 78
I.5.2 Recherche de stratégies de ventilation : revue de littérature 80

I.6 Synthèse bibliographique et positionnement du sujet 82

CHAPITRE II. PROTOCOLE EXPERIMENTAL ET RECHERCHE PRELIMINAIRE DES DETERMINANTS DE LA QEI 84

II.1 Introduction 84

II.2 Méthode et moyens 85

II.2.1 Caractéristiques des salles de classe 85
II.2.2 Les stratégies de ventilation étudiées 86
II.2.3 Techniques de mesures 90
II.2.4 Protocole expérimental 98

II.3 Mesures préliminaires 100

II.3.1 Homogénéité des paramètres mesurés dans les salles 100
II.3.2 Perméabilité aéraulique des salles 105
II.3.3 Performances acoustiques des salles 108
II.3.4 Performances thermiques de la VMC double flux 108

II.3.5 Fonctionnement réel du système SOS ... 111

II.4 Etude des paramètres influents sur la qualité de l'environnement intérieur (QEI) ... 118

II.4.1 Impact du climat sur la QEI en fonction du TRA ... 118
II.4.2 Impact des occupants sur la QEI selon le taux de renouvellement d'air ... 127

II.5 Conclusion ... 138

CHAPITRE III. COMPARAISON DES PERFORMANCES DES STRATEGIES DE VENTILATION TESTEES SUR SITE ... 141

III.1 Introduction ... 141

III.2 Hypothèses et conditions aux limites ... 142

III.3 Approche QEI ... 142

III.3.1 Taux de renouvellement d'air et utilisation des ouvrants ... 142
III.3.2 Période été ... 144
III.3.3 Période hiver ... 146
III.3.4 Période sans occupant ... 149
III.3.5 Classement des stratégies de ventilation selon l'approche objective ... 150

III.4 Approche confort ... 151

III.4.1 Approche subjective ... 151
III.4.2 Approche analytique ... 157
III.4.3 Approche adaptative ... 158
III.4.4 Synthèse des résultats sur le confort ... 159

III.5 Approche énergétique ... 159

III.6 Conclusion sur la (les) stratégies à adapter en salle de classe ... 161

III.7 Analyse en composantes principales ... 163

III.7.1 Principe de l'ACP ... 163
III.7.2 Interprétation des résultats ... 166
III.7.3 Classification ascendante hiérarchique (CAH) des individus ... 175
III.7.4 Conclusion des méthodes statistiques ... 177

III.8 Conclusion ... 178

CHAPITRE IV. ETUDE DU RESSENTI ET DU COMPORTEMENT DES OCCUPANTS 179

IV.1 Introduction ... 179

IV.2 Relations entre les approches subjective, objective, analytique et adaptative du confort ... 180

IV.2.1 Relation entre les différentes échelles subjectives du confort ... 180
IV.2.2 Relation entre les échelles subjectives et les variables physiques mesurées ... 182
IV.2.3 Pertinence des indices de conforts analytiques par rapport aux autres approches ... 184
IV.2.4 Pertinence des indices de confort adaptatif par rapport aux autres approches ... 186
IV.2.5 Synthèse des relations entre les différentes approches du confort ... 190

IV.3 Modélisation du confort global par régression linéaire multiple ... 190

IV.3.1 Principe de la régression linéaire multiple ... 191
IV.3.2 Interpretation des résultats ... 191

IV.4 Modélisation du comportement des occupants ... 197

IV.4.1 Les ajustements personnels ... 197
IV.4.2 Contrôle individuel de l'ambiance ... 200
IV.4.3 Proposition d'un algorithme de contrôle ... 211

IV.5 Conclusion ... 212

CHAPITRE V. SIMULATIONS DES PERFORMANCES ANNUELLES DES MODES DE VENTILATIONS ETUDIES 214

V.1 Introduction 214

V.2 Les différentes approches numériques et choix de l'outil de simulation 215

V.2.1 Les modèles monozone 215
V.2.2 Les modèles multi-zone 216
V.2.3 Les modèles zonaux 216
V.2.4 Les codes de champ 217
V.2.5 Choix d'un modèles multizone avec couplage thermo-aéraulique 217

V.3 Description du modèle thermique utilisé : Trnsys 218

V.3.1 Description du projet et des modèles (Types) utilisés 218
V.3.2 La description du bâtiment dans Trnbuild 220
V.3.3 Le modèle multizone détaillé : Type 56 221

V.4 Description du modèle aéraulique utilisé : Contam 224

V.4.1 Description du projet Contam 225
V.4.2 Modélisation des flux dans Contam 226
V.4.3 Modélisation de la perméabilité 227
V.4.4 Modélisation des grandes ouvertures 228

V.5 Validation du couplage Trnsys / Contam 230

V.5.1 Principe du couplage 230
V.5.2 Prise en compte des composants aérauliques et thermiques dans le modèle couplé 231
V.5.3 Les séquences de validation 232
V.5.4 Configuration 1 233
V.5.5 Configuration 2 235

V.6 Simulations annuelles des performances des modes de ventilation étudié 239

V.6.1 Scénarios utilisés et stratégies de ventilation simulées 239
V.6.2 Comparaison multicritères 241

V.7 Conclusion 246

CONCLUSION GENERALE 249

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 252

ANNEXES 263

Nomenclature

A	*surface au sol de la pièce*	$[m^2]$
A_L	*aire de fuite équivalente*	$[m^2]$
C_d	*coefficient de décharge*	[-]
C_e	*concentration dans le conduit d'extraction d'air vicié*	$[kg/m^3]$
C	*concentration en polluant*	$[kg/m^3]$
C_p	*coefficient de pression du vent*	[-]
$C_p(t)$	*concentration en polluant en fonction du temps*	$[kg/m^3]$
c_p	*capacité thermique massique*	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
C_s	*concentration dans le conduit d'insufflation d'air frais [ou à l'extérieur]*	$[kg/m^3]$
$<C>$	*concentration moyenne spatiale*	$[kg/m^3]$
Cep	*consommation en énergie primaire*	[W]
d	*diamètre des particules*	[m]
dCd	*decicarbdiox*	[-]
dTv	*decitvoc*	[-]
D_{nT}	*isolement standardisé acoustique*	[dB]
DISC	*indice d'inconfort thermique*	[-]
DR	*gêne par courant d'air*	[%]
E_m	*efficacité maintenue*	[lux]
*ET**	*température effective*	[K]
g	*accélération de la pesanteur*	$[m/s^{-2}]$
h_{conv}	*coefficient d'échange par convection*	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
HR	*humidité relative de l'air*	[%]
I_{IAQ}	*Indice de qualité d'air*	[-]
I_{cis}	*Indice de vêture standardisée*	[clo]
I_{cl}	*Isolement thermique des vêtements*	[clo]
K	*coefficient de l'orifice*	$[m^3/h/Pa^n]$
L_{eq}	*niveau de bruit équivalent*	[dB]
L_{ext}	*luminosité extérieure*	[lux]
M	*métabolisme*	$[W.m^{-2}]$
n	*exposant de l'équation de l'écoulement à travers un orifice*	[-]
N	*taux de renouvellement d'air dans le domaine*	[Vol/h]
P_a	*pression de l'air*	[Pa]
P_0	*pression relative de référence*	[Pa]
P_w	*pression exercée par le vent sur le bâtiment*	[Pa]
$P_{\Delta P}$	*perméabilité à l'air sous une dépression ΔP*	$[m^3/h/m^2]$
q_b	*débit de ventilation pour les émissions du bâtiment*	$[l/(s.m^2)]$
q_p	*débit de ventilation pour l'occupation par personne*	[l/(s.pers)]
q_{tot}	*débit total de ventilation de la pièce*	[l/s]
Q_v	*débit volume d'air à travers l'orifice*	$[m^3/h]$

R_g	*rayonnement global*	*[W/m²]*
R^2	*coefficient de corrélation*	*[-]*
SET	*température standardisée*	*[K]*
t	*temps*	*[s, h]*
t_a	*température de l'air*	*[K]*
t_r	*température résultante sèche*	*[K]*
T_c	*température de confort*	*[K]*
T_{op}	*température opérative (ou résultante)*	*[K]*
T_r	*temps de réverbération*	*[s]*
T_{rm}	*température radiante moyenne*	*[K]*
T_{rs}	*température résultante sèche de l'air*	*[K]*
T_{RM80}	*température extérieure moyenne journalière glissante*	*[K]*
T_w	*température humide naturelle*	*[K]*
TRA	*taux de renouvellement d'air*	*[vol/h]*
TSENS	*indice de sensation thermique*	*[-]*
v_a	*vitesse de l'air*	*[m/s]*
v_{ar}	*vitesse relative de l'air*	*[m/s]*
v_{vent}	*vitesse du vent*	*[m/s]*
VRL	*valeur à risques limités*	*[µg/m³]*
z	*hauteur, altitude*	*[m]*
ΔT	*gradient vertical de température (différence tête/pied)*	*[K]*

SYMBOLES GRECS

ε_a	*efficacité de renouvellement d'air*	*[-]*
ε_c	*efficacité d'élimination de polluant*	*[-]*
ρ	*masse volumique de l'air*	*[kg/m³]*
ρ_0	*masse volumique de référence de l'air sec [P_0=101325 Pa ; T_0=273.15 K]*	*[kg/m³]*
ρ_{ext}	*masse volumique de l'air extérieur*	*[kg/m³]*
ρ_{int}	*masse volumique de l'air intérieur*	*[kg/m³]*
$\bar{\tau}$	*âge de l'air*	*[s]*
τ_n	*temps nominal de l'air*	*[s]*
τ_r	*temps de résidence de l'air*	*[s]*
τ_{rl}	*temps résiduel de l'air*	*[s]*

ABREVIATIONS

ACP	*Analyse en Composante Principale*
AIVC	*Air Infiltration and Ventilation Centre*
COV	*Composés Organiques Volatils*
CSTB	*Centre Scientifique et Technique du Bâtiment*
CTA	*Centrale de Traitement d'Air*
DEM	*Degree of Effluvium Measurement*
FH	*Facteur d'homogénéité*

FLJ	*Facteur de lumière du jour*
GES	*Gaz à Effet de Serre*
HQE	*Haute Qualité Environnementale*
HVAC	*Heating, Ventilation, and Air Conditioning*
MSI	*Maison des Sciences de l'Ingénieur (Université de La Rochelle)*
OQAI	*Observatoire de la Qualité d'Air Intérieur*
OMS	*Organisation Mondiale de la Santé*
PMV	*Predicted Mean Vote (vote moyen prévisible)*
PD	*Percentage dissatisfied (pourcentage d'insatisfaits)*
PPD	*Predicted Percentage of Dissatisfied (pourcentage prévisible d'insatisfaits)*
PM	*Particulate Matter*
QAI	*Qualité d'Air Intérieur*
QEI	*Qualité Environnementale Intérieure*
RSDT	*Règlement Sanitaire Départemental Type*
SBS	*Syndrome du Bâtiment Malsain*
SOS	*Self Opening and Shading System (système de ventilation naturelle automatisé)*
TCOV	*Quantité totale de composés organiques volatils (ou* COVT*)*
VMC	*Ventilation Mécanique Contrôlée*
VN	*Ventilation Naturelle*
WBGT	*Wet Bulb Globe Temperature*

Introduction générale

Face aux enjeux environnementaux et énergétiques auxquels le monde est confronté, le secteur du bâtiment se positionne comme un secteur clé pour répondre à nos engagements nationaux sur ces thématiques et est actuellement en pleine mutation. La ventilation, dont le rôle est d'assurer un air sain et confortable, est un point clé qui revêt de plus en plus d'importance pour améliorer les performances du bâti.

De nombreuses études révèlent qu'en France, comme partout dans le monde, la qualité de la ventilation dans les bâtiments scolaires est médiocre, ce qui est d'autant plus inquiétant que la population concernée figure parmi les plus fragiles. Les taux de renouvellement d'air y sont généralement trop faibles du fait de systèmes inadaptés, mal dimensionnés ou tout simplement absents, ce qui engendre bien souvent des problèmes de qualité d'air intérieur (QAI) et de confort thermique notamment, responsables de nombreux problèmes sanitaires et de la baisse de performance des élèves.

Nos travaux s'inscrivent dans la recherche de stratégies de ventilation adaptées pour ces bâtiments scolaires et en particulier les salles de classe, afin d'améliorer la qualité de l'environnement intérieur (QEI) et donc les conditions d'enseignement, tout en minimisant les consommations énergétiques. Par ailleurs, de plus en plus d'études s'intéressent à ce sujet, qui fait notamment l'objet en France d'une campagne nationale menée actuellement par l'Observatoire de la Qualité de l'Air Intérieur (OQAI). Mais très peu apportent des solutions réelles en tenant compte de toutes les composantes de la qualité des ambiances.

Notre contribution consiste à apporter des réponses supplémentaires dans cette recherche de stratégies de ventilation appropriées au milieu scolaire, en testant et classant sur la base d'une évaluation multicritère, les performances de quatre modes de ventilation installés dans des salles de classes de l'Université de La Rochelle. L'analyse des performances se fera en périodes chaude et froide, à la fois expérimentalement et numériquement, sur les paramètres physiques mesurés, les niveaux de confort calculés et ressentis, grâce à la distribution d'enquêtes pendant les cours, mais aussi sur des critères énergétiques.

Parmi les stratégies de ventilation étudiées, sera évalué un système de ventilation naturelle innovant par ouverture automatisée des fenêtres (et stores extérieurs), contrôlé par la détection de présence ainsi que les niveaux de température et de luminosité intérieure et extérieure. L'un des objectifs de cette thèse sera donc de voir si la ventilation naturelle par ouverture des fenêtres (contrôlée et/ou non contrôlée), qui est le mode de ventilation le plus souvent installé dans les bâtiments scolaires, est une solution viable en climat tempéré.

Une partie de nos travaux sera également consacrée à la recherche des critères optimums de confort et à l'étude du comportement des occupants, dans le but de prédire le niveau de confort et les réactions adaptatives des individus. Ces informations peuvent notamment servir à améliorer la prise en compte des occupants dans les simulations numériques ou encore à optimiser des systèmes de ventilation.

Ce manuscrit de thèse s'articule autour de cinq chapitres.

Outre situer le contexte réglementaire et les enjeux multiples de l'étude, le chapitre I fait un état de l'art du rôle de la ventilation et des systèmes existants et surtout des critères d'évaluation de la QEI et du confort, qui seront utilisés dans cette étude. Une synthèse bibliographique des recherches récemment menées sur le sujet permettra de positionner notre contribution.

Le chapitre II décrit notamment le protocole expérimental mis en place pour évaluer les performances des différents systèmes de ventilations en termes de QEI, confort et consommations énergétiques. Des mesures préliminaires permettront dans un premier temps d'évaluer certaines caractéristiques des locaux qui seront utiles à l'analyse des résultats expérimentaux et numériques. Une étude des principaux facteurs influant sur l'environnement intérieur des salles de classe sera ensuite réalisée pour mesurer l'impact de ces sources et proposer quelques préconisations d'usage.

Dans le chapitre III, nous comparons expérimentalement les performances des quatre stratégies de ventilation, en réalisant une analyse multicritère et en utilisant des méthodes de classification standardisées et statistiques. Les analyses statistiques utilisées permettront également de définir par une autre méthode que celle employée au chapitre II, les principaux facteurs décrivant l'ambiance.

Le chapitre IV s'intéresse au ressenti et au comportement humain dans l'ambiance, à travers l'étude de relations entre les différentes approches du confort et en tentant de modéliser statistiquement un indice de confort global ainsi que les réactions adaptatives des occupants.

Enfin, le chapitre V consiste à simuler les performances annuelles des stratégies de ventilation expérimentées, à l'aide d'un code thermo-aéraulique du bâtiment. Après une description concise des modèles utilisés, nous tenterons de valider le modèle couplé sur des séquences expérimentales bien définies, avant de classer ces stratégies sur une analyse multicritère de leurs performances.

Chapitre I.

Ventilation dans les bâtiments scolaires et critères d'évaluation de la qualité des ambiances intérieures

I.1 Introduction

Le chapitre I expose les grands enjeux énergétiques, environnementaux et sanitaires auxquels nous devons faire face, en soulignant l'important potentiel d'amélioration qu'offre le secteur du bâtiment et en particulier celui de la ventilation, pour répondre à nos engagements politiques et aux exigences réglementaires. Nous nous attarderons ainsi sur le rôle de ventilation, les systèmes existants et l'évaluation de son efficacité. S'en suivra une synthèse bibliographique sur les méthodes d'évaluation de la qualité des environnements intérieurs et du confort, qui nous permettront de juger les performances des modes de ventilation testées sur site. Enfin, une revue de littérature des études portant sur la qualité des ambiances intérieures dans les écoles à même d'apporter aux concepteurs des solutions en termes de stratégie de ventilation, a été réalisée.

I.2 Contexte énergétique, environnemental et sanitaire dans le secteur du bâtiment

Dans un contexte planétaire de réchauffement climatique, d'épuisement des ressources en énergie fossile, et d'augmentation globale du coût de l'énergie, le secteur du bâtiment se positionne dorénavant comme un secteur clé pour répondre à nos engagements nationaux visant à résoudre les enjeux environnementaux et énergétiques auxquels nous sommes confrontés.

I.2.1 Politique nationale et internationale

La plupart des estimations de la consommation en énergie primaire vont vers un épuisement des réserves prouvées d'énergie fossile d'ici 50 ans, si la consommation mondiale (12 Gtep par an) et son augmentation (~ 2%) restent les mêmes [Sidler, 2011].

De plus, le Groupe Intergouvernemental d'experts sur l'Évolution du Climat (GIEC) estime que la température moyenne sur Terre augmentera de 1,8 à 4°C d'ici la fin du siècle [GIEC, 2007]. Il précise alors qu'il faut réduire de 50% les émissions mondiales de GES entre 2005 et 2050, ce qui se traduit pour les pays industrialisés dont la France, par une division par quatre (« Facteur 4 ») de leurs émissions de GES à l'horizon 2050.

Cela s'est traduit au niveau européen par l'adoption en décembre 2008 du « Paquet Énergie-Climat » par tous les membres de l'UE avec pour objectif de réduire de 20% les émissions de GES ainsi que la consommation globale en Europe et de produire au moins 20% d'énergie par des procédés renouvelables d'ici 2020 (« 3 fois 20% »).

En France, ces mesures ont fait l'objet d'une loi [Loi_POPE, 2005] visant une réduction annuelle de 3% des GES ainsi que la mise en oeuvre du Plan Climat qui a été intégré au Grenelle Environnement depuis 2007 [Plan_Climat, 2011], visant à limiter les émissions de CO_2 sur la période 2005-2020, avec une diminution prévue de 55 MteqCO_2 dans le secteur du bâtiment résidentiel et tertiaire.

I.2.2 Spécificité et potentialité du secteur du bâtiment

Principal consommateur d'énergie en France avec 43 % de l'énergie finale totale (70 Mtep), le secteur résidentiel-tertiaire du bâtiment engendre 23 % des émissions nationales de GES (120 MteqCO_2). Il apparaît donc comme un poste d'économie d'énergie considérable, d'autant plus que les sources d'énergies renouvelables y sont diversement utilisables.

Le Plan Bâtiment du Grenelle Environnement a pour objectifs de réduire les consommations d'énergie d'au moins 38% et les émissions de GES de 50% d'ici à 2020 dans le parc des bâtiments existants. Cela se traduit par la généralisation de la construction de bâtiments à basse consommation (BBC) dès 2012, à énergie passive (BEPAS) à l'horizon 2020 et à énergie positive (BEPOS) à l'horizon 2050, mais aussi un programme de rénovation thermique ambitieux.

Promulguée le 12 juillet 2010, la loi Grenelle 2 [Loi_Grenelle 2, 2011] portant « engagement national pour l'environnement » marque ensuite l'entrée du processus dans la phase d'application et de territorialisation des 268 objectifs entérinés par le premier volet législatif du Grenelle Environnement.

I.2.3 Répartition des besoins énergétiques dans le bâtiment et poids de la ventilation

La répartition moyenne de la consommation d'énergie par usage dans le résidentiel en 2008, est de 64,4% pour le chauffage, 11,6% pour l'eau chaude sanitaire (ECS), 6,5% pour la cuisson et 17,5 pour les usages spécifiques de l'électricité (USE) qui continuent leur progression (+1,6%) [Ademe, 2011].

La répartition des pertes de chaleur dans une maison individuelle neuve respectant la règlementation thermique RT2005 sont représentée sur la Figure I.1. Les principales pertes de chaleur se font par les parois, mettant en exergue l'importance d'une bonne isolation des toitures, des planchers (bas et hauts), ainsi que des murs, portes et parois vitrées. La ventilation et l'aération représenterait au moins 15% des déperditions ce qui est loin d'être négligeable.

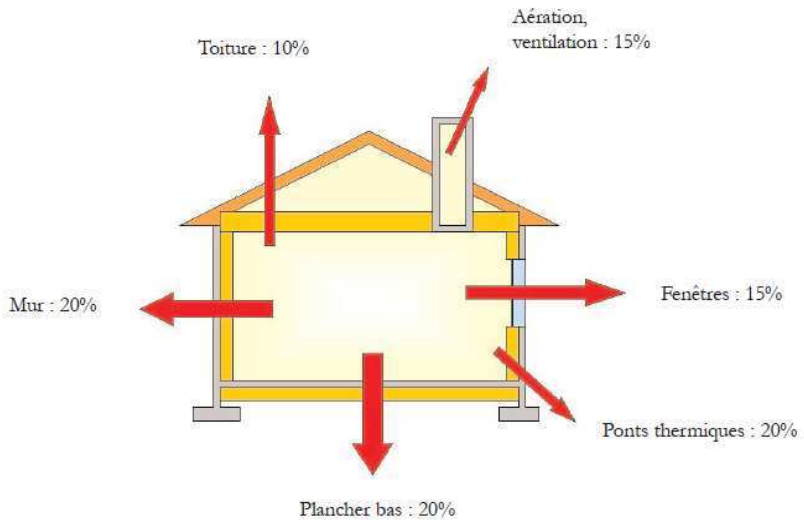


Figure I.1 : Répartition moyenne des déperditions dans une maison individuelle neuve [RT 2005, 2006]

Etant donné l'augmentation progressive de l'isolation des bâtiments, les déperditions liées à la ventilation sont amenées à représenter une part relative de plus en plus importante des besoins de chauffage des bâtiments (jusqu'à 30 % parfois). Il est donc important d'adapter au mieux la ventilation aux besoins hygiéniques, ce qui permet également aux bâtiments climatisés, de limiter les consommations d'énergie en été ou en mi-saison [Ademe, 2011].

Les phases de conception, de mise en œuvre et de maintenance du système de ventilation sont également cruciales mais peu de contrôles et de vérifications sont aujourd'hui effectués, et le peu qui est réalisé, révèle d'importants défauts (conception, réalisation, maintenance) et notamment presque systématiquement des défauts de débits d'air (manque ou inadaptation).

L'Ademe souligne également que pour réaliser des installations de ventilation efficaces (adaptées et économes), il suffit d'un « simple » respect des cahiers des charges et des règles de l'art ainsi qu'une meilleure concertation entre les intervenants du projet.

Enfin, il ne faut pas négliger la qualité d'étanchéité de l'enveloppe du bâtiment dont dépend l'efficacité des systèmes, et le potentiel économique et d'amélioration de la qualité d'air intérieur lors de réhabilitations de bâtiments existants, en améliorant les systèmes ou en les installant lorsqu'ils n'existent pas.

I.2.4 Réglementation thermique / labels / démarche HQE

La France a établi sa première réglementation thermique pour les constructions neuves en 1974, suite au premier choc pétrolier, qu'elle a ensuite renforcée progressivement en 1977, 1982, 1988, 2000, 2005 et désormais 2012.

La réglementation thermique 2005 (RT 2005), qui s'applique aux bâtiments neufs des secteurs résidentiel et tertiaire depuis le 1er septembre 2006, impose des exigences à satisfaire sur la consommation d'énergie, la température intérieure atteinte en été et les performances minimales (« garde-fous ») pour une série de composants (isolation, ventilation, système de chauffage, etc.) pour chacune des huit zones climatiques définies par la RT [Arrêté_RT2005, 2006].

La réglementation thermique 2012 (RT 2012) qui s'applique depuis le 1er Juillet 2011 au secteur tertiaire et dès le 1er janvier 2013 à l'ensemble des bâtiments résidentiels, a pour objectif de généraliser la construction des bâtiments à basse consommation avec une consommation moyenne d'énergie primaire inférieure à 50 kWh/m^2/an [Arrêté-RT2012, 2010]. Cette réglementation, dite « performantielle » laisse une plus grande liberté de conception puisque les exigences se concentrent sur la performance globale du bâtiment et non plus appliquée à chaque composant. Les principales exigences de la RT 2012 reposent ainsi sur trois critères à respecter :

- le besoin bioclimatique (*Bbio*), exprimé en valeur absolue, qui rend compte de la qualité de la conception et de l'isolation du bâtiment, indépendamment du système de chauffage et qui valorise la conception bioclimatique (accès à l'éclairage naturel, surfaces vitrées orientées au Sud…) et l'isolation performante,

- une consommation maximale d'énergie primaire (*Cep*) pour les 5 usages de consommation (chauffage, refroidissement, ventilation, production d'eau chaude sanitaire et éclairage),

- la température de confort d'été *Tic*, qui caractérise la température intérieure du bâtiment qui ne doit pas être dépassée au cours d'une séquence de 5 jours consécutifs très chauds en été, sans recourir à un système actif de refroidissement.

Ces critères doivent être inférieurs ou égal à une valeur d'exigence maximale ou de référence ($Bbio_{max}$, Cep_{max} et Tic_{ref}) qui est modulée selon la localisation géographique, l'altitude, le type d'usage du bâtiment, la surface moyenne des logements et les faibles émissions de CO_2 pour le bois énergie et certains réseaux de chaleur vertueux.

De nombreux labels portant sur la performance énergétique des bâtiments se développent depuis plusieurs années en Europe particulièrement (Tableau I.1). En France, 5 labels sont actuellement reconnus [Arrêté_HPEneuf, 2007]: HPE (RT2005 – 10%), HPE EnR (RT2005 – 10% + EnR), THPE (RT2005 – 20% + EnR), THPE EnR (RT2005 – 30% + EnR) et BBC Effinergie, ce dernier portant le nom de l'association à but non lucratif qui définie ses exigences.

Appellations Construction d'une habitation neuve en 2011		Minergie			Effinergie		Passivhaus
Niveau de l'appellation		Standard	Passif	Autonome	BBC	BBC+	Standard
Surface de référence		Surface de Référence Énergétique			SHON	$SHON_{RT}$	TFA ≈ SHAB
Température de référence		20°C			19°C		20°C
Facteur de Conversion kWh_{EP} / kWh_{EF}	Élec.	2,0			2,58		2,6
	Bois	0,7			0,6	1,0	0,2
	PVsol	- 2,0			1,0		0,7
Consommation énergétique annuelle en $kWh_{EP}/(m^2.an)$		< 38	< 30	< 0*	< 50**	< 40**	< 120
Chauffage		< $0,9.Q_{h,li}$	< $0,6.Q_{h,li}$	< $0,9.Q_{h,li}$			< 15 $kWh_{EF}/(m^2.an)$
Perméabilité à l'air	$Q_{4Pa-surf}$ $m^3/(h.m^2)$	-	< 0,16		< 0,6	< 0,4	< 0,16
Maîtrise du surcoût		< 10%	< 15%	-	-	-	-
Recours aux EnR			Contrôlée	Évaluée	-	Évaluée	-

* Valeur tenant compte de la production énergétique d'origine renouvelable.** Valeur modulée selon la zone climatique et l'altitude.

Tableau I.1 : Description des labels de performance énergétique pour les bâtiments neufs [Peigné, 2012]

La démarche de Haute Qualité Environnementale (HQE) vise, depuis 1990, à maîtriser de manière globale les impacts des bâtiments sur leur environnement extérieur. Cette démarche volontaire de management environnemental des opérations de construction ou de réhabilitation des bâtiments vise à obtenir des bâtiments confortables, sains et plus respectueux de l'environnement que les bâtiments de la même génération. Les objectifs de performance sont déclinés sur 14 cibles regroupés en 4 catégories qui sont présentées dans le Tableau I.2 :[HQE, 2011]. Parmi celles-ci, les cibles de la catégorie « confort » et la cible « qualité sanitaire de l'air » sont en lien avec notre sujet et sont détaillées.

I.2.5 Enjeux sanitaires

Les concepteurs doivent de plus en plus concilier basse consommation d'énergie, qualité des ambiances habitées et problèmes sanitaires. Ces derniers sont notamment appréhendés par le Plan National Santé Environnement (PNSE), prévu par la loi de santé publique du 9 août 2004 et qui s'est déroulé sur la période 2004-2008. Ce plan comportant 45 actions, a pour objectif de rendre notre environnement plus respectueux de notre santé en limitant les polluants et risques qu'il véhicule.

Un deuxième PNSE [PNSE2, 2011] s'inscrivant dans la démarche générale du Grenelle Environnement et dans la continuité du PNSE1, a été établi pour la période 2009-2013 et a été décliné dans chaque région sous forme d'un Plan Régional Santé Environnement – PRSE2. Il comporte cette fois 58 mesures concrètes, dont 12 mesures phares, réparties dans 16 fiches, et répond à deux objectifs principaux : réduire les expositions responsables de pathologies à fort impact sur la santé ainsi que les inégalités environnementales. La fiche n°3 concernant la qualité de l'air à l'intérieur prévoit 4 actions : mieux connaître et limiter les sources de pollution à l'intérieur des bâtiments, construire sainement par la limitation des sources dans le bâti et la maîtrise des installations d'aération, de ventilation et de climatisation, mieux gérer la qualité de l'air intérieur dans les lieux publics, et réduire les expositions liées à l'amiante.

Éco-Construction	Éco-Gestion
1. Relation harmonieuse des bâtiments avec leur environnement immédiat 2. Choix intégré des procédés et produits de construction 3. Chantier à faibles nuisances	4. Gestion de l'énergie 5. Gestion de l'eau 6. Gestion des déchets d'activité 7. Gestion de l'entretien et de la maintenance
Confort	
8. Confort hygrothermique	Dispositions architecturales visant à optimiser le confort hygrothermique en hiver et en été, création de conditions de confort hygrothermique en hiver, mais aussi en été dans les locaux climatisés et non climatisés
9. Confort acoustique	Optimisation des dispositions architecturales pour protéger les usagers du bâtiment des nuisances acoustiques, création d'une qualité d'ambiance acoustique adaptée aux différents locaux, maîtrise de l'acoustique interne des locaux
10. Confort visuel	Assurance d'un éclairement naturel optimal tout en évitant ses inconvénients, éclairage artificiel confortable
11. Confort olfactif	Garantie d'une ventilation efficace, maîtrise des sources d'odeurs désagréables
Santé	
12. Qualité sanitaire des espaces	
13. Qualité sanitaire de l'air	Garantie d'une ventilation efficace, maîtrise des sources de pollution
14. Qualité sanitaire de l'eau	

Tableau I.2 : Description des 14 cibles regroupées en 4 catégories de la démarche HQE

I.3 Rôle de la ventilation et systèmes existants

Dans ce contexte énergétique et environnemental contraignant, les systèmes de ventilation doivent être plus performants tout en minimisant les consommations. Cette section présente le rôle de la ventilation ainsi que les différents systèmes existants sur le marché et le contexte réglementaire français.

I.3.1 Nécessité de l'aération et état des systèmes en France

Le rôle de la ventilation dans les bâtiments est d'assurer l'hygiène, le confort et la préservation de la structure de l'enceinte. L'absence de ventilation entraîne le confinement du lieu de vie, qui peut avoir des conséquences sur la qualité de l'environnement intérieur et du bâtiment lui-même. En effet, l'aération influe sur :

- La **qualité de l'air** et donc la santé des occupants, en limitant l'accumulation des polluants, des fumées, la gêne provoquée par les odeurs ou encore la raréfaction de l'oxygène.

- Les **déperditions de chaleur**, donc la consommation d'énergie.

- Les **problèmes d'humidité** principalement dans les pièces de service dans les logements

(cuisine, salle d'eau, toilettes) ou à forte occupation (salles de classe), pouvant entraîner condensation et développement de moisissures, et par conséquent nuire sur la durabilité du bâtiment et la santé des occupants

- Le **confort thermique**, à travers les courants d'air notamment qui modifient les échanges thermiques et évaporatifs, et limitent l'augmentation de la chaleur dues aux activités humaines et aux gains solaires.

Cependant pour être efficace, la ventilation ne doit pas être elle-même source de polluants ou permettre l'introduction de pollution extérieure. De même, elle ne doit pas être une source d'odeurs désagréables, de bruit ou d'inconfort thermique notamment par courant d'air. Enfin, les contraintes énergétiques imposées par la réglementation thermique, ne doivent pas être faites au détriment de la qualité de l'air. Ces déperditions sont à la fois propre à la ventilation (dues aux débits d'air spécifiques de ventilation et à la consommation électrique des auxiliaires) et induites par les infiltrations d'air à travers les cloisons.

Selon l'enquête nationale menée par l'Observatoire de la Qualité de l'Air Intérieur [OQAI, 2011] sur les logements en France, les systèmes de VMC sont présents dans 35,1% des logements, surtout dans les logements neufs et individuels. La ventilation naturelle équipe principalement les logements anciens et/ou réhabilités et collectifs (34,5% des cas). De plus, 21,4% des logements sont démunis de tout système de ventilation. Il s'agit essentiellement des bâtiments très anciens, ne répondant pas aux conformités de la réglementation nationale en terme de ventilation pour les logements, régies par l'Arrêté du 24 Mars 1982 modifié par l'arrêté du 28 octobre 1983 [JORF, 1982], préconisant un système de ventilation spécifique (naturelle par conduits ou mécanique). Enfin, 9 % des logements français sont équipés de ventilation partielle.

Concernant les bâtiments scolaires, l'OQAI a lancé en 2011 une étude nationale visant à réaliser un état global des niveaux de pollution dans les écoles ainsi que des systèmes de ventilation mis en place et dont les résultats sont attendus pour 2015. Avant cela une étude de grande ampleur réalisée par SEPIA-Santé à l'hiver 2010 dans 233 crèches et 466 écoles maternelles et élémentaires a permis de recueillir des informations essentielles sur la typologie de ces environnements, les habitudes d'aération et sur la perception de leurs usagers [OQAI, 2011]. Parmi les principales informations fournit par les questionnaires, il est fait état que 85% des écoles ne disposent pas de VMC dans les salles de classes, alors que 50% des crèches en sont équipées. De plus, les salles sont majoritairement aérées 30 minutes par jour en hiver, soit de façon occasionnelle dans les écoles, soit de façon plus régulière voire systématique dans les crèches.

Nous présentons ci-après en détail les trois principaux types de ventilation (naturelle, mécanique et hybride) et les systèmes associés.

I.3.2 La ventilation naturelle

Les débits d'air entre l'intérieur et l'extérieur des bâtiments permettant la ventilation naturelle sont régis par les différences de pressions, elles-mêmes gouvernées par l'effet du vent et du gradient de température appelé tirage thermique. Ces deux forces motrices sont variables dans le temps et l'espace ce qui rend difficile le contrôle des débits.

a. L'effet du vent

Les différences de pression qui apparaissent sur la façade face au vent (surpression) et sur les façades sous le vent (dépression), induisent un balayage de l'air à travers les différentes ouvertures (défaut d'étanchéité, entrée d'air, débouché de conduit), depuis les zones en surpression vers celle en dépression, comme le montre la Figure **I.2**.

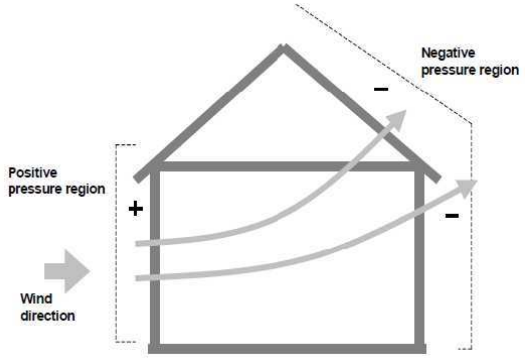


Figure I.2 : Action du vent [Russel, 2005]

La formulation physique de la pression exercée par le vent sur un bâtiment est la suivante :

$$P_w = \frac{1}{2} \times \rho \times C_p \times v_{vent}^2 \tag{I.1}$$

où ρ [kg/m^3] est la densité de l'air et C_p [-] est le coefficient de pression du vent, de valeur absolue compris entre 0 et 1. Ce coefficient a été introduit pour mieux caractériser les champs de pression autour du bâtiment. Il est négatif sur les façades sous le vent (en dépression) et positif sur celles face au vent (en surpression). Il dépend de la vitesse et la direction du vent, de la géométrie du bâtiment ainsi que son exposition (localisation, topographie). Les mesures directes sur site étant compliquées à mettre en œuvre, des valeurs standards sont définies dans les tables de l'AIVC [Orme, 1994].

b. Le tirage thermique

Les différences de températures entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment engendrent des différences de densité de l'air et donc de gradient de pression dans ces deux zones, à l'origine de la circulation d'air. Ainsi, lorsque l'air intérieur est plus chaud que l'air extérieur, ce dernier va entrer par les ouvertures de la partie basse du bâtiment et ressortir par les ouvertures de la partie haute (Figure **I.3**). Il apparaît alors une zone plane le long de laquelle la différence de pression est nulle, on parle de plan neutre.

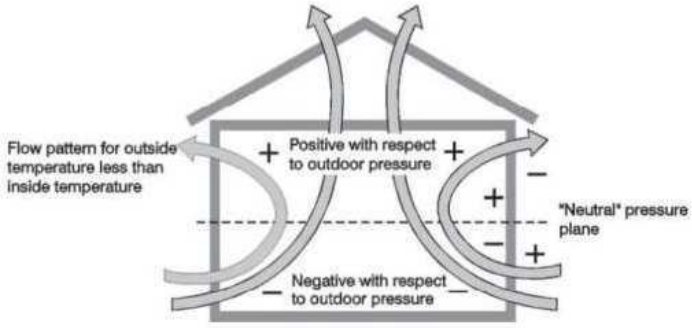


Figure I.3 : Effet du tirage thermique [Concannon,2002]

La différence de pression entre intérieur et extérieur se calcule à partir de l'équation de la pression hydrostatique dans les deux zones, qui s'exprime en fonction de l'altitude selon la loi:

$$P(z) = P_o - \rho \times g \times z \quad \text{(I.2)}$$

$$\Delta P_{int-ext} = P_{0int} - P_{0ext} + (\rho_{ext} - \rho_{int}) \times g \times z \quad \text{(I.3)}$$

Avec :

P_0 : pression relative de référence à z = 0	[Pa]
ρ : masse volumique de l'air considéré	[kg/m^3]
g : accélération de pesanteur = 9,81	[m/s^2]
z : altitude du point considéré	[m]

Ainsi, la pression exercée sur une paroi varie de façon décroissante avec l'altitude et selon les différences de densité cette décroissance sera plus ou moins importante. Ce déséquilibre des pressions exercées sur la paroi à l'intérieure et l'extérieure est à l'origine de la vitesse et du sens du débit d'air à travers les ouvertures. Ainsi, il peut apparaître des zones de recirculation au niveau des ouvertures si le plan neutre se situe entre la partie basse et la partie haute de l'ouverture (Figure **I.4**).

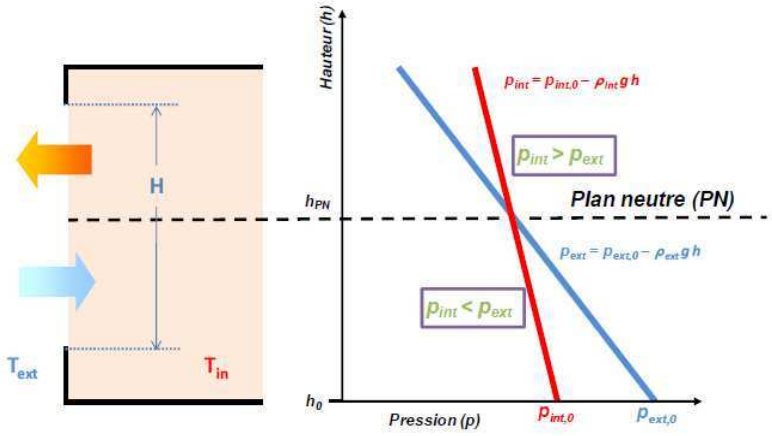


Figure I.4 : illustration de la variation de pression selon l'altitude [Caciolo, 2010]

c. Effets combinés de ces deux forces motrices

Dans la réalité, ces deux moteurs de ventilation agissent simultanément et peuvent avoir des effets combinés ou opposés (Figure **I.5**). Il est considéré qu'au-delà de 3 m/s, l'action du vent devient prédominante sur les autres forces motrices des systèmes de ventilation [Concannon, 2002].

La différence de pression totale entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment résultant des effets combinés du vent et du tirage thermique s'exprime donc:

$$\Delta P_{int-ext} = P_{0int} - P_{0ext} + (\rho_{ext} - \rho_{int}) \times g \times z - P_w \quad \text{(I.4)}$$

Nous pouvons ainsi calculer la position de l'axe neutre z_N de la façon suivante :

$$z_N = \frac{P_{0int} - P_{0ext} - P_w}{(\rho_{int} - \rho_{ext}) \times g} \quad \text{(I.5)}$$

La ventilation naturelle peut être définie comme étant « mono-façade », lorsque toutes les ouvertures sont disposées d'un seul côté de l'espace ventilé, ou « traversante », lorsqu'elles sont disposées sur des façades opposés.

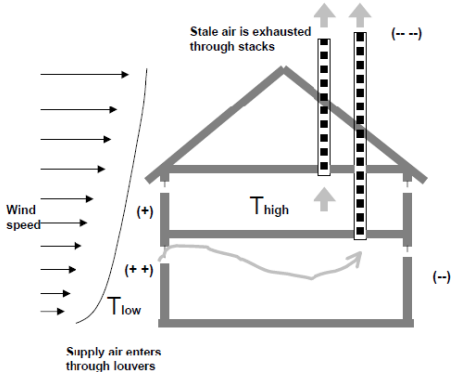


Figure I.5 : Effets combinés du vent et du tirage thermique [Russel, 2005]

d. Ventilation naturelle « mono-façade » par ouverture des fenêtres

La ventilation mono-façade est caractérisée par une même ouverture servant à la fois d'entrée et de sortie d'air (Figure I.**6**). Le sens des flux d'air est moins prévisible et les différences de pression liées aux forces motrices décrites ci-dessus sont généralement réduites, du fait de la proximité des zones d'entrée et de sortie d'air. Les débits de ventilation et l'efficacité de la ventilation en termes d'évacuation des polluants sont alors souvent plus faibles que la ventilation traversante [Limam et al, 1997].

De plus, en hiver les occupants ont tendance à laisser fermer les fenêtres, ce qui nuit à la QAI, et en cas d'ouverture, les débits de ventilation sont souvent trop importants par rapport à ce qui est nécessaire (vent et fort tirage thermique), ce qui augmente les pénalités énergétiques et accroît le risque de courant d'air froid. En été, les débits de ventilation peuvent être très faibles, pouvant entraîner des surchauffes et une QAI médiocre.

De ce fait, cet unique mode d'aération a été interdit par la réglementation à partir de 1969 dans les logements neufs, mais reste très présent dans les bâtiments existants et notamment les bâtiments scolaires.

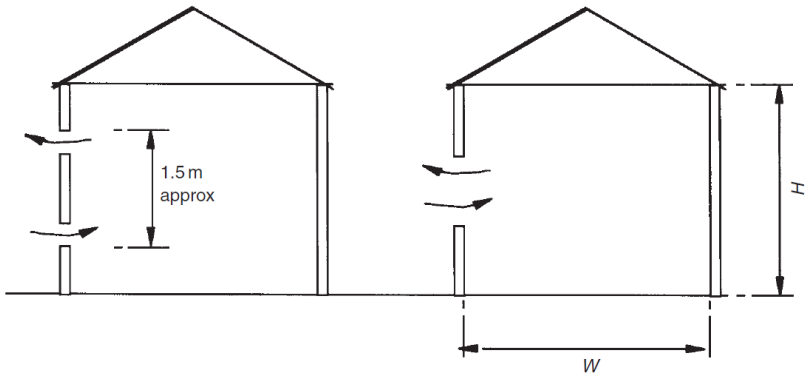


Figure I.6 : Principe de la ventilation mono-façade (W_{max} ~2,5H pour être efficace) [Awbi, 2003]

Cependant, cette stratégie de ventilation est très bien acceptée par les occupants car elle leur donne la possibilité de contrôler facilement les entrées d'air et lorsque le potentiel de ventilation est suffisant, d'évacuer rapidement une pollution ponctuelle et/ou faire du rafraichissement passif la nuit l'été. Elle est simple à installer, peu couteux en investissement et maintenance, ne nécessitant aucune énergie pour le traitement et la distribution de l'air. Enfin, si les pièces sont bien compartimentées (ouvertures en façade et porte fermée), ce qui est le cas des salles de classe par exemple, ce mode de ventilation permet de ventiler chaque pièce de façon indépendante, sans influer la ventilation dans les autres pièces.

e. Ventilation naturelle « traversante »

Le concept de cette stratégie de ventilation imposée dans les logements [JORF, 1982], repose sur l'existence d'une circulation d'air entre deux ouvertures opposées, causée par une différence de pression liée aux effets du vent et du tirage thermique (Figure I**.7**). L'air entre par les ouvertures du côté en surpression et sort par les ouvertures du côté en dépression. En cas de potentiel de ventilation suffisant, ce mode de ventilation est efficace pour évacuer les polluants et le risque de courant d'air peut être évité en utilisant des bouches autoréglables.

Cependant, la régulation des débits de ventilation et la bonne circulation de l'air (pas d'obstruction majeure) entre les différentes zones, nécessite une étude architecturale approfondie et une bonne étanchéité du bâtiment. De plus, d'un point de vue réglementation incendie, la ventilation traversante entre étage notamment, est moins acceptable et nécessite la mise en place de dispositifs coupe-feu.

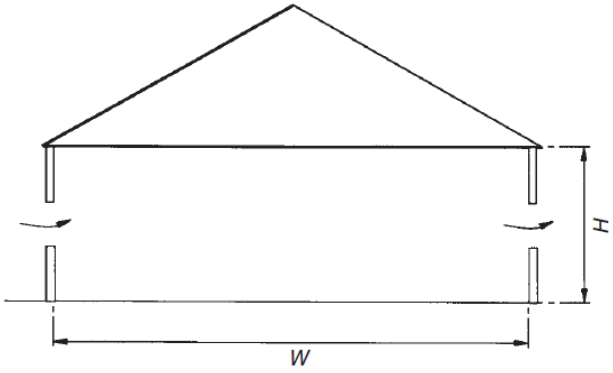


Figure I.7 : Principe de la ventilation traversante (W_{max} ~5H pour être efficace) [Awbi, 2003]

Les bâtiments nécessitant des débits de ventilation naturelle traversante plus conséquents sont généralement équipés de conduits verticaux. Les débits d'air sont alors majoritairement gouvernés par l'effet du tirage thermique et dépendent notamment de la hauteur du conduit, qui doit être suffisante pour éviter les phénomènes de refoulement d'air vicié ou de combustion. Dans le cas des logements par exemple, l'air circule alors depuis les entrées d'air neuf (généralement autoréglable ou hygroréglable) se situant dans les pièces principales, vers les bouches d'extraction (fixe, autoréglable ou hygroréglable) localisées dans les pièces de service, et qui sont raccordées à un conduit d'évacuation débouchant en toiture.

Les conduits d'évacuation peuvent être collectifs de type « shunt » par exemple) ou individuels (Figure I**.8**). En cas de faible dépression créée en toiture, l'installation aux débouchés des conduits d'extracteurs (statique, stato-mecanique, ventilateur d'extraction basse pression, extraction assistee par

induction) par exemple, permet de maintenir un débit d'air minimum en cas de faibles forces motrices et d'éviter le refoulement d'air. Il est également possible de récupérer la chaleur sur l'air des conduits à l'aide d'un échangeur, comme c'est le cas du système de ventilation naturelle double flux ZedFactory qui est installé dans l'éco-quartier Bedzed du Royaume-Uni [ZedFactory, 2011].

La ventilation naturelle par conduits verticaux est largement répandue dans le résidentiel collectif français construit avant 1982 [Ribéron, 2008]. Ce système limite le risque de courant d'air et les déperditions de chaleur par renouvellement d'air dans le cas d'entrées d'air autoréglables notamment. Cependant, il nécessite une bonne étanchéité du bâtiment pour ne pas perturber la circulation de l'air par les infiltrations non prévues, un bon dimensionnement des composants pour assurer un débit minimum en cas de faible potentiel de ventilation et des précautions d'installation pour éviter au maximum les pertes de charges dans les gaines.

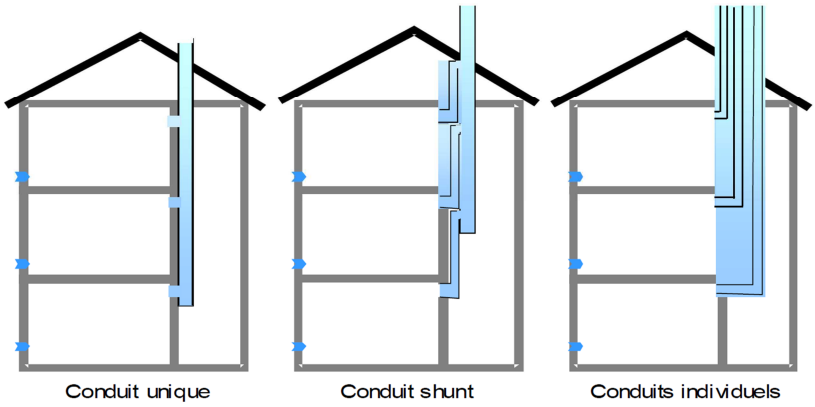


Figure I.8 : Exemple d'intégration de conduits de ventilation naturelle [Koffi, 2009]

Outre les conduits verticaux, d'autres systèmes de ventilation naturelle traversante efficaces existent, comme par exemple l'installation d'un atrium ou d'une façade double peau (Figure I.9). L'atrium a pour intérêts de créer une zone tampon thermiquement entre les bâtiments auxquels il est rattaché et de créer un puits de lumière. Selon la saison, l'air circulera depuis les ouvertures en façade des bâtiments vers l'atrium en profitant de l'effet de cheminée (été) ou depuis des ouvertures dans l'atrium où l'air sera chauffé par les bâtiments et le rayonnement solaire vers les locaux (l'hiver). La façade double peau, traditionnellement doublée à l'extérieur par une façade vitrée, a pour intérêt de diminuer les déperditions thermiques (protection au froid, au vent, aux ponts thermiques), créer une isolation phonique et surtout créer une ventilation naturelle dans le bâtiment par effet de tirage thermique le long de la façade vitrée. Par des jeux de volets le système préchauffe l'air de ventilation en hiver et extrait l'air chaud en été. Ces deux systèmes de ventilation sont beaucoup plus complexes et couteux à mettre en œuvre mais présentent des avantages certains d'un point de vue thermique et sont architecturalement parlant intéressant.

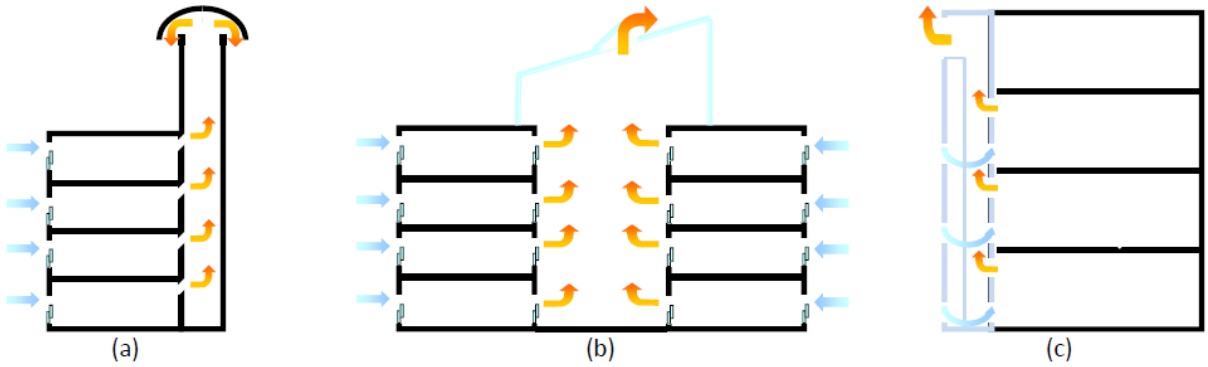


Figure I.9 : Solutions architecturales favorisant la ventilation traversante : (a) cheminée, (b) atrium, (c) double peau [Caciolo, 2010]

D'autres systèmes de ventilation naturelle existent comme le puits canadien (ou puits provençal), qui est un système géothermique consistant à réchauffer l'air neuf de ventilation l'hiver en récupérant les calories du sol (à 12°C en moyenne à 1,6 m de profondeur) et le rafraichir en été. Ce système limite donc considérablement les besoins de chauffage liés à la ventilation en hiver, mais nécessite une mise en œuvre soignée doublée d'importants travaux de terrassement pour sa bonne mise en place.

I.3.3 La ventilation mécanique contrôlée (VMC)

La ventilation mécanique consiste à forcer l'apport et/ou l'extraction de l'air de façon régulière et éventuellement modulable à l'aide d'un ou plusieurs ventilateurs, afin d'assurer un renouvellement d'air suffisant et maîtrisé.

a. La VMC simple flux par extraction

Avec ce système, l'air circule des entrées d'air (fixes ou autoréglables) prévues en façade vers les bouches d'extractions, où l'air vicié est extrait vers l'extérieur à l'aide d'un ventilateur (Figure I.10). L'air intérieur est ainsi extrait à la source d'émissions, à savoir depuis les zones à pollution spécifiques (pièces de service) dans les logements ou en ce qui concerne notre étude, dans la salle de classe directement. Ce système est largement répandu dans le résidentiel neuf [Ribéron, 2008], relativement simple de conception et facile d'entretien.

Cette mise en dépression de la pièce ou du bâtiment permet également de réduire les transferts d'humidité à travers les parois, mais elle accroît les infiltrations et le risque de transfert des polluants de l'extérieur, surtout du sol comme le radon [Liddament, 1996]. Ce système n'est pas adapté aux bâtiments situés dans des environnements bruyants et pollués ou encore des bâtiments de grande hauteur, en raison respectivement de l'absence de filtration de l'air neuf, d'un isolement acoustique limité des entrées d'air et d'une distribution des flux aléatoire. Son utilisation est également limitée dans les locaux à forte occupation continue comme les salles de classe par exemple, à cause de l'inconfort et des déperditions de chaleur trop importantes associés aux débits imposés par la réglementation en hiver.

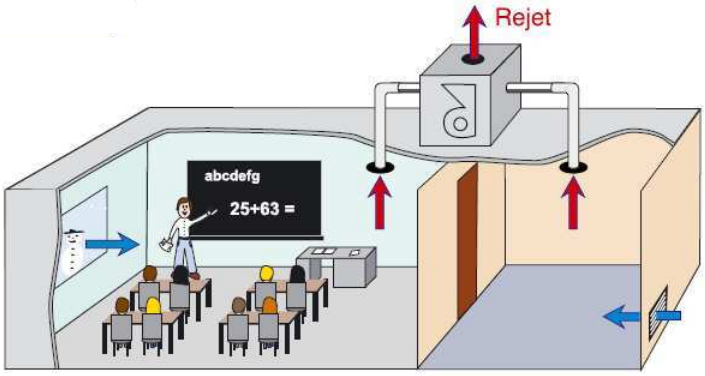


Figure I.10 : VMC simple flux par extraction [CETIAT, 2001]

b. La VMC simple flux par insufflation

L'air neuf est mécaniquement insufflé dans les pièces principales des logements ou directement dans la salle de classe dans notre cas d'étude, et l'air vicié est évacué par des bouches d'extraction naturelles dans les pièces de service ou en façade du bâtiment (Figure I.11). Contrairement à la VMC par extraction, le système par soufflage met ainsi le bâtiment en surpression par rapport à l'environnement extérieur et permet de limiter le transfert des polluants de l'air extérieur et les infiltrations de l'air. Il présente également la possibilité de préchauffer et filtrer l'air neuf avant sa distribution.

Cependant, ce système ne permet pas d'extraire les polluants à la source d'émission et la mise en surpression peut entraîner le transfert de l'humidité et donc la condensation dans les parois. Malgré un isolement acoustique aux bruits extérieurs légèrement meilleur que le système par extraction, la présence de grilles de transfert de capacités importantes pose encore problème acoustiquement et la circulation de l'air reste difficile à contrôler. Ce système de ventilation mécanique est rarement utilisé dans le résidentiel existant ou neuf [Concannon, 2002].

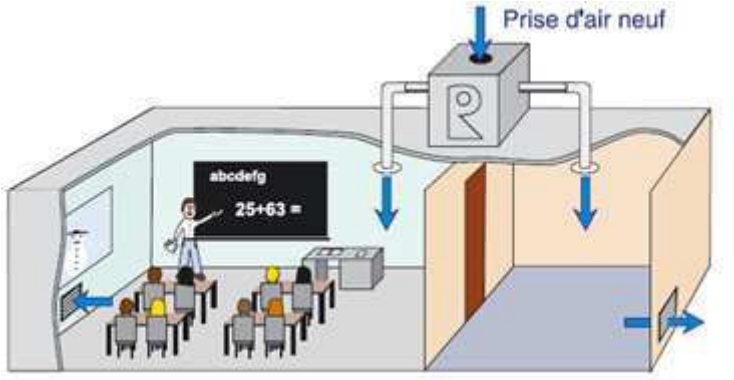


Figure I.11 : VMC simple flux par insufflation [CETIAT, 2001]

c. La VMC double flux

Ce système est la combinaison des systèmes d'insufflation et d'extraction mécanique. Il est composé de deux ventilateurs indépendants avec deux réseaux de conduits séparés, l'un pour le soufflage d'air neuf et l'autre pour l'extraction de l'air vicié. Dans les logements, le soufflage et

l'extraction se font respectivement dans les pièces principales et les pièces de service.

La VMC double flux permet ainsi une meilleure maîtrise des débits insufflés et extraits, qui peuvent être modulés. L'équilibre des débits rend ce système efficace et peu dépendant des défauts d'étanchéité. Toutefois en cas de déséquilibre, il est préférable d'être en légère dépression plutôt qu'en légère surpression, ce qui présenterait les inconvénients d'un système à insufflation seule. Ce système permet la récupération de chaleur sur l'air extrait ce qui limite les risques de courants d'air froid sur le soufflage d'air neuf, et minimise les pertes de chaleur par ventilation. Il est donc largement utilisé dans les pays à climat froid [Mansson, 1995]. Ce système de ventilation présente également l'avantage de permettre la filtration de l'air neuf, et un meilleur isolement acoustique par rapport à l'extérieur.

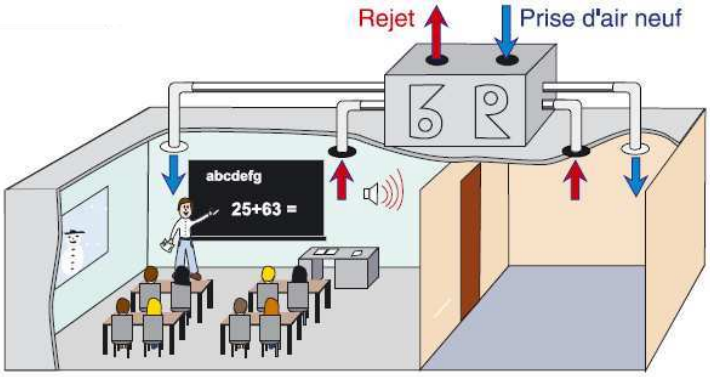


Figure I.12 : VMC double flux [CETIAT, 2001]

En revanche, ce système nécessite un investissement initial plus important, une maintenance régulière du réseau d'insufflation et de l'échangeur, un volume de comble plus important pour les deux réseaux de conduit. Une bonne étanchéité de l'enveloppe ainsi qu'un bon équilibre des flux extrait et insufflé sont également requis afin de réduire les débits d'air par infiltration/exfiltration et de garantir une bonne efficacité du système. Enfin, les consommations électriques des auxiliaires (ventilateurs, système de pré-chauffage) et le bruit généré par ce type de système sont plus importants que les autres systèmes décrits.

d. La ventilation hygroréglable

Ce système de ventilation, satisfaisant du point de vue de la réglementation de la ventilation des logements, n'a pas d'intérêt dans le cas des salles de classe. Il est en effet prévu pour éviter les risques de condensation dans les pièces humides et moduler les débits d'air pour réduire les consommations énergétiques. Il existe deux types de ventilation hygroréglable : Hygro A pour laquelle toutes les entrées d'air sont autoréglables ou fixes et Hygro B pour laquelle au moins une entrée d'air est hygroréglable pour chacune des pièces principales à l'exception des logements de type F1 où elles peuvent être autoréglables ou fixes [Koffi, 2009].

I.3.4 La ventilation hybride

La ventilation hybride consiste à combiner la ventilation naturelle et mécanique. Cette stratégie de ventilation nécessite donc un système de contrôle gérant notamment le passage d'un mode de

ventilation à l'autre afin de minimiser les dépenses énergétique et de fournir une bonne qualité des ambiances intérieures. On distingue trois types de ventilation hybride [Heiselberg, 2002] :

- La ventilation naturelle assistée : il s'agit d'un système de ventilation naturelle assisté par un ou plusieurs ventilateurs à basse pression fonctionnant en extraction ou insufflation. Les ventilateurs se déclenchent lorsque les forces du tirage thermique et du vent ne sont pas suffisantes pour assurer les débits d'air requis.
- La ventilation mécanique assistée : le système est constitué d'un système de ventilation mécanique avec des ventilateurs extracteurs basse pression. Le tirage thermique et la pression du vent sont utilisés pour compenser les débits d'air limités des ventilateurs basse pression.
- L'alternance de la ventilation naturelle et de la ventilation mécanique : les deux systèmes de ventilation sont alors complètement dissociés et fonctionnent en alternance.

Ces systèmes intelligents sont par conséquent plus compliqués à mettre en place, souvent plus volumineux mais aussi plus coûteux en investissement qu'un système VMC. Les réglementations incendies et acoustiques peuvent être des freins à l'utilisation de la ventilation hybride, notamment dans le cas d'un relais à une ouverture en façade en zone urbaine. Enfin, il existe des risques de court-circuit concernant la circulation de l'air dans le local avec ce système.

I.3.5 Stratégies de contrôle de la ventilation dans les écoles

Le contrôle des systèmes de ventilation peut avant tout se faire simplement manuellement. Dans ce cas, les occupants ont accès aux différentes composantes du système de ventilation (fenêtres, ventilateurs, porte…) et régulent eux même le système pour améliorer leur confort. Ce type de contrôle est généralement mieux accepté par les usagers qu'un contrôle automatique, ne nécessite pas de développement de stratégies de régulation, mais n'est évidemment pas optimal du point de vue de la gestion des potentiels de ventilation.

Le contrôle automatique des systèmes de ventilation permet d'optimiser les débits de ventilation en tenant compte des conditions intérieures et/ou extérieures et ainsi améliorer la qualité environnementale intérieure tout en minimisant les dépenses énergétiques. Le but est de contrôler les actionneurs qui pilotent le système, dans le but de maintenir la variable contrôlée à son point de consigne.

Plusieurs techniques de régulation, explicités entre autres par [Jung, 2009] peuvent être utilisées. En effet, la régulation peut se faire en boucle fermée ou ouverte selon si la variable contrôlée est mesurée ou non. Les régulateurs peuvent être de type tout-ou-rien (TOR), proportionnel (P) avec éventuellement action intégral (PI) et dérivée (PID), ou encore utilisant la logique floue, le contrôle optimal et prédictif.

Plusieurs paramètres de contrôle permettent la modulation des débits d'air en faisant varier :

- La QAI à partir des concentrations en polluants (CO_2, humidité relative, COV)
- La température de l'air intérieur et/ou extérieur
- La pression dans les conduits d'extraction ou de soufflage
- La détection de la présence des occupants ou la détection de mouvement

Les principales grandeurs de réglage sont alors la vitesse du ventilateur, les sections d'ouverture des entrées d'air ou des bouches d'extraction, l'ouverture des fenêtres...etc.

Dans la revue de littérature menée ci-dessous sur les stratégies de ventilation appliquées dans les bâtiments scolaires, nous verrons que l'utilisation du CO_2 pour contrôler les systèmes de ventilation est courant et assez efficace pour ce type de locaux. En effet, la concentration en CO_2 est un bon traceur de la pollution humaine (notamment les émissions des bio-effluents humains) et de l'occupation. Cependant, elle ne donne pas d'information précise sur les concentrations en polluants non liés aux activités, comme les COV par exemple.

I.3.6 Aspects réglementaires de la ventilation en milieu scolaire

a. Réglementation française

Les exigences réglementaires françaises en termes de ventilation des bâtiments scolaires sont définies par le Règlement Sanitaire Départemental Type [RSDT, 1978] en ce qui concerne le personnel non salarié, et le Code du travail [CT, 1984] en ce qui concerne le personnel salarié. Les exigences concernant la sécurité incendie [SI, 1980] ne sont pas détaillées ici.

Ces textes définissent les débits de ventilation, des prescriptions relatives aux installations et fonctionnement des systèmes de ventilation, en fonction du type de locaux à ventiler, qui sont classés en deux catégories :

- ceux à pollution « non spécifique » (NS) dans lesquels la pollution est liée à la seule présence humaine à l'exception des locaux sanitaires,
- ceux à pollution « spécifique » (S : type cuisine, salle d'eau, cabinet d'aisance, laboratoires) où existent des émissions de produits nocifs ou gênant autres que ceux liés à la seule présence humaine.

Dans les écoles, ces deux catégories de locaux sont présentes même si nous nous intéresserons uniquement aux salles de classe (NS) pour lesquels le débit minimal d'air neuf requis par le RSDT est de 15 m^3/h/personne (de la maternelle au secondaire 1^{er} cycle) et de 18 m^3/h/personne (secondaire 2ème cycle et locaux universitaires). Le code du travail précise lui aussi des valeurs minimales de renouvellement d'air dans les locaux de travail, comprises entre 25 m^3/h et 60 m^3/h, en fonction de l'activité exercée.

Le RSDT spécifie que la ventilation des locaux peut être soit mécanique ou naturelle par conduits, soit naturelle pour les locaux donnant sur l'extérieur, par ouverture de portes, fenêtres ou autres ouvrants. De plus, le Code du Travail précise que l'aération exclusive par ouverture de fenêtres ou autres ouvrants donnant directement sur l'extérieur est autorisée si le volume par occupant est égal ou supérieur à 15m^3 pour les bureaux ainsi que pour les locaux où est effectué un travail physique léger et 24m^3 pour les autres locaux. De fait ces textes interdisent indirectement l'aération par ouverture des fenêtres dans les salles de classe notamment, étant donné les exigences « volume d'air/occupant » à atteindre en toute circonstance.

Lorsque l'air est introduit mécaniquement il doit être filtré au préalable, éventuellement à l'aide d'un filtre grossier en amont la chaîne de soufflage, et obligatoirement à l'aide de filtres à rendement élevé (90% s'il s'agit d'air neuf et 95% s'il s'agit d'air recyclé) [RSDT, 1978].

Concernant la règle du balayage, qui est imposée pour l'aération des logements par l'arrêté du 24 Mars

1982 du même nom (modifié par l'arrêté du 28 Octobre 1983), le Code du travail admet que l'air provenant de locaux à pollution « non spécifique » puisse être transféré dans des locaux à pollution « spécifique », tandis que le RSDT admet qu'il traverse éventuellement des locaux de circulation, peu occupés (archives, dépôts) ou à pollution « spécifique ».

Le RSDT stipule également que dans les conditions habituelles d'occupation, les concentrations en CO_2 ne doivent pas dépasser 1000 ppm avec une tolérance à 1300 ppm. Sous réserve de respecter ces limites, la ventilation modulée ou discontinue est admise en cas d'occupation très variable. Enfin, si les locaux sont inoccupés, « la ventilation peut être arrêtée mais elle doit être mise en marche avant occupation des locaux et maintenue après celle-ci pendant un temps suffisant ».

b. Débits de ventilation dans les normes

Compte-tenu de l'absence d'indice normalisé pour la qualité de l'air intérieur, les normes européennes [EN 15251, 2007] et [EN 13779, 2007], homologuée en tant que norme française, proposent des niveaux requis de ventilation pour les bâtiments non résidentiels et les logements. Les débits de ventilation recommandés pour les bâtiments non résidentiels en général et les salles de classe en particulier, sont définis en deux composantes : ceux prévus pour pallier à la pollution due à l'occupation humaine (bio effluents) et ceux concernant la pollution liée aux composants du bâtiment. Le débit total à considéré pour une pièce dépend ainsi du nombre d'occupant et de la surface de plancher :

$$q_{tot} = n.q_p + A.q_b \quad \text{(I.6)}$$

Avec :

q_{tot} est le débit total de ventilation de la pièce	[l/s]
n est la valeur de calcul du nombre des personnes dans la pièce	[-]
q_p est le débit de ventilation pour l'occupation par personne	[l/(s.pers)]
A est la surface au sol de la pièce	[m^2]
q_b est le débit de ventilation pour les émissions du bâtiment	[l/($s.m^2$)]

Ce débit diffère selon le niveau de pollution attribué au bâtiment (très peu polluant, peu polluant et polluant) et la catégorie d'exigence définie par les normes. Il existe ainsi quatre catégories (notée I, II, II et IV), auxquelles correspondant un pourcentage prévu de personnes insatisfaites (respectivement 15%, 20%, 30% et >30%).

Une autre méthode proposée par ces normes est basée sur le niveau de CO_2 qui est un bon indicateur pour l'émission des bio-effluents humains. Les débits de ventilation requis sont alors calculés sur la base de l'équation de conservation de la masse de CO_2, en tenant compte de la concentration extérieure. Les mêmes catégories que précédemment sont proposées pour classer les débits.

Le Tableau I**.3** regroupe les niveaux de ventilation et requis pour les salles de classe par les normes européennes mais aussi américaine [ASHRAE.a, 2007], ainsi que les réglementations nationales de certains pays de l'UE. Les valeurs cibles des concentrations intérieures en $C0_2$ sont également présentées dans certains textes. Ces valeurs de débits et de concentration sont loin d'être homogènes à travers le monde mais les recommandations françaises (18m^3/h/personne et 1000 ppm) semblent être des valeurs moyennes.

Référence	Type de local	Débits de ventilation				Concentration en CO_2 (ppm)
		Pour l'occupation (m^3/h/personne)	Pour le bâtiment ($l/s.m^2$)			
[RSDT, 1978] France	Ecoles Lycées / Université	15 18				1000 ppm
[BB101, 2006] UK	Ecoles	10,8 – 28,8				. moyenne journalière < 1500 ppm . valeur max < 5000 ppm . les occupants doivent être en mesure de réduire la concentration à 1000 ppm (à n'importe quel moment)
[RSECE, 2006] Portugal	General	30				
[ASHRAE.a, 2007] E.U	Salles de cours	17	0,3			Critère de confort : $C0_2$ int < 700 ppm + $C0_2$ ext
			a	b	c	
[EN 15251, 2007] U.E	Bâtiments Cat. I non Cat II résidentiels Cat III	36 25,2 14,4	0,5 0,3 0,2	1,0 0,7 0,4	2,0 1,4 0,8	$C0_2$ int = 350 ppm + $C0_2$ ext $C0_2$ int = 500 ppm + $C0_2$ ext $C0_2$ int = 800 ppm + $C0_2$ ext

Tableau I.3 : Débits de ventilation et concentration intérieure en CO_2 requis par les normes internationales et les réglementations nationales de certains pays de l'UE concernant les salles de classe. *Cat. I, II et III correspondent aux catégories définies par la norme EN 15251 auxquelles sont associés respectivement une prévision de 15%, 20% et 30% de personnes insatisfaites. Les colonnes a, b, c donnent respectivement les débits de ventilation pour les bâtiments très peu polluant, peu polluant et polluant.*

I.3.7 Critères d'évaluation de l'efficacité de ventilation

Les normes et réglementations en vigueur proposent des débits recommandés pour satisfaire une bonne qualité d'air, mais ne qualifie pas réellement la performance de la ventilation. L'efficacité de la ventilation peut être exprimée à l'aide d'indices représentatifs de sa capacité à renouveler l'air et à éliminer les polluants [Mundt et al, 2004].

a. Efficacité du renouvellement d'air

L'efficacité de renouvellement de l'air intérieur d'un système de ventilation caractérise la rapidité à laquelle l'air d'une pièce est remplacé en comparaison avec le renouvellement d'air le plus rapide. On peut déterminer ce terme expérimentalement à l'aide de méthodes de gaz traceurs, mais il reste difficile à évaluer en cas de ventilation naturelle ou de bâtiments très perméables, du fait de la forte variabilité du renouvellement d'air.

Les différents indices d'efficacité du renouvellement d'air sont construits à partir des temps caractéristiques de l'air, que sont l'âge de l'air, le temps résiduel et le temps de résidence :

- ✓ l'âge de l'air

C'est le temps écoulé depuis l'entrée dans un local d'une particule de l'air. Il caractérise la « fraîcheur de l'air » et s'exprime différemment suivant la méthode de gaz traceur utilisée et selon si on s'intéresse localement à des zones d'intérêt particulières ou de manière globale dans l'enceinte

(Tableau I.**4**).

méthode	âge local de l'air	âge moyen de l'air
injection par impulsion	$\overline{\tau_{ap}} = \frac{\int_{t_0}^{\infty} t \times C_p(t)\ dt}{\int_{t_0}^{\infty} C_p(t)\ dt}$	$\langle\overline{\tau_a}\rangle = \frac{\int_{t_0}^{\infty} t \times \langle C(t)\rangle\ dt}{\int_{t_0}^{\infty} \langle C(t)\rangle\ dt}$
injection constante	$\overline{\tau_{ap}} = \int_{t_0}^{\infty} \left(1 - \frac{C_p(t)}{C_S}\right) dt$	$\langle\overline{\tau_a}\rangle = \int_{t_0}^{\infty} \left(1 - \frac{\langle C(t)\rangle}{C_S}\right) dt$
décroissance de la concentration	$\overline{\tau_{ap}} = \int_{t_0}^{\infty} \frac{C_p(t)}{C_p(t_0)} dt$	$\langle\overline{\tau_a}\rangle = \int_{t_0}^{\infty} \frac{\langle C(t)\rangle}{\langle C(t_0)\rangle} dt$

Tableau I.4 : Âge local et âge moyen de l'air selon la méthode de gaz traceur choisie [Akoua, 2004]

- ✓ Le temps résiduel

Il s'agit du temps mis par une molécule d'air quittant un point *P* donné du domaine étudié pour atteindre la sortie d'air [Koffi, 2009]. Il s'exprime de la façon suivante :

$$\overline{\tau_{rl}} = \frac{\int_{t_0}^{\infty} \left(C_e(\infty) - C_e(t)\right) dt}{C_e(\infty)} \tag{I.7}$$

- ✓ Le temps de résidence et le temps nominal

Le temps de résidence est le temps que met une molécule d'air venant du soufflage (ou de l'extérieur) et passant un point *P* donné du domaine étudié pour atteindre la bouche d'extraction de ce domaine. Il correspond à la somme de l'âge de l'air et du temps résiduel de l'air [Koffi, 2009] :

$$\overline{\tau_r} = \overline{\tau_{ap}} + \overline{\tau_{rl}} \tag{I.8}$$

Il peut ainsi être considéré que le temps de résidence correspond au double de l'âge moyen de l'air, quel que soit le système de ventilation :

$$\overline{\tau_r} = 2 \times \langle\overline{\tau_a}\rangle \tag{I.9}$$

Un temps de résidence prolongé peut entraîner un risque de mauvaise qualité de l'air intérieur. On définit le temps de résidence minimum de l'air ou temps nominal, comme étant l'inverse du taux de

renouvellement d'air *N* :

$$\tau_n = \frac{V}{Q} = \frac{1}{N} \tag{I.10}$$

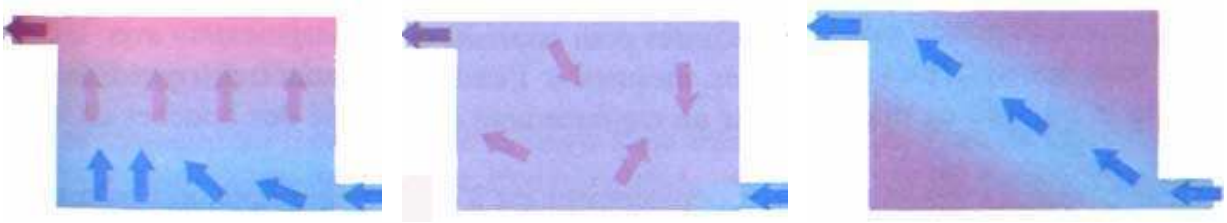
- ✓ Indice d'efficacité de renouvellement d'air

Cet indice permet d'évaluer la capacité du système de ventilation à renouveler l'air dans la pièce. Il correspond au rapport de la constante de temps nominal au temps de résidence de l'air :

$$\varepsilon_a = \frac{\tau_n}{\overline{\tau_r}} \tag{I.11}$$

Selon le type de ventilation, cet indice sera compris entre 0 et 1, τ_n correspondant au minimum de $\overline{\tau_r}$. Le rendement de ventilation est considéré efficace s'il est compris entre 0,5 et 1,0.

Les meilleurs efficacités de renouvellement d'air sont obtenus pour une ventilation par piston où l'air vicié est déplacé par l'air frais, généralement de bas en haut, l'air soufflé ne se mélangeant ainsi pas à l'air de la pièce (Figure I.13). Dans le cas d'une ventilation par mélange consistant à assurer une homogénéité parfaite de l'air frais avec l'air vicié, l'efficacité n'est que de 50% car le temps de résidence de l'air dans le domaine est égal au double du temps nominal de renouvellement d'air. Enfin, si le système de ventilation génère des mouvements d'air avec des zones mortes provoquées par des phénomènes de recirculation ou des courts-circuits entre les bouches de soufflage et les grilles d'extraction, le rendement peut descendre en dessous de 50%.



(a) (b) (c)

Figure I.13 : Modes de ventilation : (a) par piston, (b) par mélange, et (c) en court-circuit [Roulet, 2008]

Cependant, l'indice ε_a évalue l'efficacité de renouvellement de l'air de tout le domaine ventilé et pas celui d'une zone d'occupation. Pour cela on utilisera l'indice local de renouvellement d'air ε_{ap} qui s'exprime en fonction de l'âge de l'air :

$$\varepsilon_{ap} = \frac{\tau_n}{\langle \overline{\tau_a} \rangle} = 2 \times \varepsilon_a \tag{I.12}$$

Cet indicateur quantifie la fraicheur de l'air parvenant au point considéré et équivaut au double de l'indice d'efficacité de renouvellement d'air.

b. Efficacité d'élimination des polluants

Cette efficacité de la ventilation caractérise cette fois la rapidité à laquelle un polluant est évacué de l'enceinte. L'indice d'efficacité d'élimination des polluants ε_c est défini, en régime établi, comme étant le ratio de la différence de concentration dans l'air extrait et l'air insufflé par la différence de concentration dans l'air intérieur (en moyenne à l'état stationnaire) et dans l'air insufflé :

$$\varepsilon_c = \frac{C_e - C_S}{\langle C \rangle - C_S} \tag{I.13}$$

L'utilisation de gaz traceur permet de simplifier cette équation puisque les concentrations en soufflage sont alors nulles.

Le système de ventilation est d'autant plus efficace que l'indice ε_c a une valeur élevée. Il est supérieur à 1 pour la ventilation à effet de piston (ventilation par déplacement) du fait d'une meilleure dilution (et donc qualité de l'air) dans le domaine étudié que dans l'air extrait. Il est égal à 1 dans le cas des systèmes de ventilation par mélange. Dans les autres cas ($0 < \varepsilon_c < 1$), le polluant s'accumule dans le domaine étudié, la qualité de l'air y est donc moins bonne qu'en sortie.

De la même façon que pour l'efficacité de renouvellement d'air, il est possible de calculer l'indice local d'efficacité d'évacuation des polluants ε_{cp} en remplaçant la concentration moyenne de la pièce en régime permanent par la concentration au point considéré. Des indices similaires ont également été proposés en considérant la zone d'occupation, la zone de respiration ou encore l'air inhalé, aussi appelé indice d'exposition personnel [Mundt et al, 2004]. Koffi [Koffi, 2009] recense également d'autres indices exprimant l'efficacité d'élimination des polluants, comme « l'indice d'efficacité de captation de polluant », permettant d'évaluer la capacité d'un système d'extraction mécanique (type hotte de cuisine ou salle blanche) à capter et à extraire les polluants d'un local ventilé. Mais aussi, le débit de purge d'un polluant émis par des sources ponctuelles, qui sert à quantifier la vitesse à laquelle ce polluant est purgé à un point du domaine par le système de ventilation.

I.4 Définition et méthodes d'évaluation de la QEI et du confort dans les écoles

I.4.1 Qu'est ce qu'une bonne qualité environnementale intérieure ?

Le bien-être des individus dépend essentiellement de leur santé, leur confort et les conditions de sécurité dans lesquelles ils peuvent exercer leur activité. Ces activités ont lieu dans 90% des cas à l'intérieur des bâtiments, dans lesquels dans plus de 40% des cas, les occupants se plaignent de leur santé, confort et sécurité [Awbi, 2008]. L'amélioration de ces conditions est un véritable potentiel de bénéfices économiques et sociaux à travers l'amélioration de la productivité, la diminution de congés maladie et des coûts médicaux [Bonnefoy et al, 2004].

✓ Définition de la QEI

Une bonne qualité environnementale intérieure (QEI) nécessite la coexistence de quatre principaux aspects : un confort thermique, acoustique et visuel, ainsi qu'une bonne qualité de l'air intérieure. Ce sont sur les paramètres physiques et chimiques (température, décibel, lux, concentrations en polluant…) qualifiant ces principaux facteurs que sont fondées les recommandations des normes et des

directives nationales.

Cependant, des études ont montré que même si ces recommandations sont atteintes, l'environnement intérieur peut être considéré comme inacceptable par les occupants voir malsain, provoquant des problèmes de santé et de confort [Bluyssen et al, 1995]. Cette inadéquation est en partie liée à la mauvaise connaissance des relations entre mesures et évaluation subjective des paramètres physiques et chimiques ou encore à l'absence de consensus sur un modèle de qualité de l'air.

D'autres paramètres physiologiques et psychologiques liés à l'individu tels que son âge, son état de forme physique et mental, sa satisfaction au travail, ses relations avec les autres occupants, etc peuvent également influer sur le bien-être et le confort des occupants. Ces facteurs sont cependant difficilement quantifiables dans une étude.

- ✓ Complexité des phénomènes

La QEI dépend donc de nombreux facteurs qui eux même dépendent de plusieurs paramètres en lien avec les conditions extérieures, le bâtiment et ses équipements ou encore les activités humaines qui y sont pratiquées. L'ensemble des phénomènes interconnectés entre eux est schématisé sur la Figure I.14, montrant la complexité de l'étude.

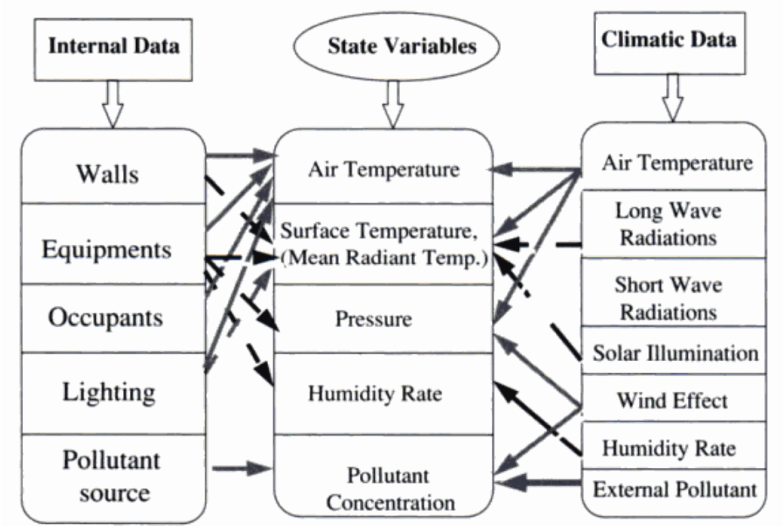


Figure I.14 : Complexité des phénomènes pris en compte dans l'étude de la qualité des ambiances intérieures [Allard, 2002]

- ✓ Principaux critères

Quelques études se sont attachées à identifier les facteurs clés influant sur la qualité globale des environnements intérieurs. Une synthèse récente des études existantes sur le sujet menées dans différents lieux (bureaux, bâtiments résidentiels, chambres climatiques, écoles) a été réalisée par Frontczak et al [Frontczak et al, 2011]. La plupart d'entre elles proposent un indice de confort global pour l'environnement intérieur avec des pondérations pour chaque critère du confort. Les résultats montrent que le confort thermique a une plus grande importance que le confort acoustique et la qualité de l'air intérieure, et une importance considérablement plus élevée par rapport au confort visuel. Ce document a également relevé que d'autres déterminants non liés à l'environnement intérieur, comme

les caractéristiques individuelles des occupants du bâtiment, de construction et les facteurs liés au climat extérieur, pouvaient avoir une influence non négligeables sur les paramètres de la QEI.

I.4.2 Qualité de l'air intérieur

La pollution atmosphérique, que l'on estime responsable d'une diminution de plus de 9 mois de l'espérance de vie et 6 % des décès totaux en France [Künzli et al, 2004], est au centre des préoccupations sur la qualité de l'air. Pourtant l'air intérieur, que nous respirons plus de 80% du temps est bien souvent plus pollué, car plus confiné.

Différentes études répertoriées par l'OQAI [OQAI, 2011] font état des risques sanitaires encourus par la population. Ainsi, un doublement de la prévalence des maladies allergiques respiratoires (asthme, rhinite, conjonctivite, allergie alimentaire, etc.) est observé depuis 20 ans et concerne 25 à 30 % de la population dans les pays industrialisés. Le risque de cancer du poumon lié au tabagisme passif est augmenté de 20 à 30% chez les non-fumeurs. Le monoxyde de carbone est responsable annuellement d'une centaine de décès et d'environ 1300 épisodes d'intoxication, impliquant environ 4 000 personnes exposées. L'exposition domestique au radon serait imputable de1 200 à 2 900 décès par an du cancer du poumon en France métropolitaine, ce qui en fait en Europe la deuxième cause de mortalité par cancer du poumon. Au final, le coût des effets d'une mauvaise qualité de l'air intérieur en France, calculés selon les indicateurs globaux de détriment sanitaire utilisés par l'OMS, sont aujourd'hui estimés entre 12,8 et 38,4 milliards d'euros par an.

a. Sources des polluants et effets sanitaires

Les éléments qui déterminent la dispersion des polluants dans une ambiance habitée sont [Axley, 1988] :

- les émissions par les sources internes liées à l'usage du bâtiment (émissions par les occupants et leurs activités),
- les transports par les flux d'air à travers l'enveloppe et au sein même du bâtiment,
- l'élimination ou la production de certaines espèces par les unités de filtration/épuration opérant dans les pièces ou au niveau du système de ventilation,
- les phénomènes de réactivité chimique homogène en phase aérienne,
- les phénomènes de réactivité hétérogène, c'est-à-dire ici des interactions gaz/solide qui s'instaurent entre l'ambiance et les matériaux constitutifs des parois ou du mobilier

La pollution des ambiances intérieures (Figure I.15) se caractérise par des polluants de diverses origines, qui peuvent être répartis selon leur nature en quatre groupes :

- **les bio-contaminants :** ce sont les Contaminants particulaires de types biologiques ou microbiologiques tels que les virus, les fongiques, les bactéries ou les pollens, pouvant engendrer des maladies infectieuses ou des réactions allergiques.

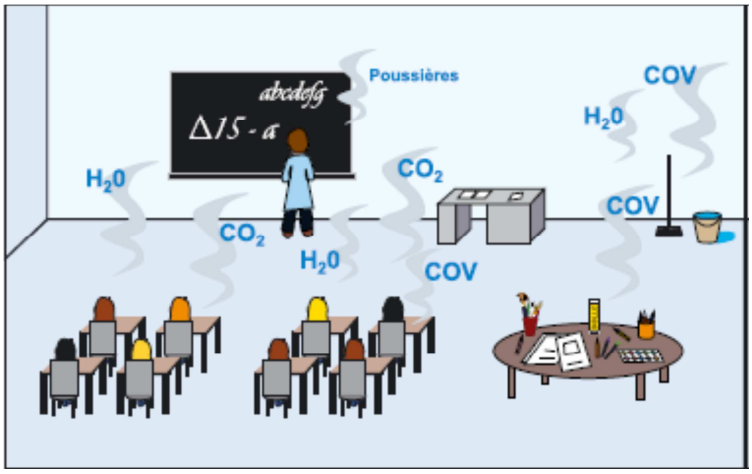


Figure I.15 : principaux polluants intérieurs d'une salle de classe [CETIAT, 2004]

- **les polluants physiques :** il s'agit des particules solides ou liquides (e.g : fumées de cigarette) et des fibres (e.g : l'amiante, interdite depuis 1977 en France dans la construction de bâtiment). Ces polluants de type aérosol peuvent être plus ou moins inhalés profondément selon leur granulométrie (
- Figure I.16), et constituer un danger de Contamination par voie respiratoire. On retrouve dans cette catégorie l'humidité, responsable entre autre de problème de condensation et de développement de moisissures, ou encore les champs électromagnétiques, omniprésents, dont les sources sont à la fois naturelles (champ magnétique de la Terre, champ électrique dans l'atmosphère) et artificielles (lignes de transport d'électricité, émetteurs radio, radars, téléphone portables, fours micro-ondes, etc.).

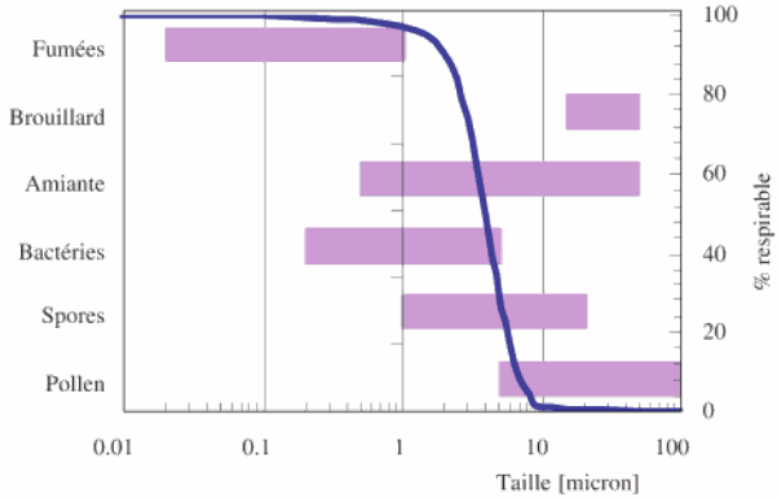


Figure I.16 : Pourcentage de différents types particules arrivant aux poumons en fonction de leur taille [Roulet, 2008]

- **les polluants chimiques :** regroupent les odeurs et les composés gazeux. Notre système olfactif nous permet de distinguer environ 10 000 odeurs différentes à des concentrations de quelques ppm ou même ppb. Ce sont des mélanges chimiques complexes et volatils qui se distinguent des autres sensations par les réactions à caractère hédoniste et émotionnel qu'elles provoquent. Leur seuil de détection est variable et n'est pas associé à leur toxicité.

Parmi les principaux gaz rencontrés, on retrouve les oxydes de carbone (CO, CO_2, etc.), les oxydes d'azote ou acides azotés (NO_x, HNO_3, etc.), le dioxyde de soufre (SO_2), la vapeur d'eau, le radon et les composés organiques volatils et semi-volatils. Il y aurait plus de 250 espèces organiques différentes, qui peuvent être réparties en trois grandes familles chimiques : les composants aliphatiques (formaldéhyde), aromatiques (benzène, toluène, styrène, …), halogènes (trichloroéthylène, tétrachloroéthylène). On parle cependant souvent de quantité totale de composés organiques volatiles (TCOV). Le radon est un gaz dit « noble », inodore et incolore, chimiquement inerte, provenant de la désintégration de l'uranium présent dans les sols et certains matériaux de construction, et se désintègre lui-même. Ce sont les particules alpha qui sont particulièrement nocives pour les tissus vivants.

- **les métaux lourds :** la contamination par ces polluants (par exemple le plomb) est très rare du fait des réglementations très strictes sur ces émissions d'origine industrielle.

Les polluants que l'on retrouve à l'intérieur des bâtiments ont des origines diverses et des impacts sanitaires plus ou moins importants, qui sont synthétisés dans le Tableau I**.5**.

✓ Les sources extérieures

La pollution extérieure au bâtiment est essentiellement d'origine atmosphérique et dépend fortement de l'activité économique, en particulier de la circulation automobile, de l'industrie et du chauffage, mais aussi des conditions météorologiques. Elle peut également provenir du terrain sous-jacent (radon). Les concentrations extérieures en polluants dépendent en grande partie de la météorologie : du vent qui transporte les masses d'air polluée, de l'ensoleillement, responsable de la pollution photochimique, des précipitations qui jouent sur le dépôt humide des polluants gazeux et particulaire, ou encore la stabilité de l'atmosphère (cas de l'inversion thermique) qui peut causer la stagnation de la couche polluée.

Ces polluants extérieurs intéressent nos travaux puisqu'ils pénètrent dans les bâtiments par toutes les ouvertures où il y a échange d'air entre intérieur et extérieur et entre pièces du bâtiment, c'est-à-dire à travers les ouvrants, le système de ventilation, les infiltrations dans les murs.

✓ Les sources intérieures

Les principales sources intérieures sont les produits de construction, d'ameublement, de décoration, d'entretien et de bricolage, responsables de l'émission de la plupart des composés organiques volatils (COV y compris les aldéhydes) et des particules. Les COV ont d'ailleurs été l'une des principales cibles du PNSE [PNSE2, 2011], puisqu'il y a été évoqué la nécessité de les étiqueter et d'afficher leurs performances sanitaires. Cependant les sources individuelles de chaque COV sont délicates à identifier et à quantifier.

Les appareils à combustion tels que le chauffage, la production d'eau chaude émettent également du monoxyde de carbone, oxydes d'azote, particules, et certains COV. Les plantes émettent notamment des pollens et les animaux des allergènes (de chat, de chien, d'acariens).

A l'intérieur on retrouve également les sources liées aux équipements, qui proviennent des systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation (système HVAC), notamment des humidificateurs,

filtres ou conduits et où s'accumulent poussières et micro-organismes. Des erreurs de conception et une mauvaise maintenance du système de ventilation mécanique peuvent être responsables jusqu'à 42% des problèmes de pollution intérieure ([Fanger, 1988a] dans [Mansouri, 2003]).

- ✓ Les sources liées aux occupants

De par ses activités métaboliques, l'être humain constitue une source de pollution à la fois chimique et microbiologique. Le métabolisme énergétique du corps humain est à l'origine du rejet de chaleur latente, d'air saturé en vapeur d'eau (55g/h de vapeur d'eau) et en gaz carbonique (33g/h de CO_2) lors de la respiration (18 l/h), qui augmente avec l'activité métabolique [Ribéron, 1991]. L'air expiré contient également des composés organiques volatils notamment des isopropènes, acétones, de l'éthanol et du méthanol, dont Fenske [Fenske J. D., Paulson S. E. (1999] ont mesuré les teneurs pour un individu sain et d'autres composés dans une moindre mesure (aldéhydes, cétones, méthyles, ammoniac…). L'auteur a également effectué des mesures de COVT dans des salles occupées et trouvé des concentrations variant entre 70 et 180 $\mu g/m^3$. L'homme produit également des molécules odorantes (bio-effluents) et des bio-contaminant par transpiration notamment [Koffi, 2009].

A cette pollution « naturelle », s'ajoutent celles provoquées par les activités internes des occupants telles que le tabagisme, les activités de cuisine, de nettoyage, de bricolage, la manipulation des textiles ou le simple déplacement, qui cause la remise en suspension des particules arrachées aux parois. Une partie de notre étude se focalisera sur l'impact des occupants sur les concentrations particulaires notamment, qui est très important dans le cas des écoles [Blondeau et al, 2002].

- ✓ Autres facteurs

Les pollutions intérieure et extérieure peuvent s'ajouter, mais également interagir par des réactions homogènes ou hétérogènes, en créant d'autres polluants tels que certains composés organiques volatils ou de très fines particules. Cet aspect ne sera pas traité dans nos travaux.

L'OQAI a réalisé une hiérarchisation des polluants de l'air intérieur sur la base de critères de toxicité à court et long terme, des niveaux d'exposition observés, de la traçabilité de certaines sources ainsi que sur la fréquence d'apparition des polluants chimiques dans les bâtiments. Pour les écoles, six substances ont ainsi été classée « Hautement Prioritaires ». Il s'agit du formaldéhyde, du benzène, des acétaldéhydes, des PM10 et PM2.5 et du chrome.

Polluants atmosphériques	Sources extérieures	Sources intérieures	Risque sanitaire
SO_2	Industries (installations thermiques, raffineries)		Très soluble, rapidement absorbé par les surfaces humides de la bouche, du nez. - Irritant respiratoire, contribue à l'exacerbation des troubles bronchiques
NOx (NO et NO_2)	Industries de combustion (transports, installations thermiques, etc.)	tabagisme et combustion de gaz	Irritations de l'appareil respiratoires (crises d'asthme, bronchiolite)
CO	Installations de combustion, transports, chauffage domestique	tabagisme et combustion de gaz	Atteinte du système nerveux central et des organes sensoriels. Selon le niveau et la durée d'exposition : maux de tête, nausées, vertiges, pertes de connaissance, jusqu'à la mort.
O_3	Polluant secondaire formé suite à des réactions chimiques entre COV et NOx en présence de rayons UV.		Polluant irritant des yeux de la gorge et des poumons, peut altérer la fonction respiratoire et la résistance aux infections.
Particules	Véhicules (en particulier diesel) et combustion de certaines industries	combustion résultant des systèmes de chauffage, cuisson des aliments, tabagisme, matériaux (de construction, isolants, anti-feu), meubles et revêtements	Irritant très actif par altération des fonctions respiratoires, crises d'asthme avec à long terme des bronchites chroniques. En présence d'amiante : risque de fibrose pulmonaire, de cancer du poumon et de mésothéliome de la plèvre.
COV	Combustion, usage et évaporation des solvants et carburants industriels, etc.	Tabagisme, système de chauffage, meubles, vêtements, appareils d'impression, matériaux de construction et de revêtement, produits d'entretien	Irritations des yeux et des poumons, peuvent engendrer des bronchites par intoxication chronique. Cancers à long terme.
Bio-Contaminants	végétaux	Végétaux, animaux domestiques, acariens moisissures, tapis, vide ordures, toilettes et humidificateurs	Problèmes respiratoires (allergie, asthme)
Radon	Désintégration de l'uranium et du radium présents dans les sous-sols granitiques et volcaniques		Cancérigène (tyroïde) à long terme

Tableau I.5 : Sources et effets sanitaires des principaux polluants intérieur et extérieur mesurés ([El Yamani, 2006] ; [OQAI, 2011] ; [Mansouri, 2003]).

b. Les indices de qualité d'air

Il existe deux types d'approche pour évaluer la qualité de l'air intérieur : l'approche « sanitaire » basée sur l'analyse de l'exposition des occupants à un polluant ou un mélange de polluants et l'approche « olfactive » basée sur l'évaluation du niveau des odeurs ressenties par les occupants.

✓ Exposition à un polluant unique

L'analyse de l'exposition permet d'apprécier la quantité de matière toxique susceptible d'être ingérée par les occupants d'un bâtiment. Elle repose sur la mise en relation du schéma d'activité des occupants avec les concentrations en polluants des micro-environnements dans lesquels ils se déplacent [Austin et al, 1992]. Différents indices caractérisent l'exposition (exprimées en $mg.m^{-3}$) des occupants :

- exposition instantanée E_{inst} (concentration au temps t) :

$$E_{inst} = C(t) \tag{I.14}$$

- exposition de pointe E_{pointe} (maximum durant un temps $\{t_1, t_2\}$) :

$$E_{pointe} = \max(E_{inst}) \tag{I.15}$$

- exposition moyenne E_{moy} :

$$E_{moy} = \frac{1}{(t_1 - t_2)} . \int_{t_1}^{t_2} C(t)dt \tag{I.16}$$

Pour les polluants absorbés par voie respiratoire, les expositions instantanée et moyenne peuvent être personnalisées, en leur attribuant un taux b (nombre de respirations/heure) et un volume V_{res} (en m^3) de respiration de l'individu :

$$E_{inst} = C(t).b.V_{res} \quad \text{et} \quad E_{moy} = \frac{1}{(t_1 - t_2)} . \int_{t_1}^{t_2} E_{inst}(t)dt \tag{I.17}$$

Un autre indice d'exposition prenant en compte les facteurs physiques de l'être humain (âge, poids…) est l'*Absorption Chronique Journalière* (ACJ) d'un polluant. Il définit la quantité de polluant absorbée par unités de temps et de masse du corps, et correspond donc à une exposition moyenne personnalisée pour une période de 24 h et s'exprime en $mg.kg^{-1}.jour^{-1}$.

Ces notions d'exposition supposent une linéarité entre concentrations en polluants et temps d'exposition, qui apparaît contestable pour une majorité de gaz et de vapeurs toxiques. D'après Wilson [Wilson, 1990], le doublement de la concentration d'un polluant pendant un intervalle de temps génère pendant le même temps plus qu'un effet double sur des occupants. Il propose donc d'utiliser la charge toxique L (en $mg^n.m^{-3n}$), définie comme une concentration constante de gaz C agissant pendant un temps d'exposition $\{t_1, t_2\}$ pour évaluer l'exposition à la pollution :

$$L = \int_{t_1}^{t_2} C^n . dt \tag{I.18}$$

La valeur de l'exposant *n* est propre à chaque gaz et permet également de prendre en compte la sensibilité des individus soumis à la pollution. Si *n* est égal à 1, la charge toxique correspond au modèle linéaire d'exposition intégrée.

- L'indice I_{IAQ}

Cet indice de qualité d'air est défini pour un polluant unique en fonction de son seuil d'acceptabilité, par la relation [Koffi, 2009] :

$$I_{IAQ} = \frac{\langle C \rangle - C_S}{C_{seuil} - C_S} \tag{I.19}$$

C_{seuil} est la valeur limite de concentration en polluant au-dessus de laquelle l'exposition au polluant peut présenter des risques sanitaires (cf ci-dessous). Une bonne qualité d'air requiert $I_{IAQ} < 1$.

- L'indice « $\text{Index}_{\text{norm}}$ »

Afshari [Afshari, 2005] a défini cet autre indice comme étant le rapport de la concentration moyenne d'un polluant mesurée durant 24 heures par la concentration moyenne journalière sur les périodes d'inoccupation. L'indice $\text{Index}_{\text{norm}}$ peut être utilisé dans le cas de comparaison de stratégies de ventilation entre elles, l'indice étant normalisé par rapport à l'indice d'un système de référence :

$$\begin{cases} \text{Index}_{\text{k}} = \dfrac{\bar{C}_{24h,k}}{\bar{C}_{inocc,k}} \\ \text{Index}_{\text{norm}} = \dfrac{\bar{C}_{24h} / \bar{C}_{inocc}}{\text{Index}_{\text{ref}}} \qquad \text{où} \qquad \text{Index}_{\text{ref}} = \dfrac{\bar{C}_{24h,ref}}{\bar{C}_{inocc,ref}} \end{cases} \tag{I.20}$$

✓ Exposition à un mélange de polluants

La principale difficulté à l'évaluation de la qualité de l'air et des risques sanitaires encourus par les occupants, est la non-linéarité de la réponse aux polluants et d'autant plus à un mélange de polluants. Si aucun indicateur n'a été jusque là normalisé, bon nombre d'indices ont été développés par agrégation des rapports entre les concentrations en polluants et leurs limites respectives [Blondeau, 1996].Ils rendent compte des différents aspects du mélange que sont l'additivité, la compensation ou l'absence d'interaction entre les effets. Nous n'utiliserons pas ces indices, car ils nécessitent la mesure de polluants que nous n'avons pas suivis dans ces travaux. Nous les présentons en Annexe 1.1 par soucis de clarté du manuscrit.

c. Approche olfactive

L'être humain ne possède pas de fonctions biologiques suffisamment développées pour juger en temps réel du danger résultant d'un environnement pollué et ne se réfère a posteriori qu'à partir de ses symptômes. Il possède cependant le sens olfactif pour percevoir les composés odorants et son système nerveux détecte les éléments irritants. Mais la perception d'une odeur peut résulter d'une concentration très faible en une espèce chimique ou de la combinaison de concentrations traces de plusieurs éléments, ce qui n'en fait pas un élément permettant de quantifier le niveau de pollution intérieure.

La mesure d'odeur par un panel d'individus fait intervenir quatre étapes distinctes : la détection et la reconnaissance de l'odeur, son intensité, son caractère (arômes) et son appréciation (niveau d'acceptabilité) [Moschandreas, 1992]. De plus, la perception d'une odeur peut être altérée par de nombreux paramètres comme la température, l'humidité ou plus généralement le confort procuré par l'ambiance, de même que la fréquence et la durée d'exposition, la vision de la source olfactive, ou encore l'éducation et l'acuité olfactive du récepteur.

✓ Indice mono marqueur

Pour évaluer le confort olfactif résultant d'une ambiance habitée, il est souvent fait référence à la concentration mesurée ou calculée d'une unique espèce chimique supposée être représentative de la charge olfactive de la pièce [Allard, 1998]. Ainsi, les concentrations en vapeur d'eau ou en dioxyde de carbone qui sont les deux éléments les plus fréquemment utilisés comme indicateurs de la qualité de l'air intérieur, ne possèdent aucune caractéristique odorante mais constituent de très bons marqueurs de l'activité humaine et de la gène olfactive qui y est attachée [Auger, 1995].

De la même manière, le formaldéhyde ou les COVT peuvent caractériser l'inconfort olfactif résultant de l'émission de polluants par les matériaux de construction. Ces indices mono-marqueurs sont utile dans la plupart des cas où les sources d'émission présentent des caractéristiques identiques (même polluants émis dans des proportions identiques) et trouve ses limites lorsque les sources de pollution sont nombreuses et variées.

✓ Indice DEM

L'indice DEM (Degree of Effluvium Measurement) évalue la qualité olfactive de l'ambiance à partir du jugement des occupants du bâtiment [Moschandreas, 1992]. Sur plusieurs jours, ils attribuent une note variant de 1 (pas d'odeur) à 7 (mauvaise odeur). A partir des informations recueillies, l'indice DEM est calculé par la moyenne géométrique du pourcentage de personnes qui considèrent qu'il y a une mauvaise odeur (note > 4) et la somme des notes supérieures à 4 divisé par le score maximal pouvant être obtenu (nombre de panélistes x7).

Les différentes applications de cette méthode d'évaluation de la qualité de l'air ont montré qu'il existe souvent une bonne corrélation entre l'indice DEM, les plaintes enregistrées et même les symptômes présentés par les occupants des bâtiments testés. De par sa conception, cet indicateur de qualité de l'air se limite cependant à des cas de diagnostic; il ne peut prétendre s'insérer dans une procédure analytique d'évaluation de la qualité de l'air.

Il existe d'autres indicateurs pour évaluer le confort olfactif, parmi lesquels les unités Olf et Décipol introduites par Fanger [Fanger, 1988b] ou encore les unités decicarbdiox et decitvoc introduites par Jokl [Jokl, 2000], auxquelles il est possible d'attribuer un pourcentage de personnes non satisfaites. Cette méthode permet de faire un parallèle avec les indices analytiques de confort thermique qui s'exprime de la même façon (cf. section I.4.3). Ces indices ne seront cependant pas utilisés dans notre étude et pour faciliter la lecture de ce document, nous les décrivons en détail en Annexe 1.1.

d. Valeurs guides

Pour analyser la réponse d'un individu à une exposition, les réglementations nationales et internationales proposent des valeurs de concentrations limites, en-dessous desquelles, en l'état actuel des connaissances, il n'existe pas de risques sanitaires pour les occupants du bâtiment. Ces valeur guide de qualité de l'air (VGAI) sont des valeurs de concentration moyennes pour certaines durées d'exposition à un polluant unique.

En France, les VGAI de certains polluants sont établies par l'Agence nationale de sécurité sanitaire (ANSES) mais à défaut de valeurs françaises, les VGAI établies par l'OMS [WHO, 2010] ou reconnues à l'échelle européenne (projet INDEX ; [Koistinen et al, 2008]) peuvent être utilisées. Enfin, le Haut conseil de la santé publique (HCSP) propose, à partir des VGAI de l'ANSES, des valeurs dites « de gestion » et un calendrier pour leur déploiement, afin de guider les pouvoirs publics dans l'élaboration de valeurs opérationnelles pour mettre en place des actions d'amélioration de la qualité de l'air intérieur. Ces VGAI sont données dans le Tableau I**.6**

A contrario des substances chimiques, il n'est pas possible aujourd'hui de proposer des valeurs repères quantitatives pour les biocontaminants, due à l'absence de relations dose-réponse établies. L'OMS a donc proposé en 2009 des lignes directrices relatives à l'humidité et aux moisissures dans les bâtiments [WHO, 2009].

		France		International	
		ANSES	HCSP	Europe/Index	OMS
Formaldéhyde	**Court terme**	50 µg/m³ (2 heures)	Valeur d'action rapide : 100 µg/m³ Valeur d'information et de recommandations : 50 µg/m³ Valeur repère : 30 µg/m³ Valeur cible : 10 µg/m³	30 µg/m³ (30 minutes)	100 µg/m³ (30 minutes)
	Long terme	10 µg/m³		-	100 µg/m³
Monoxyde de carbone	**24 heures**	-	-	-	7 mg/m³
	8 heures	10 mg/m³	-	10 mg/m³	10 mg/m³
	1 heure	30 mg/m³	-	30 mg/m³	35 mg/m³
	30 minutes	60 mg/m³	-	-	-
	15 minutes	100 mg/m³	-	-	100 mg/m³
Benzène	**Court terme**	30 µg/m³ (1-14 jours)	Valeur d'action rapide : 10 µg/m³ Valeur repère : 5 µg/m³ Valeur cible : 2 µg/m³	Concentration aussi faible que possible	-
	Long terme – effets à seuil	10 µg/m³			-
	Long terme – effets sans seuil	2 µg/m³ pour une exposition la vie entière correspondant à un niveau de risque de 10^{-5} (a)			1,7 µg/m³ pour une exposition la vie entière correspondant à un niveau de risque de 10^{-5} (a)
Naphtalène	**Court terme**	-	-	-	-
	Long terme	10 µg/m³	-	10 µg/m³	10 µg/m³
Trichloroéthylène	**Court terme**	-	-	-	-
	Long terme – effets sans seuil	20 µg/m³ pour une exposition la vie entière correspondant à un niveau de risque de 10^{-5} (b)	-	-	23 µg/m³ pour une exposition la vie entière correspondant à un niveau de risque de 10^{-5} (b)
Tetrachloroéthylène	**Court terme**	1 380 µg/m³ (1-14 jours)	Valeur d'action rapide : 1 250 µg/m³	-	-
	Long terme	250 µg/m³	Valeur repère : 250 µg/m³	-	250 µg/m³
Dioxyde d'azote	**Court terme**	-	-	200 µg/m³ (1 heure)	200 µg/m³ (1 heure)
	Long terme	-	-	40 µg/m³	40 µg/m³
Benzo(a)pyrène (marqueur du mélange de HAP)	**Court terme**	-	-	-	-
	Long terme	-	-	-	0,12 ng/m³ pour une exposition la vie entière correspondant à un niveau de risque de 10^{-5} (c)

Acétaldéhyde	**Court terme**	-	-	200 µg/m^3 (d)	-
	Long terme	-	-	200 µg/m^3	-
Xylènes	**Court terme**	-	-	20 mg/m^3 (d)	-
	Long terme	-	-	200 µg/m^3	-
Toluène	**Court terme**	-	-	15 mg/m^3 (d)	-
	Long terme	-	-	300 µg/m^3	-
Styrène	**Court terme**	-	-	2 000 µg/m^3 (d)	-
	Long terme	-	-	250 µg/m^3	-
Ammoniac	**Court terme**	-	-	100 µg/m^3 (d)	-
	Long terme	-	-	70 µg/m^3	-
Particules $PM_{2,5}$	**24 heures**	(e)	-	-	25 µg/m^3
	Long terme	(e)	-	-	10 µg/m^3
Particules PM_{10}	**24 heures**	(e)	-	-	50 µg/m^3
	Long terme	(e)	-	-	20 µg/m^3

Tableau I.6 : **v**aleurs guides sanitaires et valeurs repères d'aide à la gestion pour l'air intérieur [OQAI, 2011]

Il existe aujourd'hui des valeurs réglementaires, exprimées en niveau de concentration dans l'air intérieur, mais uniquement pour trois substances (hors réglementation du travail) : le radon (dans certains lieux ouverts au public), le monoxyde de carbone (dans les bâtiments équipés d'une chaudière dont la puissance est comprise entre 4 et 400 kW) et l'amiante (dans les bâtiments construits avant 1997). Ces valeurs sont données dans le Tableau I.7.

Dans notre étude, nous analyserons la qualité de l'air intérieure à partir des mesures de concentration en CO_2 et particules (PM10, PM2.5 et PM1) et du niveau d'odeurs ressenti par les occupants des salles de classe. L'évaluation se fera donc respectivement à partir de la valeur recommandée par le RSDT (1000 ppm), des valeurs guides de l'OMS pour l'exposition aux particules sur 24h (50 µg/m^3 pour les PM10 et 25 µg/m^3 pour les PM2.5) et l'échelle subjective qui sera utilisée dans les questionnaires (cf. chapitre II).

Substance	Valeurs de gestion réglementaire	Actions de gestion à engager	Référence
Radon	En dessous de 400 Bq/m³	La situation ne justifie pas d'action corrective particulière	Arrêté du 22 juillet 2004 relatif aux modalités de gestion du risque lié au radon dans les lieux ouverts au public
	Entre 400 et 1 000 Bq/m³	Il faut entreprendre des actions correctives simples ou des travaux	
	Au-delà de 1 000 Bq/m³	Des actions correctives éventuellement d'envergure, doivent être conduites dans un bref délai, car on aborde un niveau de risque qui peut être important.	
CO	Entre 20 ppm (10 ppm à compter du 1er juillet 2014) et 50 ppm	La situation est estimée anormale et la personne chargée d'effectuer l'entretien doit informer l'usager que des investigations complémentaires concernant le tirage du conduit de fumée et la ventilation du local sont nécessaires. Ces investigations peuvent être réalisées au cours de la visite ou faire l'objet de prestations complémentaires	Arrêté du 15 septembre 2009 relatif à l'entretien annuel des chaudières dont la puissance nominale est comprise entre 4 et 400 kW
	Supérieure ou égale à 50 ppm	La situation met en évidence un danger grave et immédiat. La personne chargée d'effectuer l'entretien enjoint l'usager à maintenir sa chaudière à l'arrêt jusqu'à la remise en service de l'installation dans les conditions normales de fonctionnement	
Amiante	5 fibres/litre	Valeur seuil de gestion nécessitant d'engager des travaux sur certains matériaux	Article R1334-18 de la santé publique

Tableau I.7 : Valeurs de gestion règlementaires [OQAI, 2011]

I.4.3 Confort thermique

Le confort thermique dans les bâtiments constitue une exigence forte à laquelle le concepteur doit apporter les réponses nécessaires. Mais sa définition reste complexe, puisqu'elle est essentiellement subjective. La notion de confort thermique peut être définie de différentes manières :

- une sensation de bien être général
- l'absence de plaintes pour inconfort - thèse notamment soutenu par Fanger [Fanger, 1970]
- les conditions pour lesquelles les mécanismes d'autorégulation du corps sont à un niveau

minimum d'activité pour maintenir constante sa température corporelle (homéothermie, état de neutralité thermique) [Depecker et al, 1989]

L'évaluation du confort thermique et donc la perception de cet environnement thermique fait appel à trois approches différentes :

- L'approche physique : représente l'homme comme un système thermique et considère les intéractions avec l'environnement en terme d'échanges de chaleur. Ce modèle est donc basé sur le bilan thermique du corps humain et prend en compte les transferts de chaleur et de masse.

- L'approche physiologique : relative aux mécanismes d'autorégulation mis en jeu dans un environnement thermique, lorsque le corps est en-dehors de l'état de neutralité thermique. En effet, l'homme est homéotherme et dispose d'un système dynamique de thermorégulation, dont le centre se trouve dans l'hypothalamus, qui permet de contrôler et réguler les échanges de chaleur interne et externe du corps humain (Annexe 1.2).

- L'approche psychologique : concerne la sensation et le comportement de l'individu dans un environnement thermique. Un schéma de la relation entre une personne et son environnement proposé par Berger [Berger, 1995] (Annexe 1.2) montre que selon les caractéristiques personnelles (psychologiques), les expériences thermiques et la culture, des attentes et une anticipation sur les conditions thermiques se forment chez les personnes.

L'environnement thermique de l'individu est caractérisé par quatre grandeurs physiques (la température de l'air, la température de rayonnement, l'humidité relative et la vitesse de l'air). Ces variables réagissent avec l'activité et la vêture du corps humain pour établir son état thermique et constituent ensemble les six paramètres de base des échanges thermiques entre l'homme et son environnement.

a. Echanges thermiques entre le corps humain et son environnement

✓ Le bilan thermique

La stabilité de la température interne du corps humain autour de 37°C implique un équilibre thermique entre la chaleur produite à l'intérieur du corps humain par l'activité métabolique et les échanges de chaleur (sensible et latente) avec l'environnement par les voies respiratoires et la peau. L'équation du bilan thermique du corps humain, à l'équilibre s'écrit [ASHRAE, 1997] :

$$M - W = Q_{sk} + Q_{res} + S = (C + R + K + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) + S_{sk} + S_c \quad \text{(I.21)}$$

Avec :
M = taux du métabolisme [W]
W = travail mécanique [W]
Q_{res} = flux de chaleur échangé par voie respiratoire [W]
Q_{sk} = flux de chaleur échangé à la surface cutanée [W]
S = chaleur emmagasinée dans le corps [W]
C_{res} = flux de chaleur échangé par convection respiratoire [W]

E_{res} = flux de chaleur échangé par évaporation respiratoire [W]
C = flux de chaleur sensible échangé par convection à la surface du peau [W]
R = flux de chaleur sensible échangé par rayonnement à la surface du peau [W]
K = flux de chaleur sensible échangé par conduction à la surface du peau [W]
E_{sk} = flux de chaleur latente échangé par évaporation à la surface du peau [W]
S_{cr} = taux de chaleur stockée à l'intérieur du corps [W]
S_{sk} = taux de chaleur stockée dans la peau [W]

Ainsi, l'énergie métabolique issue de la transformation des aliments en énergie (accompagnée de la production d'eau de gaz carbonique et de déchets diverses) est transformée en chaleur et en travail. Cette chaleur est alors dissipée dans l'environnement à travers la surface cutanée directement ou au travers des habits (par convection, conduction, rayonnement et évaporation) et par respiration (par convection et évaporation), comme l'illustre la Figure I.17. A l'équilibre thermique, le corps ne stocke pas de chaleur (S=0). Il est à noter que les transferts de chaleur par conduction sont généralement négligés dans la mesure où les écarts de température et les surfaces d'échange sont très faibles.

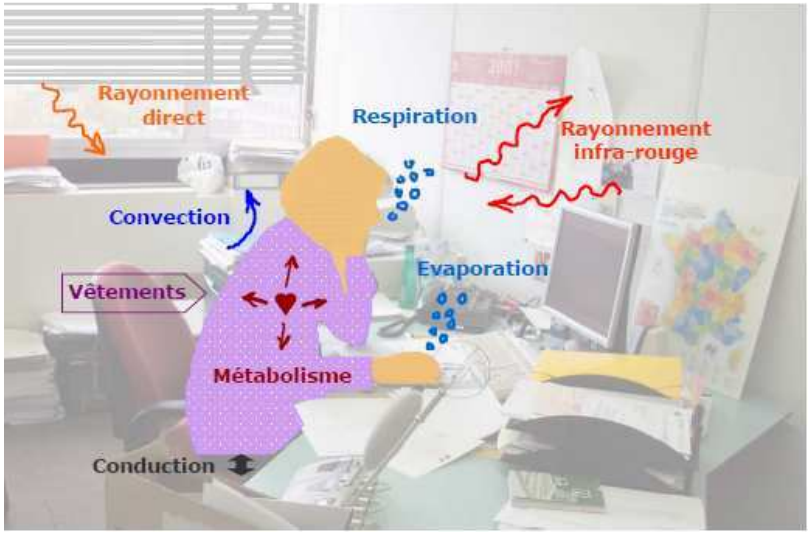


Figure I.17 : L'interaction thermique entre le corps humain et son environnement [Moujalled, 2007]

La chaleur métabolique peut être estimée à partir des équations de la puissance métabolique eq. (I.22) [Awbi, 2003] exprimée en fonction de la surface cutanée eq. (I.23) [Dubois et Dubois, 1916] :

$$M = 2{,}06 \times 10^4 \times Q \times (F_{oi} - F_{oe}) \quad [W] \tag{I.22}$$

$$A_{DU} = 0{,}202\, P^{\,0{,}425}\, H^{\,0{,}725} \quad [m^2] \tag{I.23}$$

Avec :
Q = débit d'air inspiré [L/s]
F_{oi} = fraction d'oxygène dans l'air inhalé (environ égale à 0,209) [-]
F_{oe} = fraction d'oxygène dans l'air expiré (environ égale à 0,160) [-]
P = poids de la personne [kg]
H = hauteur de la personne [m]

Pour un individu moyen (70 kg et 1,73 m), l'aire cutanée A_{DU} est d'environ 1,83 m^2. La production d'énergie métabolique est souvent exprimée en Met (1Met = 58,15 W/m²), ce qui correspond au

métabolisme d'un individu assis au repos. Quelques valeurs du métabolisme énergétique pour différents types d'activité sont données par la norme [EN ISO 7730, 2007] et sont présentées en Annexe 1.2.

✓ Les échanges de chaleur sensible

▪ La convection :

Les échanges de chaleur par convection se font entre un solide et un fluide ou entre deux fluides, de manière naturelle ou forcée si le mouvement de l'air est imposé. L'échange convectif au niveau de la peau (*C*) dépend de la différence entre la température d'air et celle du corps (peau ou vêtement) et du mouvement de l'air autour du corps. Il est calculé par l'expression suivante [ASHRAE, 1997] :

$$C = f_{cl} \,.\, h_c \,.\, (t_{cl} - t_a) \tag{I.24}$$

Avec :
C = densité de flux de chaleur convectif [W/m²]
f_{cl} = facteur d'habillement (*rapport surface vêtue / surface corporelle*) [-]
pour un sujet nu, $f_{cl} = 1$
h_c = coefficient d'échange convectif [W/m².K]
t_{cl} = température de la surface externe du vêtement [°C]
t_a = température d'air [°C]

La norme [NF EN ISO 7730, 2007] adopte pour valeur de h_c la plus grande des deux valeurs suivantes:

$$h_c = \begin{cases} 2{,}38\left(T_p - T_a\right)^{0{,}25} \text{pour } \; 2{,}38\left(T_p - T_a\right)^{0{,}25} > 12{,}1\sqrt{u} \\ 12{,}1\sqrt{u} \qquad\qquad \text{pour } \; 2{,}38\left(T_p - T_a\right)^{0{,}25} < 12{,}1\sqrt{u} \end{cases} \tag{I.25}$$

▪ Le rayonnement :

Les échanges de chaleur par rayonnement ont lieu entre le corps humain et les surfaces du bâtiment, ces deux éléments émettant et absorbant de l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques, essentiellement dans l'infrarouge. Pour calculer le flux radiatif échangé par le corps humain, on utilise la température moyenne de rayonnement (à condition que l'environnement thermique soit homogène, ce qui est souvent le cas dans les bâtiments ; sinon tenir compte de l'asymétrie de rayonnement), qui est une moyenne pondérée des températures de surface des parois du local en fonction de leur émissivité et de leurs positions relatives par rapport au sujet. De plus, en raison des faibles écarts de température, une approximation linéaire est utilisée pour écrire l'équation du flux radiatif [ASHRAE, 1997], telle que :

$$R = f_{cl} \,.\, h_r \,.\, (t_{cl} - \overline{t_r}) \tag{I.26}$$

$$h_r = 4.\varepsilon.\sigma.f_{eff}.\left[273{,}2 + \frac{t_{cl} + \overline{t_r}}{2}\right]^3 \tag{I.27}$$

Avec :

R = flux de chaleur radiatif	[W/m²]
f_{cl} = facteur d'habillement	[-]
h_r = coefficient d'échange radiatif linéarisé	[W/m².K]
t_{cl} = température de la surface externe du vêtement	[K]
$\overline{t_r}$ = température radiante moyenne	[K]
ε = émissivité moyenne du corps	[-]
σ = constante de Stefan-Bolzmann 5,67×10^{-8} SI	[W/m².K^4]
f_{eff} = coefficient effectif de surface rayonnante	[-]

Le coefficient f_{eff} est le rapport entre la surface effective de rayonnement de l'individu et sa surface totale. Il joue le rôle d'un facteur de forme et dépend de la posture : 0,70 pour une personne assise et 0,73 pour une personne débout. Quant à l'émissivité, elle est typiquement proche de l'unité [ASHRAE, 1997].

- ✓ Les échanges de chaleur latente

  - Pertes par évaporation à travers la peau :

L'échange de chaleur par évaporation est dû au changement d'état de l'eau au niveau de la peau et de l'appareil respiratoire. C'est le moyen le plus efficace de perdre de la chaleur pour le corps humain. La quantité d'énergie prélevée au corps par évaporation (E_{sk}) dépend de la quantité d'eau présente à la surface de la peau et du gradient de pression partielle de vapeur d'eau entre cette surface et l'air ambiant. Elle est déterminée de la manière suivante :

$$E_{sk} = \frac{\omega \left(p_{sk,s} - p_a\right)}{R_{e,cl} + \frac{1}{f_{cl}.h_e}} \tag{I.28}$$

Avec :

E_{sk} = échange de chaleur évaporative cutanée	[W/m²]
p_a = pression partielle de vapeur d'eau dans l'air	[kPa]
$p_{sk,s}$= pression partielle de vapeur d'eau à la surface de la peau (considérée saturée)	[kPa]
$R_{e,cl}$= résistance vestimentaire à l'évaporation (similaire à R_{cl})	[m².kPa/W]
h_e = coefficient d'échange de chaleur par évaporation (similaire à h)	[W/m².kPa]
ω = fraction mouillée de la surface de la peau	[-]

Le coefficient d'évaporation h_e peut être calculé à partir du coefficient d'échange convectif h_c moyennant la relation de Lewis ($h_e/h_c = LR$, où LR est le « Lewis ratio »). Il est approximativement de 16,5°C/kPa pour des conditions intérieures typiques [ASHRAE, 1997]. La mouillure cutanée n'est jamais nulle, il y a toujours une diffusion de l'eau à travers les cellules cutanées, de l'ordre de 6% de l'évaporation maximale [Moujalled, 2007].

  - Pertes respiratoires :

Lors de la respiration, le corps perd de la chaleur sous forme sensible, du fait du réchauffement de l'air inhalé par convection et sous forme latente, due à l'humidification de l'air inspiré par évaporation. A la sortie des voies respiratoires, l'air expiré est à une température proche de la température interne du corps, et il est presque saturé en humidité. Ces échanges dépendent des différences de température et

d'humidité, entre l'air expiré et l'air ambiant, et du débit respiratoire. L'ASHRAE [ASHRAE, 1997] reprend l'équation de Fanger [Fanger, 1972] pour calculer les échanges respiratoires :

$$C_{res} + E_{res} = 0{,}0014.M.(t_{exp} - t_a) + 0{,}0173.M.(P_{exp} - P_a) \quad \text{(I.29)}$$

Avec :

C_{res} = flux de chaleur par convection respiratoire	[W/m²]
E_{res} = flux de chaleur par évaporation respiratoire	[W/m²]
M = production de chaleur métabolique	[W/m²]
t_{exp} = température de l'air expiré (~34 °C)	[°C]
t_a = température de l'air ambiant	[°C]
P_{exp} = pression de vapeur d'eau dans l'air expiré (5,87 kPa à 34°C)	[kPa]
P_a = pression de vapeur d'eau dans l'air	[kPa]

✓ L'influence des vêtements

Les vêtements créent un microclimat entre la peau et le vêtement qui modifient les coefficients d'échanges de chaleur entre la peau et l'environnement, du fait de leurs résistances thermiques et à l'évaporation, du pouvoir réfléchissant ou absorbant du rayonnement IR, de l'effet tampon par adsorption de l'eau ou encore de l'effet de pompage de l'air à travers le tissu.

A travers le vêtement, les transferts de chaleur se font par conduction, et les transferts de masse, par diffusion pour la phase vapeur et migration pour la phase liquide, alors qu'à la surface extérieure, les échanges avec l'environnement se font toujours par convection, rayonnement et évaporation [Moujalled, 2007].

L'isolement thermique d'une tenue vestimentaire I_{cl} [m².°C/W] qui inclut les parties non recouvertes du corps s'exprime le plus souvent en clo (1 clo = 0,155 m².°C/W), qui correspond à l'isolement vestimentaire nécessaire pour maintenir en équilibre le bilan thermique d'un homme sédentaire exposé à un air calme à 21°C. La norme ISO EN 7730 donne des tableaux de valeurs pour chaque vêtement ou combinaison de vêtements et les variations de température opérative nécessaires au maintien de la neutralité thermique lors de l'ajout de vêtement (Annexe 1.2).

b. Les indices des différentes approches du confort thermique

Les nombreux indices de confort thermique relevés dans la littérature ont été élaborés à partir de travaux empiriques et d'approches statistiques, réalisées dans des chambres climatiques ou in situ, sur des mannequins ou avec des êtres humains, simplifiant ainsi la complexité des phénomènes.

✓ Les indices environnementaux simples

▪ Température résultante ou opérative T_{op} :

La température opérative est définie comme la température uniforme d'une ambiance fictive qui générerait une intensité des échanges sensibles (par convection et rayonnement) identique à celle enregistrée entre l'individu et son environnement réel. Ainsi, elle combine les températures de surface des parois, la température et la vitesse de l'air, tel que :

$$T_{op} = \frac{h_c\, T_a + \, h_r\, T_{mrt}}{h_c + h_r} \tag{I.30}$$

Si $v_{ar} < 0{,}2$ m.s^{-1} ou $T_a - T_{mrt} < 4$°C, alors $T_{op} = A.T_a + \, (1 - A)T_{mrt}$.

Avec :

T_{op} : température opérative	[K]
T_a : température de l'air de la pièce	[K]
T_{mrt} : température radiante moyenne de la pièce	[K]
h_c : coefficient de transfert de chaleur par convection	[W.m^{-2}.K^{-1}]
h_r : coefficient linéarisé de transfert de chaleur par rayonnement	[W. m^{-2}.K^{-1}]
v_{ar} : vitesse relative de l'air	[m.s^{-1}]
$A = 0{,}5 + 0{,}2v_{ar}$	[-]

Elle peut être mesurée par un globe noir (de 40 mm ou 15 mm) placé au centre de la pièce. Si la vitesse d'air est nulle ou négligeable, ce qui est souvent le cas lorsqu'il n'y a pas de courants d'air, la température opérative est approximativement la moyenne arithmétique de la température de l'air et de la température radiante moyenne. Si la vitesse est supérieure ou égale à 2 m/s, la température opérative est égale à la température de l'air, les surfaces environnantes n'ayant plus d'effet.

Il existe également l'indice de température opérative humide (*WBGT : Wet Bulb Globe Temperature*) pour estimer la contrainte thermique en ambiance chaude. Elle requiert la mesure la température du globe noir (T_{op}) et de la température humide naturelle (T_w) et se calcule de la manière suivante :

$$WBGT = 0{,}7\, T_w + \, 0{,}3\, T_{op} \tag{I.31}$$

- Température effective *ET** et standardisée *SET* :

La température effective *ET** est un indice développé par Gagge [Gagge, 1973] à partir d'expériences menées en chambre climatique et adopté par l'ASHRAE [ASHRAE, 1997]. Il est défini comme la température uniforme virtuelle d'une ambiance à 50% d'humidité relative dans laquelle un sujet vêtu de manière standard serait marqué par une température et une mouillure de peau identiques à celles constatées dans la situation réelle. Cet indice prend donc en compte les effets de la température et de l'humidité et dépend de la vêture et l'activité du sujet. Des échelles de confort basées sur cet indice ont été établies par l'ASHRAE pour des sujets ayant une vêture de 0,6 clo et exerçant une activité faible (1 Met) dans une ambiance calme ($v_a < 0{,}2$ *m/s*) (Annexe 1.2).

Pour standardiser cet indice, l'ASHRAE a défini un nouvel indice, le *SET*, qui représente la température sèche équivalente d'une enceinte isotherme à 50 % d'humidité relative, dans laquelle un sujet, portant une vêture standardisée par rapport à son activité, échangerait la même quantité de chaleur et aurait la même mouillure cutanée que dans l'enceinte réelle dans laquelle il se trouve. La vêture standardisée est calculée selon l'équation suivante [Gagge, 1986] :

$$I_{cis[clo]} = \frac{1{,}33}{\left(M_{[Met]} - W_{[Met]} + 0{,}74\right)} - 0{,}095 \quad \text{(I.32)}$$

Cet indice prend en compte l'effet des six paramètres de base et s'applique dans des conditions transitoires chaudes, modérées ou froides. Le Tableau I**.8** donne les sensations thermiques pouvant être déduites des différentes valeurs de SET [Parsons, 2003].

SET (°C)	Sensation	Etat physiologique d'une personne sédentaire
> 37,5	Extrêmement chaud, très inconfortable	Echec de la régulation
34,5-37,5	Très chaud, très inacceptable	Sudation profuse
30,0-34,5	Chaud, inconfortable, inacceptable	Sudation
25,6-30,0	Légèrement chaud, légèrement inacceptable	Sudation légère, vasodilatation
22,2-25,6	Confortable et acceptable	Neutralité
17,5-22,2	Légèrement froid, légèrement inacceptable	Vasoconstriction
14,5-17,5	Froid et inacceptable	Refroidissement ralenti du corps
10,0-14,5	Très froid, très inacceptable	Frissons

Tableau I.8 : La relation entre la température standard effective SET et la sensation thermique [Parsons, 2003].

- ✓ Les modèles analytiques

  - Le modèle de Fanger : PMV & PPD

L'analyse du confort thermique par les seuls indices environnementaux n'est pas satisfaisante dans le sens où ils sont valables pour les conditions des tests qui ont servi à les développer et qui sont pour la plupart réduites aux individus sédentaires légèrement habillés [Awbi, 2003]. Ils ne prennent donc pas en compte directement les caractéristiques vestimentaires et physiques des individus. C'est en ce sens que Fanger, au début des années 70, a établi une méthode permettant d'évaluer la sensation thermique des occupants à partir de leur bilan énergétique, en intégrant les paramètres physiques de l'environnement (températures d'air et des parois, vitesse d'air, humidité) et les caractéristiques propres au sujet étudié (activité, habillement). Ce bilan s'écrit [EN ISO 7730, 2007] :

$$\begin{aligned} L = {} & M - W - 3{,}05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6{,}99 \times (M - W) - p_a] \\ & - 0{,}4 \times [(M - W) - 58{,}15] - 1{,}7 \times 10^{-5} \times M \times (5867 - p_a) \\ & - 0{,}0014 \times M \times (34 - t_a) \\ & - 3{,}96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\overline{t_r} + 273)^4] - f_{cl} \times h_c \times (t_{cl} - t_a) \end{aligned} \quad \text{(I.33)}$$

où $t_{cl} = 35{,}7 - 0{,}028 \times -0{,}4 \times (M - W) - I_{cl} \times \{3{,}96 \times 10^{-8} \times f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (\overline{t_r} + 273)^4] + f_{cl} \times h_c \times (t_{cl} - t_a)\}$

et $f_{cl} = \begin{cases} 1{,}00 + 1{,}290 \times I_{cl} \text{ pour } \ I_{cl} \leq 0{,}078\ m^2.K/W \\ 1{,}05 + 0{,}645 \times I_{cl} \text{ pour } \ I_{cl} > 0{,}078\ m^2.K/W \end{cases}$

Afin de traduire concrètement cette notion, Fanger a établi un indice lié à cette charge thermique *L*, qui prévoit le vote moyen prévisible d'une population *PMV* (*Predicted Mean Vote*) de la sensation thermique, de manière globale. Les corrélations entre *L* et le *PMV* ont été déterminées statistiquement à partir d'études expérimentales sur un échantillon de 1400 personnes, amenées à s'exprimer sur l'appréciation de différents climats intérieurs dans des chambres climatiques :

$$PMV = [0{,}303.\exp(-0{,}036.M) + 0{,}028].L \quad \text{(I.34)}$$

D'après la norme [EN ISO 7730, 2007], l'indice *PMV* a été établi pour des valeurs stationnaires de ces différentes variables, mais il peut être déterminé avec une bonne approximation lorsqu'une ou plusieurs variables fluctuent faiblement, à condition de considérer leurs moyennes pondérées en fonction du temps pendant l'heure précédente. L'échelle du PMV comporte 7 degrés allant de –3 (très froid) à +3 (très chaud), comme indiqué sur le Tableau I**.9**.

-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
Froid	Frais	Légèrement Frais	Neutre	Légèrement tiède	Tiède	Chaud

Tableau I.9 : échelle de sensation thermique selon la valeur du PMV

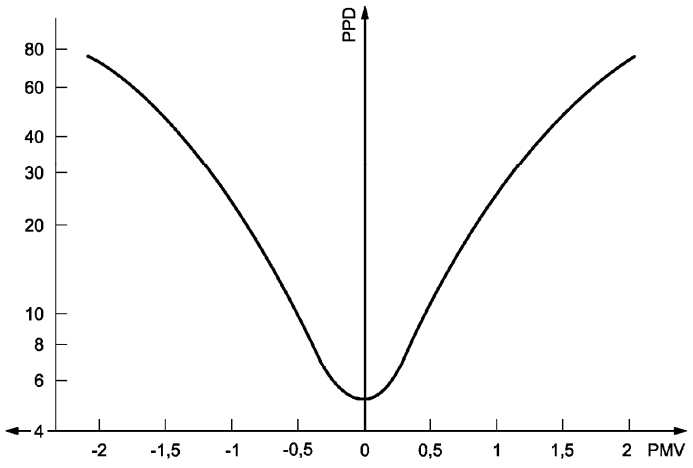
Toujours d'après cette norme, il est conseillé d'utiliser l'indice *PMV* uniquement pour les valeurs comprises entre –2 et +2, c'est-à-dire en-dehors des extrêmes de sensation thermique et lorsque les six principaux paramètres sont compris dans les intervalles suivantes :

- M = 46 à 232 W/m² (soit 0,8 met à 4 met)
- I_{cl} = 0 à 0,310 m².°C/W (soit 0 clo à 2 clo)
- t_a = 10 à 30 °C
- t_r = 10 à 40 °C
- v_a = 0 à 1 m/s
- P_a = 0 à 2700 Pa

Afin de lier à cette échelle de sensation thermique l'acceptabilité de l'ambiance thermique, Fanger a proposé un autre indice, le pourcentage des personnes qui seront insatisfaites dans l'ambiance considérée, le *PPD* (*Predicted Percentage of Disatisfied*) défini tel que :

$$PPD = 100 - 95.\exp[-(0{,}03353.PMV^4 + 0{,}2179.PMV^2)] \quad \text{(I.35)}$$

La Figure I**.**18 présente l'évolution des valeurs du *PPD* en fonction de celles du *PMV*. On remarque que la totalité des personnes ne peut être satisfaite par l'ambiance. Un minimum de 5% des personnes resteront insatisfaites malgré un vote égal à zéro (sensation neutre). D'après la norme américaine [ASHRAE, 2004], les individus sont à priori en situation de confort si le *PPD* est inférieur à 10 % (soit le *PMV* entre –0,5 et +0,5), mais d'une manière générale la plage [-1,1] est considérée comme confortable.



Légende
PMV vote moyen prévisible
PPD pourcentage prévisible d'insatisfaits, %

Figure I.18 : PPD en fonction du PMV [EN ISO 7730, 2007]

✓ Les autres modèles analytiques

Il existe d'autres modèles plus complexes, qui divisent le corps en plusieurs segments et ne le considère plus comme un bloc unique (comme c'est le cas dans le modèle de Fanger) et qui permettent de simuler la dynamique des réponses physiologiques.

C'est le cas du modèle dynamique simplifié de la thermorégulation [ASHRAE, 1997], développé par Gagge [Gagge, 1986], qui étudie les échanges du corps humain entre deux nœuds concentriques représentant le centre du corps et la peau. Ces échanges se font sous forme de conduction tissulaire et de convection sanguine. Contrairement au modèle de Fanger, ce modèle permet de calculer les variables physiologiques (températures cutanées et internes, mouillure cutanée) dans des conditions transitoires.

Le modèle de Gagge permet également de mieux prendre en compte les effets de l'humidité en zone chaude, en remplaçant la température opérative par la température effective *ET** dans le calcul du *PMV*. Le nouveau *PMV* ainsi calculé se note *PMV**. Les différences de sensibilité de ces deux indices aux conditions hygrométrique sont représentées en Annexe 1.2. Le *PMV** et le *PMV* se confondent en zones froide et neutre, ainsi qu'à 50% d'humidité relative (*HR*) en zone chaude.

Deux autres indices empiriques proposés par l'ASHRAE [ASHRAE, 1997] seront utilisés dans ces travaux pour décrire le confort thermique des occupants des salles de classe. Il s'agit des indices TSENS (thermal sensation) et DISC (thermal discomfort), qui sont calculés à partir de la température moyenne corporelle, correspondant à la moyenne pondérée de la température interne et cutanée. L'indice TSENS détermine la sensation thermique sur l'échelle de l'ASHRAE en y ajoutant deux degrés extrêmes (±4 pour extrêmement chaud/froid et ±5 pour intolérablement chaud/froid). L'indice DISC détermine le niveau d'inconfort thermique sur une échelle à 6 points allant de confortable (DISC=0) à intolérable (DISC=5).

D'autres modèles de simulation dynamique du comportement thermique et physiologique du corps humain, plus sophistiqués, existent, tel que celui de Stolwijk, conçu initialement pour la NASA et

repris notamment par Thellier [Thellier, 1999] en France, pour développer le modèle MARCL (Modèle d'Analyse et de Recherche sur le Confort Local), intégrable dans Trnsys.

✓ Les inconforts locaux

Dans le cas où le corps humain est en situation de neutralité thermique (L=0), il peut tout de même y avoir insatisfaction thermique du fait d'un refroidissement ou d'un réchauffement local non désiré du corps. On parle alors d'inconforts locaux décrit par les deux normes thermique internationales ([EN ISO 7730, 2007] et [ASHRAE, 2004] auxquels sont principalement sujet les personnes en activité sédentaire légère. Les modèles analytiques de Fanger ou Gagge décrivant l'état thermique global du corps, ne suffisent donc pas à décrire le confort thermique des individus. Ces inconforts locaux peuvent être causés par des courants d'air, un gradient de température élevé entre la tête et la cheville, un sol trop chaud ou trop froid ou une asymétrie de rayonnement thermique importante. A ces gênes sont associées un pourcentage prévisible de population dérangé, déterminé empiriquement à partir de régression logistique [Olsen et al, 1985], ce qui rejoint le mode d'évaluation utilisé avec le PMV/ PPD.

- Le courant d'air :

Le modèle du pourcentage d'insatisfaits dû à la gêne par courant d'air, noté *DR* (*Draught Rate*), est évalué par l'équation suivante :

$$DR = (34 - T_a).(\overline{U} - 0{,}05).0{,}62\,.(0{,}37\,U.T_u + 3{,}14) \quad \text{(I.36)}$$

Avec :
DR = gêne par courant d'air [%]
T_a = température d'air [°C]
$\overline{U}$ = vitesse moyenne de l'air en admettant toujours U ≥ 0,05 [m/s]
$T_u = \frac{100 \times V}{\sigma_v}$: intensité de turbulence allant de 10% à 60% (40% si la valeur n'est pas connue) [%]
σ_v = écart-type de la distribution des vitesses d'air ou turbulence absolue [m/s]

Comme énoncé auparavant, ce modèle s'applique aux sujets dont la sensation thermique est proche de la neutralité pour le corps entier, la gêne étant plus faible pour des activités plus intenses que le travail sédentaire (> 1,2 met) et pour des sujets estimant avoir plus chaud qu'à la neutralité thermique [EN ISO 7730, 2007]. Le modèle prévoit la gêne au niveau du cou et aura tendance à la surestimer au niveau des pieds et des bras. La non-connaissance du niveau de turbulence peut également entrainer des imprécisions de mesure du *DR*, de même que l'effet de la fréquence des fluctuations [Hoffmann, 1994].

- L'asymétrie de rayonnement :

L'asymétrie de rayonnement est définie par la différence des températures radiantes moyennes qui règnent de part et d'autre de l'individu. Dans notre étude, la température radiante moyenne (T_r) a été calculée à partir de la température de globe noir et l'asymétrie de rayonnement (Δt_{pr}) a été estimée à partir des mesures de température de surface et de facteur de forme, tel que décrit dans la norme EN ISO 7726 [EN ISO 7726, 2002].

Cette asymétrie de rayonnement peut résulter de la présence de parois froides (vitrage ou mur extérieur mal isolé, plafond rafraîchissant, etc.) ou chaudes (vitrage ensoleillé, émetteur de chaleur rayonnant trop proche, etc.). Les individus sont généralement plus sensibles à l'asymétrie de rayonnement causé par des plafonds chauds ou des murs (fenêtres) froids. Selon l'origine de cette asymétrie, le pourcentage d'insatisfaits (PD, de l'anglais *percentage dissatisfied*) a été décrit selon les équations suivantes [EN ISO 7730, 2007]:

- Plafond chaud :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp\left(2{,}84 - 0{,}174.\Delta t_{pr}\right)} - 5{,}5 \quad \text{avec } \Delta t_{pr} < 23\ °C \tag{I.37}$$

- Mur froid :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp\left(6{,}61 - 0{,}345.\Delta t_{pr}\right)} \quad \text{avec} \quad \Delta t_{pr} < 15°C \tag{I.38}$$

- Plafond froid :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp\left(9{,}93 - 0{,}5.\Delta t_{pr}\right)} \quad \text{avec} \quad \Delta t_{pr} < 15°C \tag{I.39}$$

- Mur chaud :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp\left(3{,}72 - 0{,}052.\Delta t_{pr}\right)} - 3{,}5 \quad \text{avec} \quad \Delta t_{pr} < 35\ °C \tag{I.40}$$

- Le gradient vertical de la température d'air :

La relation exprimant le pourcentage de personnes insatisfaites en fonction de la différence verticale de température d'air entre la tête et les chevilles (uniquement lorsque $\Delta t_{a,v} < 8$ °C) s'écrit [EN ISO 7730, 2007] :

$$PD = \frac{100}{1 + \exp\left(5{,}76 - 0{,}856.\Delta t_{a,v}\right)} \tag{I.41}$$

L'insatisfaction est bien moindre quand la température aux pieds est supérieure à celle de la tête.

- La température du sol :

Les individus peuvent ressentir une gêne au niveau des pieds si la température du sol est trop basse ou trop élevée. Le pourcentage d'insatisfaits dans ce cas se calcule au moyen de l'équation suivante :

$$PD = 100 - 94.\exp\left(-1{,}387 + 0{,}118.t_f - 0{,}0025.t_f^2\right) \tag{I.42}$$

- ✓ Le Confort adaptatif

  - Principe de l'adaptation

Les indices de confort thermiques de Fanger (*PMV* et *PPD*), pris pour référence dans les normes, ont été déterminés à partir de données subjectives issues d'études en chambres climatiques réalisées sous des conditions stationnaires et homogènes, dans le cas où un état d'équilibre avait été atteint. Ces indices exigent une connaissance du pouvoir isolant des vêtements et du métabolisme et paraissent difficilement applicables aux bâtiments sans conditionnement ou en situation variable, d'autant plus que l'intervention du sujet sur la régulation de son environnement n'est pas prise en compte.

De nombreuses expériences ([De Dear, 1985] ; [Bush, 1990]) ont ainsi montré des écarts importants entre les conditions de confort rencontrées in situ et celles prévues (par le *PMV* ou le *SET*), notamment dans les bâtiments non climatisés, où l'intervalle de confort est plus large que celui prévu. Ces écarts sont dus à l'interaction dynamique entre les sujets et leurs environnements. L'homme est ainsi considéré comme un élément actif qui s'adapte et adapte son environnement pour garantir son confort. On parle alors d'approche adaptative.

Cette approche, repose sur différents mécanismes adaptatifs qui se traduisent par des boucles rétroactives représentant les interactions dynamiques et multidisciplinaires entre l'homme et son environnement. [De Dear et al, 1998] définit trois catégories d'adaptation : comportemental, physiologique (acclimatation) et psychologique (accoutumance et expectative), telles que décrites sur la Figure I.19.

Les ajustements comportementaux sont nombreux (ouvrir la fenêtre, ajouter/enlever un vêtement, …) et peuvent être conscients ou inconscients. L'acclimatation physiologique correspond à une réduction de la réponse humaine aux mouvements, aux vibrations ou aux chocs résultant d'une exposition cumulée ou répétée. Elle est plus évidente face à la chaleur que face au froid [Moujalled, 2007]. La boucle psychologique est l'aspect le moins pris en compte dans les expériences en chambres climatiques. Elle comprend l'aspect cognitif et culturel de l'adaptation à travers les notions d'accoutumance, liée aux conditions rencontrées dans leurs lieux de vie habituels et de l'expectative [De Dear et al, 1998]. Des expériences ont notamment révélé que nous avions une tolérance plus importante dans le cas de ventilation naturelle, contrairement aux bâtiments climatisés dans lesquels les personnes ont une expectative élevée quant à la qualité de l'ambiance thermique [De Dear et al, 2003].

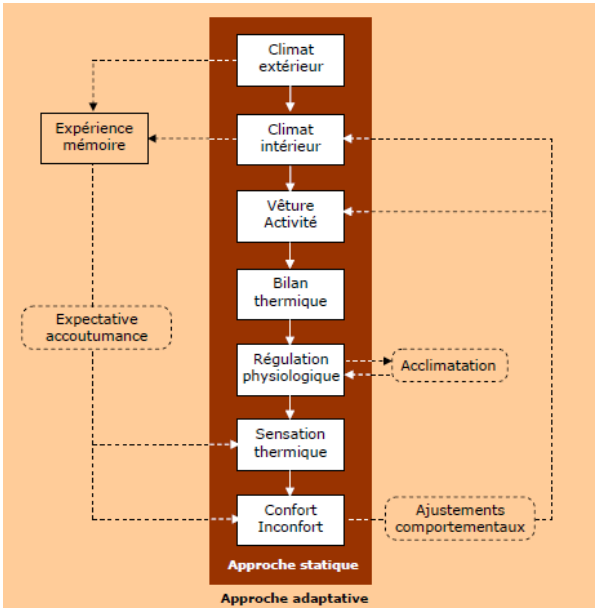


Figure I.19 : Représentation des mécanismes adaptatifs ([Moujalled, 2007] dans [De Dear et al, 2003])

- Les modèles du confort adaptatif

De nombreuses études in situ réalisées à travers le monde (pour différents climats, saisons et cultures) ont montré que la température de confort était fortement corrélée à la moyenne de la température intérieure mesurée et que le confort thermique pouvait être atteint sur un large intervalle de température intérieure [Nicol, 2002]. D'après la Figure I.20, il existe une corrélation linéaire entre la température de neutralité et la température extérieure moyenne mensuelle dans le cas de bâtiments ventilés naturellement, ce qui n'est pas le cas de bâtiment climatisés.

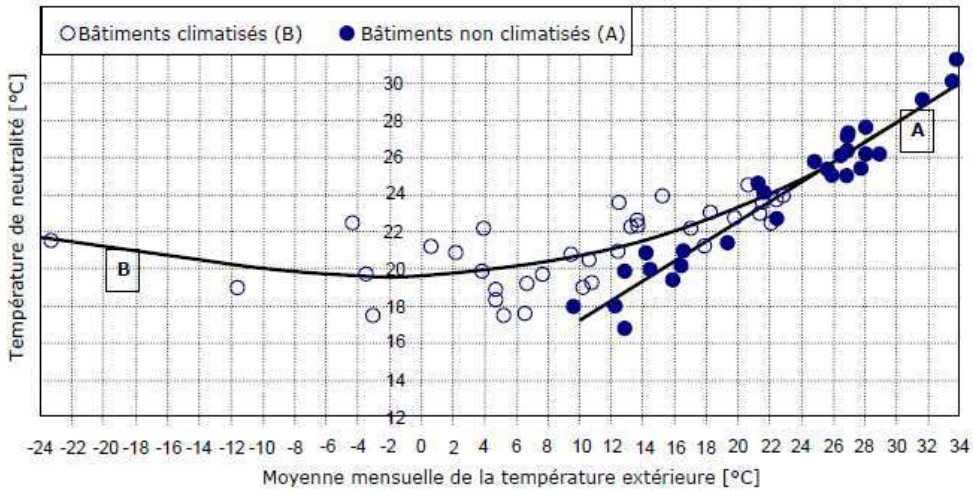


Figure I.20 : Relation entre la température intérieure mesurée et la température moyenne extérieure – bâtiments avec ventilation naturelle et des bâtiments intégrant l'air conditionné selon [De Dear et al, 1998]

Partant de ce constat, différents auteurs ont proposé une expression de la température de confort en fonction de variables décrivant le climat extérieur et parfois selon le type de bâtiment (climatisé/ventilé naturellement). Les variables choisies sont la moyenne mensuelle de température extérieure (T_{mm}) ou plus généralement la température extérieure moyenne journalière glissante (T_{RM80}),

qui permet de prendre en compte les variations séquentielles du climat extérieur et donc l'aspect dynamique du confort thermique, tout en donnant davantage de poids aux expériences récentes au détriment des expériences les plus anciennes. Elle s'exprime sous forme de série [EN ISO 7730, 2007] :

$$T_{RM80} = (1 - \alpha) \times \{T_{mj(j-1)} + \alpha \times T_{mj(j-2)} + \alpha^2 \times T_{mj(j-3)} + \ldots\} \quad \text{(I.43)}$$

Avec :
$T_{mj(j-1)}$= la moyenne de la température extérieure au jour (j-1) [°C]
α = une constante de temps comprise entre 0 et 1 (recommandé 0,8) [-]

Les équations des températures de confort pour les bâtiments naturellement ventilés, issues des régressions linéaires et multiples des différents travaux sur le sujet recensés dans la littérature, sont exprimées ci-dessous :

$T_{c_EN15251} = 0{,}33 \times T_{RM80} + 18{,}8$ [EN 15251, 2007]

$T_{c_ASHRAE} = 0{,}31 \times T_{mm} + 17{,}8$ [De Dear et al, 1998]

$T_{c_SCATs} = 0{,}049 \times T_{RM80} + 22{,}58 \quad \text{pour } T_{RM80} \leq 10°C$ [McCartney, 2002]

$et \quad T_{c_SCATs} = 0{,}206 \times T_{RM80} + 21{,}42 \quad \text{pour } T_{RM80} > 10°C$

$T_{c_Humphreys} = 11{,}9 + 0{,}534 \times T_{mm}$ [Humphreys, 1976]

$T_{c_Auliciems} = 0{,}48 \times T_{int} + 0{,}14 \times T_{mm} + 9{,}22$ [Auliciems, 1983]

c. Les exigences thermiques dans les normes

✓ Les indices analytiques

Comme pour les débits de ventilation et les concentrations en CO_2 [EN 15251, 2007], la norme EN ISO 7730 [EN ISO 7730, 2007] propose une catégorisation des ambiances thermiques en fonction du pourcentage d'insatisfaits prévu concernant l'état thermique global du corps entier (PPD fonction du PMV) et concernant les quatre types d'inconfort locaux (Tableau I.10). Il convient de satisfaire l'ensemble des critères pour déterminer la catégorie de l'ambiance thermique.

Cette norme propose également des plages de température opérative (T_{op}) et de vitesse d'air associée à chaque catégorie, pour différents types de lieux dont les salles de classe (Tableau I.10). Ces valeurs sont fondées selon les hypothèses suivantes: 40% < *HR* < 60%, T_u = 40%, habillement de 0,5 clo en été et 1,0 clo en hiver.

Categorie	Etat thermique du corps dans son ensemble		Inconfort local				Eté (saison de refroidissement)		Hiver (saison de chauffage)	
	PPD (%)	PMV (-)	DR (%)	PD (%)			T_{op} (°C)	Vitesse d'air (m/s)	T_{op} (°C)	Vitesse d'air (m/s)
				ΔT	T_{sol}	ΔT_r				
I	< 6%	-0,2 < PMV < +0,2	< 10	< 3	< 10	< 5	24,5 ± 1,0	0,12	22,0 ± 1,0	0,10
II	< 10%	-0,5 < PMV < +0,5	< 20	< 5	< 10	< 5	24,5 ± 1,5	0,19	22,0 ± 2,0	0,16
III	< 15%	-0,7 < PMV < +0,7	< 30	< 10	<15	< 10	24,5 ± 2,5	0,24	22,0 ± 3,0	0,21

Tableau I.10 : Catégories des ambiances thermiques décrites par la norme [EN ISO 7730, 2007]

- ✓ Le confort adaptatif

Les normes européenne [EN 15251, 2007] et américaine [ASHRAE, 2004] ont ainsi défini des plages de température opérative acceptables en fonction des conditions climatiques extérieures (T_{RM80}, T_{mm}), dont le delta de température par rapport à la valeur de référence défini la catégorie d'acceptabilité thermique (Figure I.21). Cette méthode ne concerne uniquement les bâtiments non climatisé, équipés de fenêtres ouvrables facilement sur l'extérieur et ajustable par les occupants, dont les activités sont quasi sédentaires.

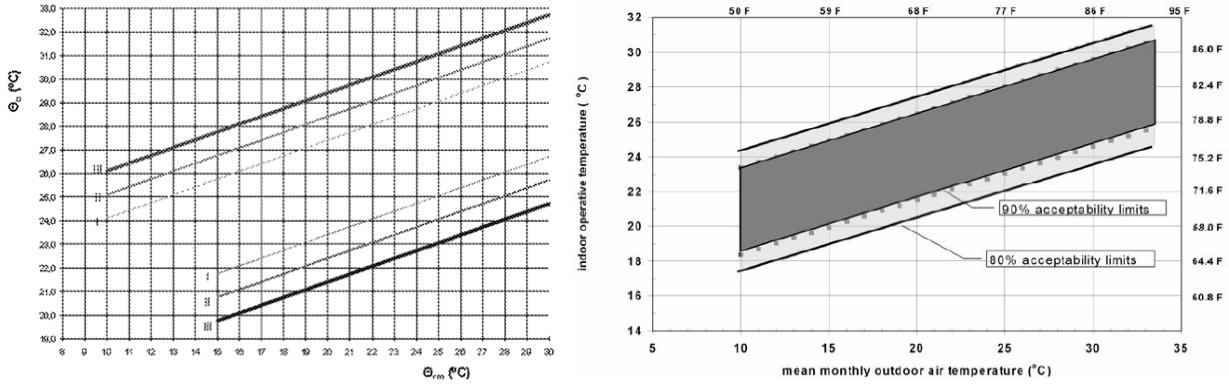


Figure I.21 : Plages de température opérative définie par la norme EN 15251 (à gauche) et le standard 55 de l'ASHRAE (à droite) en fonction de la température journalière extérieure en moyenne glissante T_{rm80} et des limites d'acceptabilité thermique.

L'ASHRAE propose également une autre méthode graphique pour déterminer les conditions thermiques acceptables pour 80% de la population, pour la période hivernale (1,0 clo) et la période estivale (0,5 clo). Comme pour les plages de température opérative, les occupants sont considérés comme ayant une activité métabolique légère (entre 1,0 et 1,3 met), ce qui est le cas dans les salles de classe.

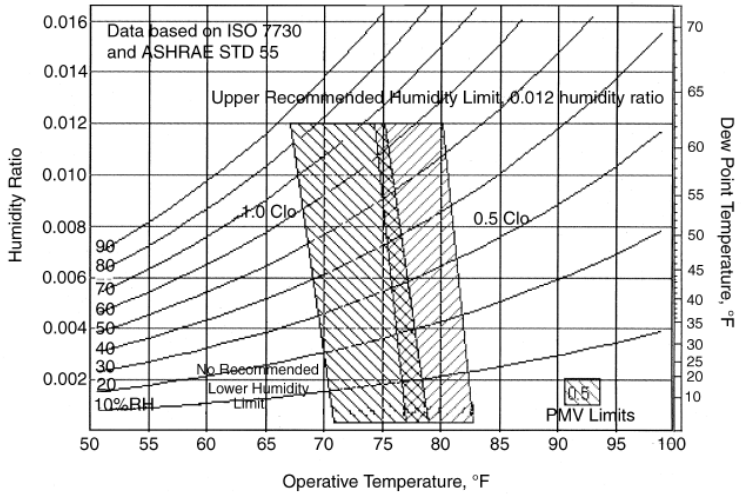


Figure I.22 : Zones de confort hivernales et estivales définies par l'ASHRAE en fonction de la température opérative, du ratio d'humidité et de la température de rosée.

Dans cette étude, nous nous baserons sur différents critères de confort thermique, à la fois objectif, analytique et adaptatif, qui sont répertoriés avec l'ensemble des autres critères du confort utilisés dans le Tableau I.1.

I.4.4 Confort acoustique

Selon une large majorité des français, les nuisances sonores sont la première gêne à laquelle ils sont confrontés dans leur vie quotidienne. Le secteur des transports en est responsable à 80% dont en majorité le trafic routier. Il y a en France environ 3000 points noirs de bruit des transports terrestres (dont 800 supers points noirs), c'est-à-dire des zones bâties exposées à un niveau sonore qui dépassent les 70 dB (très bruyant), soit quelques 350 000 logements exposés à un niveau préoccupant d'émissions sonores [ADEME, 2011].

Mais, les sources de bruit affectant la qualité sonore dans les bâtiments sont multiples et une mauvaise conception du bâtiment ou prise en compte de ces sources peut entrainer des problèmes auprès des occupants, allant de la simple gêne jusqu'aux troubles du système auditif. Le bruit serait ainsi responsable de 11% des accidents du travail, 15 % des journées de travail perdues et 20 % des internements psychiatriques [ADEME, 2011].

a. Notions d'acoustique

✓ Définition du bruit

Un son se caractérise par une fréquence (aussi appelée « hauteur ») exprimée en Hz, permettant de distinguer les graves et les aigus, un niveau sonore L_p (ou « amplitude ») aussi appelé niveau de pression acoustique exprimé en dB, et une durée (sons continus, intermittents ou impulsionnels). Le bruit est un mélange de sons ayant des fréquences et des niveaux différents. On le mesure par bande de fréquence (bande d'octaves souvent) et on le représente par son spectre (niveau en fonction de la fréquence).

✓ Le niveau acoustique

Le niveau de pression sonore ou niveau acoustique est défini comme le logarithme de la pression ou de l'intensité de l'onde acoustique. Pour la définition du décibel acoustique, le niveau de référence est le seuil d'audibilité à 1 000 Hz, pour lequel l'intensité acoustique est $I_0 = 10^{-12}$ W/m^2 (intensité correspondant à une variation de pression $p_0 = 2.\ 10^{-5}$ Pa). Le niveau acoustique en décibels vaut donc :

$$L = 10\ \log\left(\frac{I}{I_0}\right) = 20\ \log\left(\frac{p}{p_0}\right) \tag{I.44}$$

Les niveaux acoustiques peuvent s'additionner : on ajoute au niveau sonore occasionné par la source la plus bruyante une valeur comprise entre 0 et 3 dB, cette valeur dépendant de la différence entre les 2 niveaux acoustiques en jeu. Lorsque deux sources engendrent le même niveau sonore en un endroit, il suffit d'ajouter 3 décibels à ce dernier pour obtenir le niveau sonore total, résultant de l'addition des deux sons. On parle par contre d'« effet de masque » lorsque la différence des niveaux sonores des deux sources est au niveau de l'auditeur, plus grande ou égale à 10 dB, auquel cas le niveau sonore total est égal au niveau sonore engendré par la source la plus bruyante. Le bruit décroît avec la distance : en champ libre (en l'absence de parois) le niveau sonore décroît de 6 dB chaque fois que la distance par rapport à la source est doublée.

- ✓ Types de bruit

Il existe différents types de bruit : les bruits aériens provenant de l'extérieur (trafic routier, ferroviaire ou aérien) et de l'intérieur du bâtiment (conversations, télévision…), les bruits de choc (dus au déplacement des personnes, des meubles, à la chute d'objet…) et les bruits d'équipement (ascenseurs, robinetterie, VMC…). Il faut également tenir compte de la réverbération des bruits due à l'effet de résonance d'un local et les bruits de voisinage créés à l'extérieur par les activités ou les équipements.

- ✓ Types de transmission

Il existe trois types de transmission associés à ces différents types de bruit : la transmission directe par les parois opaques (façade, séparatif, toiture, plancher) et les baies, les transmissions parasites par certains points singuliers (gaines techniques, VMC, entrées d'air, coffres de volet roulants, défauts d'exécution…) et les transmissions latérales par les parois liées à la façade, à la paroi séparative, à la terrasse ou au plancher.

- ✓ Isolation et correction acoustique

Une onde sonore arrivant sur une paroi est en partie réfléchie, absorbée et transmise. L'isolation acoustique consiste à réduire la fraction d'ondes sonores transmises à travers les parois, d'un local à un autre. La correction acoustique (ou absorption acoustique) correspond à la diminution de la partie réfléchie et à l'augmentation de la partie absorbée des ondes acoustiques d'une pièce, générées dans cette pièce.

On parlera par la suite d'isolement standardisé ($D_{n,T}$), qui correspond à l'isolement brut (D), soit la différence de niveau de bruit entre un local d'émission et un local de réception, corrigé en fonction de la durée de réverbération réelle (T) mesurée dans le local de réception et une durée de réverbération de référence (T_0) tel que :

$$D_{nT} = D + 10\ \log\left(\frac{T}{T_0}\right) \quad [dB] \qquad \text{avec } T_0 = 0{,}5\ \text{s} \tag{I.45}$$

✓ Physio-acoustique et audition

L'oreille humaine est sensible à des pressions de 2.10^{-5} Pa (seuil de l'audition) jusqu'à 20 Pa (seuil de la douleur) et perçoit les sons dont la fréquence varie de 20 Hz (sons graves) à 20 000 Hz (sons aigus), mais notre ouïe est relativement plus sensible aux fréquences comprises entre 800 et 4000 Hz. Cette non-linéarité de la perception de l'oreille a été étudiée par Fletcher et Munson [Mercier, 1987], qui ont déterminé le niveau acoustique à donner à un son sinusoïdal pur d'une fréquence donné, pour avoir la même sensation qu'avec un son pur de fréquence 1000 Hz, d'un niveau acoustique déterminé. On le nomme niveau « sonore pondéré ». En découlent les réseaux de courbes isosoniques qui correspondent aux courbes d'égales amplitudes de la sensation acoustique, reproduites sur la Figure I.23.

Pour tenir compte de la sensibilité différenciée de l'oreille humaine selon les fréquences, des « filtres de pondération fréquentielle » appliquent à chaque bande de fréquence considérée, un facteur correctif au niveau de pression acoustique (Figure I.23). Parmi les quatre filtres de pondération (A, B, C et D), les mesures exprimées en dB(A) sont le plus couramment utilisées.

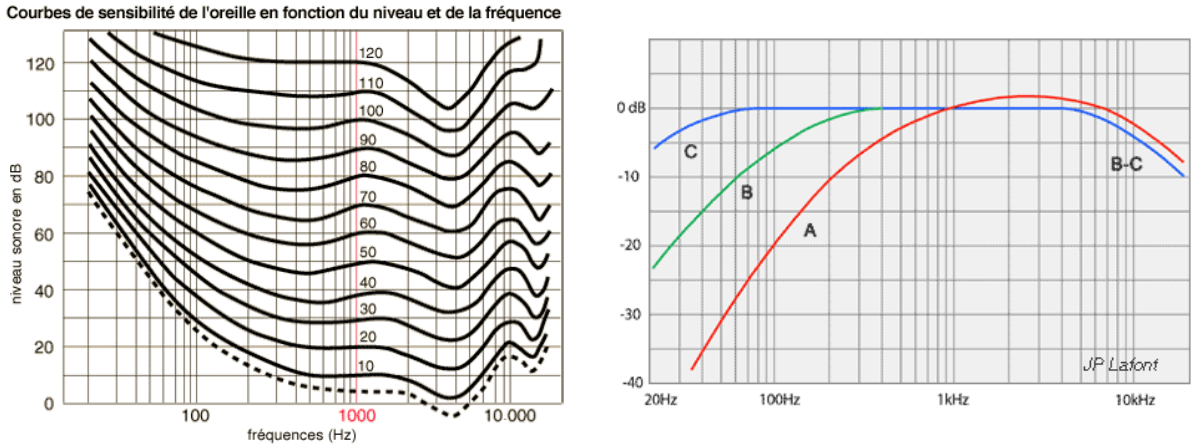


Figure I.23 : Courbes de niveau d'isosonie (à gauche) et courbes de pondération A, B, C et D (à droite)

Les sensations sonores ressenties par l'être humain se ramènent à la définition de quatre paramètres :

- La sonie : correspond à la perception de l'intensité sonore. Elle dépend de l'intensité du son mais aussi de sa fréquence et de sa durée. Elle est évaluée à l'aide du niveau de pression acoustique.

- La tonie : traduit la perception de la hauteur du son, du grave à l'aigu, et peut être déterminé par sa fréquence. Mais à partir de 1000 Hz, la fréquence doit être plus que doublé pour obtenir une sensation de hauteur double.

- Le timbre : correspond à l'attribut perceptif permettant de distinguer deux sons de hauteurs et d'intensités égales, comme par exemple une note jouée par deux instruments de musique différent. Le timbre prend en compte la distribution de l'énergie en fonction de la fréquence.

- La chronie : interprète la perception de la durée d'un son. La durée d'un son influence sur la sonie d'un son. Plus le son est bref, moins sa sonie est élevée. Il existe également une durée critique pour laquelle la hauteur d'un son n'est plus détectable.
- La localisation spatiale : les différents flux acoustiques arrivant simultanément jusqu'à l'homme sont traités par le système auditif qui permet de classer ces différentes sources. C'est ainsi que l'on peut suivre une conversation au milieu d'un environnement bruyant.

b. Gênes sonores et leur influence sur les occupants

Dans le cas particulier des salles de classe, les principaux facteurs acoustiques responsables d'un environnement acoustique défavorable sont [San Souci, 2003] :

- Un bruit de fond élevé, cumulant les bruits provenant de l'extérieur et des salles de classe ou couloirs adjacents (pouvant augmenter de 4 à 38 dB le niveau de bruit limite pour une reconnaissance optimale de la parole chez les étudiants normoentendants) ainsi que les bruits générés à l'intérieur de la classe (bruits des installations techniques, des équipements pédagogiques et simple présence des élèves).
- Une isolation phonique insuffisante, favorisant la contribution des sources de bruit extérieures.
- Une réverbération importante
- Un mauvais indice de transmission

L'impact sanitaire de ces nuisances sonores ne se fait pas uniquement sur le système auditif, où elles peuvent provoquer une perte partielle ou totale de l'ouïe, notamment en cas d'exposition prolongée à des niveaux élevés. Source de stress, perturbant les échanges et la communication, ou encore le sommeil, le bruit peut entraver le bon fonctionnement de l'organisme (vue, système cardio-vasculaire, système gastro-intestinal…), causer vertiges et nausées et être à l'origine de troubles psychologiques. Les effets sont donc physiologique, physique et psychologique.

En effet, des études de corrélation entre la gêne et des facteurs physiques et psychologiques ont montré que la gêne due au bruit est corrélée à 40% au niveau de pression acoustique du bruit exprimé en décibels, à 30% à la dose accumulée de bruit dans la journée et à 30% à l'environnement psychoacoustique [ADEME, 2011]. D'autres études ont démontré que nous ne nous habituons pas au bruit et qu'au contraire, nous en accumulons les effets. Cependant, nous sommes inégaux devant la sensibilité au bruit, nous avons un seuil de tolérance et une faculté d'accumulation personnelle.

Toutefois, des seuils de déclenchement de la gêne face au bruit des transports, en niveau de pression acoustique, ont été quantifiés et correspondent aux seuils ressentis par la très grande majorité des individus, par exemple : 60 dB(A) la nuit et 65 dB(A) le jour pour le ferroviaire ou encore 55 dB(A) la nuit et 60 dB(A) le jour pour la route [ADEME, 2011]. En ce qui concerne les seuils de perturbations du sommeil, un niveau de pression acoustique de 30 dB(A) dans la chambre est associé à un sommeil agité, 45 dB(A) correspondant au réveil.

La Figure I.24 représente l'échelle du bruit et les différentes sources associées, ainsi que les seuils d'alerte pour la santé (85 dB), de danger (90 dB, soit l'équivalent d'une tondeuse à gazon) et de douleur (120 dB), définis pour l'environnement du travail tout au long d'une journée.

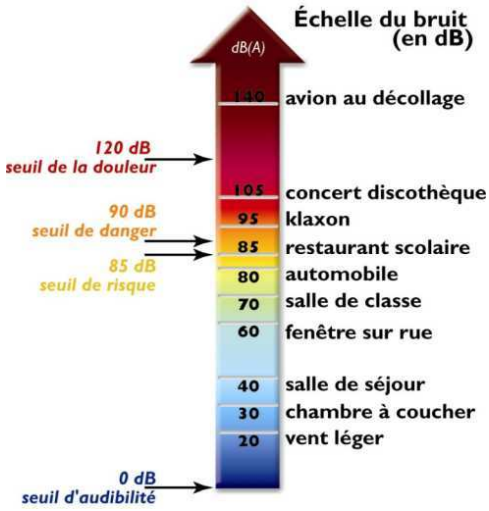


Figure I.24 : Echelle de bruit [ADEME, 2011]

Plusieurs études réalisées dans les bâtiments scolaires, de l'école primaire à l'université, montrent à travers des mesures et des questionnaires que l'environnement acoustique y est inadapté, en raison d'un niveau de bruit de fond trop élevé principalement ([Trombetta Zannin et al, 2008], [Chiang et al, 2008]). Des erreurs sur la conception architecturale et les matériaux utilisés sont généralement évoqués. Cette mauvaise qualité acoustique se traduit principalement par une faible intelligibilité de la parole, ayant pour conséquence sur les occupants concernés fatigue, déficit de l'attention et de la mémoire à long terme [d'Ambrosio et al, 2010]. D'un point de vue performantiel, Cohen et al. [Cohen et al, 1972] ont montré par exemple que plus le niveau acoustique ambiant était faible, plus les scores de lecture était élevés.

Les conséquences d'un mauvais environnement acoustique se ressentent également du point de vue des professeurs qui doivent augmenter leur niveau sonore de parole de 0,5 à 0,8 dB dès lors que le niveau de bruit de fond augmente de 1 dB, ce qui engendre également de la fatigue [d'Ambrosio et al, 2010].

c. Les indices de qualité sonore

Le niveau de pression acoustique équivalent L_{Aeq} et le temps de réverbération T_r sont les indicateurs simples de base pour évaluer le confort acoustique en milieu scolaire [d'Ambrosio, 2010]. Ce sont également ceux utilisés dans notre étude.

✓ Niveau de pression acoustique équivalent

Cet indice prenant en compte la variation temporelle du niveau de bruit, est utilisé pour évaluer l'exposition d'un individu à un bruit. Le niveau continu équivalent $L_{eq,t}$ (en dB) d'un bruit stable ou fluctuant est équivalent, d'un point de vue énergétique, à un bruit permanent et continu qui aurait été observé au même point de mesure et durant la même période. Son expression est la suivante :

$$L_{eq} = 10\ \log\left[\frac{1}{T}\int_0^T 10^{0,1.L(t)}dt\right] \qquad \text{(I.46)}$$

où *t* est le temps de mesure en secondes et *T* la durée d'exposition. Il est souvent exprimé en dB(A) et symbolisé par $L_{Aeq,t}$. Ce niveau est très régulièrement utilisé comme indicateur de gêne. On observe en effet, dans la pratique, une bonne corrélation entre cette valeur et la gêne auditive ressentie par un individu exposé au bruit. Cependant, l'indicateur $L_{Aeq,t}$ gomme les pics d'amplitude de courte durée observés durant la période considérée. C'est pourquoi, d'autres indicateurs de type « événementiels » sont également utilisés.

- ✓ Les niveaux fractiles L_x

Ces niveaux statistiques, appelés aussi « niveaux de dépassements » exprimés en dB ou dB(A), désignent le niveau sonore dépassé pendant le pourcentage de temps *x* par rapport à la durée totale de la mesure. Les plus utilisés sont L_1 ou L_5 pour caractériser les pointes de bruit et prendre en compte l'émergence forte de certains bruits, L_{50} pour le niveau de bruit médian, et L_{90} ou L_{95} pour l'approximation du niveau de bruit de fond.

- ✓ Temps de réverbération

L'acoustique interne d'une salle est caractérisée par la manière dont les ondes sonores s'y propagent et notamment par son temps de réverbération. Il s'agit de la *durée* (en seconde) nécessaire pour que le niveau sonore existant dans un local décroisse de 60 dB, ou que l'intensité d'un son diminue d'un facteur 10^6, après extinction de la source (Figure I.**25**). La durée de réverbération est déterminée par bandes d'octave pour les fréquences de 125 Hz à 4 000 Hz [NF EN ISO 3382, 2000] et se calcule selon la *formule de Sabine* :

$$T_r = 4.V.\frac{\ln 10^6}{c.A} = 0{,}163 \times \frac{V}{A} \qquad \text{avec } A = \sum_i S_i\, a_i \tag{I.47}$$

Avec
A : surface absorbante d'une salle [m^2]
a_i : coefficient d'absorption acoustique d'une surface dépendant du matériau de revêtement et des couches sous-jacentes [-]
S_i : surface d'une paroi [m^2]
c : vitesse du son = 340 m/s [m/s]
V : volume de la salle [m^3]

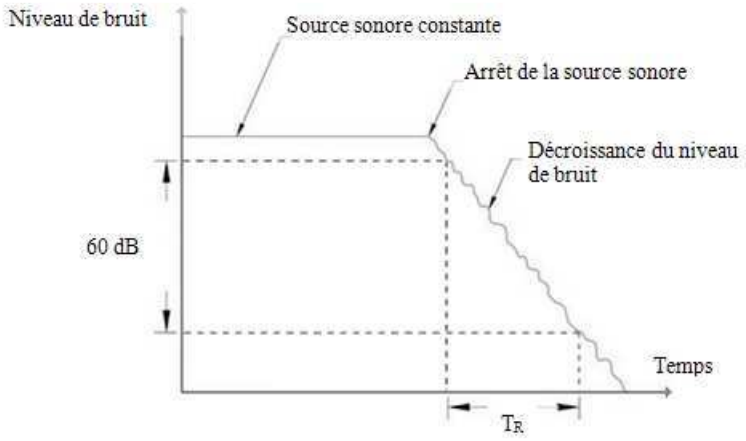


Figure I.25 : Représentation de la décroissance du son dans un local après coupure de la source

[Knudsen, 1957] propose un temps de réverbération optimal en fonction du volume du local :

$$T_{ropt} = 0{,}32 + 0{,}17 \times \log(\mathrm{V}) \quad \text{(I.48)}$$

Plus le local contient de matériaux absorbants ou plus le local est petit, plus la durée de réverbération est courte. Les salles sourdes à très faible T_r utilisée pour les essais acoustiques, ont une ambiance acoustique oppressante. Les T_r compris entre 0,5s et 1s améliorent l'intelligibilité de la parole et les T_r plus longs sont recherchés pour le rendu de la musique.

D'autres approches pour quantifier le confort acoustique existent, comme l'étude des courbes de niveaux qui consiste en une analyse spectrale du bruit, les indices de clarté et de définition traduisant l'importance relative du champ direct et du champ réverbéré ou encore les indices d'intelligibilité de la parole (%ALC, STIL, RASTI) considérant le rapport du nombre de phrases comprises au nombre total de phrases prononcées. Cependant, n'étant pas utilisés dans la thèse et à nouveau par soucis de clarté du manuscrit, nous présentons ces indices en Annexe 1.3.

d. Valeurs recommandées

✓ Réglementation française

La loi du 31 décembre 1992 relative à la lutte contre le bruit a prévu deux séries de textes réglementaires ; l'un relatif aux établissements dans lesquels s'exercent des activités bruyantes, telles que la musique amplifiée, l'autre relatif à certains types de bâtiments autres que d'habitation (établissements d'enseignement, de santé et les hôtels). Les limitations du bruit dans chacun de ces établissements a fait l'objet d'un arrêté datant du 25 avril 2003 [ACOUS, 2003], valable pour tout nouveau bâtiment ou partie nouvelle de bâtiment existant.

Pour les établissements scolaires, la réglementation impose :

- un temps de réverbération moyen entre 0,4 s et 0,8 s pour les intervalles d'octave centrés sur 500 Hz, 1000 Hz et 2000 Hz,
- des niveaux d'isolement acoustique standardisé pondéré entre les salles de classe ($D_{nT,A}$) supérieurs à 43 dB et supérieur à 35 dB par rapport au bruit aérien extérieur ($D_{nT,A,tr}$),
- un niveau de pression acoustique normalisé (L_{nAT}) limite de 38 dB(A) pour les bruits d'équipement à fonctionnement continu (type VMC) et 43 dB(A) pour les équipements à fonctionnement intermittent.
- un niveau de pression pondéré du bruit de choc standardisé (L_{nTw}) inférieur à 60 dB

✓ Exigences internationales

La norme ANSI [ANSI, 2002] fournit les critères de performance acoustique et les exigences de conception pour les écoles. Elle recommande ainsi un niveau de bruit de fond pondéré et un temps de réverbération maximum de 35 dB(A) et 0,6s (pour les trois bandes d'octaves : 500, 1000 et 2000 Hz) respectivement. Des niveaux d'isolement acoustique sont également proposés en fonction du type de lieu dans l'école mais nous garderons pour référence la réglementation française.

La norme EN 15251 [EN 15251, 2007] suggère également une plage type du niveau de pression acoustique comprise entre 30 et 40 dB(A). L'OMS enfin, a également fournit des recommandations concernant l'acoustique des écoles [WHO, 2001].

I.4.5 Confort visuel

Cet aspect du confort, qui n'est pas directement lié au positionnement d'une stratégie de ventilation, est traité dans cette thèse pour deux raisons : il fait partie des principaux déterminants de la qualité de l'environnement intérieur et le système de ventilation automatisé dont nous étudions les performances aux chapitre II, est couplé à un système automatisé d'ouverture/fermeture de stores extérieurs. Toutefois, nous restons moins exhaustifs sur ce critère.

La notion de confort visuel est, comme pour les autres déterminants de la QEI, subjective et multicritère. Il peut se définir comme étant :

- Une relation visuelle satisfaisante avec l'extérieur.
- Un éclairage naturel optimal en termes de confort et de dépenses énergétiques.
- Un éclairage artificiel satisfaisant et en appoint de l'éclairage naturel

a. Les éléments du confort visuel

Sans rentrer dans les détails du mécanisme de la vision, nous mentionnons les principaux éléments permettant de décrire l'environnement lumineux. Le confort visuel dépend en effet d'une combinaison de paramètres physiques : l'éclairement, la répartition de la lumière, le contraste, l'éblouissement et le spectre lumineux, ainsi que des caractéristiques propres à l'environnement et à la tâche visuelle à accomplir (taille des éléments à observer et temps disponible pour la vision). Il dépend également de facteurs physiologiques et psychologiques liés à l'individu tels que son âge, son acuité visuelle ou la possibilité de regarder à l'extérieur.

Dans notre étude, nous tiendrons compte essentiellement du niveau d'éclairement (exprimé en lux), qui est le quotient du flux lumineux (lm) tombant uniformément sur une surface par l'aire de cette surface :

$$E = \frac{d\emptyset}{dA} \tag{I.49}$$

Le lux est défini par l'éclairement obtenu sur une surface de $1m^2$ recevant uniformément un flux de 1 lm.

b. Gênes visuelles et leur influence sur les occupants

L'environnement visuel a également un effet important sur les performances, la santé et l'humeur des personnes. Quelques études se sont ainsi intéressées à l'environnement lumineux des salles de classe ([Cook, 1990], [Winterbottom et al,2009]) et ont identifié de nombreux problèmes parmi lesquels, une utilisation inappropriée de l'éclairage artificiel, un mauvais contrôle de l'éclairage naturel, des luminaires inadaptés, des tableaux blancs réfléchissant la lumière, etc. Des maux de têtes et une baisse

de l'acuité visuelle sont les conséquences les plus souvent mentionnées. Winterbottom et al soutiennent que les actions correctives pour remédier à ces mauvais choix de conception, seraient simples et leurs coûts compensés à moyen terme, en raison d'une efficacité accrue, d'une réduction du gaspillage énergétique et des améliorations en termes de santé des élèves et du personnel.

c. Les indices du confort visuel et valeurs recommandées

Les recommandations relatives à l'éclairage pour les écoles en France sont fournies par l'Association Française d'Eclairgae [AFE, 1998]. Ce document spécifie une valeur minimum d'éclairement maintenu de 300 lux sur le plan horizontal et de 500 lux pour le tableau. Le facteur d'uniformité sur le plan vertical et horizontal de la pièce doit être supérieure à 0,8 et le facteur de lumière du jour doit être d'environ 3 à 4% afin d'assurer un minimum d'éclairage naturel. Ces facteurs ont été mesurés dans nos salles de classes (cf. chapitre II.3.1).

D'autres indices peuvent être utilisés pour qualifier le confort visuel, tels que l'UGR_L (Unified Glare Rating) pour l'inconfort lié à l'éblouissement et le *Ra* pour le rendu des couleurs, mais ils ne seront pas utilisées dans cette étude.

La norme EN 12464-1 [EN 12464-1, 2002] fournit également des recommandations pour l'éclairage des lieux de travail, concernant la distribution et les niveaux d'éclairement, l'éblouissement, le rendu des couleurs qualité des couleurs ou encore le scintillement.

I.4.6 Synthèse des critères d'évaluation choisis

De nombreux critères permettant de caractériser la QEI et le confort des occupants ont pu être identifiés dans la littérature. Le Tableau I.11 présente les critères que nous avons sélectionnés pour évaluer les performances des différentes stratégies de ventilation en termes de QEI et de confort (analytique et adaptatif), ainsi que les paramètres mesurables qu'ils requièrent.

Critères		Indices	Evaluation	Paramètres
QAI	Sanitaire	**E_{moy}** **HR** **I_{IAQ}**	VRL [µg/m^3] 30 < HR <70 [%] I_{IAQ} < 1	<C>, C_{seuil}, C_s, [PM] [CO_2] [COVT] HR
	Olfactif	**dCd** **dTv**	PD [%] PD [%]	[CO_2] [COVT]
Ventilation		**TRA** **[CO_2]** **ε_c**	≥15m^3/h/personne ou catégories [l/s.pers] catégories [ppm] Bon si ε_c ~ 1	$CO_2(t)$, $CO_2(t_0)$, N_{pers}. CO_2 int et CO_2 ext C_e, C_s, <C>
Thermique	Indice environnemental	**T_{op}**	Catégories [°C]	T_g ou T_{int} et T_{mrt}
	Modèles analytiques	**PMV** **PMV*** **ET*, SET** **TSENS** **DISC**	PPD [%] PPD [%] Echelle de sensation thermique Echelle d'inconfort Confortable / intolérable	T_{air}, V_{air}, HR,T_{rmt}, clo et mét T_{op} remplacé par ET* Tsk, met Tsk, T_{corps} Tsk, T_{corps}
	Inconforts locaux	**DR** **ΔT** **T_{sol}** **ΔT_{pr}**	PD [%] PD [%] PD [%] PD [%]	T_{int}, V_{air} $T_{cheville}$, $T_{tête}$ T_{sol} T_S, F_{p-N}
	Modèles adaptatifs	**$T_{c_Auliciems}$** **$T_{c_Humphreys\ et}$ T_{c_ASHRAE}** **T_{c_15251} et $T_{c_SCAT's}$**	Tn [°C]	T_{int}, T_{mm} T_{mm} T_{RM80}
Acoustique		**L_{eq}, $L_{10(pic)}$, $L_{90(bruit\ de\ fond)}$**	dB(A)	L
		Bruit d'équipement L_{nAT}	L_{nAT} ≤ 38 dB(A)	L
		Niveau d'isolation aux bruits aériens intérieurs (**$D_{nT,A}$**) et extérieurs (**$D_{nT,A,Tr}$**)	$D_{nT,A}$ ≥ 43[dB] $D_{nT,A,Tr}$ ≥ 35[dB]	L
		T_r et/ou EDT	0,4 < T_{Ropt} < 0,8 [s]	V, A
		Emergence des bruits extérieurs et d'équipement sur le bruit de fond	Niveau de gêne causé par le bruit émergent?	L
		Définition **D_{50}**	D_{50} ≥ 50%	$E_{0\rightarrow50}$, $E_{0\rightarrow\infty}$
		Clarté **C_{80}**	C_{80} ≥ 5 dB	$E_{0\rightarrow80}$, $E_{80\rightarrow\infty}$
		Intelligibilité : **%ALC, PSIL, STI, RASTI**		r, T_R, V, Q, L
Visuel		**E_m** **FLJ** **Facteur d'homogénéité FH**	E_m > 300 [lux] FLJ > 2% FH > 0,8	E_m $E_{m,int}$, $E_{m,ext}$ $E_{m,min}$, $E_{m,moy}$

Tableau I.11 : Paramètres pris en compte dans notre étude : en rouge les indices de confort calculés en continu, en bleu les indices calculés ponctuellement et en noir des indices envisageables pour approfondir l'étude

I.5 Stratégies de ventilation adaptées aux bâtiments scolaires

Notre étude porte sur la qualité des ambiances dans des salles de classe de l'Université de La Rochelle. Les spécificités de ce type de locaux font que l'environnement intérieur y est généralement de mauvaise qualité, souvent en relation avec un système de ventilation inexistant ou inapproprié. C'est ce constat qui a motivé notre choix de travailler sur des stratégies de ventilation adaptées pour les bâtiments scolaires.

I.5.1 Particularités des bâtiments scolaires à l'origine de mauvaises QEI

a. Faible taux de renouvellement d'air et mauvaise QEI

Les locaux scolaires se distinguent des bureaux et logements notamment par une densité d'occupation et de mobilier important, ainsi qu'une plus grande fréquence d'entretien des bâtiments (produits chimiques) et d'utilisation de certains produits (craies, peintures, colles…). Ceci implique des charges thermiques et de polluants plus importantes mais aussi des niveaux de bruit plus élevés dans des lieux fréquentés par des personnes plus sensibles que la moyenne. En effet, les débits d'air inhalés par les enfants sont plus importants que ceux des adultes comparativement à leur poids [Faustman et al. 2000]. Ils sont également plus sensibles à un mauvais environnement acoustique [d'Ambrosio et al, 2010].

De plus, l'état de la ventilation dans les écoles françaises, comme partout dans le monde, montre qu'une grande majorité d'entre elles ne sont pas équipées de système de ventilation et celles qui le sont présentent fréquemment des débits d'air neuf inférieurs aux recommandations en vigueur [Kirchner et al, 2004]. A titre d'exemple, l'auteur indique que des taux de renouvellement d'air inférieurs à 8 m^3/h/p ont été relevées dans le cadre d'une campagne pilote menée par l'Observatoire de la Qualité de l'Air Intérieur (OQAI) dans neuf écoles françaises ne disposant d'aucun système de ventilation. Une autre étude d'envergure menée dans huit écoles de l'agglomération rochelaise en été et en hiver a montré que le TRA s'échelonnait entre 0 et 1,7 vol/h dans les six écoles ventilées naturellement par ouverture des fenêtres et entre 0,7 et 0,8 vol/h dans les deux écoles équipée de VMC [Blondeau et al, 2005]. De fortes disparités apparaissent ainsi selon le système de ventilation installé et une attention particulière doit être portée à l'origine de l'air « neuf » qui provient rarement exclusivement de l'extérieur, mais aussi de pièces voisines occupées présentant donc un air « vicié ».

b. Impact négatif sur la santé et la performance

Des études étrangères évoquent également cette mauvaise qualité d'air dans les écoles [Daisey et al, 2003, Dijken et al, 2006], à laquelle est associée des problèmes sanitaires (infections, inflammation, asthme, allergies…etc) qui sont généralement regroupés sous le terme de syndrome du bâtiment malsain (SBS). Seppänen [Seppänen et al, 1999 ; 2002] montrent qu'il existe une relation directe entre concentration en CO_2 et problèmes de santé et que l'apparition des symptômes du SBS dépend du type de ventilation : ils sont beaucoup plus répandus dans les bâtiments climatisés et ventilés mécaniquement que dans les bâtiments ventilés naturellement. Le type de système de ventilation a donc un impact sur la santé et le bien être des occupants.

Une mauvaise QAI, ou plus globalement une mauvaise QEI, entraîne également des problèmes de concentrations et donc de performances scolaires des élèves. Plusieurs études récentes ont notamment

montré une forte relation entre la performance d'apprentissage et le taux de renouvellement d'air [Bakó-Biró et al, 2012 ; Wargocki et al, 2007] ou encore la température [Seppänen et al, 2005], comme l'illustrent respectivement la Figure I.26 et la Figure I.27. Ainsi, la performance des élèves est d'autant meilleure que le débit de ventilation augmente et que la température d'air se rapproche du « pic de performance », évalué à 21,6°C par [Seppännen et al, 2005].

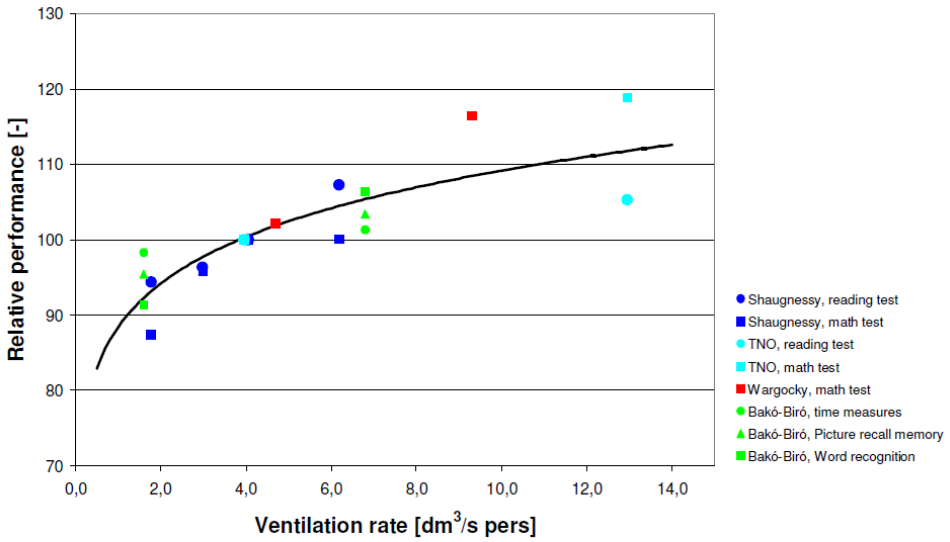


Figure I.26 : Influence du taux de renouvellement d'air sur la performance d'apprentissage [Franchimon, 2009].

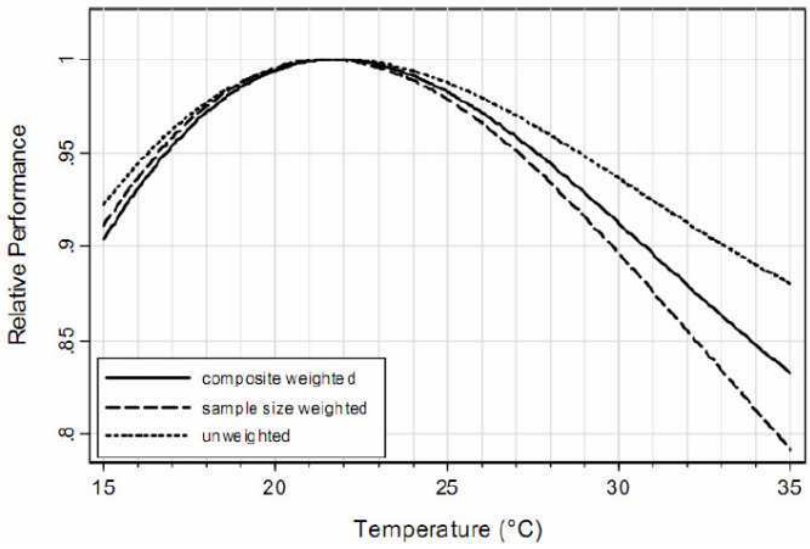


Figure I.27 : Influence de la température sur la performance d'apprentissage [Seppännen et al, 2005].

D'autres paramètres de l'environnement intérieur ont également un impact sur les performances scolaires ainsi que la santé des personnes à court et long terme. C'est le cas des nuisances sonores et d'un mauvais éclairage pouvant engendrer notamment une baisse de l'intelligibilité de la parole et de la visibilité ou encore un éblouissement, provoquant alors une fatigue accrue, un stress, des maux de tête, etc. (cf. section I.4.4 et I.4.5).

I.5.2 Recherche de stratégies de ventilation : revue de littérature

Il existe un réel besoin d'études concernant les stratégies de ventilation pour les écoles afin d'aider les concepteurs à améliorer les conditions d'apprentissage, c'est-à-dire assurer un environnement sain et confortable pour les élèves, tout en minimisant la demande d'énergie. Cela passe par une amélioration des comportements mais aussi des systèmes qui doivent être adaptés à ces lieux particuliers. Ces recherches sont d'autant plus légitimes que selon [Holcomb et al, 1994], les coûts engendrés pour améliorer l'environnement de travail peuvent être compensés par des économies liées à une meilleure productivité.

a. Etudes françaises

En France, l'OQAI a dressé en 2006 un premier état national de la QAI dans les logements français [Kirchner et al, 2007] et lance actuellement une campagne nationale dans les bâtiments scolaires de la crèche au lycée, afin d'améliorer les connaissances sur l'exposition des enfants aux polluants chimiques, physiques et biologiques, leurs conditions de confort thermique, acoustique et lumineux et définir notamment des stratégies de ventilation adaptées à ces locaux.

Dans cette optique, L'OQAI a équipé en 2007-2008 six établissements de la crèche au lycée, d'un boitier leur permettant de visualiser le niveau de confinement de l'air, à partir d'un code couleur dépendant des concentrations en CO_2 [Derbez et al, 2011]. Ce boîtier a montré son efficacité, s'avérant être un excellent outil pédagogique participant à modifier les comportements d'aération. Cela s'est traduit concrètement par une diminution du confinement de l'air des classes, l'amélioration de la perception de la QAI, la suppression des gênes olfactives, une diminution de l'humidité relative de l'air, mais aussi des variations de température devenant plus froide lors de l'ouverture des fenêtres et impliquant une augmentation des gênes liées à la formation de courants d'air jugés désagréables. Les taux de renouvellement d'air sont restés identiques, de même que la QAI d'après les indicateurs choisis (concentrations en particules et COV). Enfin, l'indicateur lumineux a permis de bien gérer les fermetures de fenêtre et indirectement les aspects énergétiques, puisque les pertes de chaleur par ventilation, calculées à partir des taux de renouvellement d'air, n'ont pas été systématiquement plus élevées.

b. Etudes internationales

Quelques études internationales récentes ont analysé les différents aspects évoqués (QEI, confort, énergie) dans des bâtiments scolaires, selon la ou les stratégies de ventilation adoptées, mais rarement sur les trois aspects en même temps.

Ainsi, Santamouris et al. [Santamouris et al, 2008] montrent que le débit de ventilation médian est significativement plus élevé dans les écoles ventilées mécaniquement que dans les écoles ventilées naturellement (respectivement 8 l/s/p et 3 l/s/p) avec des conséquences sur les concentrations en CO_2 (respectivement 910 ppm et 1410 ppm en valeurs médianes).

Les travaux de [Mumovic et al, 2009] menés dans des écoles anglaises en hiver, ont révélé que l'angle d'ouverture des fenêtres était insuffisant pour atteindre les 8 l/s/p réglementaires par ventilation naturelle ainsi que des problèmes de bruit ambiant interne et de courants d'air froid avec l'utilisation de la ventilation mécanique.

Wachenfeld et al. [Wachenfeld et al, 2007] recommandent l'utilisation d'un système de ventilation par déplacement contrôlé par un capteur de $C0_2$, qui joue sur l'ouverture des grilles d'extraction et la vitesse des ventilateurs, afin de garder des concentrations en CO_2 inférieure à 1000 ppm. Le principal objectif étant de réduire la demande d'énergie. En effet, comparativement à une ventilation mécanique double flux, ce système réduit de 21% la demande totale d'énergie de chauffage, mais aussi la quantité de chaleur non récupérée par extraction de l'air de 54%, la consommation d'énergie du ventilateur de 87% et le taux de renouvellement d'air moyen de 50%.

Dans le cadre de l'Annexe 35 de l'Agence Internationale de l'Energie (IEA), Delsante et al. [Delsante et al, 2002] ont décrit les systèmes de ventilation hybride de 22 bâtiments existants dont 6 écoles, ainsi que leurs performances en termes de QAI, confort thermique et/ou consommations électriques. Les stratégies de contrôle des bâtiments scolaires étaient basées sur le contrôle de la température et des concentrations en CO_2. Ces stratégies de ventilation, faisant intervenir différents type de systèmes (variation manuelle et/ou automatique des débits de ventilation mécanique, des ouvertures des bouches de ventilation, ouverture manuelle et/ou automatisée des fenêtres) ont montré de par des comparaisons sur site ou par simulation, que ces systèmes intelligents diminuaient considérablement la facture énergétique tout en assurant une bonne QEI. La possibilité offerte aux usagers d'assurer la gestion du système a été très appréciée par les utilisateurs, même si elle peut être source d'une exposition à des concentrations élevées de CO_2.

De même, une étude numérique menée par Cron et al. [Cron et al, 2003] réalisée pour l'Annexe 35 de l'IEA, consistait à comparer numériquement les performances d'un système de ventilation hybride avec celles d'une VMC simple flux et d'une VMC double avec récupération de chaleur, pour une salle de classe. Pour les trois systèmes les ventilateurs délivrent 0,15 m^3/s et la ventilation hybride consiste en un système de ventilation naturelle par conduit assistée d'un ventilateur et régulé sur la température et la concentration en CO_2. Les auteurs ont montré que le système de ventilation hybride présentait la meilleure QAI en évitant de longues durées d'exposition à une concentration en CO_2 supérieure à 1000 ppm et ce pour les différents sites considérés dans l'étude. Toutefois, avec ce système, la température résultante sèche est apparue un peu plus élevée pouvant atteindre les limites du confort thermique et les économies d'énergie, bien qu'importantes, restent inférieures à celles réalisées avec la VMC double flux, excepté pour les villes méditerranéennes.

D'autres cas d'études récents sur le sujet ont été détaillés par d'Ambrosio et al. [d'Ambrosio et al, 2010], avec une optique rénovation montrant entre autre l'apport d'un système de ventilation mécanique contrôlé. Ainsi, une évaluation de la QEI dans des écoles italiennes ventilées naturellement a montré qu'un léger traitement acoustique, des luminaires plus puissants et une baisse de la température de chauffage pouvaient améliorer significativement l'environnement intérieur. Deux cas de rénovation du système de ventilation dans des écoles allemandes ont également montré d'importants bénéfices apportés d'un point de vue QEI avec une baisse pourcentage de plaintes associées. Le premier cas consistait à ajouter un système mécanique d'extraction au système de ventilation naturelle originel (grilles et fenêtres ouvrables) avec contrôle manuel de l'ouverture des grilles d'entrée d'air, pour coût d'investissement de l'ordre de 4500 euros par classe. Les salles de classes étaient équipées d'un boitier lumineux indiquant les concentrations en CO_2 (comme l'étude de l'OQAI) afin d'encourager les professeurs et élèves d'ouvrir les grilles de ventilation. Le second cas consistait à remplacer le système de ventilation naturelle par conduit par une VMC double flux avec déplacement depuis des diffuseurs en partie basse vers des grilles d'extraction en partie haute, dont le

coût d'investissement est estimé à 10 000 euros pour la salle de classe équipée (moins si le système est centralisé). Enfin, une étude très récente de Di Perna et al. [Di Perna et al, 2011] a consisté à comparer des stratégies de ventilation appliquées dans des écoles italiennes, dans le but d'optimiser à la fois la qualité de l'air, le confort et les consommations énergétiques. Les auteurs montrent que pour un climat méditerranéen, les stratégies de ventilation naturelle par ouverture des fenêtres basée sur l'indication d'un capteur de CO_2 et par conduit de cheminée forcé par le vent, sont de meilleures solutions en termes de QAI et de confort, que la VMC double flux avec récupération de chaleur à 70% de rendement. Cependant, ces deux modes de ventilation naturelle impliquent des pertes de chaleur plus élevées que la consommation d'énergie limite préconisée en Italie. La VMC double flux implique des transferts de chaleur par ventilation plus faible, mais aussi des taux de renouvellement d'air plus faibles.

I.6 Synthèse bibliographique et positionnement du sujet

Parmi les récentes études en lien avec la recherche de stratégies de ventilation pour les locaux scolaires, la plupart mettent en avant des systèmes de ventilation (naturelle et/ou mécanique) contrôlés, notamment par l'indicateur de confinement CO_2 ou un détecteur de présence. En effet, même s'il ne traduit pas l'efficacité d'évacuation de tous les polluants, cet indicateur dépendant du taux de renouvellement d'air, donne une indication sur la QAI. D'un point de vue technique, il permet de détecter la présence d'individus et d'asservir le débit de ventilation en fonction de la concentration mesurée et donc du nombre d'occupants. Les bénéfices d'un point de vue qualité d'air et dépenses énergétiques sont généralement importants alors que le coût d'investissement peut être dérisoire s'il consiste uniquement à l'utilisation de boitiers de mesure à but pédagogique.

De plus, malgré l'absence de consensus international sur les concentrations en CO_2 à respecter, même si le seuil de 1000 ppm est le plus souvent évoqué, la mise en place de ce type de contrôle facilite les consignes de régulation, qui sont les mêmes toute l'année. Cependant, assurer un taux de renouvellement d'air important en permanence, peut avoir des effets néfastes sur l'environnement thermique (courant d'air froid, surchauffe) et/ou acoustique (bruit de ventilation ou extérieur en cas de ventilation naturelle) ainsi que sur les consommations énergétiques (consommations des ventilateurs, déperdition par ventilation), notamment si le système n'est pas pourvu de récupérateur de chaleur. Ces aspects rendent le choix de la stratégie de ventilation complexe pour les concepteurs, qui doivent également composer avec le type de climat, le type d'occupation et d'activités pratiquées mais aussi et surtout l'enveloppe budgétaire attribuée.

Nos travaux sont donc une contribution à la recherche de stratégies de ventilation appropriées au milieu scolaire, dans le but d'améliorer les conditions d'enseignement et la santé des occupants. Pour cela nous nous proposons d'évaluer expérimentalement et numériquement les performances de quatre modes de ventilation testés en salle de classe réelle, sur la base d'une analyse multicritère, ce qui a rarement été entrepris. Cette analyse se fera à la fois sur les paramètres physiques mesurés, les niveaux de confort et les consommations énergétiques. L'objectif est ainsi de proposer la (ou les) meilleure(s) solution(s) et d'éventuelles voies d'amélioration de celles-ci. Une autre partie de nos travaux (chapitre IV) sera consacrée à la recherche des critères optimums de confort et à l'étude du comportement des occupants, dans le but d'améliorer la prédiction du confort et des réactions adaptatives des individus, thèmes qui ont fait l'objet de recherches dans d'autres types locaux (bureaux notamment).

Chapitre II.

Protocole expérimental et recherche préliminaire des déterminants de la QEI

II.1 Introduction

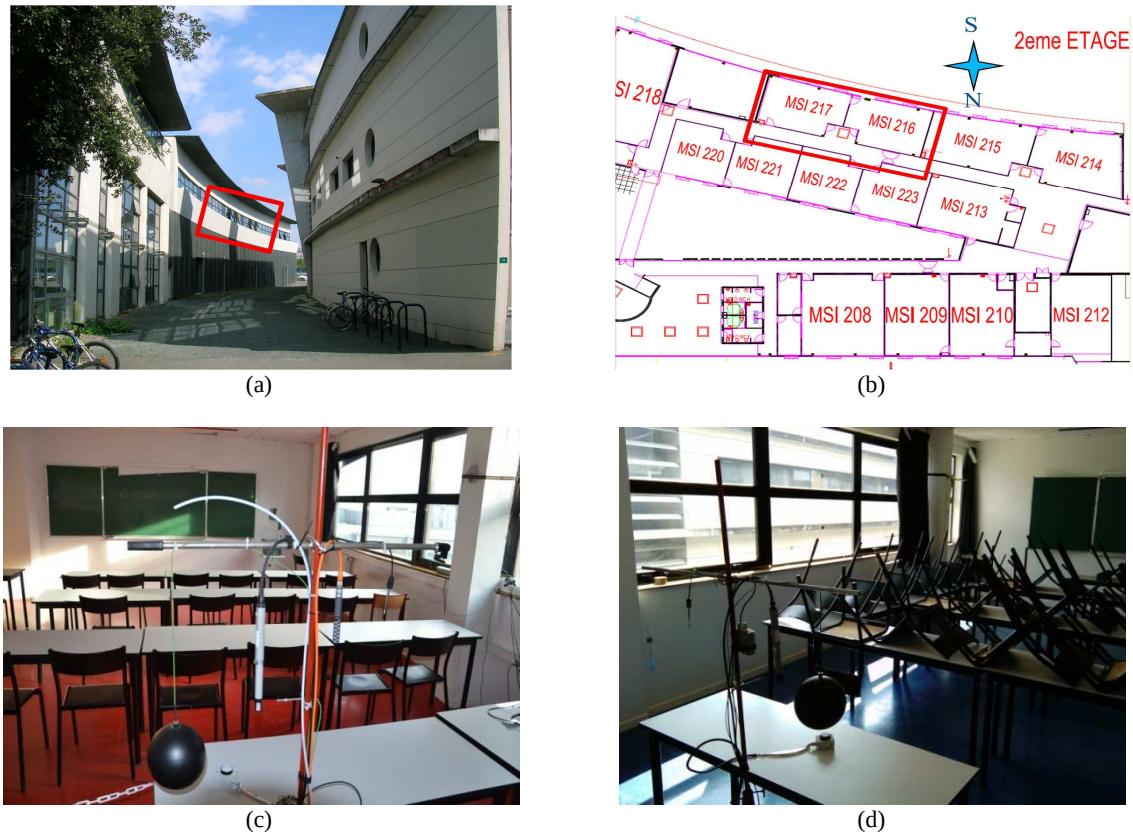
Après avoir dresser l'état de l'art concernant l'évaluation de la QEI en milieu scolaire et le rôle de la ventilation, ce deuxième chapitre a pour vocation de déterminer les principaux facteurs influant sur l'environnement intérieur des salles de classe, afin de comprendre et évaluer l'impact des différentes sources et ainsi de mieux appréhender les phénomènes physiques mis en jeux.

Ce chapitre décrit dans un premier temps le protocole expérimental mis en place pour évaluer les performances des différents systèmes de ventilations en termes de QEI, confort et consommations énergétiques. Suivront des mesures préliminaires ayant pour but d'évaluer certaines caractéristiques des locaux choisis (deux salles de classe) et notamment de leurs équipements de chauffage et de ventilation. Ces données seront nécessaires pour l'analyse des résultats expérimentaux mais aussi pour les simulations numériques. Enfin, une étude de l'influence du climat, des occupants et du taux de renouvellement d'air sur l'environnement intérieur, sera réalisée pour mesurer l'impact de ces sources et proposer quelques préconisations d'usage.

II.2 Méthode et moyens

II.2.1 Caractéristiques des salles de classe

Pour réaliser les expériences, nous avons équipé deux salles de classes adjacentes et jumelles situées dans les locaux de l'Université de La Rochelle (Figure II.1). Ces locaux répondent à nos principales exigences, à savoir des salles de capacité standard (30 places assises), occupées régulièrement avec un planning connu, dont les données architecturales sont connues et dont la géométrie simple facilite leur modélisation. La présence d'ouvrants donnant sur l'extérieur et la possibilité de modifier ou changer le système de ventilation déjà en place (VMC double flux) ont permis d'étudier différentes stratégies de ventilation dans les mêmes conditions (architecturales, météorologiques, nombre d'occupants). Les salles de classe se situent au deuxième étage ce qui a assuré la sécurité du matériel en cas de fenêtre ouverte. La proximité des locaux universitaire a facilité la communication avec les occupants (professeurs et étudiants) et donc l'acceptation des questionnaires et du dispositif expérimental.



(a) (b)

(c) (d)

Figure II.1 : Différentes points de vue des salles : (a) vue extérieure, (b) plan du deuxième étage du bâtiment MSI, (c) vue intérieure de la salle 217, (d) vue intérieure de la salle 216

Des photos et plans complémentaires (équipement, réseaux de chauffage et de ventilation) sont présentés en Annexe 2.1. Ci-dessous sont détaillées les principales caractéristiques des deux salles de classe :

- Orientation Sud
- Capacité de 30 élèves
- Nombre de fenêtres identiques (2 ouvrants et 2 vitres). La salle 217 ayant initialement une

fenêtre supplémentaire, nous avons condamnée la fenêtre au fond de la salle et remplacé le vitrage par une plaque de bois aggloméré de 30 mm d'épaisseur, permettant d'y faire passer certains câbles d'appareils de mesure à l'extérieur.

- VMC double flux installée avec deux bouches de soufflage et deux bouches d'extraction, reliée à la CTA (centrale de traitement d'air) du bâtiment qui est équipée de filtres à poches, d'un récupérateur de chaleur et d'une batterie chaude (voir section II.2.2.c)
- Chauffage statique assuré par un radiateur par salle, en acier de régime d'eau 80/65
- Double vitrage teinté 6/16/6 avec menuiseries en aluminium
- Angle d'ouverture limité pour des raisons de sécurité à 20°
- Pas de détalonnage sous les portes
- Surface au sol : 54 m^2 (6×9)
- Hauteur sous plafond : 2,77m

II.2.2 Les stratégies de ventilation étudiées

A partir des éléments de ventilation disponibles dans les locaux et de l'opportunité d'utiliser un système de ventilation naturelle automatisé (SOS) via un partenariat industriel, nous avons élaboré des stratégies de ventilation dont nous avons comparé les performances. Les comparaisons des performances de chaque stratégie se feront sur plusieurs critères et différentes périodes d'occupations (hiver/été).

a. Ventilation naturelle par ouverture des fenêtres

Deux fenêtres par salle de classe ont une ouverture oscillo-battante sur un axe situé en haut de la fenêtre, avec une butée à 20° pour des raisons de sécurité. Les portes n'étant pas détalonnées, la ventilation naturelle se fait en simple exposition si les portes sont fermées et/ou de manière traversante fenêtre/couloir si les fenêtres et portes sont ouvertes. Ce mode de ventilation laisse l'opportunité aux occupants d'ouvrir et fermer une ou deux fenêtres de la salle à n'importe quel moment pendant le cours. Grâce à l'utilisation de capteurs de contact, nous savons quand et combien de fenêtres ont été ouvertes et la durée d'ouverture. Le taux de renouvellement d'air pour ce type de ventilation sera exclusivement approximé en résolvant l'équation de conservation de la masse de CO_2, à chaque heure de cours (cf section II.2.3.c).

b. Ventilation naturelle automatisée

Dans le cadre de ces travaux de recherche, nous avons installé dans la salle 217 un système innovant de ventilation naturelle automatisé nommé « SOS » (pour « Self Opening and Shading System »). Ce système est développé et commercialisé par le cabinet d'architecte ARchiMEDES.

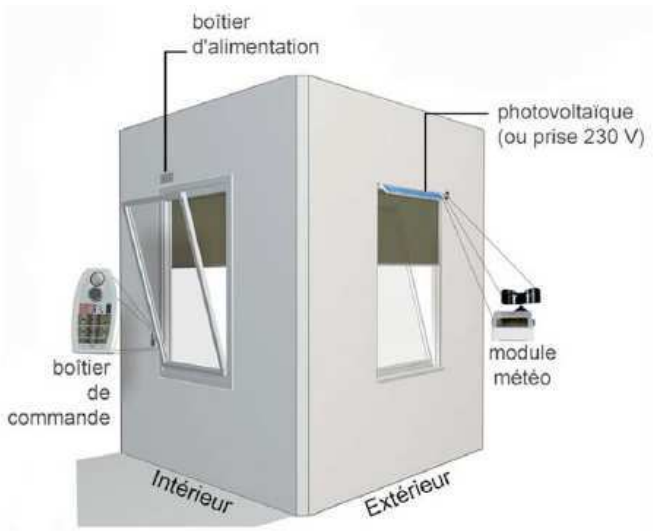
Il est composé de plusieurs éléments interconnectés comme décrit sur la Figure II.2 :

- un boitier de commande mural intérieur dans lequel se situent un détecteur de présence et une sonde de température et d'éclairement, ainsi que des boutons permettant de choisir le type d'optimisation (été, hiver ou neutre) et le mode d'utilisation du système (manuel ou automatique). Le pilotage manuel des fenêtres et stores se fait depuis ce boitier, sur lequel doivent être également renseignés la température d'air (en °C) et le pourcentage de luminosité (de 0 à 99%, 41% correspondant à 500 lux) de consigne, que nous choisirons. Ce boitier a été

placé au centre de la pièce sur la paroi de la façade intérieure (Figure II.13), pour les raisons suivantes : accessible et visible par les occupants, détection facile de leur présence, mesure de l'éclairement des surfaces à contrôler (table) et détection d'éventuelles tâches solaires, faible distance au boitier de commande. Il s'est avéré par la suite que ce choix a été judicieux du point de vue thermique mais pas du point de vue luminosité, les mesures du luxmètre de SOS et celui sur le mât ne donnant pas les mêmes résultats.

- un boîtier d'alimentation avec relais de commande des moteurs permettant d'ouvrir les fenêtres et de déployer les stores.

- un module météo extérieur composé d'une sonde de température, une sonde d'éclairement, un anémomètre et un capteur de pluie.



(a)

(b)

(c)

Figure II.2 : Différentes vues du système SOS : a) schéma complet, b) intérieur salle 217 et c) module météo sur la façade

Ainsi, ce système innovant pouvant s'adapter à de nombreuses configurations d'ouvrants, contrôle l'ouverture des fenêtres et des stores extérieurs en fonction des paramètres de consignes, des conditions météorologiques, de la présence ou non des occupants et du type d'optimisation choisis. Les actions du système SOS sont résumées dans le Tableau II.1 :

<table>
<tr><th></th><th colspan="2">Store</th><th colspan="2">Fenêtre</th></tr>
<tr><th></th><th>Présence</th><th>Absence</th><th>Présence</th><th>Absence</th></tr>
<tr><td>ETE</td><td rowspan="3">Ajustement à $L_{consigne} \pm 50$ lux</td><td>déployé</td><td rowspan="3">Ouverture hygiénique</td><td>si $T_{ext} < T_{int}$: grande ouverte
sinon : fermée</td></tr>
<tr><td>NEUTRE</td><td>si $T_{int} = T_{consigne} \pm 2$°C : ajustement à $L_{consigne} \pm 50$ lux
sinon : ajustement à $T_{consigne}$</td><td>Ajustement à $T_{consigne} \pm 2$°C</td></tr>
<tr><td>HIVER</td><td>relevé</td><td>si $T_{ext} > T_{int}$: grande ouverte
sinon : fermée</td></tr>
</table>

Tableau II.1 : Réaction des équipements du système en mode automatique

En cas d'absence, le mode hiver permet d'optimiser les apports solaires et de chaleur en relevant complètement les stores et en ouvrant les fenêtres si la température extérieure dépasse la température intérieure. Le mode été limitera les apports solaire en déployant le store complètement et en ouvrant les fenêtres uniquement pour rafraichir l'ambiance ($T_{ext} < T_{int}$). Le mode neutre consiste à réguler la température intérieure autour de la valeur de consigne en ajustant l'ouverture des fenêtres, voire des stores si cette dernière n'est pas suffisante. Des plages de validité de ± 2°C et ± 50 lux autour des valeurs cibles sur une durée de 60 secondes (temps de validation maximum pour les stores) ont été choisies. Ces intervalles doivent être suffisamment larges (en valeur et en durée) pour éviter des réactions trop fréquentes des équipements, ce qui pourrait engendrer une gêne acoustique, mais aussi suffisamment fines pour éviter que l'ambiance ne se dégrade trop longtemps.

En cas de présence, le fonctionnement du système SOS est le même pour tous les modes : les fenêtres sont automatiquement ouvertes pour permettre une ventilation hygiénique de la pièce et la position des stores est ajustée en fonction du niveau d'éclairement de consigne selon la plage de validité choisie (ici ± 50 lux sur 60 secondes). L'angle d'ouverture des fenêtres a été volontairement limité en hiver (7° contre 20° en été) pour éviter des chutes brutales de température et des courants d'air trop froids. Le système est donc conçu pour améliorer la QAI en assurant un renouvellement d'air permanent, mais variable en fonctions des forces motrices de la ventilation naturelle (force du vent et tirage thermique) et ne tenant pas compte de la pollution extérieure.

Le système SOS propose également plusieurs options à commencer par la mise en sécurité du système en cas de mauvaises conditions météorologiques. En cas de précipitation détectée par la station météorologique miniature, les fenêtres se ferment et restent bloquées quelque soient les conditions de température et d'éclairement intérieur et extérieur. En cas de vent dépassant la valeur seuil haute (20 km/h pour le store et 40 km/h pour la fenêtre), ces deux éléments se ferment et restent bloqués. Il faut alors attendre que les précipitations cessent et que les valeurs seuils basse de la vitesse du vent (10 km/h pour le store et 25 km/h pour la fenêtre) soient atteintes pendant 5 min pour qu'ils soient à nouveau opérationnels. Ces seuils et durées sont réglables et résultant d'un choix empirique.

Une autre option permet d'autoriser ou non le rafraichissement passif nocturne, la nuit étant repérée lorsque le seuil de luminosité extérieur de 20 lux est atteint. De plus, en cas de très faible luminosité (L_{ext} < 100 lux), les stores se baissent complètement si le mode hiver a été sélectionné, afin de limiter

les pertes de chaleur par le vitrage ; la lumière artificielle étant de toute façon utilisée la plupart du temps dans ce cas là. A contrario, en cas de forte luminosité extérieure (L_{ext} > 40000 lux), la consigne de luminosité est abaissée automatiquement de 20%. Cette option n'a été activée que pour la période été, pour éviter au maximum les cas de surchauffe.

Pour nos expériences, nous avons utilisé le mode neutre du système qui est sensé mieux géré les fluctuations de température. En effet, en cas de températures trop fraiches en période chaude, on aurait pris le risque de trop rafraichir la pièce avec le mode été. Les consignes de température et d'éclairement ont été choisies conformément aux références nationales [AFE, 1998] et normatives [EN15251, 2007]. Pour rappel, elles préconisent une température opérative de 22°C±2°C en hiver et 24,5°C±1,5°C en été pour atteindre moins de 10% de personnes non satisfaites (PPD<10%) ainsi qu'un niveau d'éclairement recommandé de 500 lux (300 lux minimum). Cependant, la période été ne tient pas compte des mois les plus chauds pour cause de vacances scolaires et les isolements thermiques vestimentaires moyens des occupants pour les deux saisons ne correspondent pas à ceux pris pour références dans les normes, à savoir 0,8 clo en été et 1,1 clo en hiver contre respectivement 0,5 clo et 1,0 clo normalement. Cela nous a amené à modifier (diminuer) les températures de consigne :

- Période chaude (été) : T_{air} = 22°C (±2°C) et L = 500 lux (±50 lux)
- Période froide (hiver) : T_{air} = 21°C (±2°C) et L = 500 lux (±50 lux)

Il existe deux versions du système « SOS », qui ont toutes les deux été testées expérimentalement, mais seules les performances de la version 1 seront analysées dans ce manuscrit. Cette première version est commercialisée et fonctionne tel que décrit ci-dessus. La seconde version (SOS 2), qui fait encore l'objet de développement, a été complété par la prise en compte de la pollution gazeuse à l'aide de sondes intérieures et extérieure (CO_2, CO, O3 et COVT). Des alarmes de dépassement de seuil de pollution extérieur ou intérieur commandent la fermeture ou l'ouverture automatique des fenêtres, au même titre que les alarmes sur les vitesses de vent et les précipitations, qui sont également pris en compte dans cette deuxième version. Les seuils de concentration intérieurs et extérieurs sont ceux préconisés par l'OMS (cf. chapitre I): 200 µg/m^3 pour l'ozone, 5000 µg/m^3 pour les COVT, 30 000 µg/m^3 pour le CO et 1 964 290 µg/m^3 pour le CO_2, qui lui n'est mesuré qu'à l'intérieur.

c. Ventilation mécanique double flux et ventilation mixte

Dans chaque salle, quatre bouches de ventilation sont installées, deux en insufflation du côté façade extérieure, équipées de diffuseurs circulaires réglables, et deux en extraction côté couloir, équipées de grilles en acier à ailettes fixe à 45°. La CTA fonctionne de 7h à 19h, en régime nominal « tout air neuf », toute la journée. Pour nos expériences, nous faisons varier manuellement le débit en fermant plus ou moins le clapet situé au niveau de chaque bouche de ventilation. La CTA est équipée d'une batterie à eau chaude qui permet en hiver d'atteindre la température de consigne de 20°C dans les salles, de deux ventilateurs en entrée et sortie de CTA, d'un caisson de mélange avec récupération de chaleur par un échangeur à batteries d'un rendement théorique de 40%. Plusieurs filtres à poches (classe F5) et de rendement opacimétrique de 48,6% sont également présents dans les conduits.

Certaines configurations de ventilation testées consistent à utiliser la VMC double flux tout en permettant l'ouverture des fenêtres manuelles et/ou automatiques. On parlera ainsi de ventilation

mixte. C'est le type de ventilation utilisé en temps normal dans ces salles de classe.

II.2.3 Techniques de mesures

Nous présentons ci-dessous les appareils de mesure utilisés pour les mesures ponctuelles et en continu ainsi que leur fonctionnement. Leurs caractéristiques techniques sont données dans l'Annexe 2.2.

a. Mesure de la perméabilité des façades

On utilise la méthode de pressurisation statique, souvent appelée « blower-door » ou encore « fausse porte », qui s'effectue selon les normes ISO 9972 [ISO 9972, 2004] et EN 13829 [EN 13829, 2007]. Elle consiste à obturer hermétiquement tous les passages d'air spécifiques du système de ventilation (entrées d'air et bouches d'extraction) et à placer artificiellement la salle en dépression (ou en surpression). On mesure ainsi le débit de fuite pour une différence de pression statique intérieur/extérieur de la zone donnée, selon la relation suivante :

$$Q = K \times \Delta P^n \qquad \text{(II.1)}$$

Avec :

Q = débit de fuite	[m^3/h]
K = débit de fuite sous 1 Pa	[$m^3/h/Pa$]
ΔP = différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment	[Pa]
n = exposant dépendant de la géométrie des défauts d'étanchéité	[-]

Si le passage est étroit et fin, l'écoulement aéraulique est dominé par les forces de viscosité, l'écoulement d'air est de type laminaire, et le coefficient *n* est proche de l'unité. A l'inverse, si les orifices sont de grande dimension, les forces motrices de l'écoulement ne sont plus visqueuses mais inertielles : les flux sont alors turbulents et le coefficient *n* est proche de 0,5 [Litvak, 2000].

Le dispositif de mesure est composé d'un ventilateur placé au centre d'une fausse porte constituée d'une armature rigide ajustable aux dimensions de l'ouvrant (à la place duquel il est installé) et d'une toile hermétique en nylon étanche à l'air (Figure II.3). Le ventilateur est équipé d'un dispositif d'asservissement permettant de faire varier sa vitesse de rotation. La mesure du débit d'air extrait est effectuée grâce à des diaphragmes placés en sortie du ventilateur. Les pressions (ΔP max =70 Pa) sont relevées par des capteurs reliés à une centrale d'acquisition gérée par un PC, qui à partir du logiciel TECTITE réalise automatiquement les points de mesure débit-pression et procède à la correction de pression à débit nul.

Pour réduire l'influence des conditions climatiques (différence de température intérieur/extérieur et vent fluctuant), la loi de débit est caractérisée à des ΔP compris entre 20 Pa et 75 Pa (ce qui est loin des différences de pression causées naturellement par le vent et le tirage thermique), puis extrapolée par régression linéaire jusqu'à $\Delta P = 0$. Conformément aux normes et prescriptions du CSTB, nous avons réalisé ce test dans des conditions climatiques clémentes (vitesse du vent < 2 m/s et écart type de la variation de ΔP < à 2 Pa). Enfin, la différence de pression à débit nul entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment doit-être inférieure à 5 Pa [EN 13829, 2001].

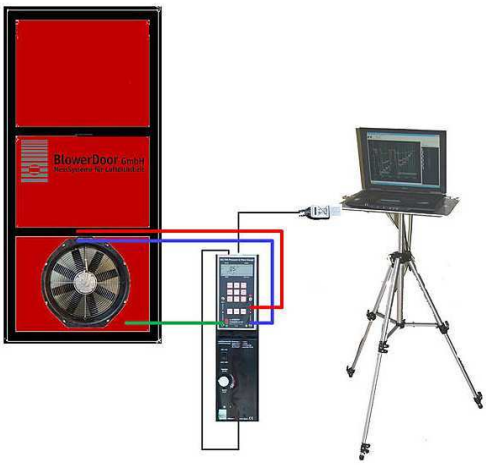


Figure II.3 : Dispositif de mesure de perméabilité

De plus, le flux d'air au niveau des fenêtres étant influencé par le sens de ce flux qui dépend lui même du mode pressurisation ou dépressurisation de la zone, la loi de perméabilité doit être faite successivement en surpression et en dépression de la zone. La moyenne des caractéristiques de perméabilité entre ces deux tests est ainsi utilisée.

En plus de la perméabilité globale de chacune des deux salles de classes, nous souhaitons connaître la loi de débit caractéristique de leur façade. Pour ce faire les quatre séries de mesures suivantes ont été réalisées :

- Mesure en surpression intérieure avec façade étanchéifiée
- Mesure en dépression intérieure avec façade étanchéifiée
- Mesure en surpression avec façade non étanchéifiée
- Mesure en dépression avec façade non étanchéifiée

b. Mesure des débits de ventilation avec cône kimo

Les débits d'air extrait et soufflés sont mesurés instantanément à toutes les bouches d'extraction et de soufflage de la VMC dans les deux salles. La mesure consiste à canaliser le débit d'air dans un cône de marque KIMO et à mesurer ce débit à l'aide d'un anémomètre à fil chaud de marque KIMO (Figure II.4).

Figure II.4 : Vue du cône Kimo et du fil chaud

c. Mesure du taux de renouvellement d'air (TRA)

Plusieurs méthodes peuvent être envisagées pour caractériser le taux de renouvellement d'air dans les salles:

- ✓ à partir de la mesure de perméabilité :

Le TRA sous 4 Pa exprimé en vol/h, est généralement utilisé comme référence. Il correspond au débit de fuites à travers l'enveloppe lorsque la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur est de 4 Pa. Mais ce résultat ne tient pas compte des fluctuations réelles de pression dans le bâtiment.

- ✓ à partir des concentrations en CO_2 :

Le TRA peut également être évalué à partir des concentrations en CO_2 mesurées dans les salles, en appliquant l'équation de conservation de la masse de CO_2 dans ces locaux. Cette méthode nous a permis d'approximer de façon continue et avec une bonne fiabilité les TRA pendant les heures de cours. En supposant que sur une séquence donnée, la concentration en CO_2 à l'extérieur, la production de CO_2 dans le local ainsi que le TRA ne varient pas au cours du temps, la résolution de l'équation différentielle donnant l'évolution temporelle des concentrations en CO_2 peut s'écrire :

$$C_i(t) = Ce + \left[C_i(0) - C_e - \left(G.n_p.N.V\right)\right] \times exp(-Nt) + G.n_p.N.V \quad \text{(II.2)}$$

où $G = 4 \times 10 - 5 \times M.A$ (II.3)

et $A = 0{,}202 \times m^{0{,}425} \times h^{0{,}725}$ (II.4)

Avec :

Ci = concentration intérieure CO_2	[ppm]
Ci(0) = concentration initiale ; *Ci(t)* = concentration à l'instant *t*	
Ce = concentration extérieure CO_2, constante sur la période	[ppm]
G = production individuelle moyenne de CO_2	[m^3/h/personne]
n_p = nombre d'occupants dans le volume, constant sur la période	
N = taux de renouvellement d'air	[h^{-1}]
V = volume de la salle investiguée	[m^3]
G = production de CO_2	[$l.s^{-1}$]
M = metabolisme	[$W.m^{-2}$]
A = surface de corps, appelée *surface de Dubois*	[m^2]
h = taille de la personne	[m]
m = poids de la personne	[kg]

Un adulte moyen (*M* = 70W/m^2 et *A* = 1,8m^2) produit environ 0.005 l/s (18 l/h) de CO_2 par respiration et 4,4% du volume d'air expiré contient du CO_2. Ainsi, le CO_2 est un bon indicateur pour le contrôle de la ventilation puisqu'il fluctue beaucoup selon la densité d'occupation, de l'apport d'air neuf et de l'efficacité de la ventilation, et contrairement à d'autres polluants il ne peut être filtré, adsorbé ou absorbé.

Cette méthode n'est cependant valable que pour des séquences bien établies à l'avance (production/non production de CO_2, ouverture/fermeture des fenêtres, occupation/non occupation) et de durée suffisamment longue (>30 min). Elle est ainsi sujette à des sources d'erreurs liées à l'origine des débits d'air, comme par exemple de l'air provenant d'une salle voisine occupée, mais aussi à l'estimation exacte du taux d'émission de CO_2 par personne et aux incertitudes de mesure [Persily, 1997]. Les techniques passives au gaz traceur peuvent être une solution à condition de répéter les essais régulièrement mais celles-ci sont plus compliquées à mettre en œuvre et peu recommandables d'un point de vue environnemental. Des comparaisons entre ces deux techniques ont montré que la mesure métabolique tend à surestimer légèrement le taux de ventilation [Turner, 1989].

- ✓ à partir de la méthode des gaz traceurs

Cette technique a été utilisée pour des mesures ponctuelles, sans occupant, pour localiser les principales fuites d'air dans les salles et étudier l'homogénéité des concentrations en polluant sous certaines contraintes de ventilation. Nous avons opté pour une méthode de décroissance du gaz traceur préalablement injecté dans le local (Figure II.5). Pour des raisons pratiques, le gaz utilisé est un gaz liquéfié réfrigérant (type fréon), le *1,1,1,2-Tetrafluooethane* (R-134-A), dont les principales caractéristiques sont contenues dans la fiche de sécurité [Air Liquide, 2009]. Ce gaz incolore et éthéré, est beaucoup plus lourd que l'air (masse molaire de 102 kg/mol). Il n'a pas d'effet toxicologique connu mais est un gaz à fort effet de serre (PRT = 1300).

L'injection du polluant dans la salle de classe se fait à un débit constant de 6 ml/s pendant une certaine période et de manière homogène dans l'espace en brassant l'air à l'aide de trois ventilateurs. Arrivé à un seuil acceptable pour étudier la décroissance du polluant dans le temps, l'injection est stoppée et la concentration en fréon décroît alors. L'expérience a été réalisée avec et sans arrêt des ventilateurs, car les deux théories peuvent être valides. La première devant tenir compte de la sédimentation du gaz, la seconde du forçage des transferts du polluant.

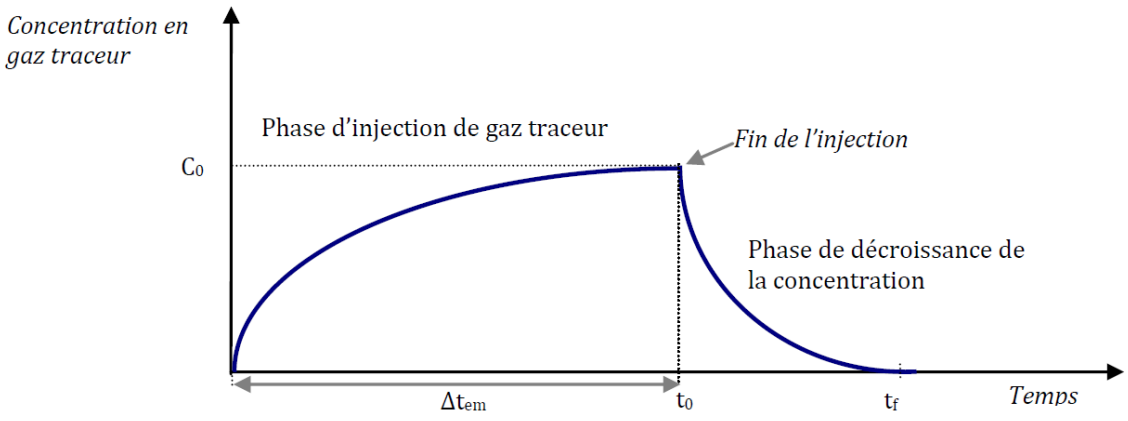


Figure II.5: Illustration de la méthode de décroissance [Koffi, 2009]

L'évaluation du TRA s'obtient par la résolution de l'équation de l'évolution de la concentration en phase décroissante. D'après l'équation (II.2) et en considérant la concentration extérieure nulle, les termes sources inexistants, le débit d'air constant, le taux de renouvellement d'air est égal à la pente de la droite d'équation :

$$N \times (t - t_0) + \ln\left(\frac{Ci\ (t)}{Ci\ (0)}\right) = 0 \qquad \text{(II.5)}$$

Avec :

N = taux de renouvellement d'air du domaine [vol/h]
t = temps courant [h]
t_0 = instant de fin d'émission de Fréon134 et de début de décroissance de la concentration [h]
$Ci\ (t)$ et $Ci\ (0)$ = concentration dans le domaine respectivement aux instants t et t_0 [mg/m^3]

L'appareil de mesure utilisé est un analyseur de gaz multivoies composé d'un moniteur et d'un échantillonneur de marque B&K (Figure II.6). Son principe de mesure repose sur la méthode photoacoustique de détection infrarouge, qui utilise des filtres optiques spécifiques à chaque polluant.

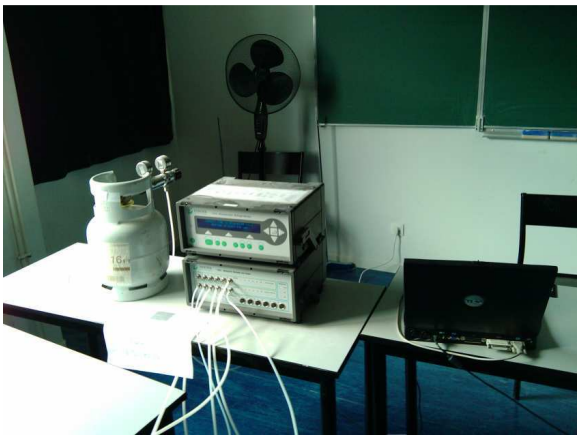


Figure II.6 : Dispositif de mesure du renouvellement d'air par gaz traceur (de gauche à droite): la bouteille de gaz, l'analyseur et le multiplexeur avec les différentes voies de mesures, le PC de commande avec le logiciel Innova 7620. Des ventilateurs sont placés en fond de salle pour brasser l'air.

d. Mesure des paramètres du confort thermique

Le positionnement des capteurs du confort thermique (Figure II.7) sur le mât de mesure est conforme aux recommandations des normes américaine [ASHRAE 55, 2004] et européenne [EN ISO 7726, 2002].

La température d'air (T_{air}) et l'humidité relative (HR) intérieure de chaque salle sont mesurées à l'aide d'une sonde HMP 35A (sonde Pt100 + capteur Humicap) de marque Vaisala, à 1,1 mètre de hauteur. Ces paramètres sont également mesurés dans les zones adjacentes aux salles (couloir, autres salles de classe) à l'aide d'enregistreur Tiny Tag.

Deux sondes Pt 100 sont également utilisées pour mesurer le gradient vertical de température (entre 1,1m et 0,1m) et des thermocouples de type K permettent la mesure des températures de surface. La mesure de température opérative (T_{op}) est effectuée avec une sonde Pt100 insérée dans un globe noire de 15 mm de diamètre de marque Kimo.

Enfin la vitesse d'air est mesurée avec la sonde transmetteur omnidirectionnelle (ou « boule chaude ») 7425 de TSI (Figure II.7), idéale en cas de sens d'écoulement inconnu ou variable. Elle est précise

pour les faibles vitesses (entre 0,05 et 0,5 m/s).

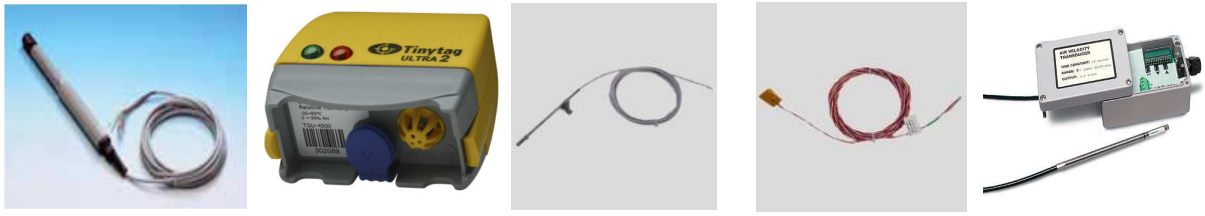


Figure II.7 (de gauche à droite) : sondes HMP 35A, Tinytag, Pt100, thermocouple type K et boule chaude TSI 7425

e. Mesure des polluants particulaires et gazeux

Les concentrations en CO_2 intérieures et extérieures ont été mesurées en continu à l'aide de transmetteurs Vaisala Carbocap GMM220 reliées à la centrale d'acquisition (Figure II.8). Cette sonde utilise une technique NDIR (non dispersive infrared).

La pollution particulaire est mesurée en continue à l'aide de quatre compteurs optiques de particules de marque GRIMM (Figure II.8) : un compteur dans chaque salle au niveau du mat de mesure, un à l'extérieur dans un caisson ventilé et chauffé (mini kit environnement GRIMM) et un dans le couloir commun aux deux salles. La méthode de mesure utilisée par ces appareils est la diffraction lumineuse à partir d'une diode laser monochromatique. La lumière diffractée par le passage de l'échantillon d'air chargé en poussières à travers le faisceau est ensuite analysée par une diode CCD sur un angle de 60 à 120°, puis classifiée en taille de particules sur un registre de 15 canaux (0.3, 0.4, 0.5, 0.65, 0.8, 1.0, 1.6, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0, 7.5, 10, 15, 20 µm). Les concentrations sont mesurées toutes les 6 secondes et relevées chaque minute en faisant une moyenne glissante des concentrations en nombres (en nombre par litre) ou en masse (en $\mu g/m^3$).

Des mesures ponctuelles de COVT ont été réalisées à l'aide du moniteur B&K et de l'utilisation d'un filtre optique spécifique au formaldéhyde et au benzène. Les COVT sont donc exprimés en équivalent benzène ou équivalent formaldéhyde. Il ne s'agit donc pas d'une mesure précise mais d'une indication sur la concentration totale en COV. L'appareil de mesure étant trop bruyant, les mesures en continu pendant les cours n'ont pu être réalisées.

Figure II.8 : Compteur de particules GRIMM (à gauche) et transmetteur de CO_2 vaisala (à droite)

f. Mesure des niveaux de bruit et d'éclairement

Les niveaux de bruit équivalents (L_{eq}) ont été mesurés ponctuellement avec un sonomètre SOLO 01dB (20-137 dB(A)/classe 1) sur des plages de 15 minutes (Figure II.9). Un générateur de bruit 01dB nous a également permis de mesurer les niveaux d'isolement aux bruits aériens conformément aux normes [EN ISO 3382-2, 2008] et [EN ISO 717 :1, 1996]

Les niveaux d'éclairement sont mesurés en continu par des luxmètres transmetteurs HD2021T de marque Delta Ohm (Figure II.9), utilisant des filtres et des photodiodes permettant d'adapter leur réponse spectrale à la gamme concernée. Conformément aux recommandations de l'AFE [AFE, 1998], ils ont été positionnés sur des tables devant les mâts de mesure à l'abri du rayonnement solaire direct (loin des fenêtres).

Des mesures ponctuelles des niveaux d'éclairement pour calculer les facteurs de lumière du jour (FLJ) et d'homogénéité ont nécessité l'utilisation d'appareils portatifs : le luxmètre HD2102.1 de marque Delta Ohm (Figure II.9).

Figure II.9 (de gauche à droite) : sonomètre Solo01dB, luxmètres transmetteur et portatif

g. Mesure des conditions météorologiques

Un transmetteur météorologique Vaisala WXT520 (Figure II.10) mesure six paramètres météorologiques dans un ensemble compact : la vitesse et la direction du vent, les précipitations (cumulées, intensité, durée), la pression barométrique, la température et l'humidité relative. Grâce à son interface SDI-12, la station météorologique a pu être reliée à la centrale d'acquisition. Elle a été placée sur le toit du bâtiment à 1m de hauteur en bordure de façade grâce à un kit de montage en le fixant sur une barre métallique horizontale.

Figure II.10 : station météorologique extérieure WXT520

h. Connaissance de l'état des ouvrants

L'état des ouvrants (ouverts ou fermés) a été renseigné par des capteurs de contact Celduc placés sur les fenêtres et portes des deux salles. Il est composé d'un capteur de proximité magnétique fixé sur le dormant et d'un aimant placé sur l'ouvrant (Figure II.11) à travers lesquels s'établit un courant magnétique en cas de contact. Le signal électrique émis par la centrale d'acquisition est enregistré. Tous les capteurs de la salle de classe sont reliés en parallèles à la centrale d'acquisition qui émet le signal électrique et enregistre les sauts de tension, afin de savoir quelle fenêtre a été ouverte, à quel moment et pendant combien de temps.

Figure II.11 : Détecteur de position placé sur une porte intérieure

i. La centrale de mesure CR1000

Toutes les sondes transmetteurs (une quarantaine en tout) sont reliées à la centrale d'acquisition CR1000, de marque Campbell Scientific (Figure II.12). Cette centrale de mesure et de contrôle est alimentée par du 12V et possède une mémoire de 4 Mb. Le nombre d'entrées analogiques (8) a été augmenté en multiplexant séquentiellement les différentes voies de deux multiplexeurs AM16/32B (32 voies chacun), via une voie "commune" de la centrale de mesure quoi les commande.

Le logiciel Loggernet permet de programmer, communiquer et transférer les données des centrales d'acquisition Campbell Scientific vers un ordinateur, en utilisant notamment des ports série. Le LoggerNet server enregistre les données dans un "cache" et écrit les données dans des fichiers ASCII.

(a)

(b)

(c)

Figure II.12 : Centrale d'acquisition CR1000 : a) Centrale Campbell Scientific, b) multiplexeur AM16/32B, c) vue d'ensemble avec les câbles

II.2.4 Protocole expérimental

a. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental (Figure II.13) est ainsi constitué d'une cinquantaine de capteurs sensés retranscrire la QEI dans les deux salles de classes soumises à différentes stratégies de ventilation. Les deux mats de mesure regroupant la plupart des capteurs ont été placés symétriquement sur la dernière rangée de table et non au centre comme le préconise les normes européenne [EN 15251,2007] et américaine [ASHRAE, 2004] pour ne pas perturber les cours.

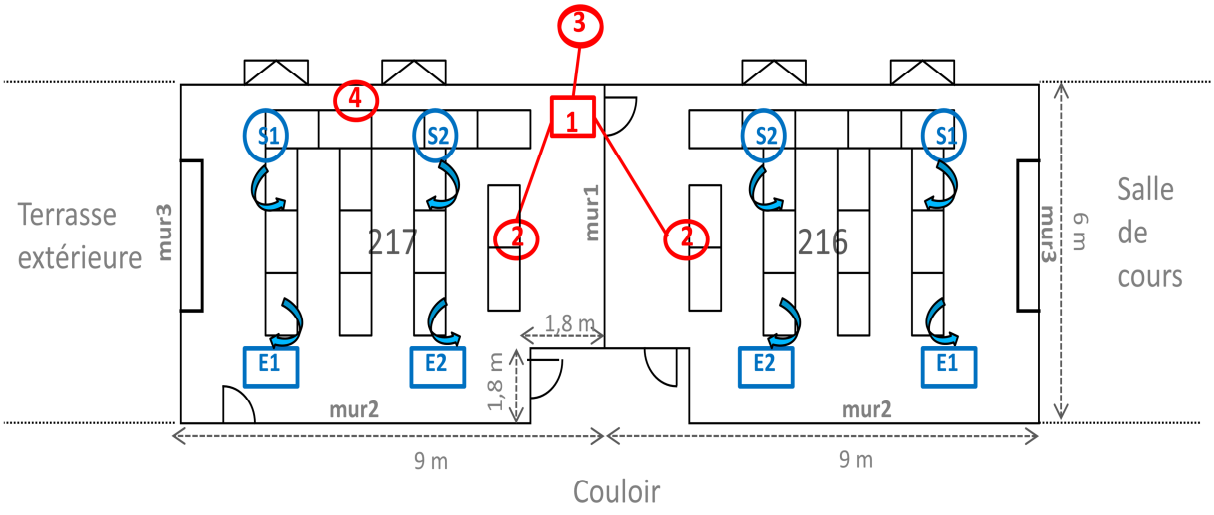


Figure II.13 : Plan des deux salles de classe et position des principaux instruments :*1) centrale d'acquisition, 2) mâts de mesure, 3) station météorologique extérieure (sur le toit), 4) boitier de commande de SOS. E1 et E2 sont respectivement les bouches d'extraction avant et arrière. S1 et S2 sont respectivement les bouches de soufflage avant et arrière*

b. Présentation des configurations

Nous avons testé quatre stratégies de ventilation réparties en deux configurations (Tableau II.2). Nous n'avons pas utilisé la même référence pour chaque configuration (par exemple, la ventilation naturelle par ouverture manuelle VN) du fait des contraintes imposées par le calendrier scolaire notamment. En effet, les périodes été et hiver y sont très courtes et des périodes de 3 semaines par configuration ont été nécessaires pour s'affranchir d'une configuration à l'autre, de l'importante variabilité des conditions climatiques à La Rochelle mais aussi des conditions d'occupation des salles. Enfin, nous avons principalement ciblé les périodes d'occupation dans cette étude car nous souhaitons évaluer les conditions d'enseignement auxquelles sont exposés étudiants et professeurs.

Configurations	salle 217	salle 216	Eté	Hiver
Configuration 1 « Ventilation mixte»	VMC (250 m^3/h) + SOS	VMC (250 m^3/h) + VN	du 03/09/2010 au 23/09/2010	du 22/11/2010 au 24/12/2010
Configuration 2 « Ventilation naturelle »	SOS1 seul	VN seule	du 24/09/2010 au 10/15/2010	du 03/01/2010 au 23/01/2010

Tableau II.2 : Configurations étudiées pendant les périodes estivales et hivernales. *Annotations : VMC pour ventilation mécanique contrôlée double flux ; VN pour ventilation naturelle par ouverture des fenêtres*.

c. Enquêtes subjectives

Parallèlement au suivi de mesure, des questionnaires (Annexe 2.3) concernant le ressenti des occupants (professeur et élèves) sur l'environnement intérieur des salles de classe, ont été distribués durant les cours. Les questions portent sur la perception du confort thermique (environnement thermique, humidité relative, vitesse d'air), du confort visuel, acoustique et global ainsi que sur la perception de la QAI (aspects sanitaires et olfactif). Des informations complémentaires concernant les individus (âge, sexe, position dans la salle de classe ...), leur vêture, leur niveau d'activité, l'état des ouvrants et des questions ouvertes sur les principales sources d'inconfort leur ont également été demandées pour compléter l'analyse des résultats d'enquête et des mesures.

Quatre types de jugement personnel de l'environnement thermique établis selon la norme [EN 10551, 2001] ont été demandés aux occupants. Deux d'entre eux concernent la sensation thermique (« Comment vous ressentez-vous l'environnement thermique? ») et la préférence thermique (« En ce moment, préféreriez-vous? ») et sont évalués sur une échelle à sept points rappelant l'échelle du PMV [Fanger, 1972], allant de (1) à (7) où (4) correspondant respectivement aux votes de « neutralité thermique » et « aucun changement ». Les deux autres concernent l'acceptabilité thermique impliquant une réponse binaire (« acceptable» ou « inacceptable ») et l'évaluation affective de l'environnement thermique évalués quant à lui sur cinq niveaux, allant de « confortable » (1) à « extrêmement inconfortable » (5).

L'échelle à sept niveaux a été adoptée aux votes perceptifs et préférentiels de tous les autres paramètres de la QEI. Ainsi, l'échelle de sensation s'échelonne de « très faible » (1) à « très élevé » (7), sauf pour la QAI, le niveau d'odeur et la qualité de l'environnement acoustique dont l'échelle va de « très bon » à « très mauvais ». Le vote préférentiel qui ne concerne que l'humidité, le mouvement de l'air et les niveaux de luminosité va de « beaucoup moins élevé » (1) à « beaucoup plus élevé » (7). Les réponses pour les trois autres paramètres (QAI, niveau d'odeur et qualité de l'environnement acoustique) sont censées être « sans changement » dans le meilleur des cas. Ces questions n'ont pas été posées par un souci de longueur du questionnaire, mais il aurait pu être intéressant de savoir si ces paramètres importants de la QEI ont besoin d'être nettement améliorés (ou pas) pour satisfaire les occupants.

Enfin, deux types de jugements concernent le confort global ressenti par les occupants : un vote perceptif allant de « très satisfaisant » (1) à « très insatisfaisant » (7) et un vote d'acceptabilité binaire (« acceptable » ou « inacceptable ») avec deux votes intermédiaires (« tout juste acceptable » et « tout juste inacceptable »).

Nous avons demandé aux occupants de renseigner les enquêtes plutôt à la fin du cours, lorsque les occupants se sont « imprégnés » de l'ambiance. Pour des raisons de validité statistique, seules les séries de questionnaires renseignées par plus de 9 élèves ont été gardés. Ainsi, ces enquêtes subjectives permettront de trouver des relations entre le confort ressenti et les niveaux mesurés des paramètres associés afin d'évaluer les principaux déterminants du confort et la meilleure configuration de ventilation selon cette approche.

II.3 Mesures préliminaires

Avant de se lancer dans cette étude expérimentale, nous avons vérifié la similitude des comportements thermique, aéraulique et acoustique dans les deux salles jumelles, ainsi que la bonne représentativité spatiale des mesures au niveau des mâts de confort. Des inhomogénéités trop fortes des paramètres physiques mesurés entre les deux salles ou au sein d'une même salle, nous conduirait à revoir notre protocole expérimentale consistant à comparer des stratégies de ventilation en même temps dans deux salles différentes. Certaines mesures préliminaires serviront également à l'analyse des résultats et seront utilisées comme données d'entrée aux simulations (e. g. perméabilité).

II.3.1 Homogénéité des paramètres mesurés dans les salles

a. Homogénéité aéraulique et efficacité de la ventilation

Une méthode de décroissance au gaz traceur a été utilisée pour étudier à la fois l'homogénéité aéraulique des salles, l'efficacité d'évacuation des polluants ε_c de la ventilation, le TRA dans les conditions du test et repérer les principales fuites d'air.

Pour les essais, le débit de la VMC double flux a été réglé à 250 m^3/h (soit 125 m^3/h par bouche) qui est le débit choisit pour les configurations réels (configuration n°2 et n°3). Ce débit est représentatif des débits observés dans l'ensemble des salles de classe du bâtiment MSI (équipé de VMC) de l'Université de La Rochelle. Il correspond également à ce que préconise le [RSDT, 1982] pour une classe de 17 personnes, qui est l'affluence moyenne des salles.

Nous ne présentons ici que certaines courbes de gaz traceur. L'ensemble des essais dans les deux salles sont illustrés en Annexe 2.4. La localisation des points de mesure, de la source, ainsi que des ventilateurs pour la salle 217 est schématisée sur la

Figure II.**14**. Les codes couleurs pour chaque voie de mesure sont repris sur les courbes tracées ci-après.

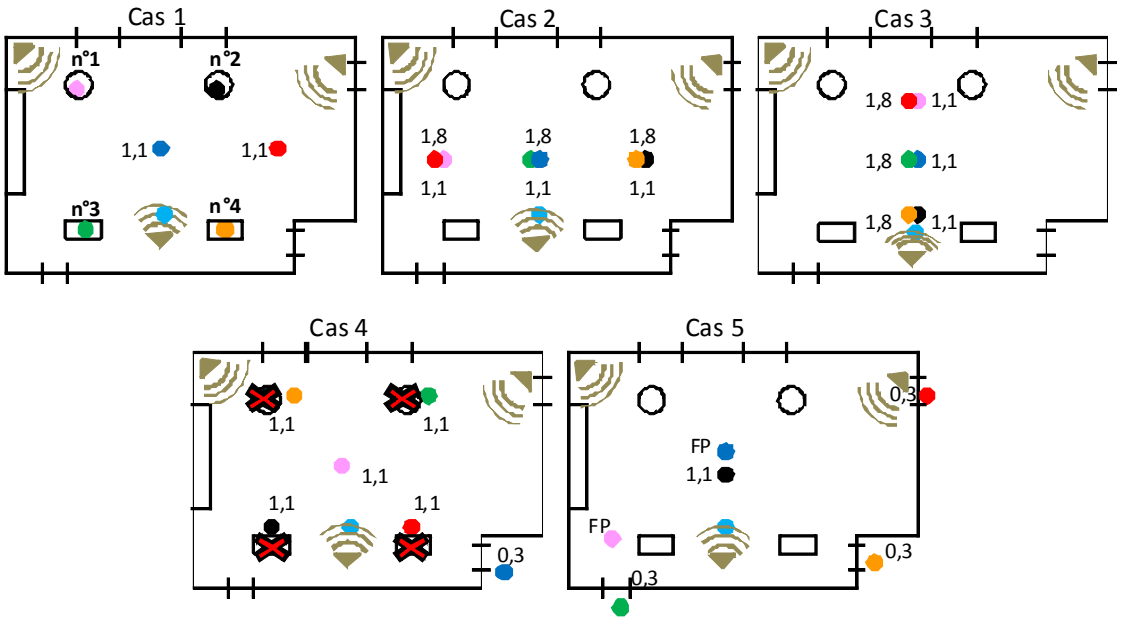


Figure II.14 : Position du point d'émission de Fréon 134 (point bleu ciel) et des différents points de mesure (autres points) selon le code couleur repris dans la légende des courbes dans la salle 217. *Les chiffres correspondent aux hauteurs des points de mesure. Les bouches de ventilations sont numérotées de 1 à 4 pour pouvoir les nommer plus facilement.*

Le **cas 1** a permis d'évaluer les concentrations dans chacune des bouches de ventilation et au centre de la pièce, afin de mesurer l'efficacité de ventilation pour l'évacuation des polluants (ε_c). Un sixième point de mesure a été pris à l'endroit où sera situé notre mât de mesure. Les courbes illustrées Figure II.15 révèlent une bonne homogénéité des concentrations en Fréon dans la pièce ainsi que dans les bouches d'extraction et aucune reprise extérieure de l'air vicié ne semble apparaître au niveau du conduit de soufflage. L'efficacité d'évacuation des polluants ε_c est comprise entre 0,9 et 1, signifiant que la VMC double flux permet un bon brassage de l'air. Le TRA est estimé à 2,02 vol/h. Cette valeur correspond aux 1,67 vol/h associé au débit de la VMC (250 m^3/h dans un volume de 150 m^3) et aux infiltrations qui seraient ainsi de l'ordre de 0,35 vol/h pour ce cas précis, ce qui est cohérent.

Les **cas 2 et 3** ont confirmé que l'air est bien mélangé par la VMC au vu des distributions horizontale et verticale similaires des concentrations.

Le **cas 4** (pas de VMC, tout ouvrant fermé) a permis une nouvelle fois d'approximer le TRA lié aux simples infiltrations (N= 0,27 vol/h) et de constater l'homogénéité des concentrations dans tout l'espace. Les fuites d'air à travers la porte quand celle-ci est fermée semblent minimes, alors que le **cas 5** montre que les fuites dans le faux plafond sont assez importantes. Cela s'explique par la présence d'une fine lame d'air de 5 mm de hauteur au niveau de la jointure mur/plafond sur toute la longueur du couloir et le long du mur séparatif des deux salles. Les fuites d'air à travers la façade extérieure n'ont pu être quantifiées par gaz traceur mais par les tests de perméabilité (blower door : cf. chapitre II.3.2).

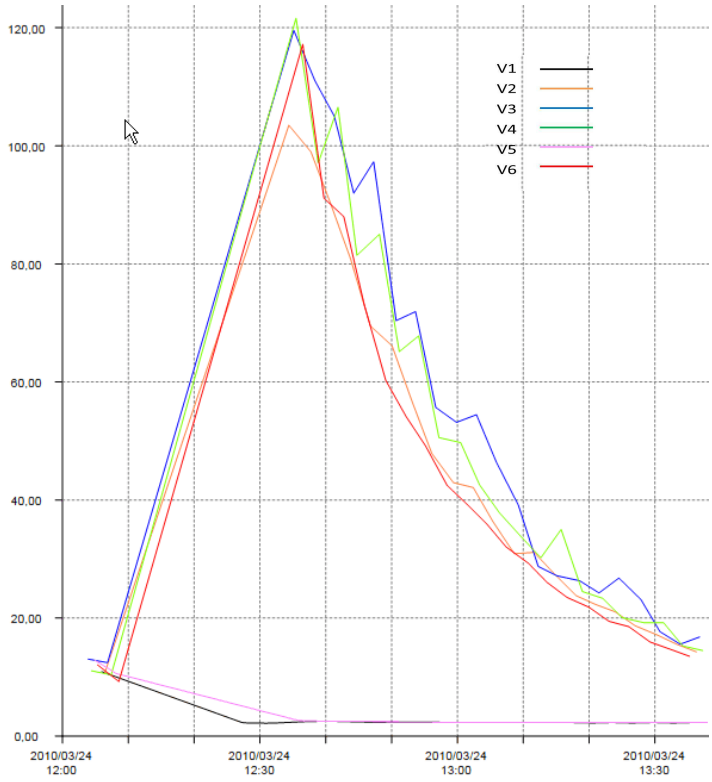


Figure II.15 : Evolution des concentrations en Fréon (en mg/m^3) en fonction du temps, mesurées lors du cas 1

Les tests en salle 216 ont également montré une bonne homogénéité des concentrations pour les cas « avec VMC » et « avec les seules infiltrations », contrairement aux cas avec ventilation naturelle (simple exposition ou traversante et ventilation mixte), pour lesquels la masse polluante se déplace très rapidement vers une sortie (couloir, bouches de VMC ou fenêtre). La VMC double flux en salle 216 assure un bon brassage de l'air, ainsi qu'un TRA (2,06 vol/h) et une efficacité de ventilation (ε_c entre 0,9 et 0,95) similaire à ceux calculées dans l'autre salle pour le même débit (250 m^3/h).

b. Homogénéité thermique

Les températures d'air ont été mesurés avec des Tinytags positionnés en sept points de la salle 216 au niveau des tables, durant une journée chaude et ensoleillé, selon différentes configurations de ventilation (Figure II.16). En cas d'ouverture de fenêtres, les températures mesurées sont identiques. Dans les autres cas, les températures mesurées en journée au niveau des fenêtres (points 1,2 et 3) lorsque celles-ci sont fermées, sont supérieures de 2°C en moyenne par rapport aux autres points, pour lesquels la température semble homogène (±0,3°C) par rapport à la température de référence (point 4). Cette inhomogénéité thermique montre qu'une approche zonale aurait pu être intéressante, notamment d'un point de vue confort thermique, mais celle-ci aurait demandé trop de moyens expérimentaux.

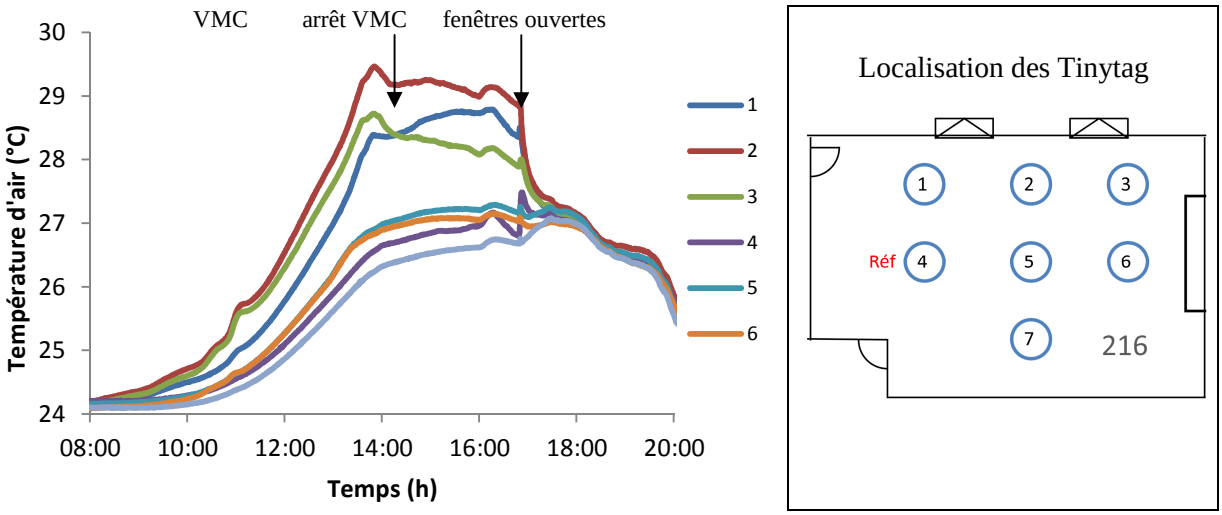


Figure II.16 : Températures d'air relevées à différents endroits de la pièce

Par ailleurs, des mesures de T_{air} ont été réalisées durant une semaine dans les deux salles (non occupées) avec le même mode de ventilation : VMC (250 m^3/h) en semaine et ventilation naturelle (infiltrations) le week-end. La Figure II.17 montre que ces mesures prises au niveau des mâts de confort (point 4) dans les deux salles sont semblables à ±0,3°C, soit le même ordre de grandeur que la précision des capteurs de température (±0,2°C). Dans le pire des cas, l'erreur de mesure serait donc de ±0,5°C, ce qui reste acceptable.

La température de la salle 217 semble en effet un peu plus influencée par le climat extérieur que la salle 216, car elle possède un mur latéral donnant sur l'extérieur. Ainsi, en période diurne et estivale, la salle 217 est en légère surchauffe et elle est légèrement plus fraiche que sa voisine en période nocturne (absence de rayonnement solaire) et hivernale. Ces écarts de températures sont du même ordre de grandeur que la précision des capteurs de température. Nous les négligerons.

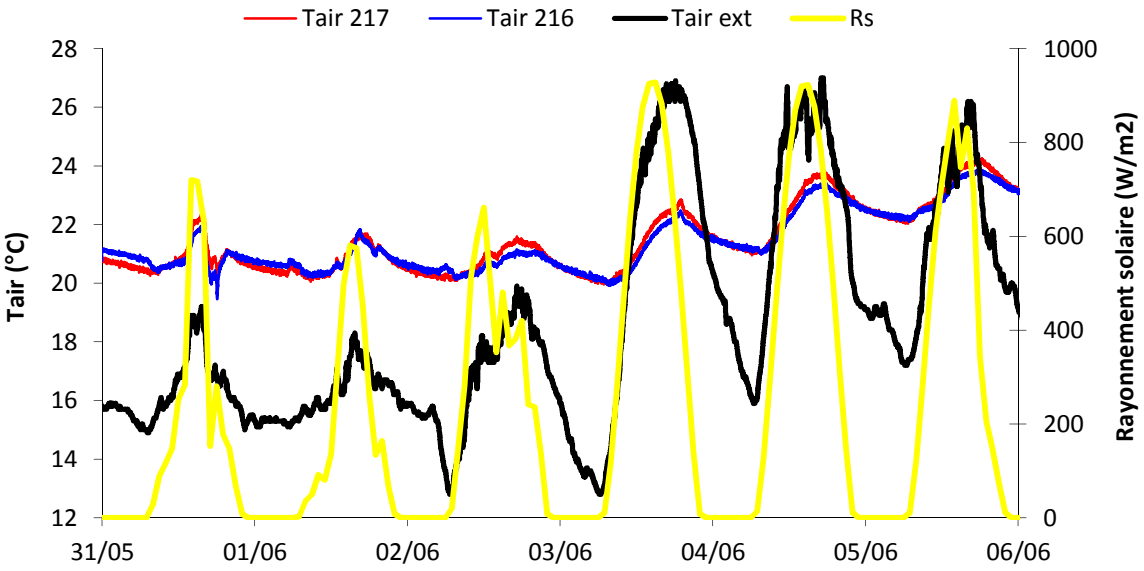


Figure II.17 : Evolution des températures d'air intérieures dans les deux salles pendant une semaine

Les courbes des autres paramètres thermiques considérés dans cette étude sont présentées en Annexe

2.5 et révèlent que les températures de toutes les surfaces intérieures et extérieures sont quasi identiques dans les deux salles à ±0,5°C. Seules les températures des murs 3 (cf. Figure II.13) qui ne sont pas soumis aux mêmes conditions aux limites (extérieur pour la salle 217 et salle voisine pour la salle 216) différent un peu plus (±1,2° pour les parois intérieures de ces murs).

Les différences de température « tête-pied » (gradient verticaux entre 1,1m et 0,1m de hauteur selon les normes thermique) dans les deux salles sont identiques dans les deux salles. Les mesures de température opérative, pouvant être approximé comme étant la moyenne arithmétique de la température radiante moyenne et de la température d'air, montre les mêmes évolutions que la température d'air et les mêmes différences entre salle (± 0,5°C). L'évolution de l'humidité relative des deux salles est rigoureusement identique, quelque soit les conditions extérieures ou le mode de ventilation.

c. Homogénéité de l'éclairement lumineux

Conformément aux recommandations faites par l'association française de l'éclairage [AFE, 1998], les mesures d'éclairement électrique ont été effectuées horizontalement sur les tables et verticalement sur les tableaux, la nuit. L'éclairement moyen est conventionnellement la moyenne arithmétique des valeurs relevées en tous les points de la salle, dont le nombre est défini par l'indice du local *K*, déterminé de la façon suivante :

$$K = \frac{a \times b}{h(a+b)} \tag{II.6}$$

Avec :
a = longueur de la salle de classe = 9m
b = largeur de la salle = 6 m
h = hauteur sous plafond = 2,75

D'après l'Agence Française de l'Eclairage [AFE, 1998], *K* étant égal à 1,6 les niveaux d'éclairement doivent être mesurés en neuf points minimum par salle.

L'éclairage artificiel dans les deux salles est très similaire et conforme aux recommandations de l'AFE puisqu'il est supérieur à 300 lux en tout point (549 lux en moyenne pour la salle 217 et 557 lux en moyenne pour la salle 216) et supérieur à 500 lux au niveau des tableaux (Figure II.18). De fortes disparités de niveaux d'éclairement naturel apparaissent cependant lors d'une journée ensoleillée en fonction de la proximité des fenêtres. Pour les mesures en continu, les luxmètres seront placés sur une table à côté du mât de mesure (point référence sur la Figure II.18) où les mesures y sont représentatives de l'éclairement moyen.

Les mesures d'éclairement artificiel ont également servi à calculer les indices d'uniformité de l'éclairement, qui sont respectivement 0,78 dans la salle 216 et 0,74 dans la salle 217, soit légèrement inférieurs aux recommandations de l'AFE (0,8).

Le Facteur de lumière du jour (FLJ) calculé à partir des mesures d'éclairement naturel lors d'une journée couverte est de 1,8 dans les deux salles, ce qui est légèrement mieux que les 1,5 recommandés au minimum.

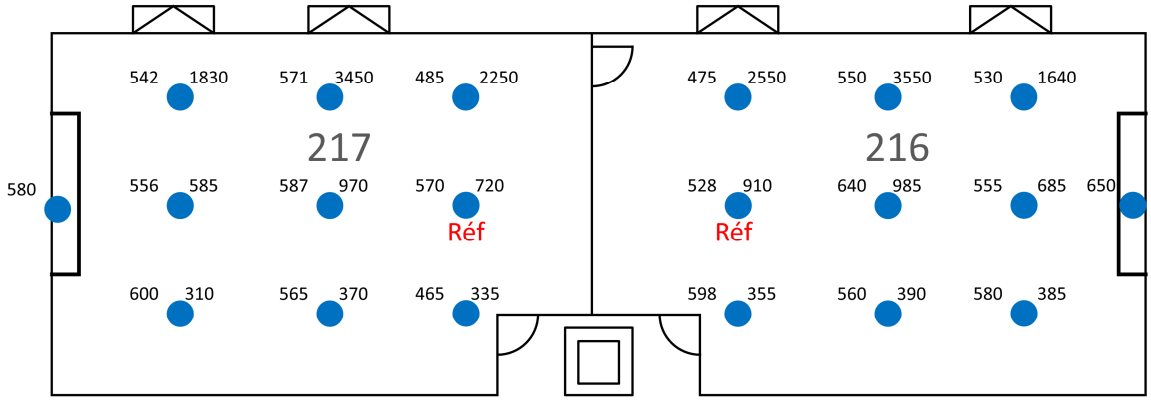


Figure II.18 : valeurs de l'éclairement (en lux) naturel (à gauche) et artificiel (à droite) mesurés respectivement un jour ensoleillé et la nuit dans les deux salles, aux neuf points de mesures. Réf est le point de référence pris pour les mesures en continu.

d. Conclusion sur la similitude des deux salles

Les mesures par gaz traceur ont dévoilé une bonne homogénéité des concentrations, un bon brassage de l'air par la VMC double flux (ε_c proche de l'unité pour toutes les bouches), des TRA conformes à ce qui est attendu et équivalents pour les deux salles, ainsi que des fuites d'air essentiellement par le faux plafond. Les paramètres thermiques et notamment les températures d'air sont assez homogènes dans chaque salle quelque soit le mode de ventilation testé et sont quasi-identiques d'une salle à l'autre au niveau du mât de mesure. Les niveaux d'éclairement sont également homogènes en cas de temps couvert et identiques dans les deux salles. Des comparaisons de stratégies de ventilation dans les deux salles simultanément sont donc tout à fait envisageables.

II.3.2 Perméabilité aéraulique des salles

Cet élément de comparaison des salles nous servira également lors de nos simulations thermo-aéraulique (cf. chapitre IV), pour prévoir les débits d'air liées aux infiltrations dans l'enveloppe. La perméabilité totale de chacune des salles, ainsi que la perméabilité de la façade ont été mesurées par la technique de « fausse porte » (ou « blower door ») en surpression et dépression, façade étanchéifiée et non étanchéifiée (Figure II.19), conformément à la norme EN 13829 [EN 13829, 2001]. Tous les éléments de ventilation (fenêtres, portes, bouches) ont été obstrués et les différences de pression à débit nul étaient toujours inférieures à 5 Pa. Les conditions du test étaient globalement les mêmes pour chaque série de mesure, à savoir 21°C à l'intérieur et à l'extérieur, un vent très faible (< 2m/s) et une pression barométrique autour de 1023 Pa.

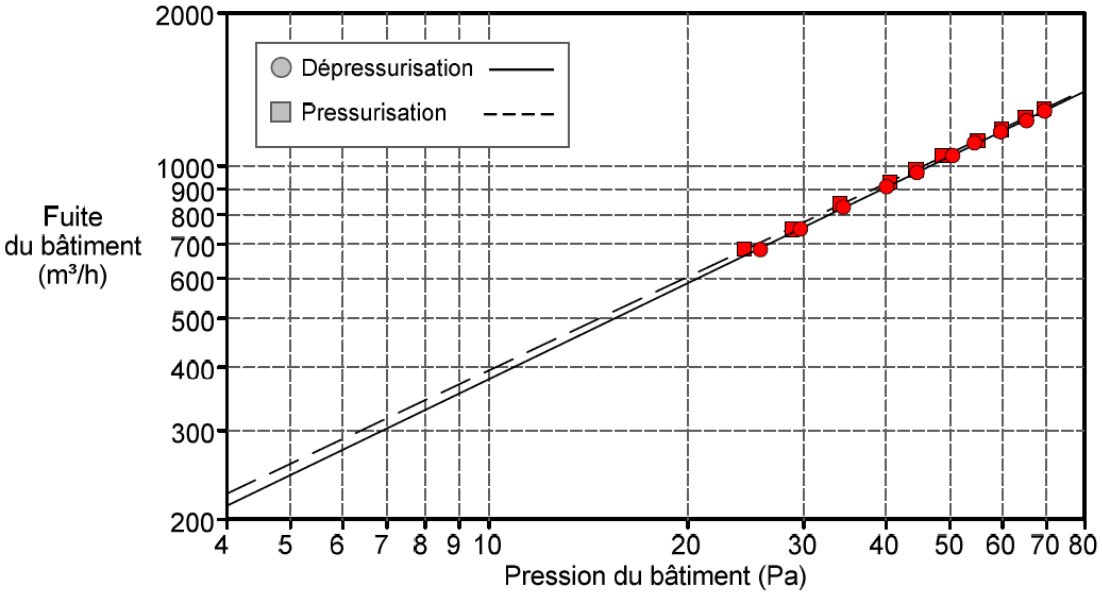


Figure II.19 : Mesures de perméabilité en salle 216 façade non étanchéifiée

Les droites d'extrapolation de 0 Pa à 70 Pa montrent un comportement légèrement différent suivant que la pièce est en surpression ou en dépression par rapport à l'extérieur. A valeur absolue de pression différentielle égale, le débit de fuite en surpression est supérieur à celui obtenu en dépression, puisque la mise en dépression de la pièce tend à plaquer les ouvrants sur les dormants, à écraser les joints des fenêtres et du faux plafond et donc à renforcer l'étanchéité de la façade. L'alignement des points de mesures d'une même série témoigne de la qualité des essais entrepris et de la validité des résultats obtenus.

Les paramètres *K* et *n* de la loi de perméabilité eq. (II.1), ainsi que les coefficients de corrélation pour chaque configuration dans chacune des salles, sont donnés dans le Tableau II.3.

	Salle 217				Salle 216			
	Façade non étanchéifiée		Façade étanchéifiée		Façade non étanchéifiée		Façade étanchéifiée	
Paramètres	SurP	Dép	SurP	Dép	SurP	Dép	SurP	Dép
K	112,0 (± 2,2%)	106,1 (± 2%)	88,4 (± 2,2%)	72,4 (± 3,7%)	95,3 (± 2,2%)	93,5 (± 2,7%)	94,4 (± 1,7%)	89,2 (± 2%)
n	0,592 (±0,006)	0,581 (±0,005)	0,601 (±0,006)	0,655 (±0,009)	0,635 (±0,005)	0,632 (±0,007)	0,612 (±0,004)	0,629 (±0,005)
R^2	0,99960	0,99969	0,99966	0,99917	0,99971	0,99954	0,99981	0,99975

Tableau II.3 : Caractéristiques de fuite de l'enveloppe des salles 216 et 217

Les paramètres semblent être très similaires pour les deux salles. Les coefficients *n* sont physiquement acceptables (0,5< n <1) et en moyenne autour de la valeur 0,62 ce qui signifie de larges voies d'air. Ceci semble cohérent étant donnant que les principales fuites observées par gaz traceur se faisaient par le faux plafond. Les différences de débit en configuration « façade étanchéifiée » et « façade non étanchéifiée » sont minimes notamment en salle 216, ce qui signifie que cette façade présente peu de

fuites. En effet, la menuiserie des fenêtres est très récente et les joints autour des vitres sont en très bon état. La façade de la salle 217 est légèrement plus perméable probablement au niveau du passage des câbles vers l'extérieur, malgré un effort d'étanchéification. Les coefficients de corrélation sont proches de l'unité, ce qui confère des incertitudes faibles à nos résultats.

D'autres indices caractérisent les défauts d'étanchéité de l'enveloppe d'un bâtiment (Tableau II.4) :

- L'aire de fuite équivalente A_L [m^2] qui correspond à l'aire totale des fissures à l'origine des fuites d'air et s'évalue à partir de l'équation donnant le débit d'air à travers un orifice (théorème de Bernouilli) :

$$Q_v = C_d \times A_L \times \left(\frac{2 \times \Delta P}{\rho}\right)^{0,5} \quad \text{(II.7)}$$

$$\text{D'où} \quad A_L = \frac{1}{Cd} \times \frac{K}{3600} \times \left(\frac{\rho}{2}\right)^{0,5} \quad \text{(II.8)}$$

Avec :
ρ = masse volumique de l'air pendant les essais [kg/m^3]
C_d = coefficient de décharge. Dans le cadre des tests de perméabilité à l'air de l'enveloppe d'un bâtiment, il s'évalue comme suit : C_d = 1 sous 4 Pa (référence utilisée aux Etats-Unis) et C_d = 0,61 sous 10 Pa (référence utilisée au Canada)

- La perméabilité à l'air de l'enveloppe du bâtiment, représentant les fuites d'air par unité de surface sous une dépression ΔP donnée (généralement 4Pa), se calcule selon la formule suivante :

$$P_{\Delta P} = \frac{Q_v}{A_E} \quad \text{(II.9)}$$

où A_E est l'aire de l'enveloppe, c'est-à-dire l'aire totale de tous les sols, murs et plafonds limitant le volume intérieur soumis à l'essai, y compris les murs et planchers situés au dessous du niveau du sol extérieur [EN 13829]. On obtient pour chacune de nos salles A_E = 188 m^2. La valeur de référence de la RT 2005 est de 0,8 $m^3/h/m^2$ sous 4 Pa. Les valeurs mesurées dans les salles de classes sont donc légèrement supérieures à la norme dans tous les cas, du fait des fuites d'air par le faux plafond principalement.

	Salle 217				Salle 216			
	Façade non étanchéifiée		Façade étanchéifiée		Façade non étanchéifiée		Façade étanchéifiée	
Paramètres	SurP	Dép	SurP	Dép	SurP	Dép	SurP	Dép
$Q_{v\ 4\ Pa}$ (m^3/h)	254,5	237,4	203,4	179,6	225,0	228,9	220,5	213,3
$A_{L\ 4\ Pa}$ (cm^2)	241,0	228,3	190,2	155,8	205,1	201,1	203,1	191,9
$P_{4\ Pa}$ ($m^3/h/m^2$)	1,35	1,26	1,08	0,96	1,22	1,20	1,17	1,14

Tableau II.4 : Aire de fuite et perméabilité à l'air de l'enveloppe des salles de classe

II.3.3 Performances acoustiques des salles

Des mesures ponctuelles de bruit (Tableau II.4) ont été entreprises dans les salles (sans occupant), afin de comparer la qualité acoustique des salles entre elles et par rapport aux recommandations nationales [ACOUS, 2003] et normes internationales [EN ISO 3382-2, 2008 ; EN ISO 717 :1, 1996]. Les niveaux mesurés respectent la plupart de ces références hormis les niveaux d'isolement aux bruits extérieurs qui sont légèrement faibles. Mais le risque de nuisance acoustique à l'intérieur reste faible étant donné les faibles niveaux de bruit extérieur relevés en journée au niveau de la façade (51 dB(A) en moyenne), du fait de la localisation des salles (zone périurbaine calme sans route passante à proximité). Les retours de questionnaires permettront d'en savoir plus sur l'origine des éventuelles gênes acoustiques ressenties par les occupants. Les niveaux de bruit de fond équivalents sont identiques dans les deux salles.

Paramètres acoustiques et réglementation française			Salle 216		Salle 217	
			Moy	σ	Moy	σ
Temps de reverberation (s) $0,4s < T_{Ropt} < 0,8s$	*Fréquence*	63 Hz	1,02	0,16	0,69	0,01
		125 Hz	0,81	0,10	0,67	0,04
		250 Hz	0,60	0,03	0,53	0,05
		500 Hz	0,60	0,03	0,52	0,01
		1000 Hz	0,61	0,03	0,52	0,02
		2000 Hz	0,65	0,03	0,54	0,01
		4000 Hz	0,65	0,03	0,57	0,01
Niveaux d'isolement acoustique aux bruits aériens extérieurs $D_{nT,A} \geq 43$ dB	*Sans source spécifique (cas reel)*	Bruit de fond extérieur (51 dB) – bruit de fond intérieur				
		Ouvrants fermés	25 dB		25 dB	
		1 fenêtre ouverte	18 dB		17 dB	
		2 fenêtres ouvertes	14 dB		14 dB	
		1 fenêtre + 1 porte ouvertes	14 dB		14 dB	
	Avec générateur de bruit rose à l'extérieur	Niveau de bruit rose généré (105 dB(A)) – bruit de fond intérieur				
		Ouvrants fermés	36 dB		35 dB	
		1 fenêtre ouverte	17 dB		16 dB	
		2 fenêtres ouvertes	14 dB		13 dB	
Niveaux d'isolement acoustique aux bruits aériens intérieurs $D_{nT,A} \geq 35$ dB	*Avec générateur de bruit rose à l'intérieur*	Entre les 2 salles	33 dB		33 dB	
Niveau de bruit d'équipement $L_{nAT} \leq 38$ dB (continu) $L_{nAT} \leq 43$ dB (intermittent)	*Intermittent*	SOS fenêtres			60 dB	
		SOS stores			45 dB	
	Continu	Sans VMC et tous les ouvrants fermés	26 dB		29 dB	
		Avec VMC et tous les ouvrants fermés	37 dB		38 dB	

Tableau II.5 : Performances acoustiques des salles de classe et niveaux requis

II.3.4 Performances thermiques de la VMC double flux

L'étude du fonctionnement réel de la VMC double flux installée dans les deux salles est essentielle avant de comparer les performances de ce mode de ventilation à d'autres modes.

Pour la période été, la batterie chaude n'est pas utilisée. La température d'air soufflé dans les salles est influencée par la température de l'air extrait de la salle (à 40% environ, l'équivalent du rendement de l'échangeur de chaleur) et par la température de l'air extérieur (à 60% environ). Ainsi, on observe Figure II.20, une chute importante de la température de soufflage causée par de faibles températures extérieures, lors de la mise en marche de la CTA (à 8h). La température de l'air extrait est quasiment identique tout le temps où la VMC fonctionne, ce qui montre une nouvelle fois sa capacité a bien mélanger l'air. Lorsque la CTA s'arrête (à 19h), la température dans les gaines de soufflage et d'extraction a tendance à stagner ou très légèrement diminuer jusqu'au lendemain matin, ce qui montre qu'aucun phénomène de tirage thermique dans les conduits de ventilation ne s'opère, hors période de fonctionnement. A noter que logiquement l'échangeur ne devrait pas être utilisé en période chaude. Mais notre CTA ne dispose pas de bypass.

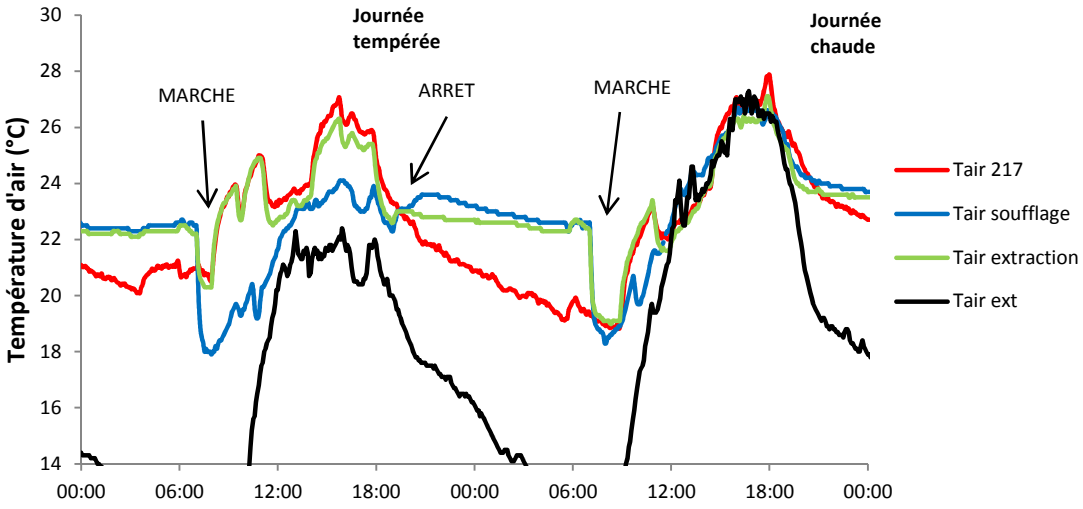


Figure II.20 : Températures d'air liées au fonctionnement de la CTA en période chaude

Le rendement sur l'air de l'échangeur, noté η est le rapport entre la puissance récupérée par l'air neuf sur l'air extrait et la puissance fournie par l'air chaud extrait. Le rendement théorique de l'échangeur utilisé (échangeur à batteries) est de 40%. Nous trouvons un rendement moyen sensiblement équivalent pendant les plages de fonctionnement de la CTA. Il se calcule de la manière suivante :

$$\eta[\%] = \frac{P_{\text{récupérée}}\ [W]}{P_{\text{fournie}}\ [W]} \tag{II.10}$$

où

$$P = Q_v \times \rho \times C_p \times \Delta T \approx 0{,}34 \times Q_v \times \Delta T \tag{II.11}$$

$$\Delta T = T_{ANout} - T_{ANin} \quad \text{pour} \quad P_{\text{récupérée}} \tag{II.12}$$

$$\Delta T = T_{AEin} - T_{AEout} \quad \text{pour} \quad P_{\text{fournie}} \tag{II.13}$$

Avec :

Q_v = débit volumique	[m^3/s]
ρ = masse volumique de l'air	[kg/ m^3]
C_p = capacité calorifique de l'air	[J/kg.K]
T_{ANout} = température d'air neuf (soufflé) en sortie d'échangeur	[K]
T_{ANin} = température d'air neuf en entrée d'échangeur	[K]
T_{AEin} = température d'air vicié (extrait) en entrée d'échangeur	[K]
T_{AEout} = température d'air vicié en sortie d'échangeur	[K]

Les niveaux d'humidité relative (Figure II.21) relevés sur la même période sont similaires en soufflage, en extraction et à l'intérieur de la pièce car les différences de températures en ces trois points sont faibles. Ils sont ainsi très peu dépendant des niveaux d'humidité extérieurs. Dans ce cas de figure, la VMC permet de souffler de l'air plus sec car plus chaud que ne le serait l'air entrant lors d'une ventilation naturelle par ouverture des fenêtres par exemple.

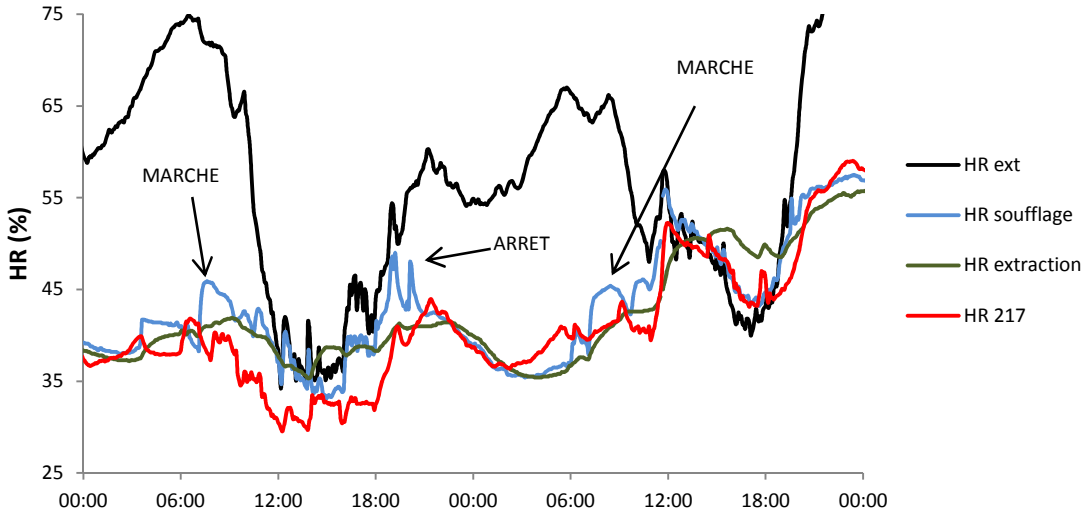


Figure II.21 : Niveaux d'humidité relative liés au fonctionnement de la CTA en période chaude

Pour la période hiver, la température de l'air soufflé est régulée en mode proportionnel pour atteindre en extraction la température de consigne qui est de 20°C et en soufflage la température de consigne minimale de 20°C. L'air est ainsi chauffé en sortie d'échangeur par la batterie chaude en matinée et soirée, d'où l'apparition de pics (Figure II.22). Par ailleurs la vanne d'eau chaude est automatiquement ouverte à 50% si la température extérieure est inférieure à 5°C.

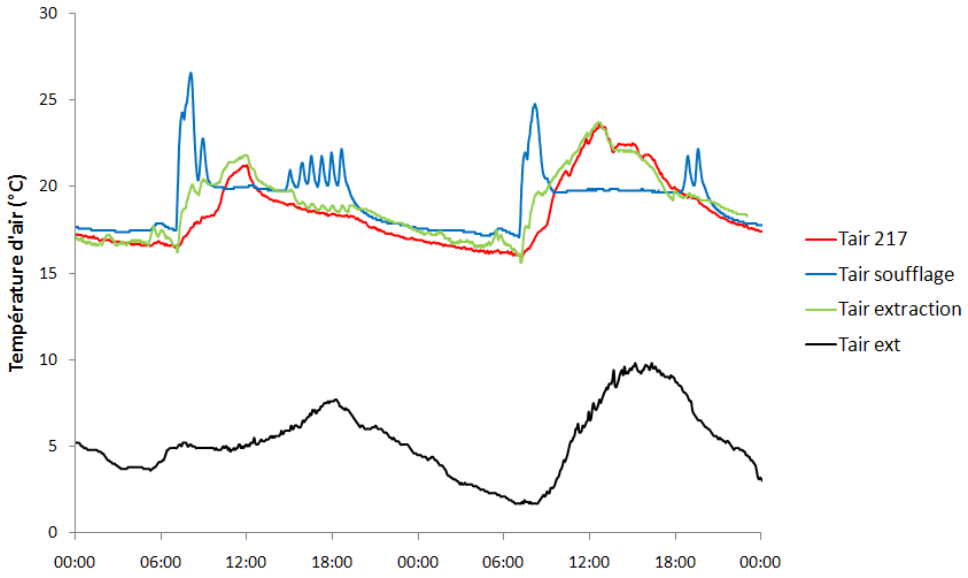


Figure II.22 : Températures d'air liées au fonctionnement de la CTA en période froide

II.3.5 Fonctionnement réel du système SOS

Pour les comparaisons entre stratégies de ventilation, seul le mode neutre a été utilisé avec les consignes de température et d'éclairement présentées au chapitre II.2.2. Nous présentons ici le fonctionnement du système dans différentes configurations climatiques et d'occupation (avec ou sans occupant), et proposons des premières pistes d'amélioration envisageables.

a. Sans occupant

Durant la période chaude, le mode été et le mode neutre permettent de rafraichir l'ambiance de plusieurs degrés (entre 1 et 4°C quotidiennement) comme le montre la Figure II.23, grâce à l'action des fenêtres lorsque les conditions sont favorables ($T_{ext} < T_{int}$) et l'action du store, qui est différente pour les deux modes (Tableau II.1 :). Les salles de classe se situant au 2nd étage, l'option rafraichissement nocturne ne pose pas de problème particulier de sécurité et a pu être activée ce qui a permis de rafraichir davantage la salle équipée du système SOS.

Le mode neutre évite toutefois les rafraichissements trop importants qui pourraient dégrader les conditions de cours le matin, voir altérer le bâtiment à long terme (e.g : problèmes d'humidité liés à la condensation). Ainsi, en été lorsque $T_{int} < T_{consigne} - 2$°C (soit 20°C), la fenêtre se referme pour éviter de trop grande pertes thermiques (Figure II.23).

Lorsque $T_{int} > T_{consigne} + 2$°C (soit 24°C), la fenêtre ne s'est pas ouverte car $T_{int} < T_{ext}$. C'est le store qui prend alors le relais pour rafraichir l'ambiance en se fermant complètement pour limiter les apports solaires. Pourtant d'après la Figure II.23, il semble que la température extérieure mesurée par notre station météorologique soit inférieure à la température intérieure mesurée au niveau du mât ($T_{int} > T_{ext}$). Après vérification, cela vient du fait que la mesure du capteur extérieur de température de SOS (qui n'apparaît pas sur la figure) est légèrement surestimée en cas de fort rayonnement solaire.

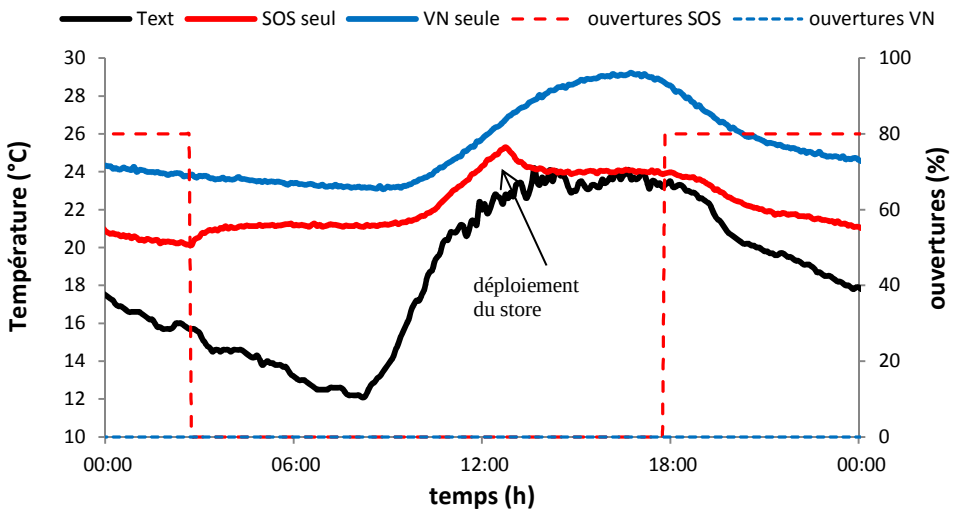


Figure II.23 : Evolution des températures d'air et des cycles d'ouverture/fermeture des fenêtres en mode « neutre » sans occupants. *Les pourcentages d'ouvertures sont répartis de la façon suivante : on attribue 0% lorsque tous les ouvrants (porte et fenêtres sont fermés), 20% lorsque la porte est ouverte et 40% lorsqu'une fenêtre est ouverte. Ainsi, 60% signifie qu'une fenêtre et la porte sont ouvertes et 100% signifie que la porte et les deux fenêtres sont ouvertes.*

Toujours est-il qu'en l'espace de deux heures, la différence de température avec la salle non équipée du système SOS est ainsi passée de 1,4°C à 5°C, grâce à l'unique action du store. Cela se traduit également par une chute de la luminosité qui passe de 1300 lux à 80 lux (Figure II.24), la toile des stores étant conçue pour laisser passer un minimum de lumière diffuse.

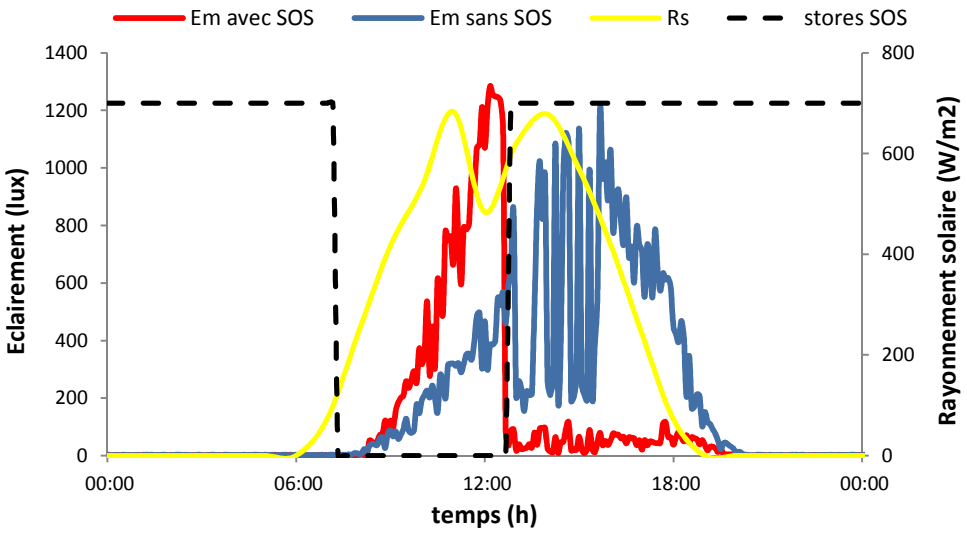


Figure II.24 : Evolution des niveaux d'éclairement et des cycles d'ouverture/fermeture des stores en mode neutre sans occupants.

Durant la période froide, les modes hiver et neutre permettent de favoriser les gains solaires et de limiter les déperditions de chaleur par ventilation lorsqu'il n'y a pas d'occupant.

En journée, les stores sont totalement relevés en mode hiver et peuvent se relever en mode neutre si la température intérieure est trop basse (e.g : $T_{int} < T_{consigne} - 2°C$), aux dépends de la consigne de luminosité. La nuit, les stores se ferment pour limiter les pertes de chaleur par le vitrage. Nous avons

choisi cette option pour le mode neutre en période froide. On estime que l'impact des stores évite entre 1°C et 1,5°C de perte de chaleur supplémentaire en salle 217 par rapport à la salle 216, lorsque les températures sont très froides (exemple en Annexe 2.6).

Les fenêtres ne s'ouvrent qu'en cas de température extérieure favorable ($T_{ext} > T_{int}$). Les gains solaires ne suffisent pas à garder une température satisfaisante plusieurs jours en hiver, en témoigne la chute brutale des températures (de 18,5°C et 10,7°C) relevées après une semaine de vacances scolaires (Annexe 2.6) due à l'absence de gains internes que ce soit les occupants ou le chauffage par ventilation ou radiateur). Ceci montre l'importance de ne pas couper complètement le système de chauffage sur plusieurs jours en hiver.

b. Avec occupants

En période d'occupation, la ventilation hygiénique est systématique. Les fenêtres sont donc automatiquement ouvertes pendant les cours (sauf cas d'intempéries) et les stores s'ajustent à la consigne d'éclairement quelque soit le mode utilisé. Le comportement réel du système SOS en mode neutre dans le cas de salles occupées, pour les deux saisons, est illustré sur la Figure II.25. Les périodes de cours sont repérées à partir des concentrations en CO_2 associées au nombre d'occupants (Figure II.26). Par ailleurs, nous observons qu'avec un taux de remplissage maximal des salles (35 personnes) la valeur seuil de 1000 ppm n'est pas atteinte grâce à la ventilation hygiénique.

L'ouverture des fenêtres est parfaitement calée aux plages de présence des occupants et le mouvement étant permanent dans les salles de classe, il n'y a pas eu de mouvements incessants des fenêtres (Figure II.25.a et Figure II.25.b). La ventilation hygiénique a été globalement bien appréciée en été alors qu'en hiver les occupants ont parfois eu recours au mode « manuel » pour stopper les courants d'air froid, bien qu'ils n'aient jamais dépassés 0,2 m/s et malgré la limitation angulaire de l'ouverture (7° contre 20° en été). Cette action prise par les personnes les plus voisines des fenêtres notamment est visible sur la Figure II.25.b. Cette interruption volontaire a été repérée presque tous les jours, au moins une fois par jour, lorsque la température extérieure était inférieure à 10°C. Une des conséquences à l'arrêt de la ventilation hygiénique est l'augmentation brutale des concentrations en CO_2 et le risque d'une dégradation de la QAI. Des voies d'amélioration pour éviter ce problème sont proposées à la fin de cette section.

Concernant l'action des stores, le système SOS réagit bien par rapport à la consigne demandée et la fréquence d'ajustement des stores est raisonnable (2 ou 3 légers ajustements en moyenne pendant un cours, d'après les professeurs interrogés). Cependant, les mesures réalisées par le luxmètre de SOS (sur le boitier de commande) et le luxmètre du mât de mesure sont très différentes, les capteurs et leurs emplacements (orientation, hauteur) étant différents. On a ainsi relevé des différences d'un facteur 3 par moment, ce qui est conséquent. Ces disparités sont illustrées Figure II.25.c et Figure II.25.d, respectivement dans une période chaude et froide.

En été par exemple (Figure II.25.c), les valeurs d'éclairement mesurées sur le mât semblent un peu plus faibles (de 100 à 200 lux inférieurs) que ce qui est demandé en consigne (500 lux et 250 lux lorsque L_{ext} > 40000 lux). A contrario, sur l'exemple pris en hiver (Figure II.25.d) les mesures sur le mât peuvent être nettement plus élevées que ce qui est demandé (500 lux). Cependant, cela ne semble pas gêner outre mesure les occupants puisqu'ils n'ont eu recours à la lumière artificielle qu'en matinée et soirée, lorsque la luminosité extérieure était trop faible.

D'après nos observations et retours d'enquête, les pics de luminosité mesurés sur le mât sont principalement liés à l'utilisation de rideaux intérieurs opaques (couleur noir) mis à disposition dans les salles, qui sont utilisés dans deux cas précis : pour faire barrage aux courants d'air froid induits par la ventilation hygiénique de SOS (en hiver) ou simplement pour répondre aux besoins des cours (de langues en particulier) qui nécessitent l'obscurité pour le visionnage de vidéo notamment (les deux saisons). Dans les deux cas, cela implique une baisse de la luminosité générale dans la salle induisant un relèvement des stores. Le rideau n'étant généralement pas tiré sur toute la longueur et notamment au niveau du mât de mesure, il arrive que des pics de luminosité (> 1000 lux) soient alors détectés par notre luxmètre de référence. Ce phénomène apparaît principalement l'hiver du fait d'une lumière directe et rasante. Une troisième explication aux pics de luminosité, lorsque les rideaux n'en étaient pas la cause, est que les stores ne couvraient pas la partie basse de la fenêtre. Cela cause, dans certains cas, principalement l'hiver pour les mêmes raisons que citées auparavant (lumière rasante), des tâches solaires que n'a pas détecté le luxmètre du boîtier de commande. La position de ce capteur est donc très importante pour éviter les éventuels problèmes d'éblouissement en hiver.

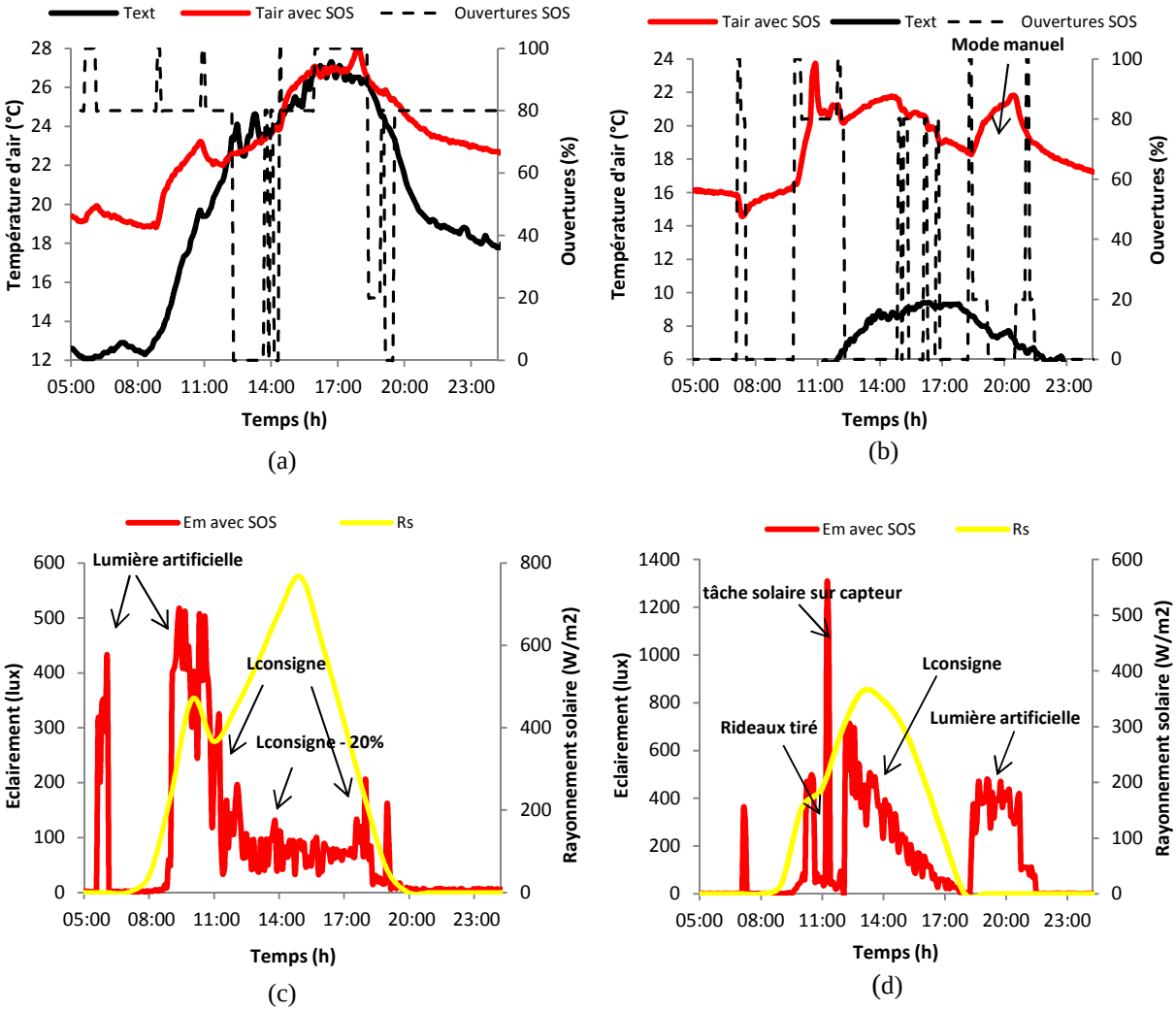


Figure II.25 : Comportement du système SOS en mode neutre pour la période chaude (à gauche) et la période froide (à droite), en cas d'occupation vis-à-vis : a) et b) des températures d'air intérieur et extérieur, c) et d) des niveaux d'éclairement.

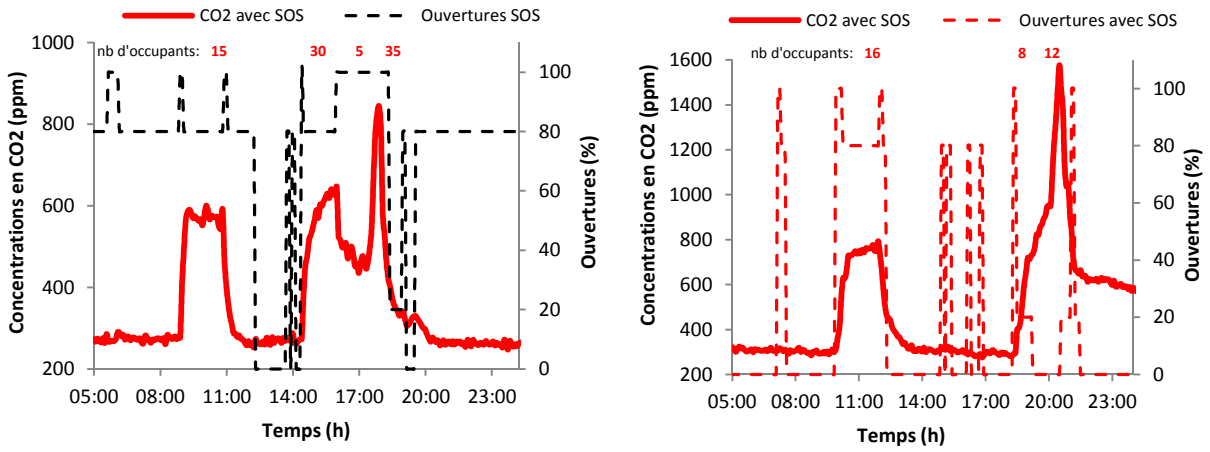


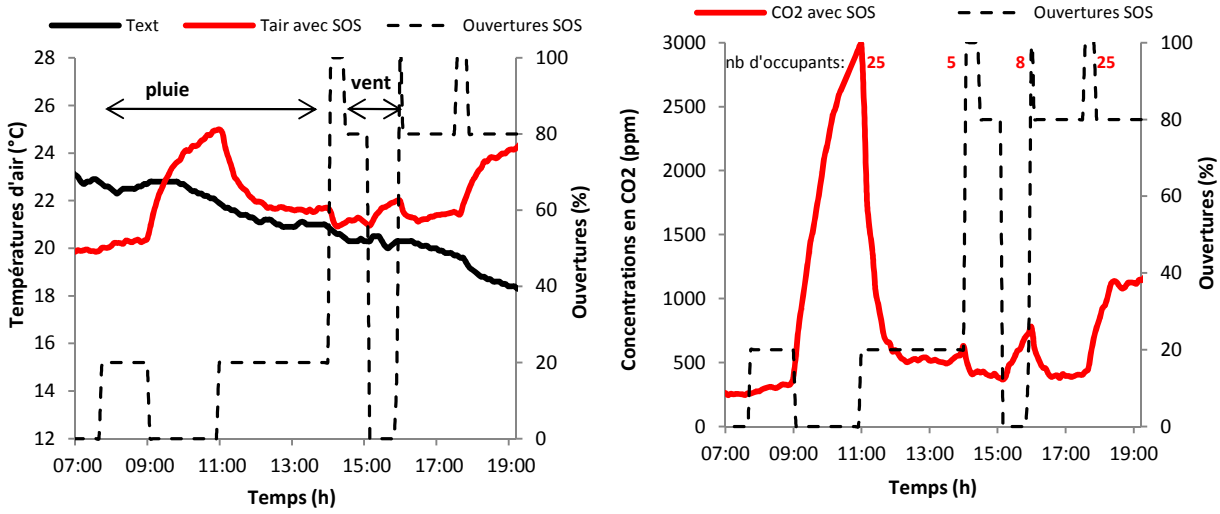
Figure II.26 : Conséquences au niveau des concentrations en CO_2 a) en été et b) en hiver

c. Synthèse des remarques constatées sur SOS et pistes d'amélioration pour SOS2

✓ Problèmes liés à l'ouverture/fermeture automatique

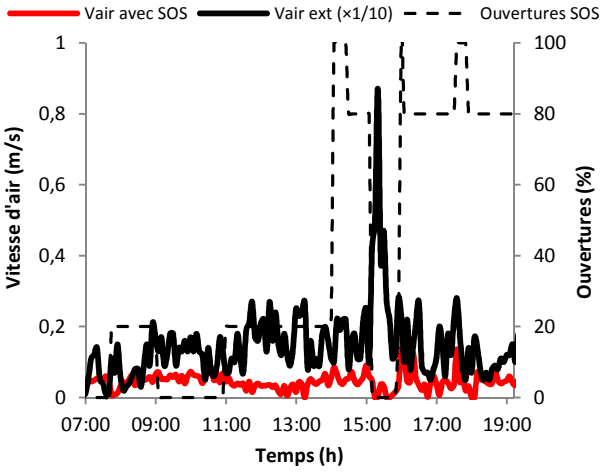
Les principaux problèmes liés à l'utilisation de SOS apparaissent en hiver, à commencer par les courants d'air froids induits par la ventilation hygiénique. L'ouverture systématique en cas de présence, même avec un angle d'ouverture minimal, n'est pas une solution confortable en période froide. L'ouverture doit être contrôlée par un indice de confinement (CO_2), ce qui limiterait considérablement le temps d'ouverture au minimum requis pour conserver une bonne QAI, sans dégrader les conditions thermiques. Une ouverture de fenêtre pendant les intercours (à 11h, 13h45 et 16h) sur de courtes durées (7-8 minutes) permettrait également d'assainir l'air sans avoir de trop grandes déperditions de chaleur. En effet, nous avons observé en moyenne un TRA de 8 vol/h lorsque les deux fenêtres étaient ouvertes (cf. Tableau III.2 au chapitre III.3.a) soit un renouvellement complet de l'air intérieur (1 vol/h) toutes les 7min et 30s.

Un autre problème majeur est la fermeture et le blocage des fenêtres en cas de mauvaises conditions climatiques (pluie, vent). L'unique solution de ventilation disponible est alors l'ouverture de la porte, chose à laquelle n'ont visiblement pas pensé les occupants (Figure II.27.a). Outre l'augmentation de la charge thermique, l'absence de ventilation autre que par infiltrations, a pour conséquence une forte augmentation des concentrations en CO_2 qui ont dans cet exemple atteint plus de 3000 ppm pour 25 occupants (Figure II.27.b). Cependant, ces cas ont été assez rares (moins de 5% des cours) et plus fréquents en hiver qu'en été en raison du climat océanique de La Rochelle. Ils peuvent également provenir (très rarement) de légers sauts de tension sur l'alimentation générale, auquel cas une réinitialisation du système est nécessaire.



(a)

(b)



(c)

Figure II.27 : Comportement du système SOS en cas de précipitation et vent et conséquences sur : a) la température d'air intérieur, b) les concentrations en CO_2 et c) les vitesses d'air (attention : vitesse d'air extérieure réduite à 10% de sa valeur réelle pour des problèmes d'échelle)

✓ Réglage des options de SOS

Le choix des plages de validité pour $T_{consigne}$ (±2°C) et $L_{consigne}$ (±50 lux) sur une durée de 60 secondes, s'avère assez judicieux puisqu'il est rare que plus de deux (trois) réactions de fenêtres (stores) apparaissent durant un cours. Ces cas peuvent se produire respectivement si aucun mouvement n'est détecté pendant le cours plus d'un certain temps (lors du visionnage d'une vidéo par exemple) ou lorsque la luminosité extérieure varie trop brutalement (alternance nuages /éclaircies).

Aucun courant d'air notable n'a été mesuré au niveau du mât de mesure (0,2 m/s au maximum), sur toute la période de mesure. Des vitesses d'air plus importantes (régulièrement comprises entre 0,5 et 1m/s) ont toutefois été mesurées (mesures ponctuelles) au niveau des tables les plus proches des fenêtres, lorsque celles-ci sont grandes ouvertes. La diminution de l'angle d'ouverture en hiver

diminue les vitesses d'air dans l'ensemble de la pièce mais a tendance à les canaliser près des fenêtres. Les fenêtres oscillo-battantes permettent donc de limiter le risque de courant d'air dans les salles, sauf proche des fenêtres, ce qui peut créer un inconfort local important, notamment en hiver. En été, l'augmentation des pertes de chaleur par convection liée aux courants d'air peut être appréciable en cas de forte chaleur.

L'option consistant à baisser la consigne de luminosité de 20% en été en cas de forte luminosité extérieure (L_{ext} > 40000 lux) semble bien choisie puisqu'elle s'active lors des heures les plus chaudes (12h30-17h) et permet ainsi de limiter les surchauffes en diminuant les apports solaires. De plus, cela ne semble pas gêner le confort visuel des occupants.

- ✓ Précision des capteurs de SOS

Des écarts notables sont apparues entre les mesures réalisées par certains capteurs du système SOS et ceux de notre banc expérimental, les caractéristiques des sondes et leurs emplacements différents en étant les causes. Outre les différences constatées sur les luxmètres, la station météorologique miniature de SOS (située en façade) a tendance à surestimer la température extérieur (déjà constaté Figure II.23) lorsqu'il est soumis à un fort rayonnement solaire (jusqu'à +5°C) ainsi que la vitesse du vent, pouvant être causé par l'effet venturi de la rue. Sur la Figure II.27.c par exemple, on constate que le déclenchement de l'ouverture de la fenêtre se fait à 9m/s (soit 32 km/h, mesuré sur le toit) au lieu de 40 km/h.

- ✓ Pistes d'amélioration pour le système SOS 2

Suites aux premières observations faites sur la version commercialisée de SOS, nous proposons quelques pistes d'amélioration qui pour certaines ont pu être intégrées et testées avec SOS 2.

La version 2 du système SOS nous a donné la possibilité de remplacer la ventilation hygiénique en hiver par une alarme sur les concentrations en CO_2. En plaçant la limite de concentration à 1500 ppm avec une ouverture de 5 minutes, nous avons observé qu'une seule ouverture par cours se produisait et que les conditions thermiques n'étaient pas dégradées, en raison de l'inertie thermique du bâtiment (baisse de 2°C maximum).

En période chaude, il est conseillé de réactiver la ventilation hygiénique ou bien de baisser le seuil de concentration en CO_2, car des problèmes de confort thermiques liés à des températures intérieures élevées et à l'absence de courant d'air sont apparus.

Une autre stratégie d'aération en hiver consisterait a planifier des ouvertures régulière dans la journée (pendant les intercours par exemple), mais le système SOS ne permet de le faire que sur des plages de 30 minutes minimum, ce qui risque de trop refroidir l'ambiance en période froide.

De plus, il est primordial d'intégrer un capteur acoustique extérieur au système avec une alarme fermant la fenêtre si $L_{eq,ext}$ > 57 dB pendant plus de 10 secondes par exemple. L'isolement au bruit extérieur ayant été déterminé les deux fenêtres ouvertes à 14 dB, cela reviendrait à un niveau de bruit équivalent de 43 dB sur 10 secondes, soit le seuil recommandé par la réglementation française pour les bruits intermittents (Tableau II.5). Ce seuil est bien évidemment à adapter à chaque environnement sonore.

Enfin, en cas de précipitations faibles et/ou non orientées sur la façade et/ou de vent non tempétueux (< 60 km/h), il serait intéressant soit de permettre une ouverture des fenêtres faible en angle (<environ 3°) et brève en durée (2-3 minutes suffirait a renouvelé une bonne partie de l'air intérieur, le potentiel de ventilation étant plus élevé en conditions venteuse), soit de mettre en place d'un relais vers une ventilation mécanique ou une ventilation naturelle par conduit, dont le potentiel est important en cas de vent fort. Cette dernière option est envisageable avec le système SOS qui propose une sortie relais.

II.4 Etude des paramètres influents sur la qualité de l'environnement intérieur (QEI)

L'objectif de ces premières expériences est de comprendre et évaluer l'impact des principaux facteurs influençant la QEI dans les salles de classes. Nous vérifions et comparons ainsi certains phénomènes déjà explicités dans la littérature, que nous exploiterons pour analyser les performances des stratégies de ventilation. Seront ainsi étudiés l'influence du climat et des occupants eux-mêmes sur tous les paramètres pris en compte dans cette étude en fonction du renouvellement d'air appliqué.

II.4.1 Impact du climat sur la QEI en fonction du TRA

L'évolution des variables physiques de la QEI a été étudiée pour des débits de ventilation mécanique de 1 et 2 vol/h, soit respectivement 150 et 300 m^3/h en salle 216 et 217. Ces débits sont constants et représentatifs des débits recommandés dans ces salles de classe. Pour rappel, l'air insufflé passe dans l'échangeur de chaleur et les filtres à poches, ce qui diminue l'influence du climat sur les aspects thermique et concentrations particulaires.

a. Température et humidité relative

Nous avons comparé les mesures hygrothermiques intérieure sur trois journées de printemps, avec des conditions météorologiques différentes : une journée chaude et ensoleillée (jour 1), une journée tempérée et nuageuse (jour 2), et une journée fraiche et couverte (jour 3), non successive des deux autres d'où la rupture observée (Figure II.28 à Figure II.31).

L'amplitude thermique intérieure (Figure II.27) dépend de l'amplitude thermique extérieure et du niveau de rayonnement solaire: elle est de 3°C le jour 1 et moins de 1°C le jour 3. L'inertie thermique du bâtiment est responsable du déphasage temporel, de une à deux heure, entre le moment le plus chaud (ou le plus froid) à l'extérieur et à l'intérieur. Son influence sur les températures intérieures se retrouve aussi d'un jour à l'autre, comme en témoigne l'augmentation de la température d'air intérieur de 1,5°C entre les débuts des jours 1 et 2, alors que les températures nocturnes extérieures (19h-8h par exemple) étaient légèrement plus fraîches pour le jour 2. Pour étudier l'impact de l'environnement thermique extérieur, la norme EN15251 préconise d'utiliser la température journalière extérieure en moyenne glissante T_{rm80}, qui tient compte des températures d'air des jours précédents.

Les différences de TRA engendrent des différences de température d'air importantes dans les deux salles. En effet, en tenant compte des résultats des mesures préliminaires, la salle ventilée sous 2 vol/h surchauffe de 1,5°C (environ) de plus que la salle ventilée à 1 vol/h le jour chaud et ensoleillé (jour 1). Cette différence de température entre les deux salles est nulle le jour tempéré (jour 2) et légèrement négative le jour frais (jour 3).

Sous 2 vol/h, la VMC induit une baisse significative de température d'air le matin (de l'ordre de 1°C),

montrant ainsi l'importance d'une ventilation nocturne l'été pour rafraichir les salles. Si la température extérieure devient trop fraiche, il est déconseillé de surventiler les salles sans système de chauffage, associé ou non à la VMC (batterie chaude, radiateur), l'échangeur de chaleur ne suffisant pas à garder des températures d'air satisfaisantes (autour de 17°C rencontrées le jour 3).

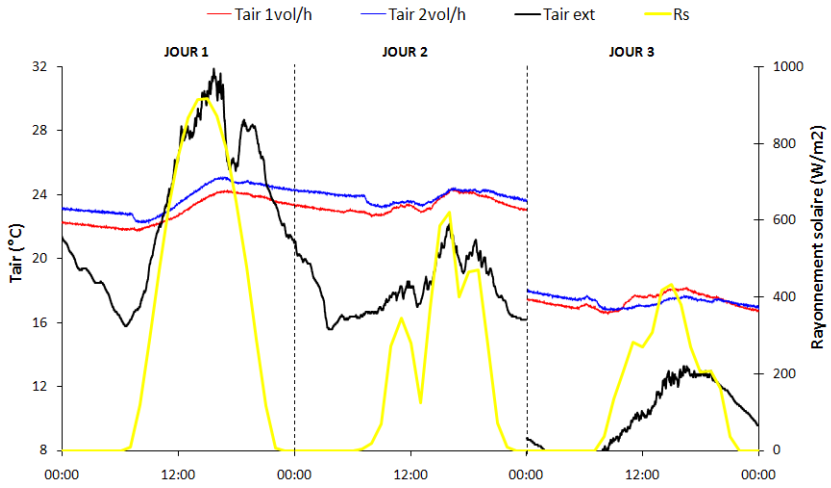


Figure II.28 : Evolution de la température d'air dans les salles inoccupées, sous 1 et 2 vol/h

Les mêmes observations sont faites pour la température opérative, l'impact radiatif étant le même dans les deux salles. D'après la norme [EN 15251, 2007] et la vêture des occupants (renseignée par questionnaire), les températures opérative observées (Figure II.29) sont acceptables pour les journées chaude et tempérée (catégorie I et II). Elles sont inacceptables le jour frais puisque T_{op} oscille autour de 16°C, alors qu'elle ne devrait pas être inférieure à 19°C pour rester en catégorie III.

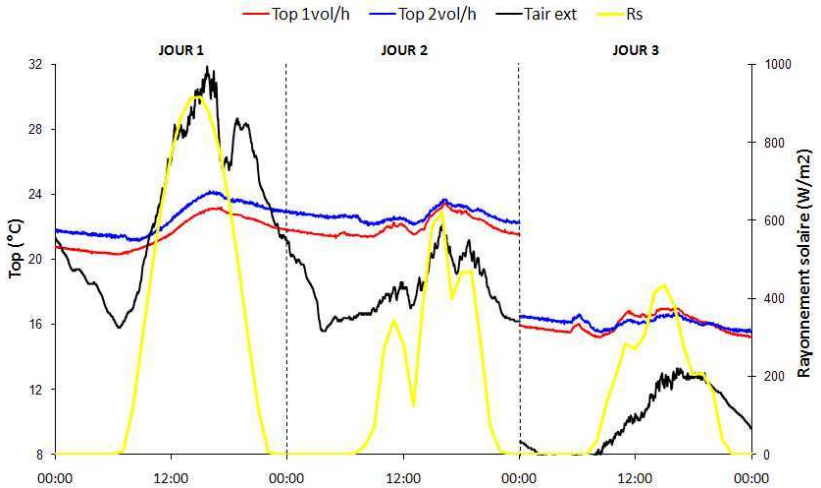


Figure II.29 : Evolution de la température opérative dans les salles inoccupées, sous 1 et 2 vol/h

L'évolution de l'humidité relative (Figure II.30) est très liée à l'évolution de la température d'air et peut s'expliquer par le diagramme de l'air humide ou de Mollier. Pour une même quantité de vapeur d'eau dans l'air, l'augmentation de T_{air} entraîne une baisse de HR et vis versa lorsque T_{air} diminue. Cela explique pourquoi l'humidité relative est plus importante dans la salle ventilée à 1 vol/h les jours les plus chauds par exemple. Ces différences restent toutefois faibles (< à 3% d'humidité relative) et les valeurs de HR restent acceptables par rapport aux valeurs généralement recommandées [EN 15251,

2007 ; Roulet, 2008], soit entre 20% et 70%.

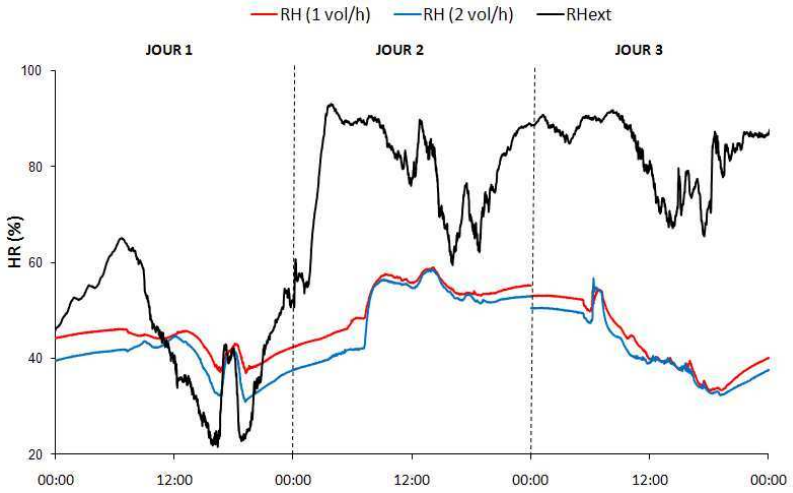


Figure II.30 : Evolution des niveaux d'humidité relative dans les salles inoccupées, sous 1 et 2 vol/h

Concernant le gradient vertical de température « tête-pied », entre 1,1m et 0,1m de hauteur, il est quasi inexistant à 2 vol/h, alors qu'à 1 vol/h il est de l'ordre de 2°C le jour chaud, 1°C le jour tempéré et 0,5°C le jour frais (Figure II.31). Un brassage plus important de l'air évite la stratification de température, même si dans ce cas, 1 vol/h suffit puisque le pourcentage d'insatisfait prévu ($PD_{\Delta T}$) pour ΔT=2°C n'est que de 3%. De plus, il semble que plus l'air est chauffé, plus ΔT augmente, l'air chaud ayant tendance à convecter vers le haut.

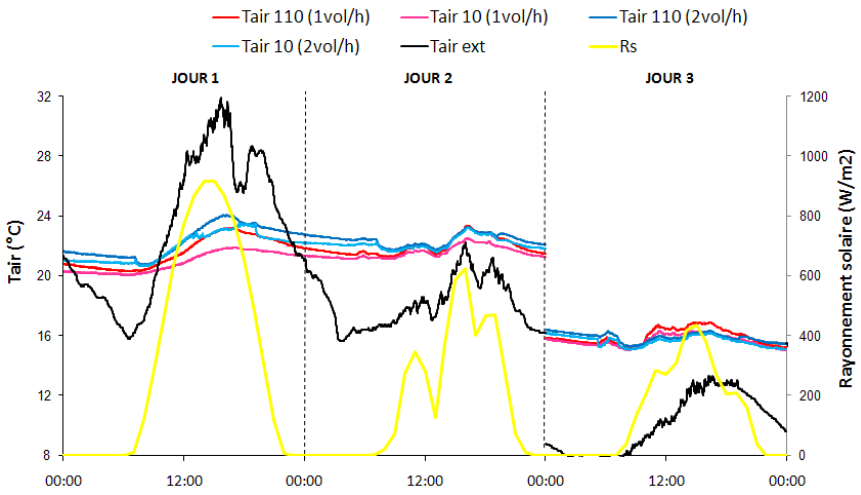


Figure II.31 : Evolution des gradients verticaux de température d'air dans les salles inoccupées, sous 1 et 2 vol/h

b. Concentrations en particules

Nous faisons la distinction entre les résultats obtenus en concentrations massiques et en nombre par litre. En effet, la première approche sera celle utilisée pour évaluer la QAI à partir des concentrations en PM10, PM2.5 et PM1 (en $\mu g/m^3$), utilisées comme références par les organismes recommandant des valeurs seuils, tel que l'OMS ou l'ANSES. Les concentrations en nombre seront utilisées pour décrire notamment les phénomènes de transfert de masse dans le bâtiment.

✓ Concentrations massiques à 1 et 2 vol/h

La pollution particulaire intérieure est affectée par les transferts de masses polluantes extérieures. L'apport d'air neuf par la VMC (de 7h à 19h) a un fort impact sur les concentrations massiques intérieure (Figure II.32.a à Figure II.32.c) qui varient de façon quasi proportionnelle. A contrario, les échanges extérieur/intérieur par infiltrations paraissent très faibles le reste du temps (19h à 7h) du fait de la faible perméabilité et du rôle de filtre des façades extérieures. En effet, les concentrations intérieures mesurées sont très faibles (2 µg/m^3 pour les trois catégories) et varient très peu en fonction des concentrations extérieures.

Les concentrations massiques intérieures et extérieures sont d'autant plus élevées que la taille des particules augmente, mais les écarts sont très faibles. Les très grosses particules (>2,5µm) sont donc peu nombreuses dans l'environnement intérieur et extérieur, ce qui ne permet de conclure quant à l'action des filtres.

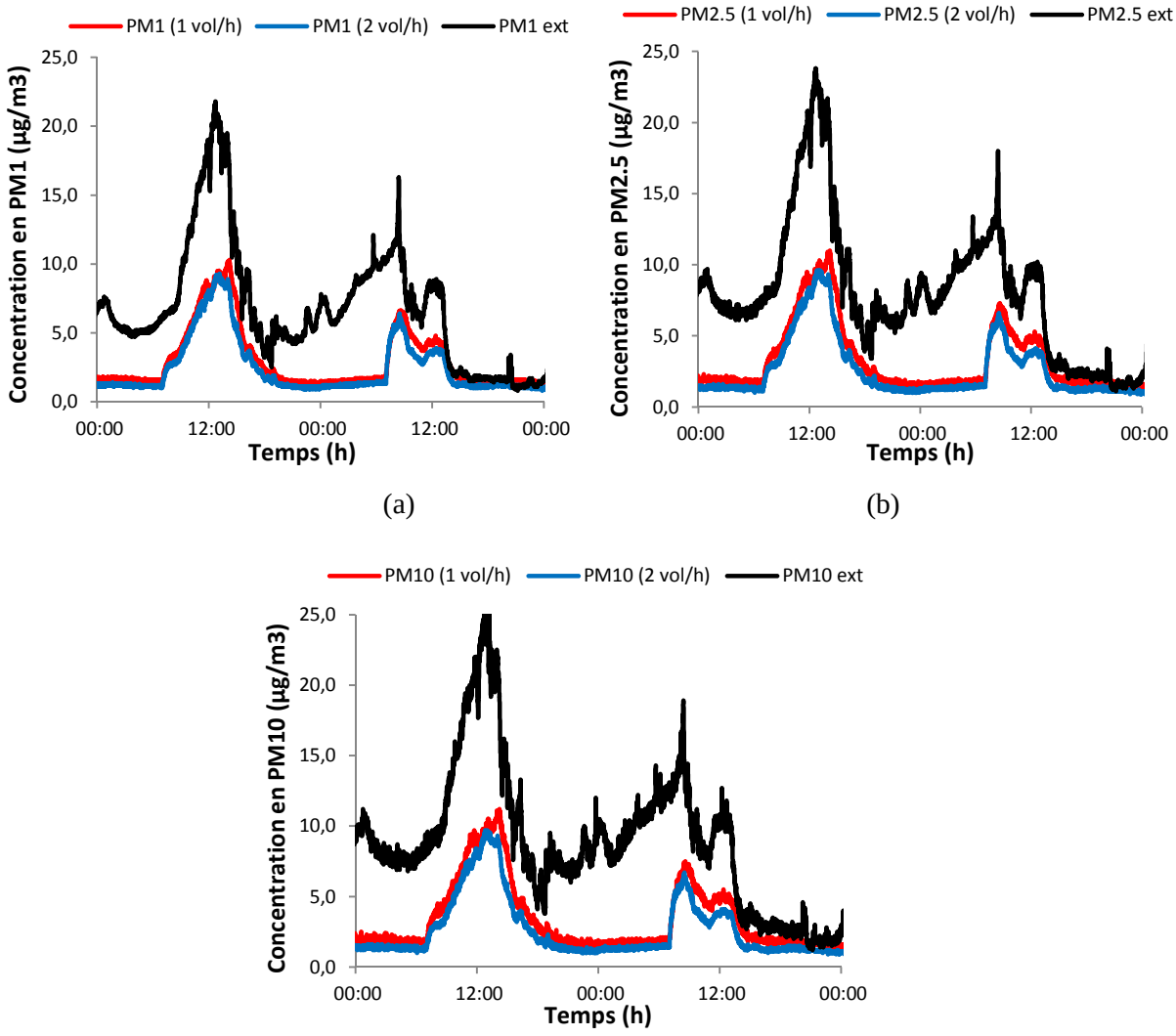


Figure II.32 : Evolution des concentrations (µg/m^3) en a) particules PM1, b) PM2.5 et c) PM10 en période d'inoccupation

Entre 1 et 2 vol/h de renouvellement d'air, très peu de différences sont également constatées sur les concentrations intérieures dans les deux salles. La représentation des rapports I/E des concentrations (noté $r_{i/e}$) mesurées sur de longues périodes sans occupant (Figure II.33) confirme cette observation, avec des ratios quasi-identiques dans les deux cas. Du point de vue pollution particulaire, il n'y a donc pas d'intérêt particulier à ventiler à 2 vol/h plutôt qu'à 1 vol/h ou plutôt il n'y a pas de contre-indication à ventiler à 2 vol/h.

De plus, les ratios médians sont tous inférieurs à 1 et d'autant plus petits que la taille des particules augmente. En effet, $r_{i/e}$ est respectivement égale à 0,40 0,47 et 0,55 pour les concentrations en PM10, PM2.5 et PM1. Cela peut provenir de l'action des filtres à poche de la CTA sur les plus grosses particules et/ou du dépôt (par impaction ou effet inertiel) de ces grosses particules dans les conduits de ventilation notamment.

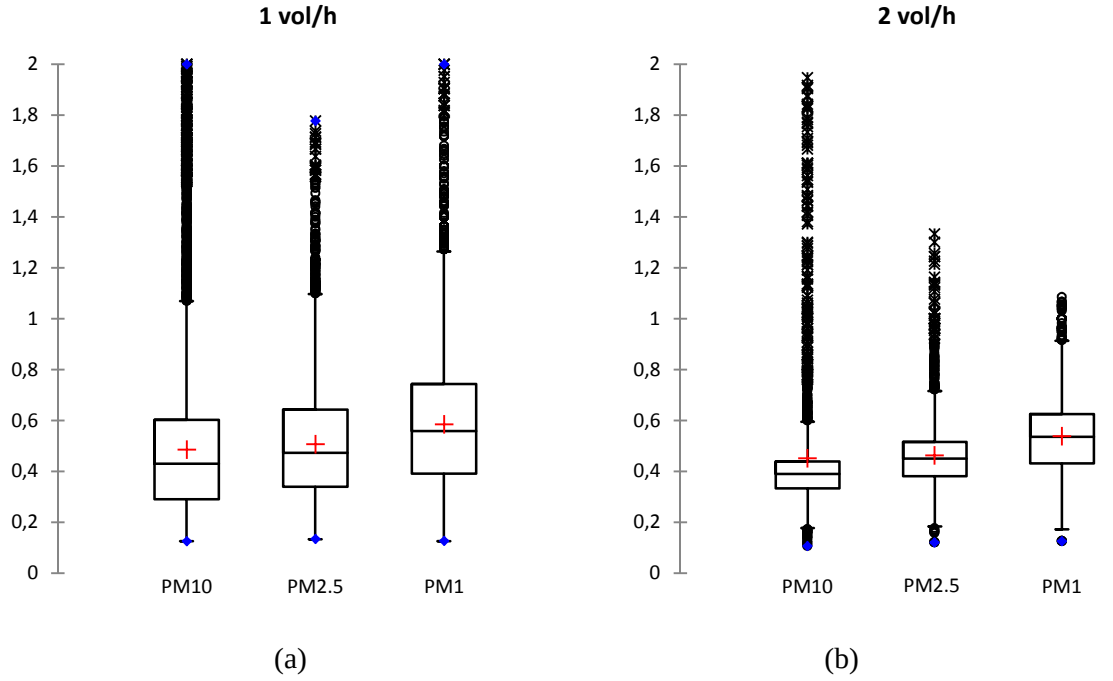


Figure II.33 : Boxplot des rapports I/E des concentrations particulaires selon leur granulométrie dans le cas a) 1 vol/h et b) 2 vol/h. Données obtenues sur un mois de mesure durant les heures de fonctionnement de la VMC et d'inoccupation des salles.

✓ Concentrations massiques par ventilation naturelle

La Figure II.34 permet de comparer les ratios I/E calculés sur de longues périodes (plusieurs jours) dans le cas d'une ventilation naturelle par infiltrations seulement et par ouverture de fenêtres. Cela nous permet de comparer les résultats avec ceux obtenus par VMC.

Dans le cas fenêtres fermées, les valeurs médianes des rapports I/E sont inférieures à 1 pour l'ensemble du spectre granulométrique et sont relativement peu dispersés. On relève ainsi un $r_{i/e}$ médian de 0,36 pour les PM10, de 0,44 pour les PM2.5 et 0,51 pour les PM1. Ils sont d'autant plus élevés que la taille des particules diminue, du fait de leur pénétration plus facile à travers l'enveloppe.

Ces résultats sont cohérents avec ceux relevés dans la littérature. En effet, Blondeau et al. [Blondeau et al, 2002] ont observé dans huit écoles de l'agglomération de La Rochelle, ventilées naturellement par ouverture des fenêtres pour la plupart, que les ratios I/E des concentrations (en nombre par litre) sont inférieurs à 1 pour toutes les tailles de particules en absence d'occupants, donc lorsque les fenêtres sont fermées. Tippayawong [Tippayawong, 2007] a trouvé des ratios I/E compris entre 0,77 et 0,88 pour les particules submicroniques et entre 0,69 et 0,80 pour les grosses particules (d >1 µm) dans une école thaïlandaise ventilée naturellement.

Dans le cas fenêtre ouverte, les TRA sont souvent plus élevés qu'avec la VMC et l'air n'est pas filtré, ce qui explique que les valeurs médianes des ratios I/E sont proches, voire dépasse l'unité: le $r_{i/e}$ est égale à 1,57 pour les PM10, 1,16 pour les PM2.5 et 0,92 pour les PM1. Ces ratios $r_{i/e}$ sont donc cette fois-ci d'autant plus importants que la taille des particules est grande. Des phénomènes d'arrachement ou de resuspension de grosses particules dans la salle sont suspectés, mais nous ne développerons pas cette approche de la physique des particules.

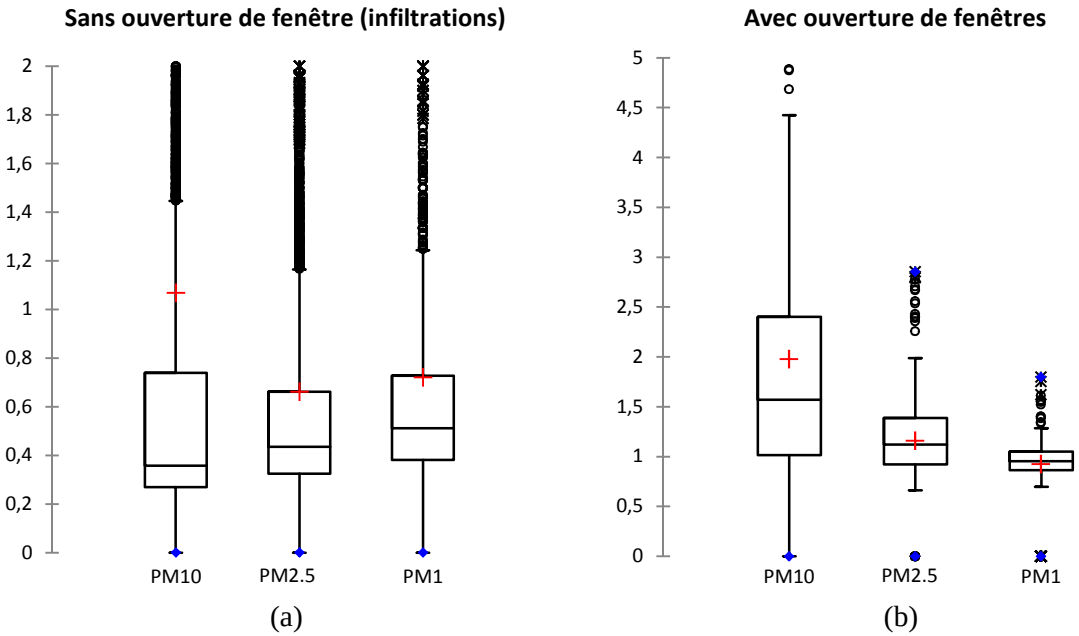


Figure II.34 : Boxplot des rapports I/E des concentrations particulaires selon leur granulométrie dans le cas a) « fenêtres fermées » et b) « fenêtres ouvertes »

✓ Concentrations en nombre lors du fonctionnement de la VMC

Les concentrations intérieures en nombre ont été mesurées dans la salle 216 ventilée mécaniquement à 250 m^3/h (Figure II.35). L'évolution des ratios I/E pour les fines particules et les grosses particules sont illustrée respectivement Figure II.36.a et Figure II.36.b.

Les concentrations intérieures sont très stables pour toutes les tailles de particule du fait de la stabilité du débit de ventilation. L'emploi de la VMC augmente les concentrations intérieures des particules submicroniques seulement, comme en témoigne la chute de leurs concentrations à l'arrêt de la VMC à 19h.

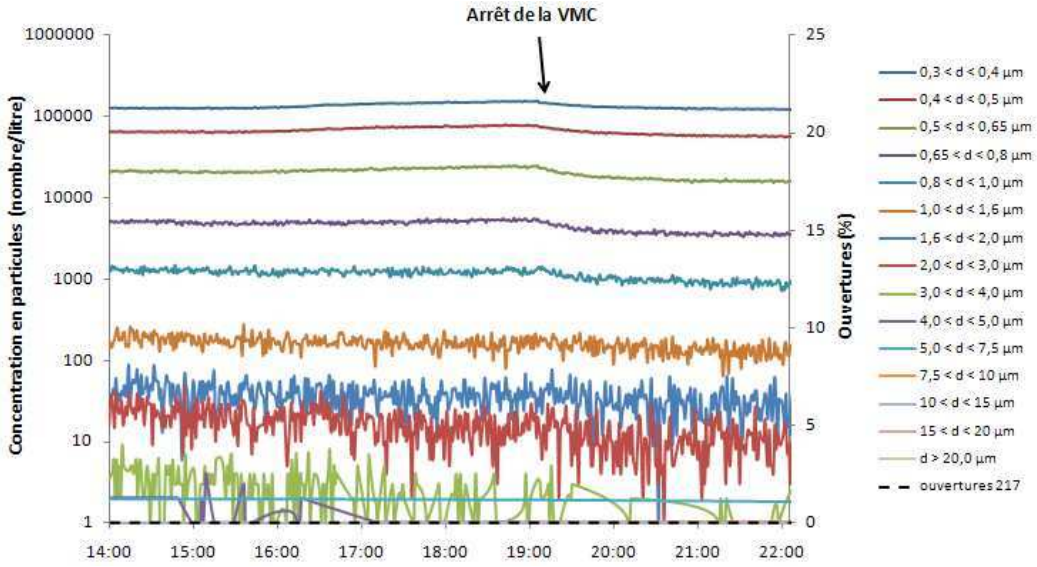
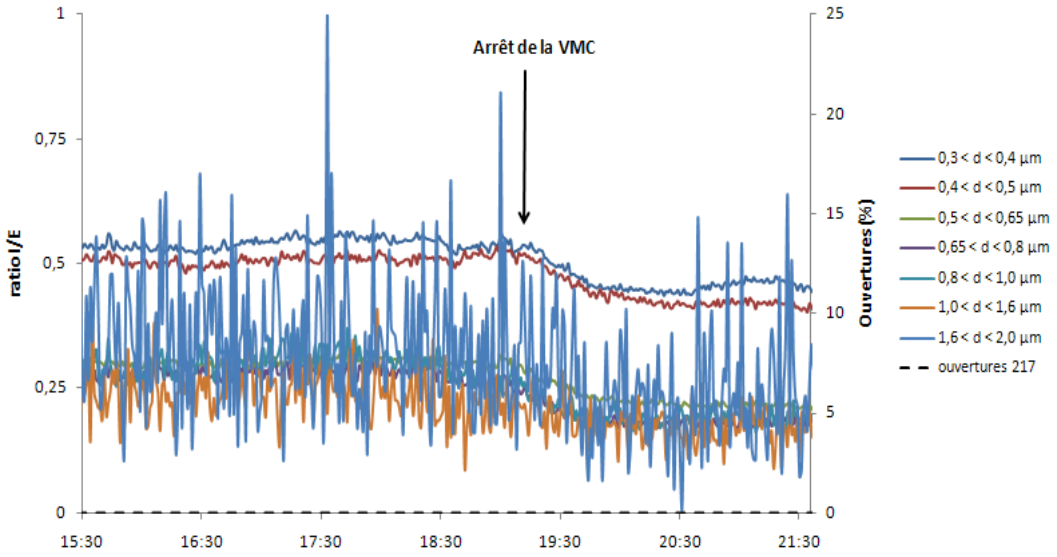


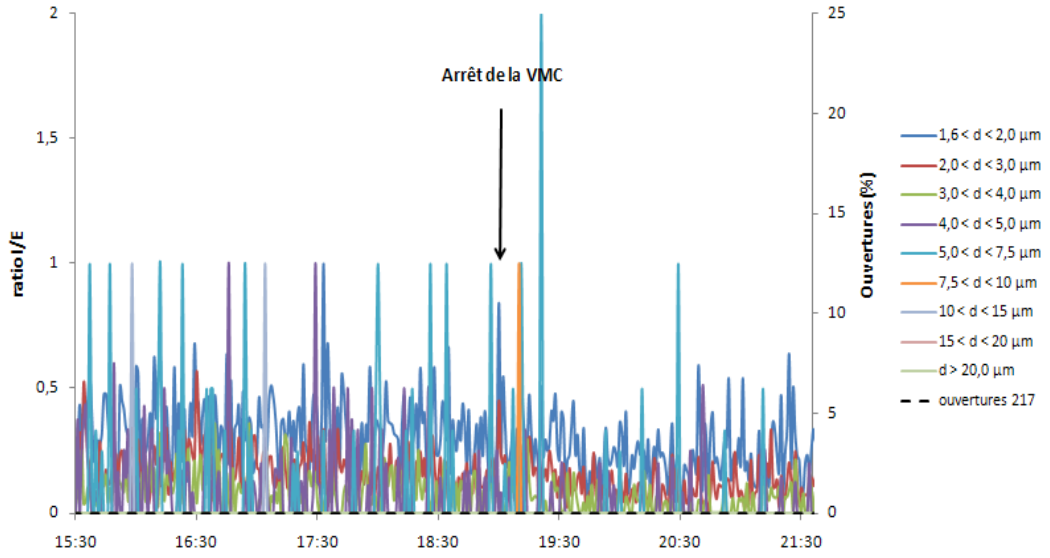
Figure II.35 : Concentrations en nombre de particules par litre d'air, sur les 15 canaux de mesure, dans la salle ventilée mécaniquement

Avec VMC, les ratios I/E sont faibles et généralement inférieurs à un (Figure II.36.b). Pour les particules submicroniques, les ratios sont tous inférieurs à 0,3 dans l'exemple, sauf pour les très fines particules (d < 0,5 µm) pour lesquelles il est supérieur à 0,5. Les filtres de la CTA semblent efficaces pour les particules de diamètre supérieur à 0,5 µm.

Au-delà de 1µm de diamètre, les ratios moyens semblent légèrement plus faibles en valeurs moyenne, oscillant autour de 0,25 mais ils sont très irréguliers et peuvent dépasser légèrement l'unité, notamment pour les diamètres compris entre 4 et 7,5µm. Nous soupçonnons des relargages réguliers de particules depuis les gaines de ventilations ou les filtres. A moins que ce ne soit lié au nombre de particules internes et externes plus faible causant une variabilité plus grandes du ratio ou alors à la sensibilité du capteur, moins bonne pour ces tailles de particules.



(a)



(b)

Figure II.36 : Ratio I/E des concentrations en particules (en nombre/litre) sur les 15 canaux de mesure, dans la salle ventilée mécaniquement: a) pour les fines particules (en haut) et b) pour les grosses particules (en bas)

✓ Concentrations en nombre lors de l'ouverture des fenêtres

Dans le même temps, l'impact de l'utilisation des ouvrants (fenêtres et porte) sur toutes les tailles de particules a été étudié dans l'autre salle de classe, ventilé naturellement uniquement (Figure II.37). On observe une augmentation instantanée des concentrations intérieures en particules submicroniques (d < 1µm) et grosses particules (3µm < d < 7,5µm), dès lors que la fenêtre s'ouvre. Le nombre de cette dernière catégorie de particule est beaucoup plus présente (plus de 5 fois) qu'en cas de ventilation mécanique, mais il ne dépend pas du type d'ouverture (et donc du TRA), contrairement au nombre de fines particules présentent dans l'air intérieur. On constate également qu'elles se déposent plus vite (par sédimentation essentiellement) que les fines particules, ce qui est tout à fait logique.

Les particules intermédiaires, microniques (1µm < d < 3 µm) et les très grosses particules (d > 7,5µm) semblent peu ou pas affectées par l'ouverture des fenêtres, ces dernières étant même inexistantes ou indétectables par le Grimm. Cela expliquerait pourquoi les ratios I/E sont si proches entre les PM1 et les PM2.5.

Nous affinons nos précédentes observations à partir des ratios I/E exprimés pour toutes les tailles de particules (Figure II.38.a et Figure II.38.b).

Pour les particules submicroniques, les ratios I/E augmentent d'autant plus que la taille des particules diminue : il est compris entre 0,5 et 1 pour 0,3µm< d < 0,4µm et entre 0,2 et 0,5 pour 0,8µm < d < 1 µm. Ces ratios restent globalement inférieurs à 1, ce qui signifie que les sources de pollution en fines particules sont essentiellement externes.

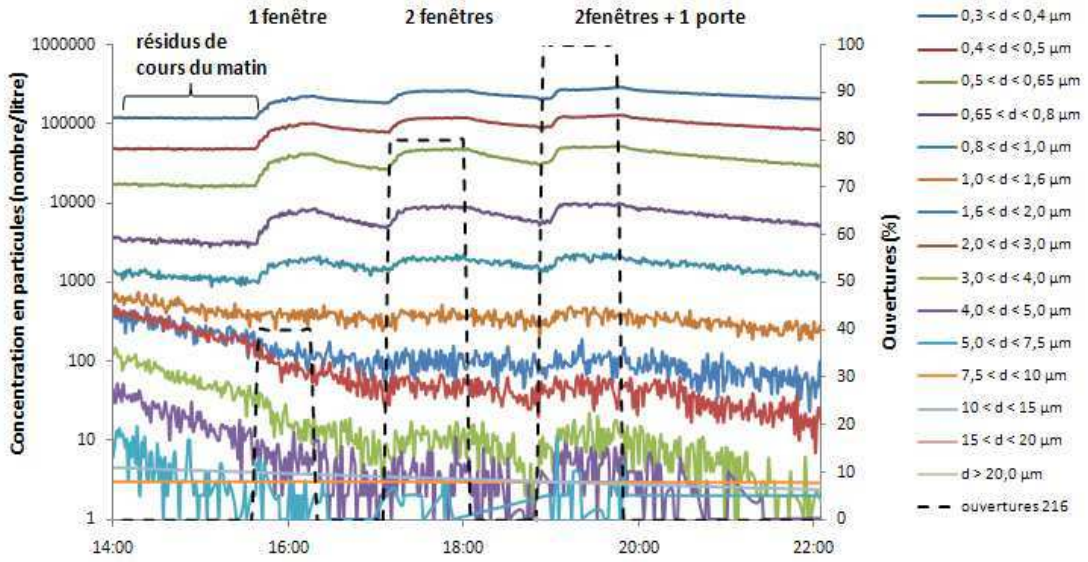
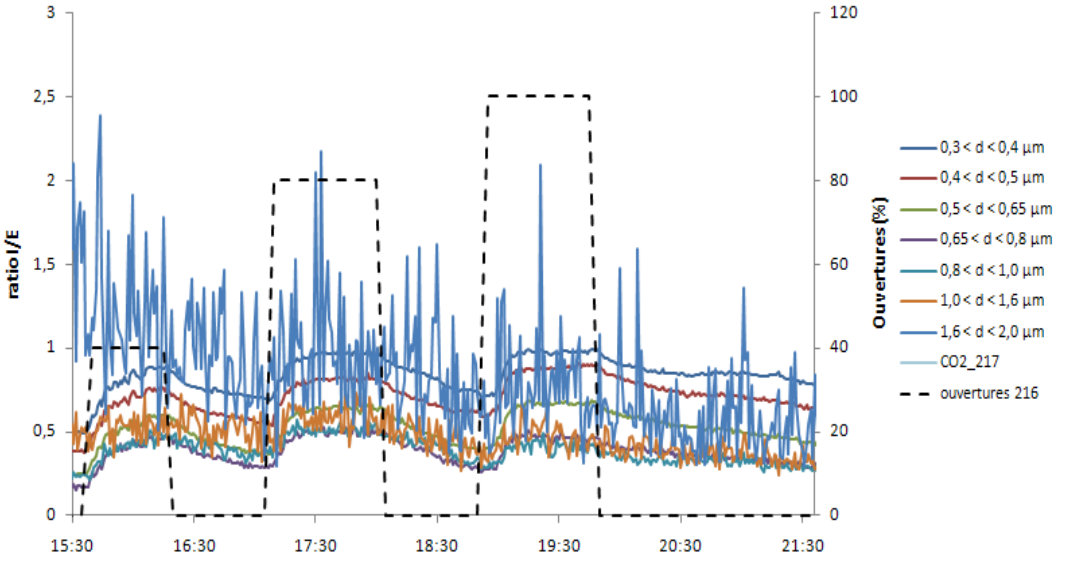


Figure II.37 : Concentrations en nombre de particules par litre d'air, sur les 15 canaux de mesure, pour différents cas d'ouverture.

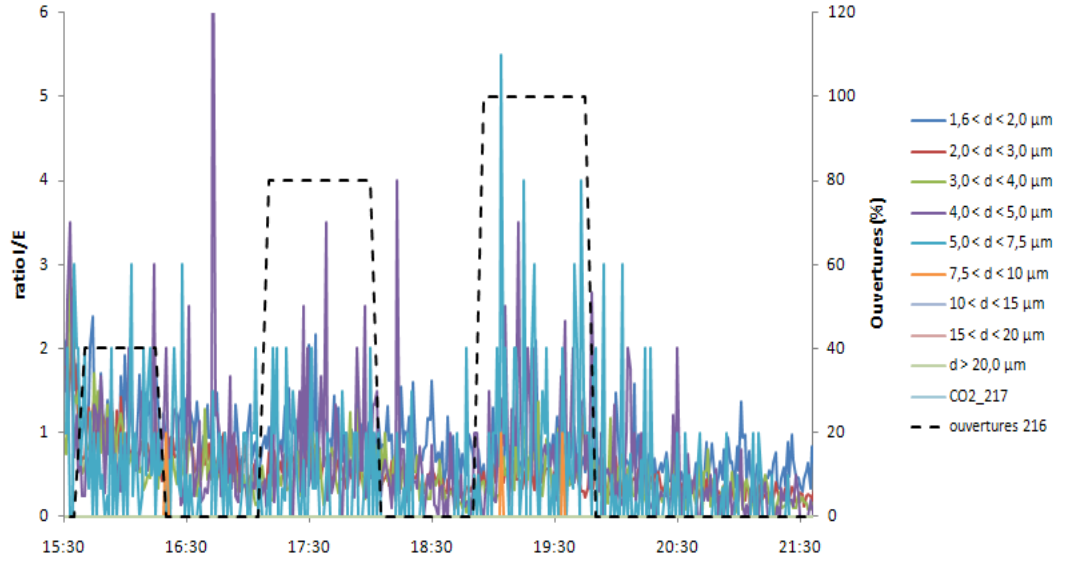
De plus, les ratios augmentent lorsque le TRA augmente, chose qu'ont constatée Blondeau et al. [Blondeau et al, 2002] à partir d'un modèle stochastique montrant que les concentrations intérieures en très fines particules (diamètre d < 0,5 µm) augmentaient lorsque les concentrations extérieures et le TRA augmentaient. Guo et al. [Guo et al, 2007] a également montré que plus le TRA est important, plus les ratios I/E des concentrations en nombre en fines particules (pour d compris entre 0,014 et 0,8 µm) augmentent, allant jusqu'à 0,621 lorsque la ventilation se fait par ouverture des fenêtres. Par ailleurs, il trouve des ratios de l'ordre de 0,5 pour des renouvellements d'air plus faibles, assurés par conditionneur d'air et ventilation mécanique, ce qui est également proche de nos résultats.

Au-delà de 1µm de diamètre (Figure II.38.b), les ratios I/E dépassent très régulièrement l'unité ce qui n'est pas forcément le cas de leurs valeurs moyennes. Ces forts ratios, notamment pour les particules de diamètre compris entre 4 et 7,5µm (les plus affectées par l'ouverture des fenêtres) s'expliquent par des TRA très élevés et l'absence de filtre. Cependant, contrairement aux fines particules, les ratios ne dépendent pas du type d'ouverture et donc du TRA. Les sources de pollution intérieure en grosses particules sont donc en partie interne, avec probablement des phénomènes de remise en suspension des plus grosses particules préalablement déposées sur les surfaces intérieures, sous l'action des flux d'air. Cependant, dans notre étude les vitesses d'air mesurées nous paraissent trop faibles puisque d'après [Alloul-Marmor, 2002], il faut des vitesses d'écoulement d'environ 10 m/s pour que des particules de 5µm soient réentraînées.

La très forte variabilité des ratios, encore plus forte qu'avec VMC est probablement due au faible nombre de grosses particules internes et externes et ne permet pas d'élucider l'origine exacte des particules. Une analyse chimique des particules aurait été nécessaire mais cette technique expérimentale n'était pas à notre disposition



(a)



(b)

Figure II.38 : Ratio I/E des concentrations en particules (en nombre/litre) sur les 15 canaux de mesure, pour différents cas d'ouverture : a) pour les fines particules (en haut) et b) pour les grosses particules (en bas)

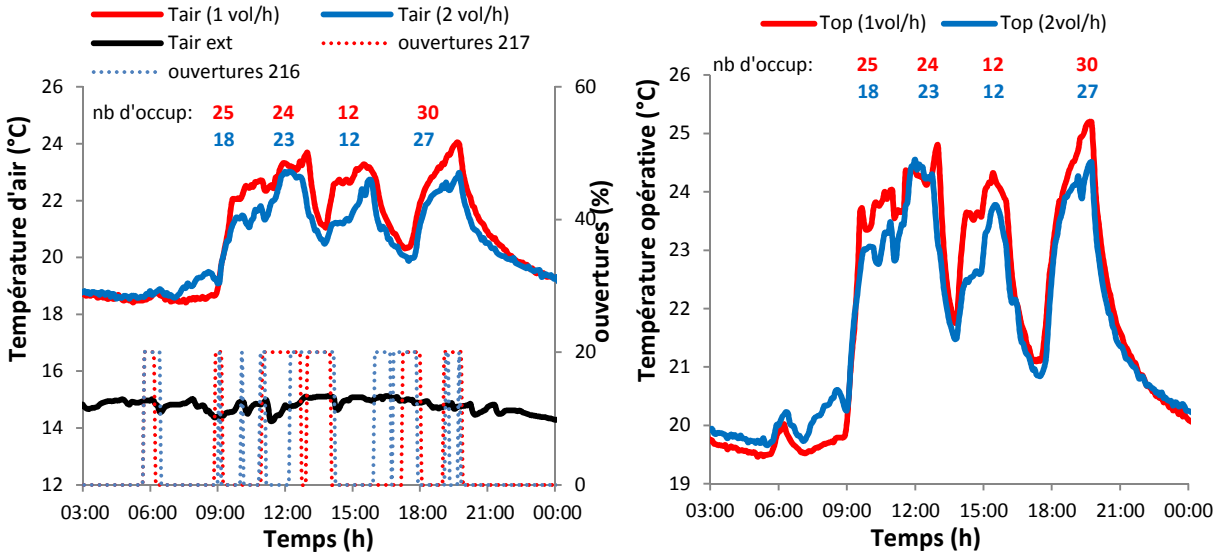
II.4.2 Impact des occupants sur la QEI selon le taux de renouvellement d'air

Après avoir évalué les variations temporelles des paramètres intérieurs selon les conditions environnementales extérieures et le renouvellement d'air, nous étudions désormais l'impact de l'occupation à 1 et 2 vol/h sur ces paramètres mesurés. Pour ce faire, nous avons sélectionné une journée de cours durant laquelle le nombre d'occupants était identique dans les deux salles, sur les mêmes plages horaires (Figure II.39.a). Les conditions climatiques étant restées très stables sur cette journée avec une température extérieure comprise entre 11,5 et 12,7 °C et un ciel couvert, l'analyse de l'impact des occupants s'en trouve simplifiée. Cependant, il faut tenir compte des ouvertures de portes qui influent quelque peu sur le TRA et donc la forme des courbes.

a. Température et humidité relative

On distingue très clairement sur la Figure II.39.a, l'augmentation de 2°C à 4°C de la température d'air pendant les plages de cours, conséquence de l'énergie métabolique des occupants dissipée sous forme de chaleur. Cette augmentation sous forme de charge/décharge, est d'autant plus forte que le nombre d'occupant augmente et le TRA diminue (T_{ext} étant inférieur à T_{int}). Ainsi, une légère surchauffe, de 0,5°C à 1,5°C apparaît dans la salle ventilée à 1 vol/h. La légère hausse de température dans les deux salles vers 6h correspond au passage de l'équipe d'entretien des salles. Les mêmes observations sont faites pour les niveaux de température opérative (Figure II.39.b).

Dans ce contexte de mi-saison, il n'y a pas de réel intérêt au niveau thermique à ventiler à 2 vol/h plutôt qu'à 1 vol/h du point de vue thermique, puisque les températures opératives s'échelonnent entre 20°C et 25°C. Les mesures sur de longues périodes estivales et hivernales nous permettrons de nuancer cette observation.



(a) (b)

Figure II.39 : Evolution de a) la température d'air (à gauche), et b) la température opérative (à droite) mesurés sur une journée, dans les salles occupées sous 1 et 2 vol/h

En exprimant l'augmentation de température d'air sur une heure de cours, relevées durant différentes périodes de l'année (chaudes et froides), en fonction du TRA par personne (Figure II.40), on observe qu'en deçà de 15 l/s/p, des surchauffes importantes (supérieure à 2°C) peuvent apparaître. Cela montre les limites de la VMC en cas de forte occupation. Cependant, la variance des résultats est importante et cette analyse reste discutable.

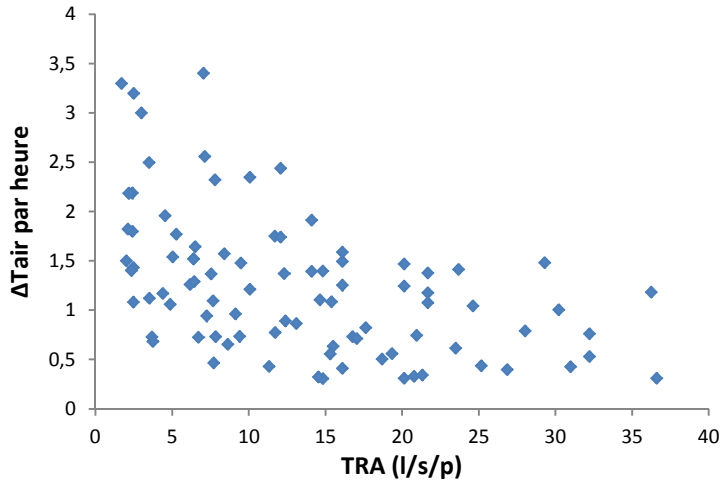
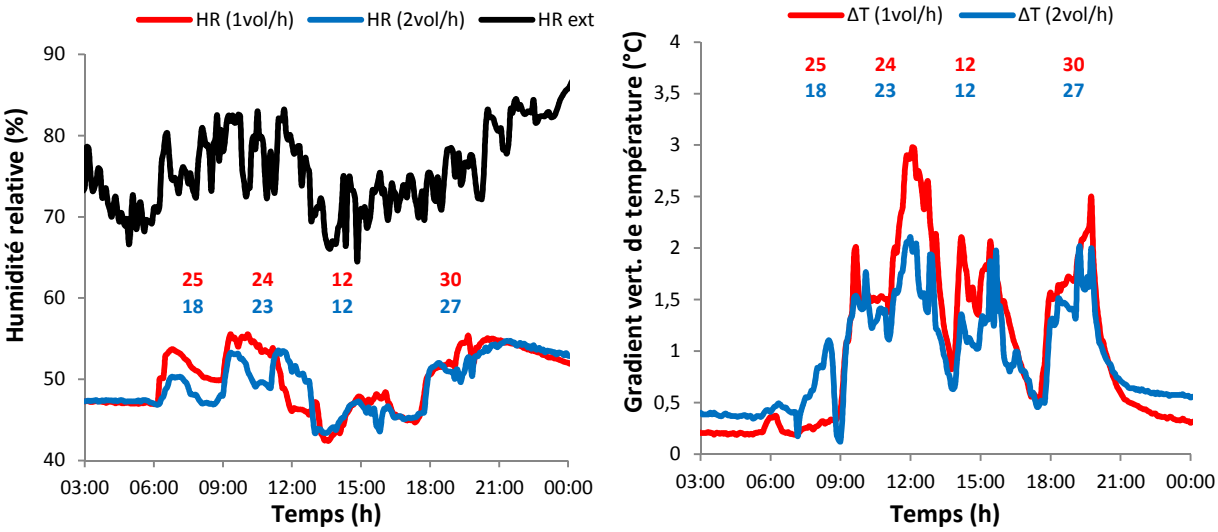


Figure II.40 : Différence de température d'air entre le début de cours et la première heure de cours en fonction du taux de renouvellement d'air exprimé en fonction du nombre d'occupants

Les courbes d'humidité relative ne sont pas uniquement régies par la température de l'air intérieur, comme cela semble être le cas sans occupant (Figure II.30). Elles dépendent également de la vapeur d'eau émise par les occupants aux cours des processus de respiration et d'évaporation (Figure II.41.a). Cette vapeur émise dépend de l'activité (500g/kWh) et s'échelonne de 40 à 60 g d'eau par heure pour un adulte [CA Roulet, 2008]. En effet, pendant les heures de cours, alors que la température augmente, les niveaux d'humidité relative augmentent proportionnellement au nombre d'occupants, à savoir respectivement +3%, +5% et +7% pour 12, 23 et 27 occupants. C'est dans la salle la plus chaude qui est aussi la moins ventilée (1 vol/h), que les taux d'humidité relative sont les plus importants (+2% en moyenne). Les différences entre 1 et 2 vol/h restent toutefois minimes pour réellement préconiser la solution la plus consommatrice d'énergie (2 vol/h). A noter que lors du passage de l'équipe d'entretien qui utilise de l'eau pour nettoyer les sols, les taux de HR augmentent entre 2% et 4%, respectivement sous 2 et 1 vol/h.

Le gradient vertical de température d'air entre la tête et les pieds est lui aussi affecté par le nombre d'occupants et le TRA (Figure II.41.b). Dans la salle ventilée à 1 vol/h, ce gradient est au maximum 1°C supérieur à celui mesuré sous 2 vol/h, et augmente plus ou moins proportionnellement au nombre d'occupants : jusqu'à 3°C pour 25 occupants, soit moins de 6% de personnes insatisfaites par cet inconfort local prévu par la norme [EN ISO 7730, 2007]. Sous 2 vol/h, le ΔT ne dépend pas du nombre d'occupant et atteint 2°C en fin de cours. Ces faibles gradients verticaux rencontrés dans les deux cas n'incitent donc pas à préconiser une surventilation de la salle.



(a) (b)

Figure II.41 : Evolution de a) l'humidité relative (à gauche), et b) du gradient vertical de température (à droite) mesurés sur une journée, dans les salles occupées sous 1 et 2 vol/h

b. Concentrations en CO_2

Les occupants sont des sources de chaleur mais aussi de polluants gazeux dont le meilleur traceur est la concentration en CO_2. On retrouve, comme pour la température d'air, la forme caractéristique de charge/décharge du polluant émis de façon constante, avec un renouvellement d'air et des concentrations extérieures en CO_2 constantes (Figure II.42).

Pour éviter d'atteindre les 1000 ppm de CO_2 recommandées par l'OMS, on constate qu'un renouvellement d'air d'1 vol/h est largement suffisant pour une dizaine d'occupants, et 2 vol/h pour une vingtaine d'occupants, soit ramené à la surface de nos salle, un débit de 15 m^3/h/personne. C'est le débit recommandé dans les salles de classe françaises par le [RSDT, 1978]. On constate également la diminution et l'augmentation considérable du taux de CO_2 en cas respectivement de porte ouverte ou d'arrêt de VMC (ventilation par infiltration).

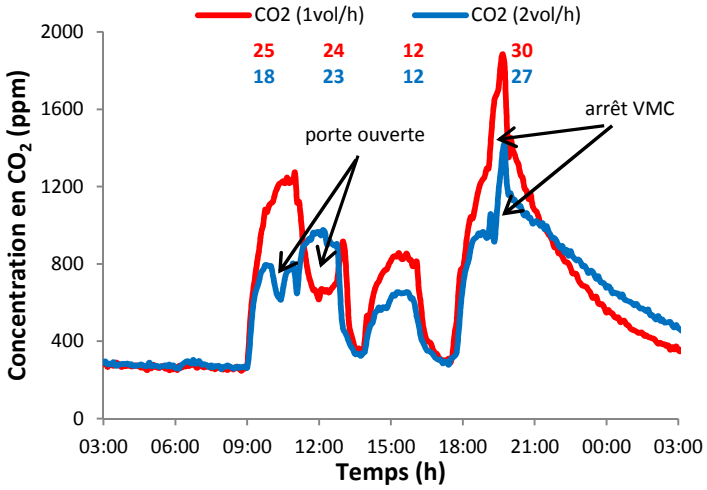


Figure II.42 : Evolution des concentrations en CO_2 mesurées sur une journée, dans les salles occupées sous 1 et 2 vol/h

La Figure II.43 illustre bien l'influence du nombre d'occupant et du TRA sur les concentrations en CO_2. Des régressions linéaires permettent de représenter la forte corrélation entre les concentrations et le nombre d'individu ($0,83 < R^2 < 0,93$) pour trois plages de renouvellement d'air : moyen ($0,9 < TRA < 1,3$), fort ($3,5 < TRA < 4,5$) et très fort ($12 < TRA < 14$). Compte tenu de la capacité maximale de 30 élèves de nos salles, un TRA de 3,5 vol/h (soit 525 m^3/h), pallierait aux problèmes liés à la pollution gazeuse. Mais ce débit très élevé est impossible à atteindre par notre CTA et outre des surconsommations énergétiques, il engendrerait des problèmes de confort hygrothermique les jours trop chaud ou trop frais.

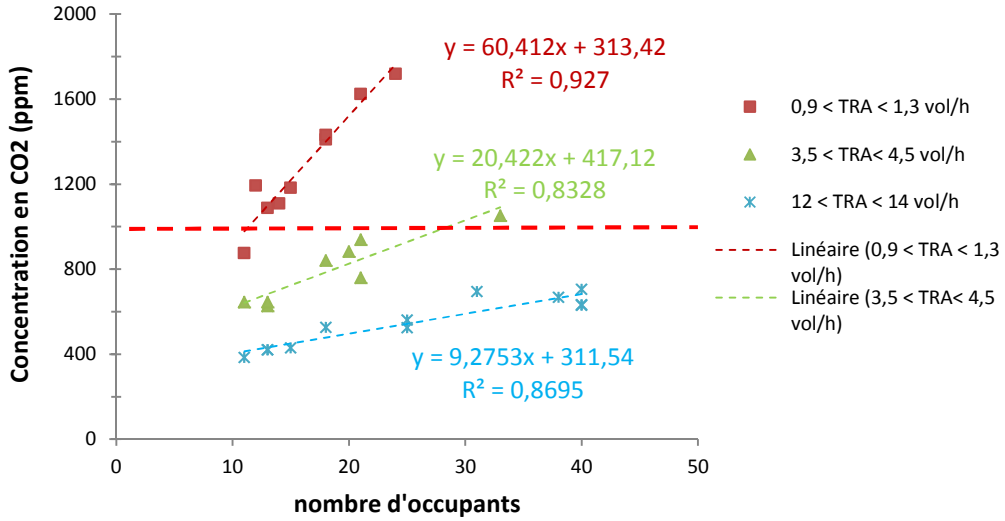


Figure II.43 : Evolution des concentrations en CO_2 en fonction du nombre d'occupants selon plusieurs plages de TRA. Echantillon de données pris sur 25 cours.

D'après la Figure II.44, il faudrait appliquer un renouvellement d'air de 6,5 l/s/p pour ne pas dépasser les 1000 ppm réglementaire, ce qui est conforme aux exigences nationales et normatives : 8 l/s/p dans les écoles du Royaume-Uni [Building Bulletin 101, 2006] et 5 l/p/s dans les lycées français [RSDT, 1978]. En réalisant ce type de graphique, [Santamouris et al, 2008] préconise un renouvellement d'air de 6 l/p/s pour des écoles ventilées naturellement.

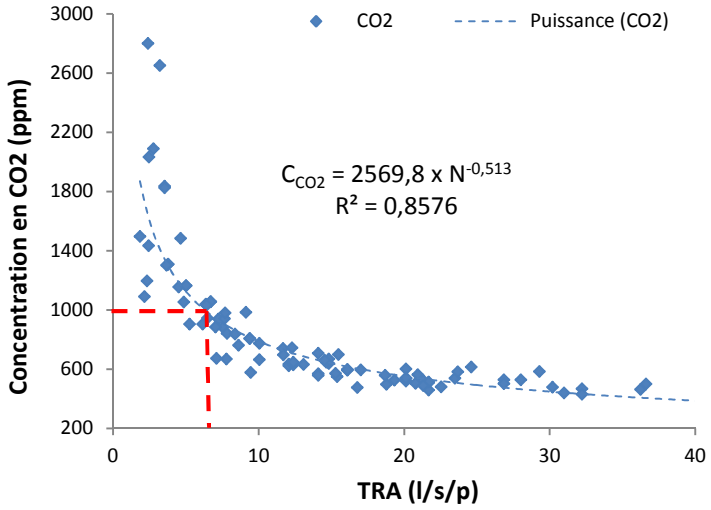


Figure II.44 : Evolution des concentrations en CO_2 en fonction du TRA exprimé selon le nombre de personne

c. Concentrations en particules

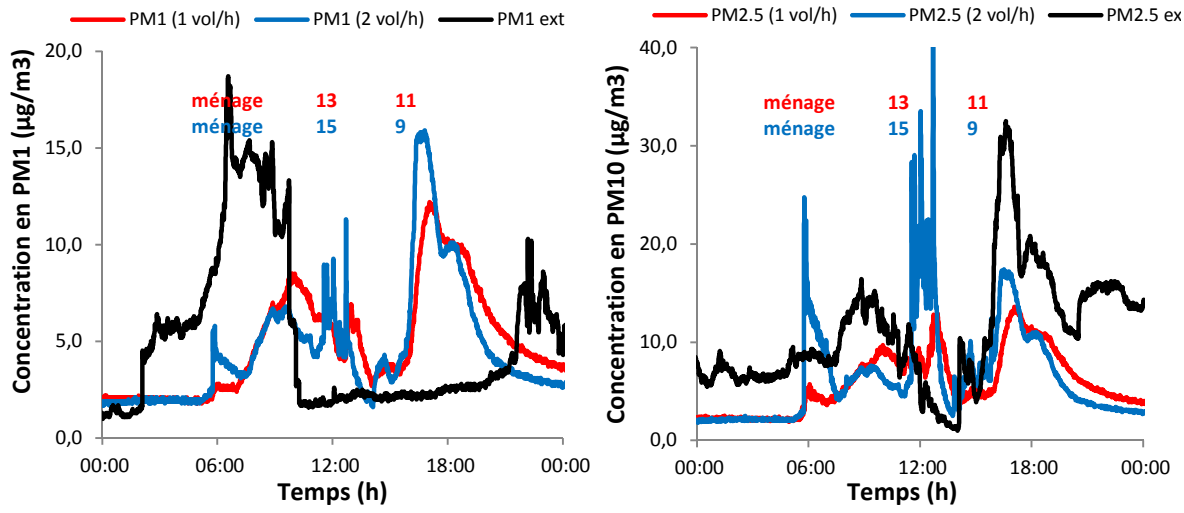
Nous faisons à nouveau la distinction entre concentrations massiques, utilisées pour évaluer la QAI à partir des valeurs guides en PM10 et PM2.5 notamment, et les concentrations en nombre par litre d'air qui nous permette de mettre en exergue certains phénomènes de transfert.

✓ Concentrations massiques à 1 vol/h et 2 vol/h

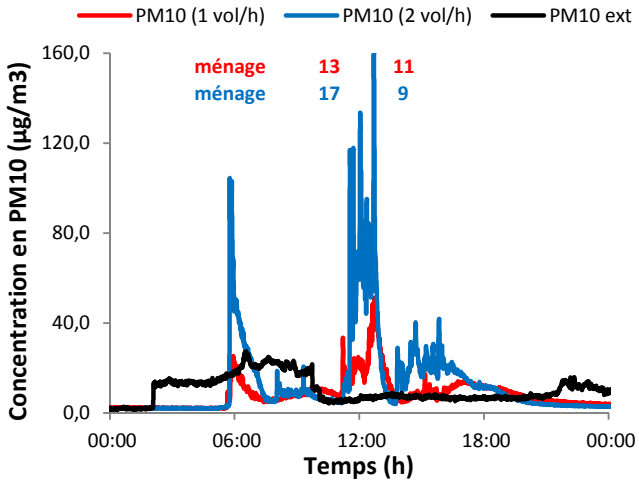
La Figure II.45 regroupe les concentrations en PM1, PM2.5 et PM10 mesurées dans les salles ventilées à 1 et 2 vol/h, dans des configurations d'occupation similaires (différents des cas précédents). En période de cours, les concentrations massiques intérieures augmentent très fortement et les ratios I/E deviennent très nettement supérieurs à 1, notamment pour les plus grosses particules (PM10). Les sources de pollution sont donc majoritairement internes en cas d'occupation. En effet, les pics de concentrations particulaires apparaissent principalement en début et fin de cours, lorsque les occupants déplacent le mobilier (chaise) et piétinent le revêtement des salles, ce qui a pour conséquence de remettre en suspension les le plus grosses particules avant qu'elles ne se déposent à nouveau [El Hijri et al., 2009]. Les individus transportent également sur leurs vêtements notamment des particules extérieures à l'environnement de la salle. Nous constatons également des émissions de particules durant le cours, qui ont pour origine l'utilisation de craie et le mouvement permanent des occupants.

Les valeurs seuils recommandées par l'OMS sur 24h (25 µg/m^3 pour les PM2.5 et 50 µg/m^3 pour les PM10) sont ainsi régulièrement dépassées pendant les cours, mais les valeurs moyennes sur les heures de cours sont toujours respectées. Les pics de pollution particulaire sont plus importants (jusqu'à 210 µg/m^3 relevés pour les PM10) mais aussi plus brefs et davantage proportionnels au nombre d'occupants pour les PM10 et PM2.5 que pour les PM1. Cela s'explique par le fait que le déplacement et le dépôt des fines particules sont régis par la diffusion brownienne [Bejat, 2007] alors que les grosses particules sont réémises par arrachement et déposées par effet gravitaire [Abadie, 2000].

Le type d'activité est également important, en témoigne l'impact de l'intervention de l'agent d'entretien le matin, par rapport à un groupe d'étudiant. A ce sujet, [Heudorf et al., 2007] constate un impact positif du nettoyage dans les salles de classe sur les PM10 (diminution des concentrations intérieures de 79 à 64 µg/m^3), chose que nous n'arrivons pas à visualiser sur nos courbes.



(a) (b)



(c)

Figure II.45 : Evolution des concentrations (µg/m^3) en particules a) PM1, b) PM2.5 et c) PM10 (en bas) pour des cas d'occupation similaires

L'auteur constate également la difficile interprétation du rôle de la ventilation (mécanique et naturelle par ouverture des fenêtres) sur l'extraction de ces grosses particules dans les salles de classe. Cependant, nous constatons une influence non négligeable du TRA appliqué sur les concentrations intérieures, contrairement à ce que nous avons observé sans occupant. La salle ventilée à 2 vol/h semble évacuer plus rapidement les masses polluantes, puisque la décroissance des concentrations est plus forte.

Ces concentrations massiques élevées et cette forte dispersion des mesures ont été évoquées dans d'autres campagnes de mesures menées en milieu scolaire en France [Annesi-Maesano, 2005] et ailleurs en Europe [Fromme et al., 2008]. D'après Blondeau et al. [Blondeau et al, 2002] toutes les tailles de particules sont influencées par l'occupation, mais en particulier celles comprises entre 7,5 et 15 µm et il existe une corrélation positive entre les concentrations en particules de taille 2-3 µm (en nombre par litre) et la concentration en CO_2. Nous étudierons après ce dernier point à partir des concentrations en nombre.

Les boxplots réalisés sur un mois de mesures (Figure II.46) confirment que l'occupation des salles implique une augmentation des ratios I/E, surtout des PM10. Les ratios médians des PM1 et PM2.5 étant très proches, même si le ratio moyen reste supérieur pour les PM2.5. De plus, cette augmentation est effectivement plus modérée à 2 vol/h ($r_{i/e}$ compris entre 0,56 et 1,18) qu'à 1 vol/h ($r_{i/e}$ compris entre 0,84 et 1,36). L'impact des occupants sur les concentrations intérieures est donc plus fort que l'ouverture des fenêtres pour les PM10 mais pas forcément pour les plus petites particules de l'air.

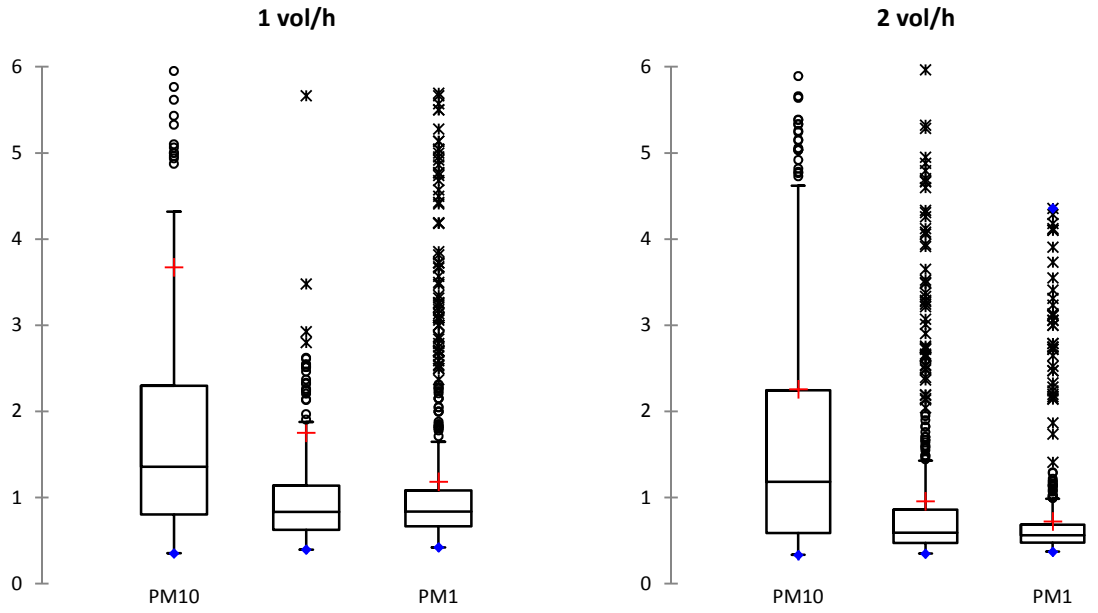


Figure II.46 : Boxplot des rapports I/E des concentrations particulaires selon leur granulométrie dans le cas a) 1 vol/h et b) 2 vol/h.

✓ Concentrations massiques lors de l'ouverture de fenêtres

En cas de ventilation par simple infiltration de l'air, les ratios I/E observées sur plusieurs dizaines d'heures de cours augmentent fortement, surtout pour les PM10 (Figure II.47), comme nous l'avons constaté pour les configurations avec VMC. Les ratios médians sont toutefois plus importants qu'avec une ventilation mécanique, à savoir 0,94 pour les PM1, 1,11 pour les PM2.5 et 2,64 pour les PM10. Le comportement des PM2.5 et PM1 est une nouvelle fois similaire alors que les concentrations intérieures de PM10 ont été jusqu'à cinquante fois supérieur à celles mesurées à l'extérieure.

En cas de fenêtre ouverte, les ratios médians sont encore plus élevés que ceux observées avec les deux autres modes de ventilation (VMC et ventilation naturelle par infiltration), notamment pour les PM10 : les ratios I/E sont respectivement de 1,09 pour les PM1, 1,45 pour les PM2.5, 3,26 pour les PM10. Cela vient de la combinaison des effets des occupants et d'un fort TRA, ce qui explique également une différence entre les ratios des PM1 et PM2.5 puisque les flux d'air importants augmentent les concentrations intérieures des particules de diamètre supérieur à 1µm (cf. section sans occupant).

Le rôle du TRA est donc tout aussi important que celui des occupants sur la pollution particulaire à l'intérieure des salles de classe.

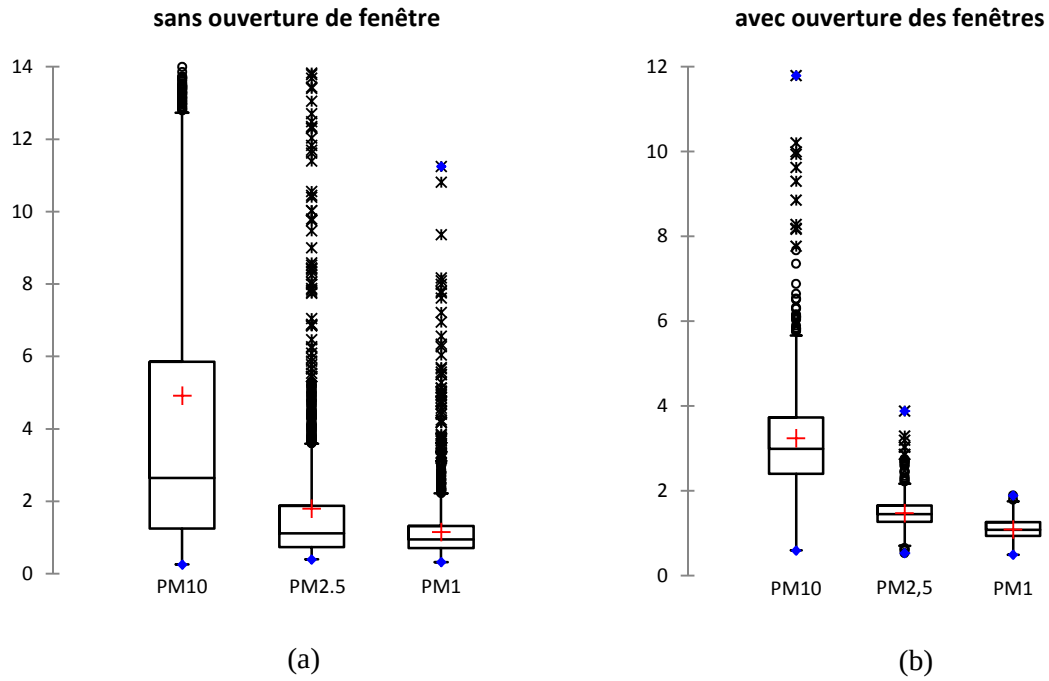
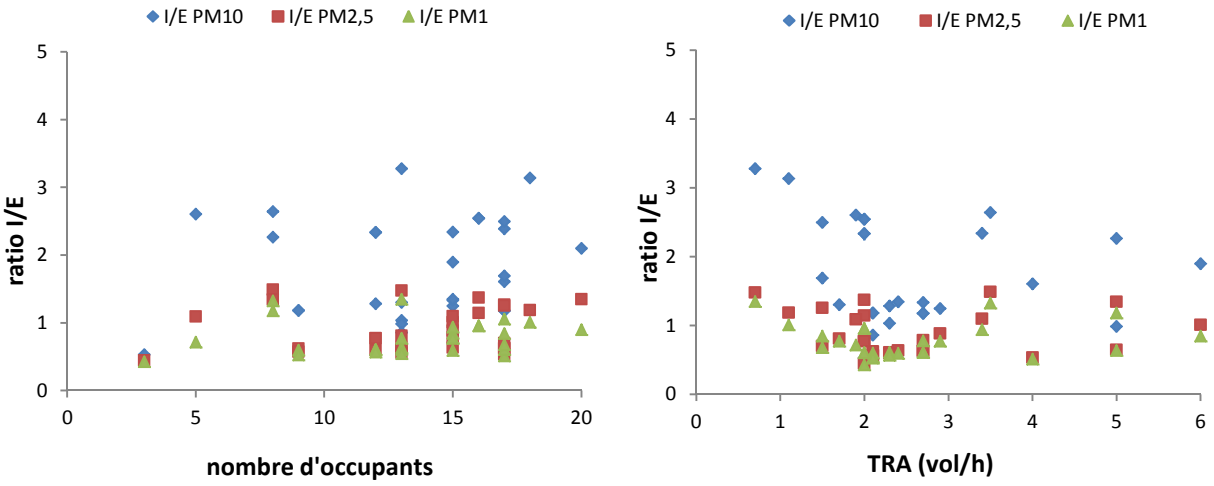


Figure II.47 : Boxplot des ratios I/E des concentrations particulaires en période de cours, selon leur granulométrie dans le cas : a) « fenêtres fermées » et b) « fenêtres ouvertes »

La Figure II.48 détaille l'impact des paramètres responsables des fortes concentrations particulaires intérieures (nombre d'occupant, TRA) de manière quantitative. Le but est de repérer d'éventuelles valeurs particulières ou seuil de ces paramètres pour lesquelles les ratios I/E évolueraient brutalement. Cependant, le nombre d'observations (valeurs moyennes par cours) est relativement limité, puisque nous avons fixé dans un cas le TRA (Figure II.49.a) en l'occurrence à 2 vol/h et dans un autre cas le nombre d'occupants (Figure II.49.b), en l'occurrence entre 12 et 16 personnes.

La Figure II.48.a confirme que les ratios I/E des concentrations particulaires massiques pendant les cours ne sont pas réellement proportionnels au nombre d'occupant, notamment au-delà de 8-9 personnes, quelque soit la taille des particules. Même si les ratios les plus élevés sont obtenus avec le nombre d'occupants le plus élevé. [Branis et al, 2005] a montré une corrélation assez forte (r = 0,68, P < 0,0009) entre le nombre d'occupants par heure et par jour de travail et les ratios I/E des grosses particules (PM2.5 et PM10).

Sur la Figure II.48.b il est difficile de juger sur quelques points seulement à quel TRA il convient le mieux de ventiler la salle pour évacuer la pollution particulaire sans pour autant créer des phénomènes de réentrainement. Une tendance semble toutefois indiquer qu'entre 2 et 3 vol/h les ratios sont les plus faibles. En dessous et au dessus de ces valeurs les ratios augmentent. [Heudorf et al., 2007] constate également la difficile interprétation du rôle de la ventilation (mécanique et naturelle par ouverture des fenêtres) sur l'extraction de ces grosses particules dans les salles de classe. Il montre également l'impact positif du nettoyage sur les PM10 (diminution des concentrations de 79 à 64 µg/m^3).



(a) (b)

Figure II.48 : Ratio I/E moyens des concentrations en fonction a) du nombre d'occupants, b) du taux de renouvellement d'air (l/p/s) en prenant les valeurs moyennes par cours

La Figure II.49 représente les ratios I/E en fonction des concentrations en CO_2, qui dépendent à la fois du nombre d'occupant et du TRA. Au-delà de 700 ppm, les concentrations en PM1 et PM2.5 augmentent faiblement avec les concentrations en CO_2 et celles des PM10 de façon exponentielle, confirmant qu'en cas de faible TRA et/ou nombre d'occupants important, la pollution particulaire augmente. En deçà de 700 ppm de CO_2, les ratios sont soudainement plus importants, ce qui va une nouvelle fois dans le sens de phénomènes de réentrainement.

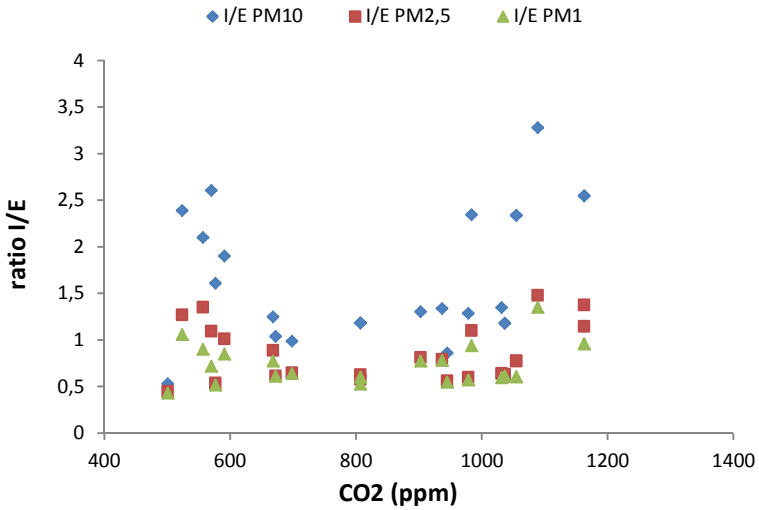


Figure II.49 : Ratio I/E moyens des concentrations en fonction des concentrations en CO_2 en prenant les valeurs moyennes par cours

✓ Concentrations en nombre

Pour conclure sur l'impact de l'occupation sur la pollution particulaire, nous représentons les concentrations intérieures en nombre par litre d'air (Figure II.50) et les ratios I/E associés (Figure II.51), pour une matinée de cours en cas de ventilation par infiltrations.

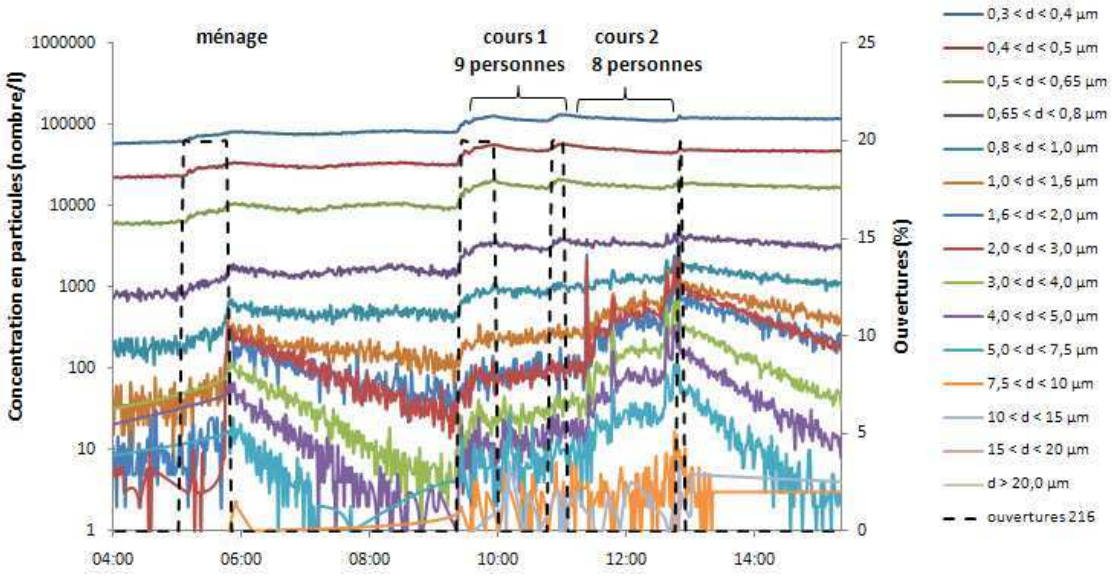
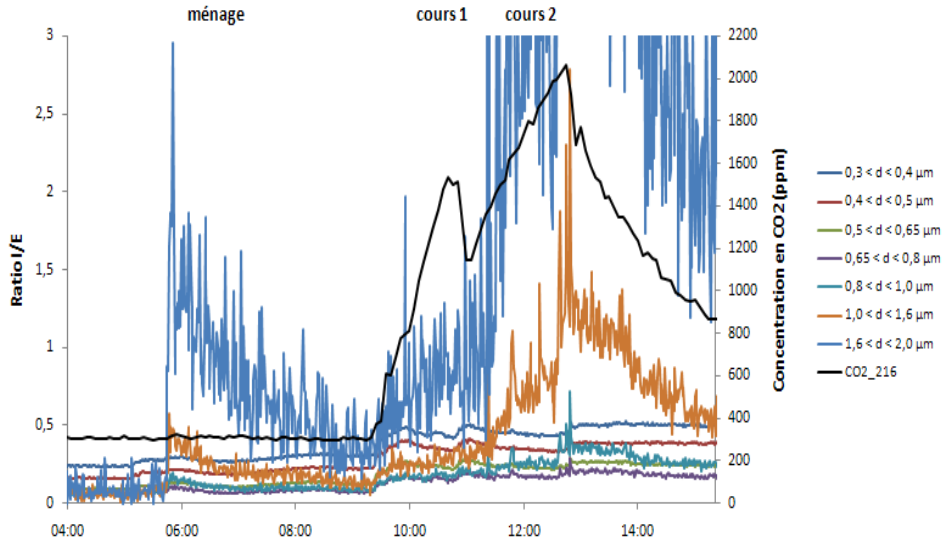


Figure II.50 : Concentrations en particules (en nombre/litre) sur les 15 canaux de mesure, pour différents cas d'occupation, dans une salle non ventilée (mécaniquement ou naturellement)

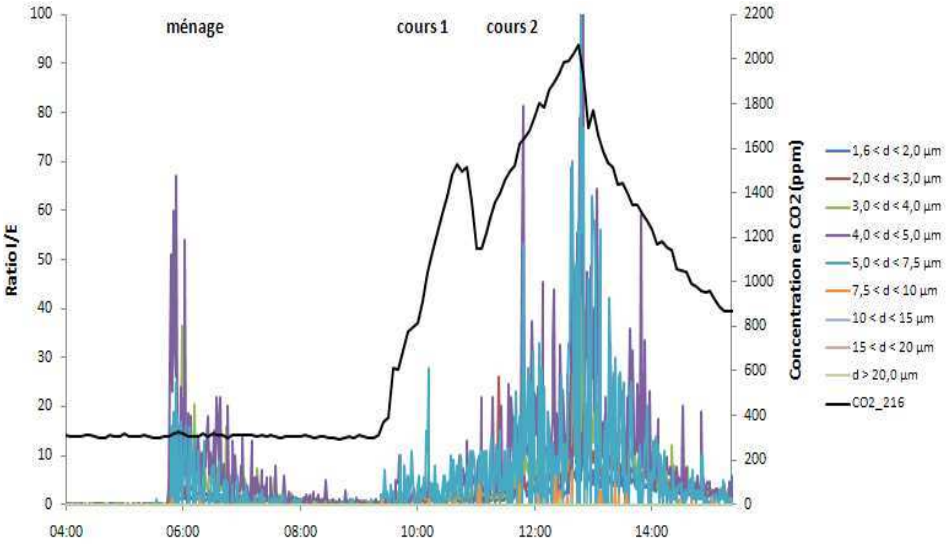
Comme nous l'avons évoqué plus haut, toutes les tailles de particules sont concernées par l'augmentation brutale des concentrations pendant les cours (remise en suspension), mais plus particulièrement les grosses particules (d > 1µm) dont la concentration fait plus que décupler. L'opération de ménage ne semble pas faire diminuer les concentrations, bien au contraire, son impact est équivalent à celui des cours. Les concentrations mesurées sont du même ordre que celles mesurées dans les autres écoles rochelaises [Blondeau et al, 2002].

Pour les particules submicroniques, les ratios I/E sont compris entre 0,2 et 0,5 et sont d'autant plus important que les particules sont fines (Figure II.51.a). En cas d'occupation, les concentrations intérieures des fines particules continuent donc de dépendre majoritairement des concentrations extérieures et du TRA.

Pour les grosses particules (d > 1 µm), les ratios sont généralement supérieurs à l'unité (Figure II.51.b), en particulier celles dont le diamètre est compris entre 3 et 7,5 µm, avec des ratios I/E pouvant atteindre 100. Ceci explique pourquoi les ratios des PM1 et PM2.5 sont proches, notamment lorsque le TRA est faible. De plus, pour cette configuration à faible renouvellement d'air, il apparaît une relation forte entre les concentrations en CO_2 et les concentrations en nombre des grosses particules, sans pour autant obtenir des coefficients de corrélation importants sur de longues périodes de mesures.



(a)



(b)

Figure II.51 : Ratio I/E des concentrations en particules (en nombre/litre) sur les 15 canaux de mesure, dans une non ventilée: a) pour les fines particules (en haut) et b) pour les grosses particules (en bas)

II.5 Conclusion

Ce chapitre montre l'ampleur des moyens expérimentaux mis à contribution dans cette étude, ainsi que des résultats de mesures ponctuelles qui nous ont permis de valider notre protocole expérimental (environnements thermique, aéraulique, acoustique et visuel identiques dans les deux salles) et d'obtenir des caractéristiques de salles utiles aux futures simulations numériques (perméabilité).

Une étude des principaux facteurs influant sur l'environnement intérieur des salles de classe a ensuite été réalisée pour mesurer l'impact de ces sources et proposer quelques préconisations d'usage, dont nous faisons la synthèse ci-dessous :

✓ Impact du climat

L'impact des conditions climatiques concerne essentiellement la température d'air et les concentrations intérieures en particules (PM1 et PM2.5 principalement). En effet, de fortes augmentations de température d'air intérieur peuvent apparaître sur une journée estivale (+3°C) et en période fraiche ou froide, il est déconseillé de trop ventiler sans chauffer l'air soufflé, sous peine de se retrouver à des températures très basses (e.g : 17°C en Mai).

Concernant la pollution particulaire, le niveau des concentrations extérieures et le mode de ventilation joue un rôle important sur les concentrations intérieure.

En cas de ventilation naturelle par les seules infiltrations ou de ventilation mécanique, les ratios I/E sont faibles et d'autant plus faibles que la taille des particules augmentent. Ils sont respectivement de 0,51 et 0,55 pour les PM1 et de 0,36 à 0,40 pour les PM10. La faible perméabilité des façades et le rôle des filtres de la CTA (efficace au-delà de 0,5µm de diamètre) ainsi que les autres phénomènes de dépôts dans les conduits de ventilation, limitent le risque de forte pollution intérieur.

En cas de ventilation naturelle par ouverture des fenêtres, les ratios augmentent fortement et deviennent supérieures à l'unité pour les grosses particules (d>1µm). Ils paraissent d'autant plus élevés que la taille des particules augmente (de 0,92 pour les PM1 à 1,57 pour les PM10). Les sources de pollution sont dans ce cas à la fois externe (les particules submicroniques extérieures) et interne avec de probables phénomènes de réentrainement des grosses particules (compris entre 4 et 7,5µm) à l'intérieur. Une analyse chimique aurait pu confirmer ou infirmer cette dernière hypothèse.

✓ Impact des occupants

L'impact des occupants est également très important du point de vue thermique et QAI. Ainsi, durant les cours, on constate de fortes augmentations de températures d'air et opératives (jusqu'à + 5°C sur un cours d'1h30), du gradient vertical de température (jusqu'à + 3°C), des concentrations en CO_2 (jusqu'à 2000 ppm sous 1 vol/h et davantage en cas de ventilations par seules infiltrations) et des concentrations en grosses particules notamment (jusqu'à 210 µg/m^3 pour les PM10), les diamètres compris entre 3 et 7,5µm étant les plus affectés.

Les valeurs de ces paramètres dépendent du nombre d'occupants et du TRA appliqué. Les comparaisons entre 1 et 2 vol/h ont montré que la solution la moins couteuse en énergie (1 vol/h) pouvait garantir une bonne QEI, sauf en cas de forte occupation (> 25 élèves environ) où un risque accrue de dépassement de seuil de certains polluants apparaît. Cependant, des renouvellements d'air trop importants (par ouverture des fenêtres) accentue la pollution particulaire intérieure, notamment celles dont le diamètre est compris entre 4 et 7,5 µm (PM10).

Ainsi compte tenu des ratios I/E médians relevés (jusqu'à 1,45 pour les PM2.5 et 3,6 pour les PM10 en cas d'ouverture des fenêtres) et des moyennes journalières de concentrations en PM10 et PM2.5 relevées sur La Rochelle[1], les valeurs seuils recommandées par l'OMS peuvent être régulièrement dépassées, notamment pour les PM10. En comparant les stratégies de ventilation mises en place dans

[1] Les mesures effectuées par ATMO Poitou-Charentes en centre-ville de La Rochelle montrent que les moyennes journalières des concentrations en PM10 et PM2.5 pour nos périodes de mesures sont respectivement de 22µg/m^3 et 12µg/m^3. Les valeurs maximales relevées ont été de 83µg/m^3 pour les PM10 et 66µg/m^3 pour les PM2.5

les salles sur plusieurs semaines, nous verrons si ce risque se confirme ou non.

De plus, nous avons constaté qu'un TRA de 6,5 l/s/p était un bon compromis pour ne pas dépasser les 1000 ppm de CO_2 et éviter des surchauffes trop importantes (de plus de 2,5°C par heure de cours). Cependant pour des raisons énergétiques (consommation électrique et pertes par ventilation), de confort (bruit de la ventilation et problème de diffusion de l'air) et de capacité de la CTA (maximum 400 m^3/h), ce TRA n'est pas applicable pour des salles surchargées (e.g. pour 30 élèves, il faudrait 700 m^3/h).

En conclusion, ces premières observations montrent la complexité des phénomènes liées au climat extérieur et à l'occupation elle-même sur la QEI, rendant difficile l'élaboration de stratégies de ventilation. La suite de notre travail consiste à comparer les performances de différents systèmes de ventilation, couramment utilisés et innovant, du point de vue de la QEI, du confort et des consommations énergétiques, en période chaude et froide.

Chapitre III.

Comparaison des performances des stratégies de ventilation testées sur site

III.1 Introduction

Après avoir décrit les principaux phénomènes mis en jeu dans cette étude, nous nous attachons dans ce chapitre à comparer les performances des quatre stratégies de ventilation décrites au chapitre II.2.2, en réalisant une analyse multicritère et en utilisant des méthodes de classification standardisées et statistiques. Le but est ainsi de proposer à la fin la (ou les) stratégie(s) de ventilation la (les) plus adaptée(s) aux bâtiments scolaires, c'est-à-dire celle satisfaisant au mieux les exigences environnementales et de confort décrites au chapitre I, tout en limitant les dépenses énergétiques. Les analyses statistiques utilisées auront également pour but de définir par une autre méthode que celle employée au chapitre II, les principaux facteurs décrivant l'ambiance.

III.2 Hypothèses et conditions aux limites

Pour comparer les performances des quatre modes de ventilation selon les deux configurations décrites dans le Tableau II.2, les conditions climatiques et les taux d'occupation des salles doivent être similaires. Les valeurs extérieures moyennes des températures d'air, taux d'humidité relative, concentrations en PM10 et rayonnement global ainsi que du nombre d'occupants pendant les périodes d'occupation, sont données dans le Tableau III.2. Pour chacune des deux saisons étudiées (été et hiver), nous constatons que les conditions climatiques et le nombre d'occupants sont très similaires pour l'ensemble des modes de ventilation et d'autant plus pour les deux modes d'une même configuration. Les comparaisons intra configuration auront donc davantage de légitimité que les comparaisons sur les quatre modes de ventilation en même temps. Entre 57h et 82h d'occupation des salles pour chaque mode de ventilation ont ainsi été sélectionnées.

Paramètres		**Configuration 1**				**Configuration 2**			
		VMC (250 m³/h) + SOS		**VMC (250 m³/h) + VN**		**SOS seul**		**VN seule**	
Saisons		**été**	**hiver**	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**
T_{ext} (°C)	*Moy (σ)*	18,9 (3,8)	5,5 (3,8)	18,8 (3,0)	5,3 (4,1)	16,3 (3,3)	8,6 (3,6)	16,2 (3,2)	8,9 (2,4)
HR_{ext} (%)	*Moy (σ)*	62,1 (14,7)	83,4 (7,1)	60,6 (14,6)	83,1 (7,4)	68,2 (13,1)	82,1 (7,7)	64,2 (12,8)	82,1 (8,3)
$PM10_{ext}$ (µg/m³)	*Moy (σ)*	13,2 (3,1)		13,0 (2,9)		16,4 (4,5)		16,1 (3,7)	
R_g (W/m²)	*Moy*	424	307	435	295	591	284	585	298
nb d'occupant	*Moy (σ)*	22,0 (9,4)	17,1 (3,5)	20,6 (8,6)	15,7 (4,6)	17,0 (6,3)	14,3 (2,9)	16,8 (4,5)	15,9 (2,7)

Tableau III.1 : Conditions climatiques et d'occupation

III.3 Approche QEI

Cette section présente les résultats obtenus sur les principaux paramètres de la QEI pour chaque stratégie de ventilation lors des saisons chaudes et froides. A commencer par le taux de renouvellement d'air (TRA) dont les valeurs dépendent du type de système de ventilation mais également de l'utilisation des ouvrants. Les autres paramètres seront présentés sous forme de fréquences cumulées, ce qui facilitera les comparaisons entre stratégies en visualisant ainsi rapidement les valeurs extrêmes (min/max), médiane, et à forte fréquence d'apparition. Les niveaux de bruit n'ont fait l'objet que de mesures ponctuelles et ne sont pas ici présentées.

III.3.1 Taux de renouvellement d'air et utilisation des ouvrants

Le Tableau III.2 donne les TRA calculés à partir des concentrations en CO_2 pour chaque mode de ventilation et montre de fortes disparités. Elles sont liées à l'utilisation ou non de la ventilation mécanique qui assure un débit de ventilation permanent et à l'utilisation plus ou moins fréquente des éléments de ventilation naturelle (ouverture de la porte et des fenêtres).

Paramètres		Configuration 1				Configuration 2			
		VMC (250 m³/h) + SOS		VMC (250 m³/h) + VN		SOS seul		VN seule	
Saisons		été	hiver	été	hiver	été	hiver	été	hiver
Elément d'ouverture (%)	*Aucun*	<1	33	18	74	5	26	27	74
	Porte seule	2	6	4	25	5	12	10	26
	Porte et fenêtres	37	0	30	0	19	0	17	0
	Fenêtres et/ou porte	97	61	78	1	90	62	63	0
TRA (vol/h)	*Moy (σ)*	8,5 (3,6)	6,3 (3,9)	7,2 (3,9)	3,6 (2,1)	6,0 (2,9)	3,2 (1,7)	4,2 (4,1)	0,9 (0,5)
TRA (l/p/s)	*Moy (σ)*	20,0 (7,7)	15,3 (9,3)	19,3 (8,4)	9,5 (5,7)	15,3 (8,7)	8,9 (4,9)	11,5 (10,9)	2,6 (1,5)
	Mediane	16,9	10,1	16,7	6,1	11,6	5,6	6,2	2,2

Tableau III.2 : Types d'ouverture et taux de renouvellement d'air rencontrés pour chaque mode de ventilation

a. Période été

En été, l'utilisation manuelle des fenêtres pour ventiler naturellement est très fréquente (entre 63% et 78% du temps d'occupation) et plus fréquente en configuration 1 (ventilation mixte) car les températures extérieures étaient plus chaudes (Tableau III.2).

Les temps d'ouverture de fenêtre du système SOS, greffé ou non à une ventilation mécanique, sont logiquement très élevés (respectivement de 97% et 90% pour les configurations 1 et 2), du fait de la ventilation hygiénique automatique en cas d'occupation. La moitié des cas où les fenêtres ne se sont pas ouvertes en configuration 2 (soit 5% du temps d'occupation) sont dus à une fermeture de sécurité liée aux conditions climatiques (pluie soutenue ou vent fort). Le reste des cas provient d'une mise en mode manuel volontaire des occupants (entre 2% et 4% selon le mode de ventilation) ou de coupures d'alimentation du système, volontaires ou accidentelles (environ 1% du temps).

Les débits de ventilation rencontrés en été pour les quatre modes de ventilation sont satisfaisants du point de vue des recommandations nationales (5 l/p/s), puisque les valeurs moyennes des TRA oscillent entre 11,5 et 20 l/p/s (valeurs médianes entre 6,2 et 16,9 l/p/s). Les TRA les plus élevés sont obtenus pour les modes mixtes (configuration 1) et sont les plus faibles pour le mode « VN seule ».

L'ouverture des portes comme unique élément de ventilation a été très peu observée en été (moins de 10% du temps d'occupation), pour l'ensemble des modes de ventilation. La ventilation par simple exposition (« single-sided ventilation ») est de loin la plus fréquente, la « ventilation traversante » (porte et fenêtres ouvertes) représentant tout de même entre 17% et 37% selon les modes.

b. Période hiver

En hiver, les occupants n'ouvrent quasiment jamais les fenêtres manuellement (moins de 1% du temps d'occupation) pour des raisons de confort thermiques, malgré des potentiels de ventilation plus importants qu'en été avec le climat de La Rochelle (tirage thermique et effets du vent plus importants).

Les fenêtres du système SOS sont restées ouvertes entre 61% et 62% pendant la période de cours. La

fermeture des fenêtres pendant les cours est majoritairement liée (plus de 30% du temps) à l'action des occupants (et/ou du professeur) qui pilote manuellement le système. D'après les retours d'enquêtes, cette action fait généralement suite à un inconfort provoqué par les courants d'air froid. Dans une moindre mesure, cette fermeture est liée aux conditions climatiques (5% du temps) ou au disfonctionnement du système (moins de 2% du temps) provoqué par des coupures de courant (par inadvertance ou réseau).

L'ouverture des portes a été plus fréquente en hiver qu'en été, notamment pour les modes avec ouverture manuelle des fenêtres « VN » (plus de 25 % du temps contre moins de 10% en été) pour pallier au manque d'apport d'air neuf. Par ailleurs, à aucun moment une « ventilation traversante » ne s'est produite entre les fenêtres et la porte, pour éviter d'accentuer les courants d'air froids liés à la température extérieure (d'après certains retours d'enquêtes).

Les TRA observés en hiver sont restés satisfaisants malgré l'utilisation restreinte des fenêtres et des angles d'ouvertures plus petits pour les fenêtres pilotées par le système SOS. Ils oscillent en moyenne entre 2,6 et 15,3 l/s/p (valeurs médianes entre 2,2 et 10,1 l/p/s) et sont une nouvelle fois les plus élevés pour les modes mixtes et les plus faibles pour le mode « VN seule ». Ce dernier mode est le seul à présenter un TRA « insuffisant » (< 5 l/p/s) plus de la moitié du temps d'occupation.

Le comportement des occupants vis-à-vis des ouvrants (automatiques ou non) diffèrent selon la saison et le système de ventilation mis à disposition. Le chapitre IV.4.2 sera par ailleurs consacré à l'étude des facteurs influant sur l'ouverture des fenêtres. Ces différents renouvellements d'air ont une influence sur les scores obtenus sur les autres paramètres mesurés, chose que nous étudions ci-après.

III.3.2 Période été

Les paramètres relatifs au confort thermique (T_{air}, T_{op}, HR, vitesse d'air, gradient vertical de température), visuel (niveau d'éclairement) et à la qualité de l'air (Concentrations en CO_2, PM10, PM2.5 et PM1) pour la période été et hiver sont regroupés sur la Figure III.1.

Comme nous l'avons constaté au chapitre II.3.5, la salle équipée du système SOS bénéficie d'un net rafraichissement en période chaude par rapport à l'autre salle (ouverture manuelle des fenêtres), entre 1,5 et 2°C en moyenne, conséquence du rafraichissement passif nocturne et du contrôle des stores et des fenêtres en journée. Les valeurs médianes de température opérative pour les modes avec SOS sont respectivement de 23,4°C (sans VMC) et 24,6°C (avec VMC) contre 26,7°C et 27°C pour les modes avec ouverture manuelle (respectivement sans et avec VMC).

Ce rafraichissement produit par le système SOS est légèrement plus important en configuration 2 qu'en configuration 1 car les températures extérieures étaient plus faibles (16,2°C contre 18,8°C en moyenne). Si les températures extérieures avaient été beaucoup plus chaudes, jusqu'à empêcher le rafraichissement passif nocturne notamment, la ventilation hygiénique imposée par SOS aurait eu tendance à réchauffer davantage la salle que si les fenêtres avaient été fermées. Il serait intéressant d'étudier le comportement du système SOS dans un climat très chaud, ce qui n'est pas le cas de La Rochelle.

Les valeurs d'humidité relative sont similaires pour les quatre modes de ventilation et comprises entre 20% et 70% plus de 95% du temps d'occupation (100% du temps pour les modes mixtes), ce qui est

satisfaisant. Elles sont toutefois d'autant plus faibles que les températures sont élevées, sauf pour le mode « VN seul » qui par rapport aux modes mixtes fait entrer de l'air plus humide (cf. Figure II.21).

Le système SOS permettant un renouvellement d'air plus important dans la salle de classe qui en est équipée et donc un brassage de l'air plus important, les gradients verticaux y sont plus faibles (d'environ 0,5°C) que dans l'autre salle de classe.

Les vitesses d'air restent très faibles au niveau du mât de mesure (< 0,15 m/s 97% du temps), quelque soit le mode de ventilation. La présence de diffuseurs circulaires sur les bouches de soufflage de la VMC et la forme de la surface d'ouverture des fenêtres basculantes (« side-pivot window ») permettent en effet une diffusion assez homogène de l'air dans la salle.

Malgré l'utilisation du store extérieur, les niveaux d'éclairement des deux modes « avec SOS » sont proches des niveaux mesurés dans l'autre salle de classe et sont pour plus de 45% du temps supérieurs aux 300 lux minimum recommandés [AFE, 1998]. Ces faibles écarts s'expliquent par une utilisation très fréquente des rideaux intérieurs salle 216 pour limiter les gains solaires. D'après les retours d'expérience, les faibles niveaux d'éclairement obtenus lorsque le store de SOS se déploie ont été bien acceptés par les occupants. Ils se sont adaptés sans pour autant utiliser davantage la lumière artificielle que dans l'autre salle, car ils ont compris que c'est un élément passif de rafraichissement. L'utilisation des luminaires apparait dans les deux salles uniquement en tout début et fin de journée, lorsque le niveau d'éclairement naturel est trop faible.

La répartition en fréquences cumulées des concentrations en PM10, PM2.5 et PM1 montre que les occupants de la salle équipée du système SOS, notamment avec le mode « SOS seul », sont les plus exposés aux fortes concentrations particulaires. Cela s'explique par l'ouverture quasi permanente des fenêtres avec ce système. En effet, pour les trois granulométries de particule, les concentrations sont d'autant plus élevées que le renouvellement d'air est important, surtout lorsqu'il se fait par ouverture des fenêtres. Ainsi, malgré des TRA plus importants, les modes mixtes (« avec VMC ») présentent des concentrations particulaires plus faibles que le mode « SOS seul ». La présence de filtres dans la CTA et des concentrations extérieurs plus élevées pour la configuration 2 en sont les principales causes. Ces observations concordent avec celles faites au chapitre II.4.1.

Dans tous les cas, les concentrations recommandées par l'OMS sur 24h (25 $\mu g/m^3$ pour les $PM_{2.5}$ et 50 $\mu g/m^3$ pour les PM_{10}) ne sont toutefois que rarement dépassées : moins de 4% du temps pour les PM_{10} et jusqu'à 8% du temps pour les $PM_{2.5}$, seulement pour le mode « SOS seul ».

Malgré des concentrations particulaires légèrement plus élevées avec le système SOS, son utilisation permet d'atténuer les fortes concentrations en CO_2 rencontrées en fin de cours, de 100 à 300 ppm, par rapport aux modes « avec VN ». Les différences observées entre les différentes stratégies de ventilation sur ce paramètre sont cohérentes avec les TRA mesurés : les plus faibles concentrations en CO_2 sont obtenues avec les modes mixtes (configuration 1), pour lesquels le seuil de 1000 ppm n'est jamais atteint. Pour les modes de ventilation naturelle (configuration 2), les concentrations dépassent ce seuil moins de 35% du temps et n'excèdent pas 1750 ppm pour le mode « VN seule», ce qui reste raisonnable.

III.3.3 Période hiver

Comme illustré sur la Figure III.1, les différences de températures d'air et opérative observées en hiver sont très faibles pour les quatre modes de ventilation, malgré des TRA et pourcentage d'ouverture de fenêtre très différents. Ces faibles écarts s'expliquent par la mise en mode manuelle du système par les occupants lors des périodes les plus froides mais aussi l'utilisation accrue (entre 35% et 60% supplémentaires) du chauffage par les radiateurs dans la salle de classe équipée de SOS. Au final, les températures opératives ont été comprises entre 19°C et 25°C près de 85% du temps pour l'ensemble des modes de ventilation, ce qui correspond à moins de 15% de personnes insatisfaites prévues d'après la norme thermique [EN ISO 7730, 2007]. Cependant, les températures opératives ont tout de même chutées jusqu'à 16°C pour tous les modes (une fois à 14,3°C pour le mode « SOS seul »).

Peu de différences sont constatées au niveau des gradients verticaux de température même si ils sont un peu plus importants pour le mode le moins ventilé (« VN seule »).

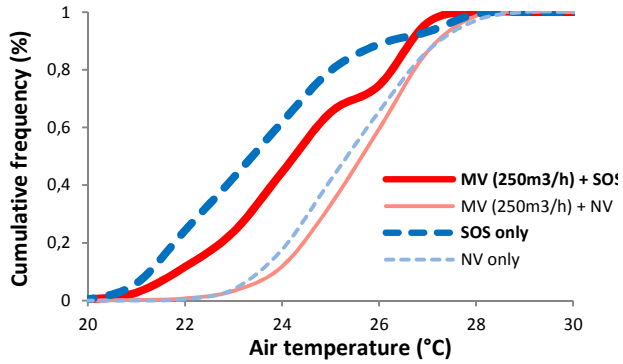
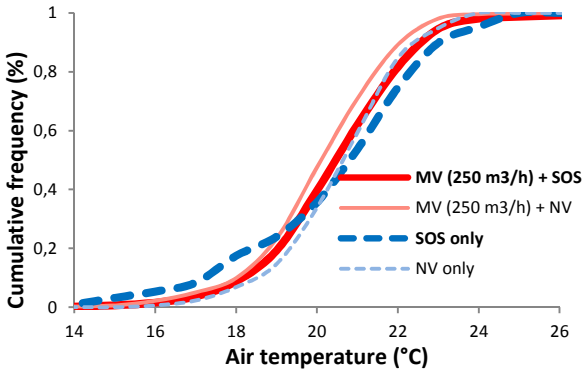
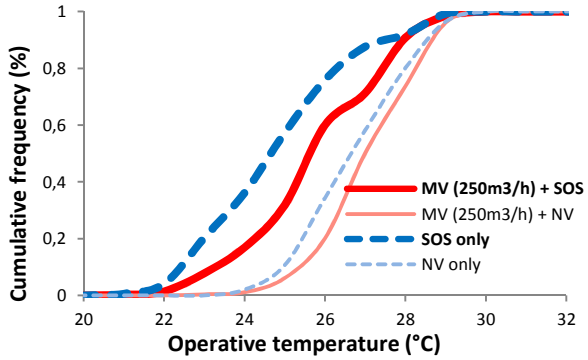
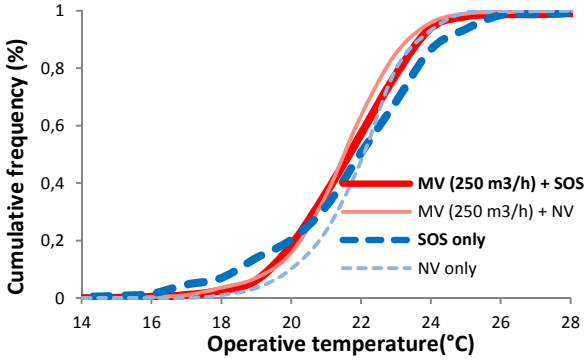
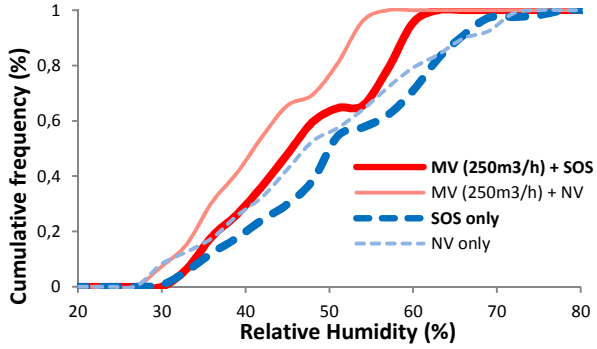
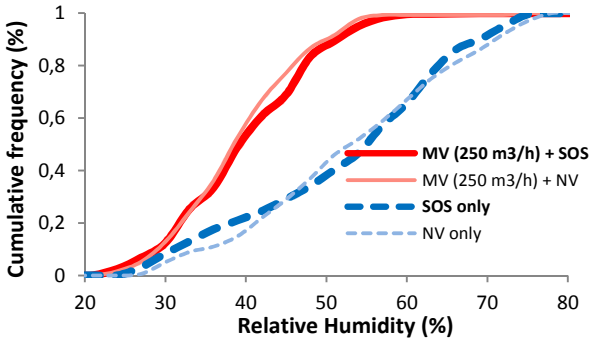
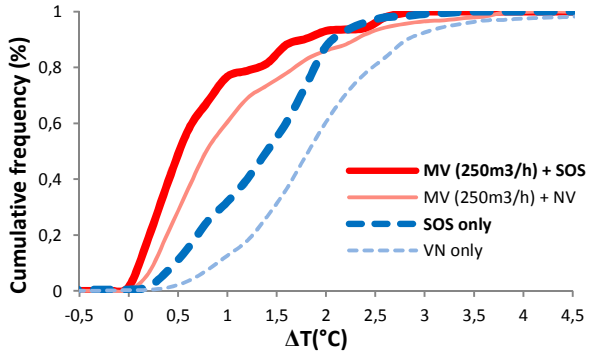
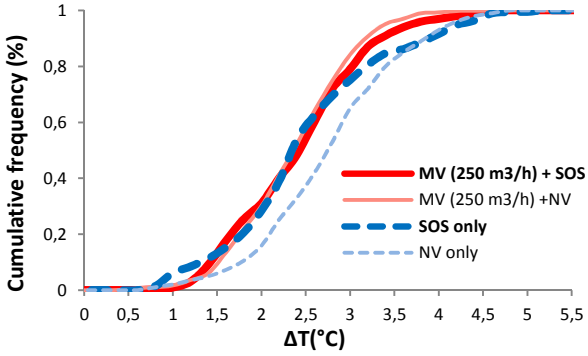
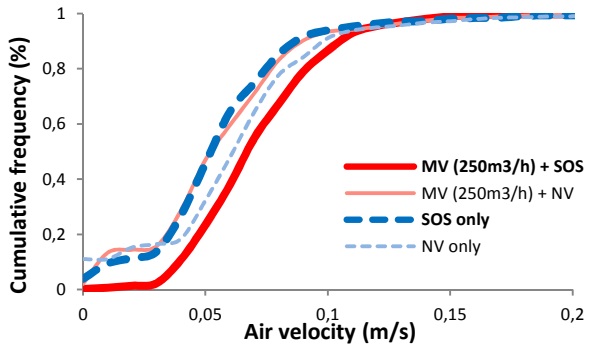
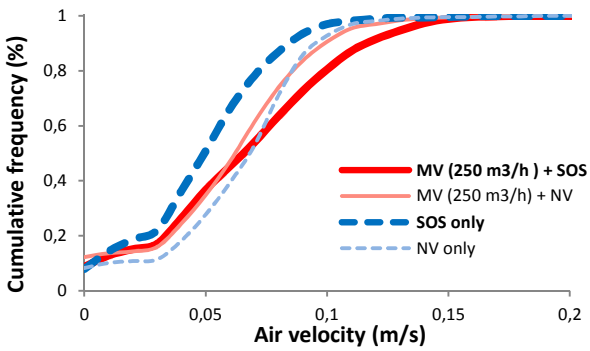
Comme pour la période été, les vitesses d'air sont faibles (< 0,15 m/s) et ne sont pas représentatives des temps d'ouverture de fenêtre.

L'humidité relative est comprise entre 20% et 70% plus de 90% du temps d'occupation des salles pour tous les modes de ventilation et jusqu'à 100% pour le mode « VN seule ». Elle est nettement plus importante avec les modes de ventilation naturelle malgré des conditions hygrométriques extérieures identiques pour les deux configurations. Cela s'explique par des TRA plus faibles et donc une moins bonne évacuation de la vapeur d'eau produite par les occupants mais aussi et surtout des flux d'air entrant plus humides qu'avec la VMC où l'air soufflé est chauffé.

Les niveaux d'éclairement mesurés en hiver sont comparables à ceux mesurés en été malgré des niveaux d'éclairement extérieur plus faibles. Il a été maintenu à plus de 300 lux entre 60% et 75% du temps selon le mode de ventilation. L'utilisation restreinte des stores extérieurs de SOS salle 217 et du rideau intérieur pour limiter les apports solaires, mais également une utilisation accrue de la lumière artificielle, en sont les causes. Cependant, d'après les retours d'expériences plusieurs situations d'éblouissement liées au soleil rasant d'hiver et l'apparition de courants d'air froids causés par la ventilation hygiénique salle 217 ont déclenché le déploiement du rideau intérieur (cf. chapitre II.3.5 sur le fonctionnement réel de SOS). Il est toutefois difficile de dire si la lumière artificielle a été plus utilisée dans la salle équipée de SOS ou non.

L'analyse de la QAI en hiver montre une nette augmentation des concentrations en CO_2 par rapport à la période chaude qui s'explique par des TRA par personne plus faibles (diminution de 15% à 68%) notamment pour les modes de ventilation naturel (Tableau III.2). On observe ainsi fréquemment des dépassements de seuil (1000 ppm) pour les deux modes « SOS seul» et « VN seule », respectivement 60% et 87% du temps d'occupation, contre seulement 20% et 38% pour les mêmes modes associés à la VMC. Un écart de 1000 ppm environ sur les concentrations maximales atteintes entre les modes de la configuration 1 et 2 souligne le gain apporté par la VMC en hiver sur les concentrations gazeuses.

Comme en été, l'utilisation de l'ouverture automatique des fenêtres (SOS) plutôt qu'une ouverture manuelle, implique une diminution des concentrations en CO_2 de 300 ppm à 700 ppm mais aussi une augmentation des concentrations particulaires. Toutefois, les concentrations seuil en PM10 et PM2.5 ne sont dépassées qu'avec le mode « SOS seul », moins de 6% du temps d'occupation.

SUMMER	WINTER
	
	
	
	
	

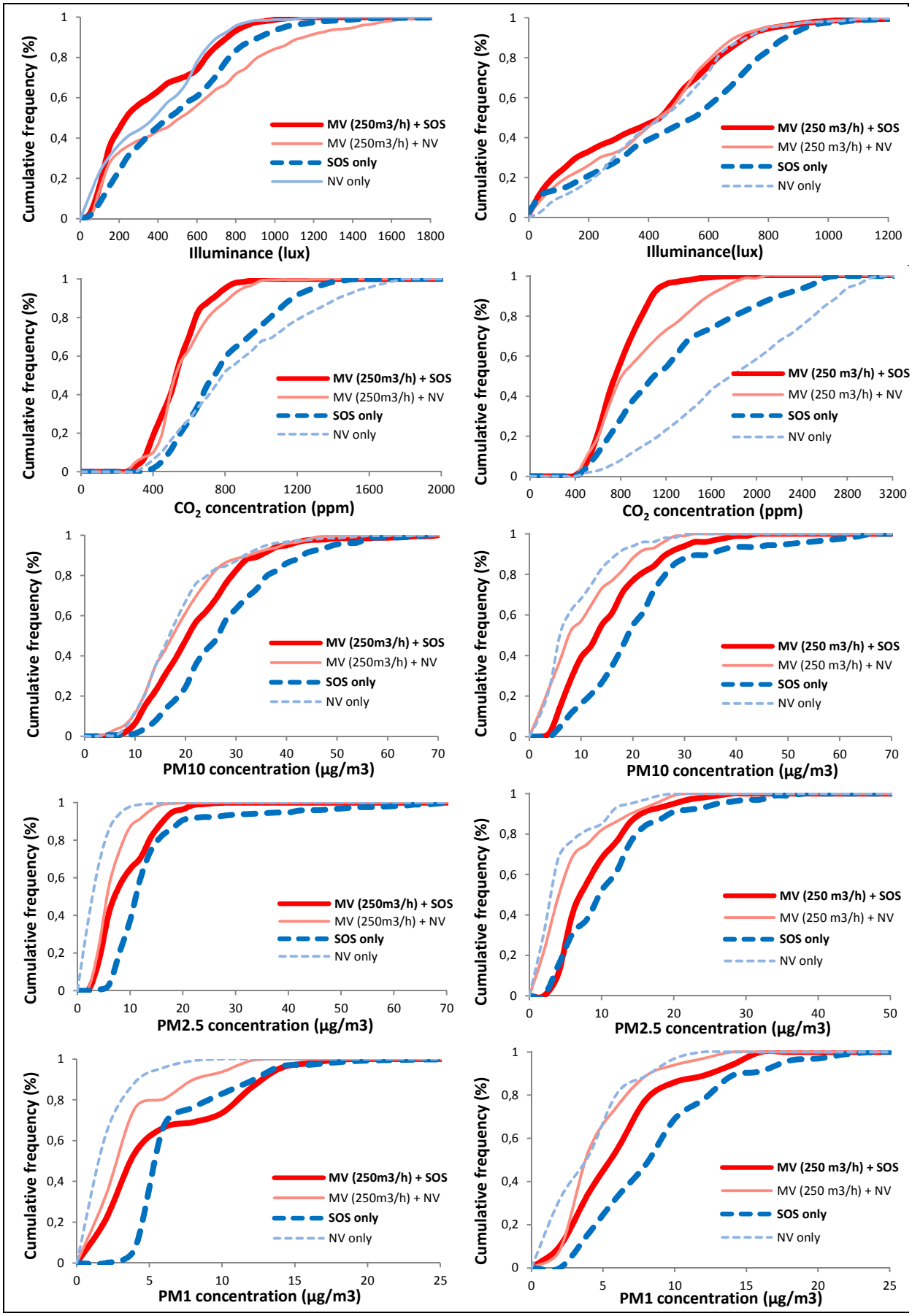


Figure III.1 : Fréquences cumulées des paramètres de QEI pour la période chaude (à gauche) et froide (à droite)

III.3.4 Période sans occupant

Dans cette étude, la comparaison des stratégies de ventilation a été faite uniquement pour les périodes d'occupation des salles de classe. Cependant, il est intéressant de comparer les conditions hygrométriques notamment pour les périodes sans occupant, puisque ces paramètres peuvent affecter la qualité du bâti et que les salles sont inoccupées près de 80% du temps (36h de cours maximum par semaine par salle). Nous avons écarté du panel de données, les périodes pendant lesquelles les radiateurs étaient laissés allumés (moins de 10% du temps) et les week-ends puisque la VMC ne fonctionne pas durant toute cette période.

Les conditions météorologiques (T_{ext}, HR_{ext} et R_g) pour les plages de données sélectionnées (Tableau III.3) sont identiques pour les modes d'une même configuration et similaires pour les deux configurations, ce qui facilite l'analyse des résultats.

Paramètres		**Configuration 1**		**Configuration 2**	
saisons		**été**	**hiver**	**été**	**hiver**
T_{ext} (°C)	*Moy (σ)*	16,4 (3,0)	5,9 (4,1)	15,8 (3,8)	7,0 (3,6)
HR_{ext} (%)	*Moy (σ)*	70,4 (13,4)	86,9 (6,5)	72,5 (11,9)	85,6 (8,2)
R_g (W/m^2)	*Moy*	177	134	158	137

Tableau III.3 : Conditions météorologiques pour la période sans occupant

La Figure III.2 montre qu'en période chaude, le système SOS assure des températures d'air plus fraiches, entre 1°C et 2,5°C, qu'avec une ouverture manuelle des fenêtres (« VN ») et surtout plus stables, puisqu'elles sont comprises entre 20°C et 24°C plus de 90% du temps, conformément à la consigne choisie (22°C ± 2°C). Le mode mixte « VMC (250 m^3/h) + VN » étant de loin le plus chaud, en raison du passage de l'air neuf dans l'échangeur, qui récupère ainsi les calories de l'air extrait.

Les taux d'humidité relative sont quant à eux compris entre 30% et 70% pour tous les modes de ventilation, même s'ils sont légèrement plus importants pour les modes de ventilation naturelle pour les raisons évoquées plus haut (plus faibles TRA et flux d'air entrant plus humide car non chauffé par la VMC). Du point de vue hygrothermique, il n'y a donc pas d'intérêt à ventiler mécaniquement et donc à consommer plus d'énergie lorsque les salles sont inoccupées, dans le cadre d'un climat doux.

En période froide, on se rend compte de l'importance du système de chauffage et de la nécessité de laisser ce système en fonctionnement toute la journée. En effet, grâce aux actions combinées de la batterie chaude et de l'échangeur de chaleur, la VMC permet de sauver entre 1°C et 3°C supplémentaires par rapport aux modes de ventilation naturelle. Les écarts auraient été plus importants encore, si nous avions considéré que les périodes pendant lesquelles la VMC fonctionne (de 7h à 19h avec $T_{consigne}$ = 20°C) ou encore si les températures extérieures avaient été plus froide. En absence de chauffage, les températures d'air ont tout de même chuté à 10,5°C pour le mode « SOS seul », contre 12,5°C pour les modes mixtes.

Pour une même configuration, les courbes de température sont similaires car les fenêtres n'ont été quasiment jamais ouvertes, sauf exceptionnellement (à deux reprises sur un mois de mesure) avec le

système SOS. Une coupure d'alimentation à priori volontaire lorsque les fenêtres étaient ouvertes (occupation) en est la cause. Les occupants ont débranché le système plutôt que de passer en mode manuel.

Les taux d'humidité relative sont une nouvelle fois plus importants avec les modes de ventilation naturelle et restent compris entre 30% et 70% plus de 90% du temps pour tous les modes de ventilation (85% du temps pour le mode « SOS seul »).

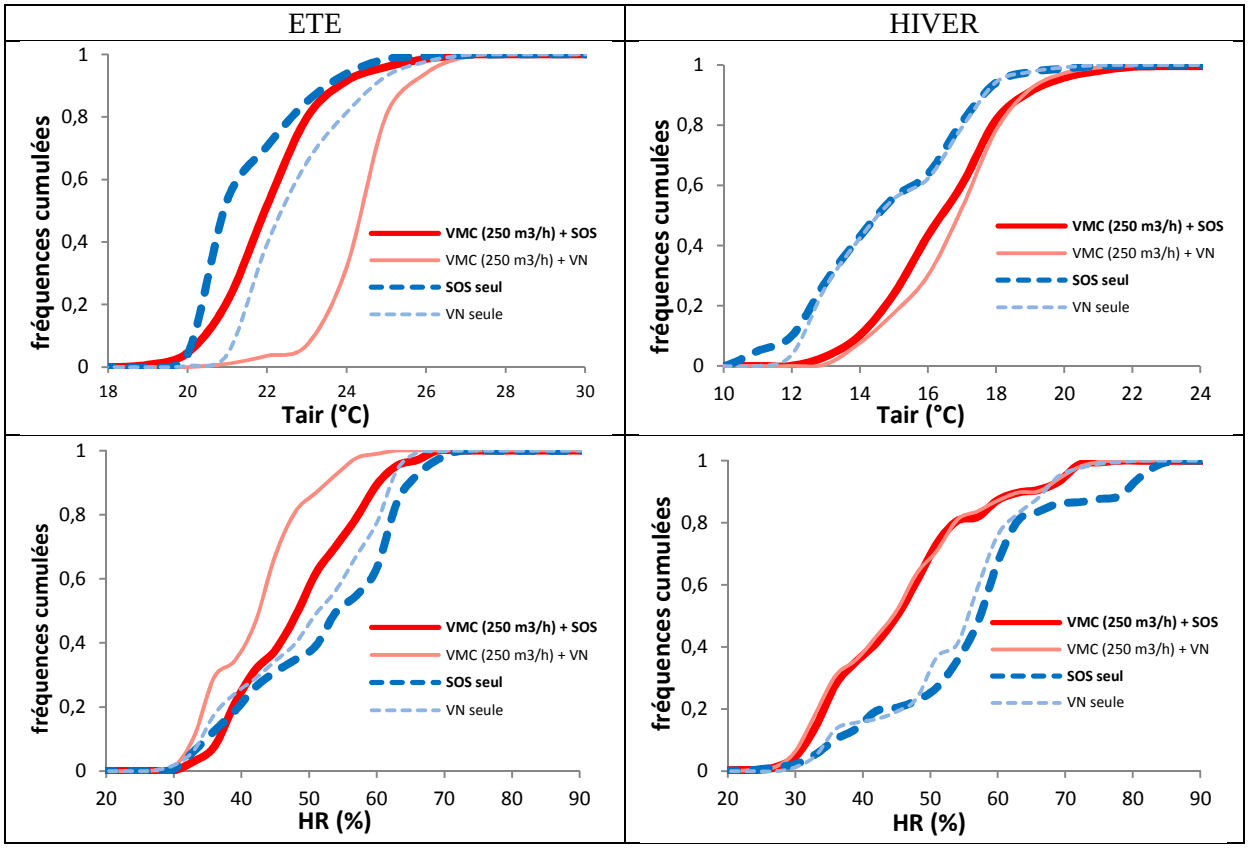


Figure III.2 : Fréquences cumulées des températures intérieures (en haut) et des taux d'humidité relative (en bas) pour la période chaude (à gauche) et froide (à droite), dans le cas de salles non occupées

III.3.5 Classement des stratégies de ventilation selon l'approche objective

Pour conclure et compléter la comparaison des modes de ventilation sur la QEI, la classification par empreinte proposée par la norme [EN 15251, 2007] pour l'évaluation des performances énergétiques et de la QEI, a été utilisée. Selon cette approche, la QEI est ici définie uniquement selon des critères thermiques (température opérative) de qualité d'air et de ventilation (concentrations en CO_2, débits de ventilation). Les résultats sont classés selon les quatre catégories correspondant à des pourcentages de personnes insatisfaites (Tableau I.10). Les mêmes périodes de cours que celles utilisées pour les représentations en fréquences cumulées ont été sélectionnées.

La Figure III.3 présente le pourcentage de temps où les trois critères respectent en même temps chaque catégorie, autrement dit est prise en compte la catégorie la plus faible. Nous proposons ainsi un classement des stratégies de ventilation testées en salle de classe à partir de leur catégorie moyenne, calculée en fonction du temps passé dans chaque catégorie et du poids attribué à chaque catégorie (respectivement 1, 2, 3 et 4 pour les catégories I, II, III et IV). Ainsi, plus les catégories élevées sont

présentes, plus le mode de ventilation sera pénalisé. Par exemple, la catégorie moyenne du mode « VN seule » en été est égale à 3,03 (13+13×2+32×3+42×4) contre 2,60 pour le mode « SOS seul ».

La QEI ainsi définies semble nettement meilleure en été qu'en hiver, du fait notamment de TRA nettement plus conformes aux exigences normatives. En été, les modes « avec SOS » sont les mieux classés et notamment le mode mixte « VMC (250 m^3/h) + SOS » pour lequel 43% du temps d'occupation est en catégorie I. En effet, le système évite les surchauffes et assure un fort TRA qui diminue les concentrations en CO_2. En hiver, ce sont les modes mixtes (« avec VMC ») qui répondent le mieux aux exigences de la norme du fait d'un meilleur respect des débits d'air notamment. Le système le moins bien classé sur les deux saisons est sans surprise le mode « VN seul », à cause de débits d'air parfois insuffisants lorsque les fenêtres sont fermées.

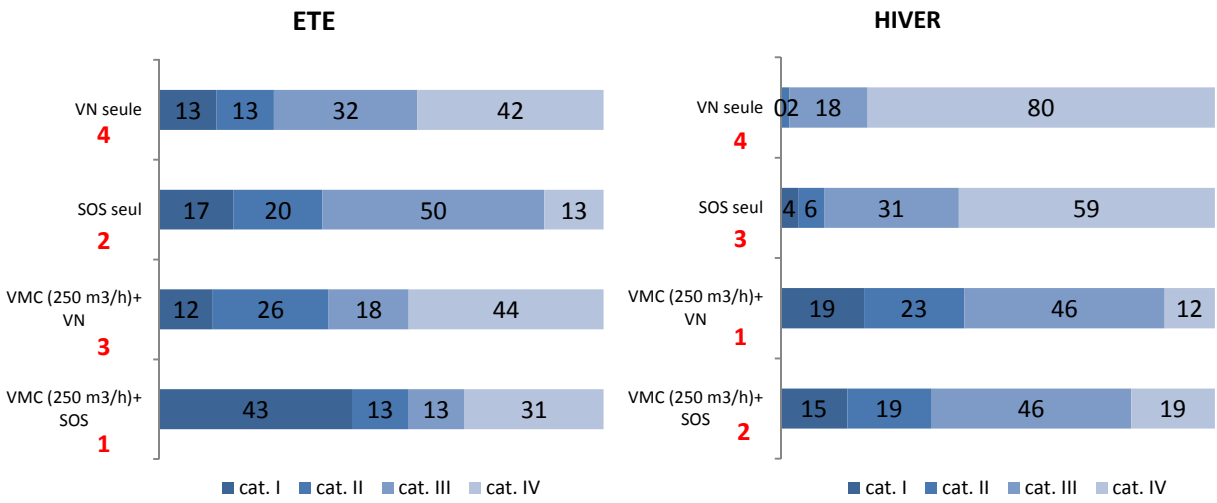


Figure III.3 : Classement par « empreintes » de la QEI selon différents critères: température opérative, débit de ventilation et concentrations en CO_2 [EN 15251, 2007]. Classement moyen en rouge et pourcentage de temps dans chaque catégorie en noir.

III.4 Approche confort

Après avoir comparé les performances des modes de ventilation étudiés sur les paramètres caractérisant la QEI, elles sont désormais comparées en termes de confort ressenti par les occupants, selon trois approches :

- l'approche subjective qui étudie le ressenti des occupants sur les paramètres caractérisant la QEI ainsi que les sources de gênes,
- l'approche analytique qui consiste à utiliser les modèles de confort thermique global et local,
- l'approche adaptative qui propose des plages d'acceptabilité de la température opérative.

Les deux dernières approches relatent exclusivement du confort thermiques, qui selon [Frontczak et al, 2011] est le principal facteur impactant la QEI.

III.4.1 Approche subjective

Sur les 1300 enquêtes recueillis, entre cinq et sept séries de questionnaires par mode de ventilation ont été sélectionnées de façon à avoir un nombre d'étudiants par classe équivalent (autour de 15 élèves par classe) et une population relativement mixte. L'approche subjective n'est donc pas représentative de toutes les situations de cours. Cependant, les écarts mesurés pour les paramètres intérieurs et extérieurs au moment où les questionnaires ont été remplis (Annexe 3.1) sont cohérents avec les écarts entre modes observés au chapitre III.3. La moyenne des votes subjectifs obtenus pour chaque mode de ventilation donne donc une bonne approximation de ce que ressentent les occupants.

Le Tableau III.4 renseigne les votes du confort thermique et du confort global ressenti par les occupants et la Figure III.4 regroupe les jugements perceptifs et préférentiels de l'ensemble des critères de la QEI sous forme de digrammes « radars », pour faciliter la comparaison entre modes de ventilation.

	Configuration 1				**Configuration 2**			
	VMC (250 m³/h) + SOS		**VMC (250 m³/h) + NV**		**SOS seul**		**VN seule**	
Saison	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**
Satisfaction global "SG" (1 signifie "très satisafaisant")	3,4	2,8	3,9	2,9	3,3	2,5	3,6	2,6
Acceptabilité globale "AG" (votes "acceptables" en %)	95	89	70	80,0	99	87	95	95
Sensation thermique « ST » (4 signifie "neutralité thermique")	N 4,6	N 3,5	SW 5,2	SC 3,2	N 4,2	N 3,3	SW 5,2	N 3,6
Préférence thermique « PT » (4 signifie "sans changement"	NC 3,6	NC 4,7	SC 2,9	SW 4,9	NC 3,9	NC 4,6	NC 3,1	NC 4,4
Evaluation affective "EA" (1 signifie "très confortable")	1,5	2,6	2,2	2,7	1,3	2,6	2,1	2,2
Acceptabilité thermique "AT" (votes "acceptables" en %)	95	88	71	73	97	75	78	79

Tableau III.4 : Votes moyens attribués à l'environnement thermique et la qualité globale de l'ambiance exprimés sur une échelle à sept points, hormis le vote « EA » classé en cinq niveaux et les votes binaires d'acceptabilité « AG » et « AT » exprimés en pourcent. Le symbole "N" signifie vote "neutre", "NC" pour vote "sans changement", "SC" pour vote "légèrement froid", "SW" pour vote "légèrement chaud".

a. Comparaisons inter-saisons

La qualité globale de l'ambiance *SG* est généralement « assez satisfaisante » (votes compris entre 2,4 et 3,9 selon le mode et la saison) et « très acceptable » pour les occupants (vote *AG* supérieur à 80%). L'environnement intérieur semble plus satisfaisant en hiver (*SG* compris entre 2,5 et 2,9) qu'en été (*SG* compris entre 3,3 et 3,9), mais il est tout autant acceptable pour les deux saisons (vote *AG* allant de 80% à 95% en hiver et de 70% à 99% en été). Ceci montre que différentes interprétations des résultats sont possibles selon le type de jugement utilisé. Nous développons cet aspect au chapitre IV.2.

En accord avec les températures opératives relevées, les votes de sensation thermique *ST* sont en moyenne « légèrement chaudes» en été et « légèrement froides » en hiver et sont légèrement plus proches de la neutralité thermique (vote « ni chaud ni froid » : ST=4) en hiver. Les pourcentages d'acceptabilité thermique *AT* et le vote sur la notion de confort *EA* sont mieux notés pour la saison

estivale. Ceci peut signifier que les occupants acceptent mieux les sensations chaudes plutôt que les sensations froides ou bien qu'ils s'adaptent mieux aux sensations chaudes grâce aux mécanismes adaptatifs (cf. chapitre IV.2).

Pour tous les autres facteurs de la QEI représentées sur les diagrammes « radars » (Figure III.4), les niveaux sont équivalents pour les deux saisons, mise à part les jugements perceptifs sur la QAI, moins bons en été qu'en hiver. Pourtant, les TRA sont plus importants et le confinement (concentrations en CO_2) plus faible en été et les concentrations particulaires n'y sont pas plus importantes qu'en hiver. La mesure d'autres polluants de l'air intérieur comme les COVT, les bioContaminants ou encore l'ozone dont les sources proviennent respectivement des matériaux du bâtiment, des occupants et de l'extérieur, aurait peut être pu faciliter l'interprétation de ces observations.

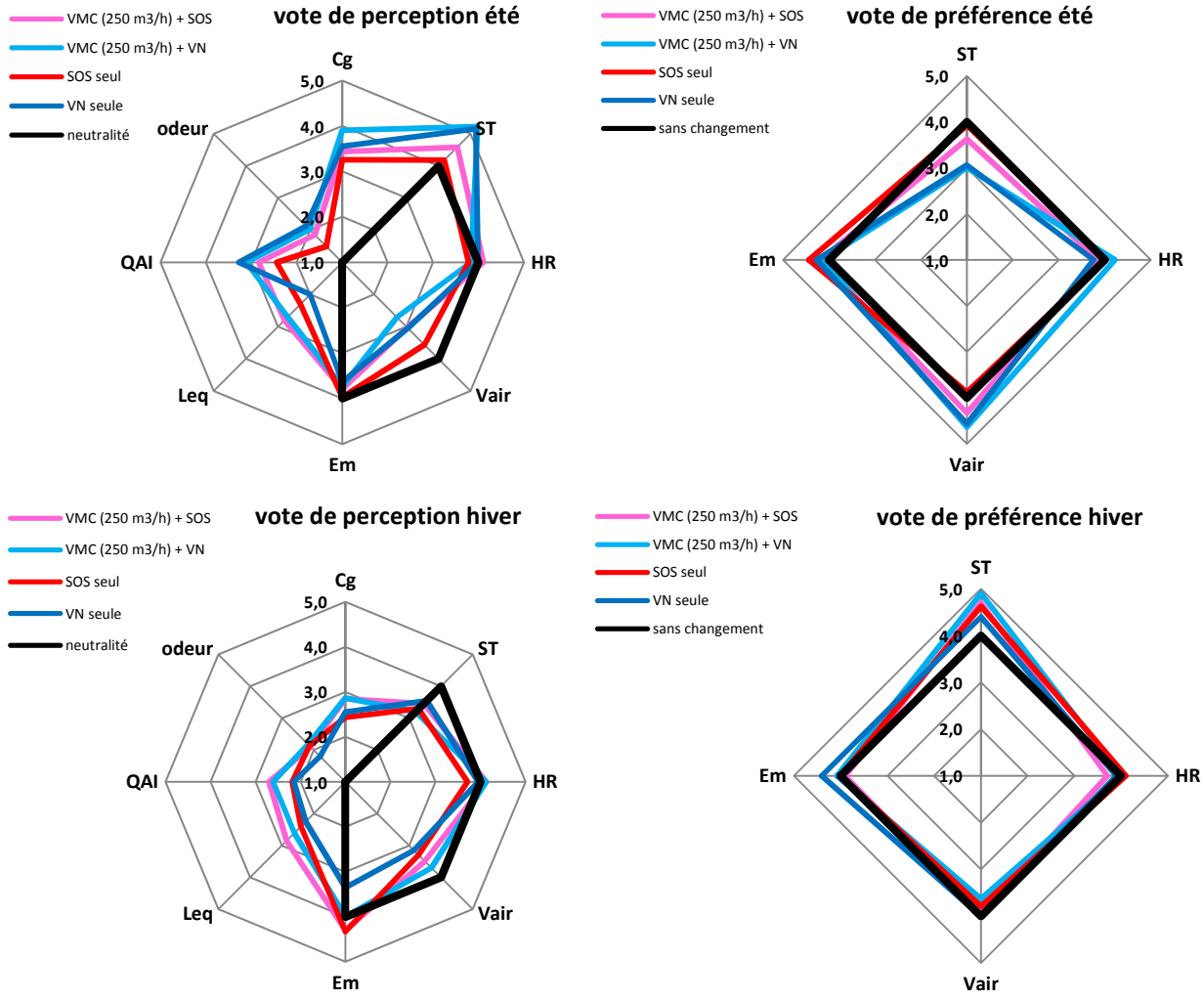


Figure III.4 : Votes moyens de perception (à gauche) et de préférence (à droite) pour la période chaude (en haut) et la période froide (en bas). Tous ces votes sont évalués sur une échelle de sept points, mais ils sont présentés sur une plus courte échelle pour faciliter l'analyse.

b. Comparaisons des stratégies de ventilation

En été, les modes « avec SOS » et notamment « SOS seul » sont les mieux notés sur les jugements globaux de l'ambiance (*SG*, *AG*), En hiver, les votes sont plus homogènes sur l'ensemble des critères

et moins concordants entre l'échelle de satisfaction et d'acceptabilité. Toutefois, les modes de ventilation purement naturelle (« SOS seul » et « VN seule ») sont les plus satisfaisants pour cette saison d'après les occupants. Le mode « VMC (250 m^3/h) + VN » est le moins bien noté sur les deux saisons. Nous tentons de trouver ci après les explications à ce vote perceptif global.

Concernant l'ambiance thermique, les *ST* sont significativement plus fraiches et plus proches de la sensation de neutralité thermique en été pour les modes « avec SOS » et notamment « SOS seul ». Ces deux modes proposent également les meilleurs scores pour l'évaluation affective *EA* et l'acceptabilité *AT* de l'ambiance thermique. En hiver, les jugements thermiques *ST, EA et AT* sont très proches pour les quatre modes.

Comme nous le devinons dans le Tableau III.4, il existe une corrélation négative forte entre les votes moyens de PT et de ST, ce que confirme l'étude des relations entre échelles subjectives réalisée au chapitre IV.2.2 à travers la Figure IV.3. Cette dernière montre qu'en situation de confort thermique les occupants semblent préférer des conditions légèrement plus chaudes, rejoignant une nouvelle fois l'hypothèse d'une tolérance plus importante envers les sensations chaudes qu'envers les sensations froides de la part des occupants et ce sur les deux saisons.

Concernant les autres critères « majeurs » de la QEI [Frontczak et al., 2011] (cf. chapitre I.3.1), la QAI est considérée comme étant « assez bonne » (votes moyens compris entre 2,2 et 3,3) et le niveau olfactif comme étant « peu odorant » (votes moyens compris entre 1,5 et 2,9) pour les deux saisons. Le mode « SOS seul » est le mieux noté sur ces deux critères alors que les modes mixtes sont les moins bien perçus, malgré une nouvelle fois des TRA plus importants. La VMC ne semble pas être considérée comme un élément améliorant la QAI.

La qualité acoustique de la salle est globalement « assez satisfaisante» (votes de 2,0 à 2,9). Le mode « VN seul » est le mieux noté sur ce critère et les modes mixtes une nouvelle fois les moins satisfaisants. Ceci concorde avec les niveaux de bruits de fond mesurés et confirme que les bruits aériens extérieurs (autour de 52 dB en moyenne) ne sont pas gênants dans le cadre périurbain de l'université de La Rochelle. Il semblerait donc que les occupants tolèrent mieux le bruit intermittent du système SOS lorsque les fenêtres et stores extérieurs marchent, que le bruit continu au niveau des bouches de ventilation mécanique.

Concernant les critères « mineurs », les différentes stratégies de ventilation proposent des niveaux de jugement perceptif et préférentiel assez homogènes sur les deux saisons. Les votes concernant l'humidité relative *HR* et le niveau d'éclairement *E* sont peu dispersés et proches des votes « idéaux », en l'occurrence « neutre » pour le jugement perceptif et « sans changement » pour le jugement préférentiel. Cela pourrait s'expliquer par des niveaux mesurés répondant aux exigences des normes et/ou par le fait que les occupants sont peu sensibles aux variations de ces paramètres. C'est ce que nous analyserons au chapitre IV.2. Enfin, les mouvements d'air Vair sont globalement ressentis comme étant « légèrement faibles » pour les deux saisons et aucune cohérence avec les mesures n'a été trouvée, comme le laisser présager les faibles vitesses d'air enregistrées. Les occupants préfèrent des vitesses d'air « légèrement plus élevées » en été pour améliorer leur confort thermique, alors qu'en hiver ils préfèrent des mouvements d'air « légèrement plus faibles » ou « sans changement » pour éviter d'aggraver leur sensation thermique déjà « légèrement froides ».

c. Principaux facteurs de gêne

Certaines questions de l'enquête avaient pour vocation de recenser d'éventuelles gênes, liées ou non au système de ventilation et pouvant engendrer une dégradation des conditions de confort.

Une première question ouverte concernait tous les modes de ventilation : « Y'a-t-il des éléments qui vous dérangent actuellement et si oui lesquels ? ». La Figure III.5 permet de visualiser de façon originale et efficace les principales nuisances apparues lors de chaque stratégie de ventilation adoptée, ainsi que le pourcentage de non répondant.

Il apparaît que les stratégies de ventilation provoquant le plus de gênes auprès des occupants sont les modes mixtes et particulièrement le mode « VMC (250 m^3/h) + SOS », ce qui est cohérent avec les résultats de notre approche confort. Les principales nuisances qui ressortent pour tous les modes de ventilation lors des deux saisons sont liées à la température (trop chaude ou trop froide) ou encore la luminosité (majoritairement liée à l'ensoleillement). Les nuisances sonores sont essentiellement présentent pour les modes « avec SOS » et sont liées aux actions des stores et fenêtres (« bruit SOS »). Les bruits de ventilation mécanique (« bruit VMC ») ou encore la « réverbération » sont des problèmes mineurs. Le mode « VN seule », qui est celui présentant le moins de gênes à priori, est le seul pour lequel la nuisance visuel et acoustique de l'instrumentation de la salle (« matériel ») apparaît.

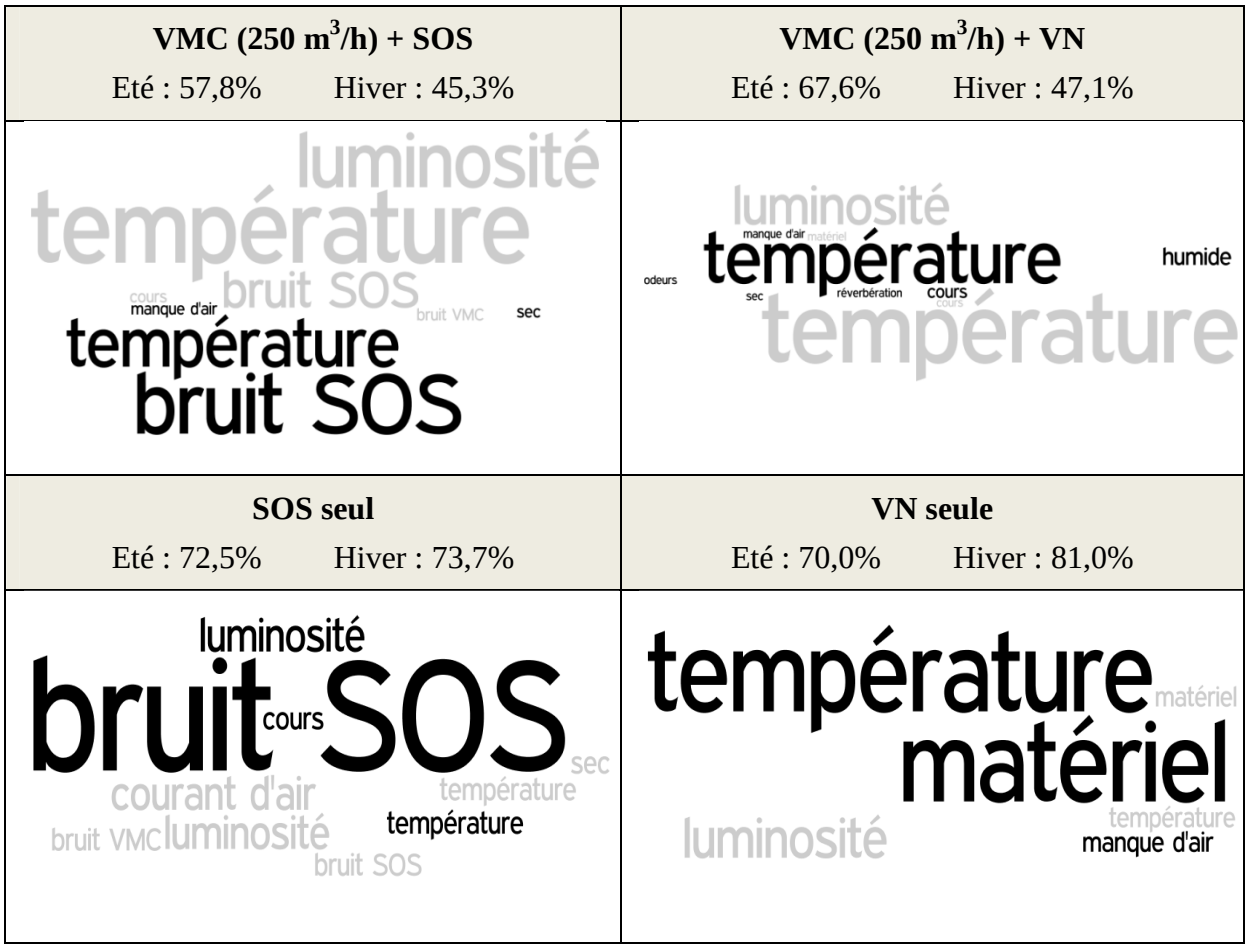


Figure III.5 : Nuages de tags représentant les plus fortes occurrences des nuisances évoquées par les occupants, selon le mode de ventilation et la saison : en noir, il s'agit des gênes recensées en été et en gris, celles recensées en hiver. Les pourcentages correspondent aux proportions de personnes n'éprouvant aucune gêne spécifique

pour les deux saisons.

Une seconde question consistait à évaluer « à quel niveau l'automatisme des fenêtres et des stores du système SOS gêne t-il ? » et concernait donc uniquement les modes « avec SOS ». La Figure III.6 montre que les actions du système SOS sont globalement « peu gênantes » et que c'est le mode mixte « VMC (250 m^3/h) + SOS » une nouvelle fois, qui occasionne le plus de nuisances.

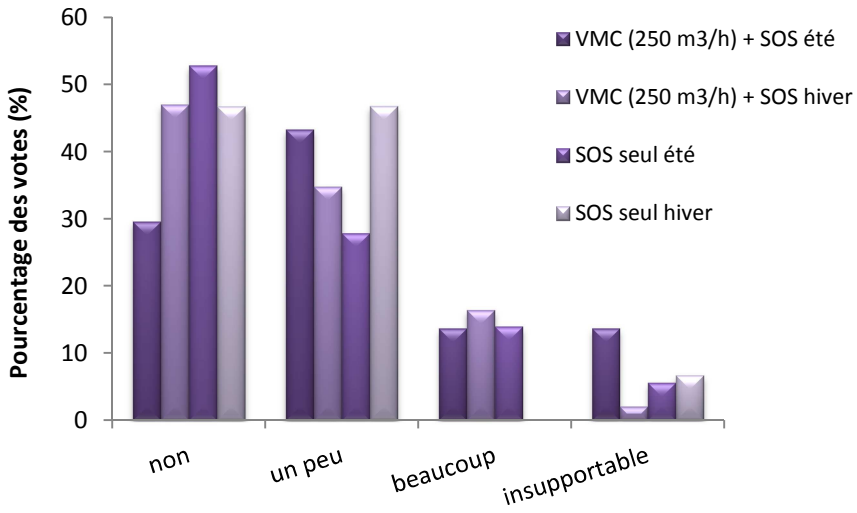


Figure III.6 : Pourcentage des votes concernant le degré de nuisance occasionné par le système SOS

Enfin, une troisième question à réponses multiples (« Y'a-t'il des sources sonores provoquant une gêne de votre concentration ? Si oui, laquelle ? ») se focalisait uniquement sur la gêne acoustique pour palier en quelque sorte l'absence de données mesurées. La Figure III.7 montre que les occupants semblent davantage ressentir une gêne acoustique en hiver (entre 52% et 69% des cas) qu'en été (entre 33% et 58% des cas). Sur l'ensemble des deux saisons, le mode « SOS seul » semble le plus sujet à ces nuisances devant les modes mixtes (« avec VMC ») puis « VN seule ». Ce classement ne reflète pas exactement celui du vote de la qualité acoustique globale (Figure III.4).

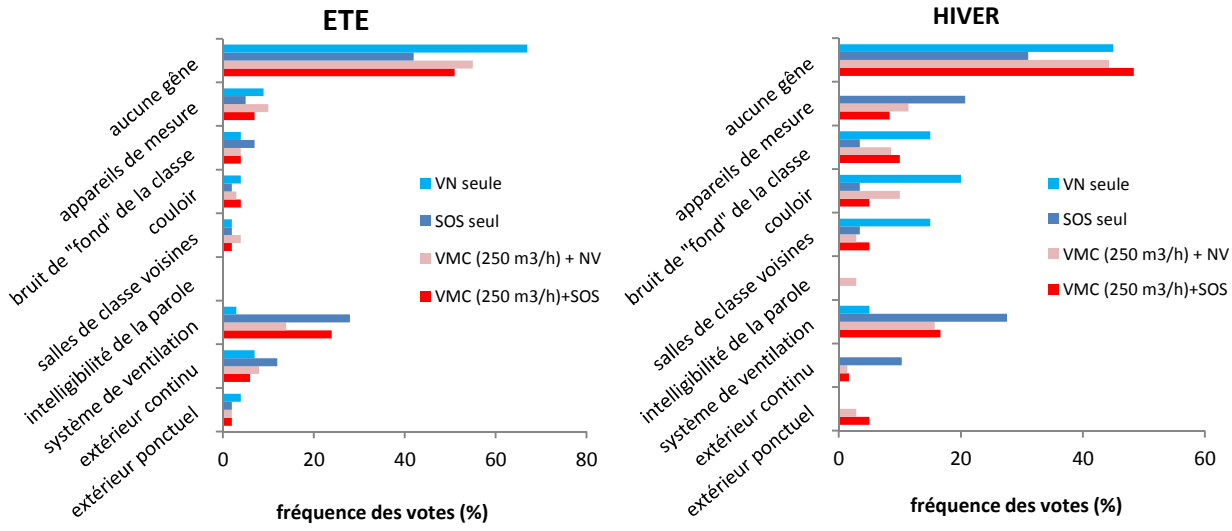


Figure III.7 : Sources des nuisances acoustiques en été (à gauche) et en hiver (à droite) pour tous les modes de ventilation

La principale nuisance sonore provient du système de ventilation. Les autres sources importantes de bruit proviennent des appareils de mesure, du couloir lors des interclasses, des salles voisines, et du bruit de fond dans la salle. Les bruits extérieur, notamment les bruits ponctuels (type klaxon, alarme, passage de voiture) ne sont que peu gênants (moins de 10% des plaintes), y compris en été alors que les fenêtres sont ouvertes la plupart du temps, l'environnement sonore extérieur étant calme. Enfin, l'intelligibilité de la parole du professeur notamment ne semble pas poser de problème, comme le laisser présager les temps de réverbération satisfaisants.

III.4.2 Approche analytique

Cette approche nous permet de classer les ambiances thermiques des quatre stratégies de ventilation étudiées à partir de modèles analytiques communément employés dans la littérature.

La Figure III.8 illustre la répartition des *PMV* calculés en été et en hiver pour chaque stratégie, en sélectionnant les mêmes périodes de cours que pour l'approche objective. En période chaude, les modes « avec SOS » et notamment « SOS seul » évitent les surchauffes et donc les forts *PMV* et en période froide, peu de différence entre les quatre modes sont observées, même si c'est le mode « SOS seul » qui présente le plus souvent un *PMV* compris dans l'intervalle de neutralité thermique [-0,5 ; +0,5]. Ces observations concordent avec les résultats thermiques des approches objective et subjective.

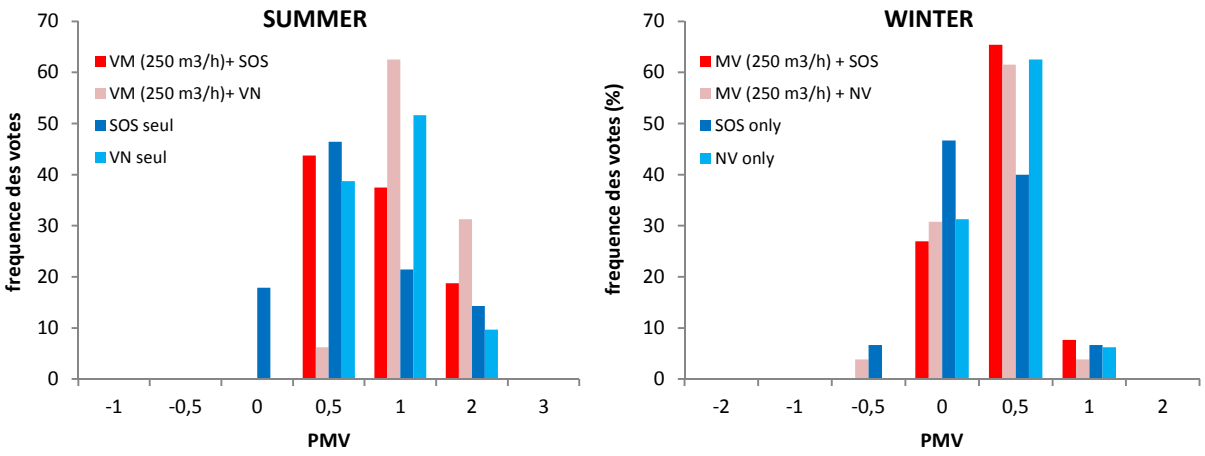


Figure III.8 : Répartition des votes du PMV en été (à gauche) et en hiver (à droite)

Comme nous l'évoquions lors de la catégorisation des ambiances d'un point de vue QEI (Figure III.3), la norme EN ISO 7730 permet de classer les ambiances thermiques en quatre catégories, à partir des niveaux calculés des critères de confort thermique global

Comme pour l'approche objective, nous proposons une classification thermique des quatre stratégies par empreintes, suivant la norme EN ISO 7730. Les critères pris en compte caractérisent le confort thermique global (PMV/PPD) et les inconforts locaux (risque de courant d'air, gradient vertical de température, température du sol et asymétrie de rayonnement) et sont classés en quatre catégories associées chacune à un pourcentage de personnes insatisfaites (PPD).

La Figure III.9 présente le pourcentage de temps où le *PMV* et les quatre indices d'inconforts locaux respectent en même temps chaque catégorie et le classement par saison basé sur le calcul de la catégorie moyenne, pondérée au temps passé dans chaque catégorie. En été, on retrouve les observations des approches objective et subjective, à savoir que les modes « avec SOS » sont les mieux classés d'un point de vue thermique (« SOS seul » en tête), en raison de *PMV* plus proches de la neutralité thermique que pour les autres modes de ventilation. En hiver, les écarts restent très faibles et le classement diffère une nouvelle fois par rapport aux autres approches. Ce sont cette fois les modes avec ouverture manuelle des fenêtres « VN » qui sont les mieux classés et c'est le mode « SOS seul » qui se retrouve dernier de ce classement. Les faibles différences se sont faites au niveau des valeurs de *PMV* et de l'inconfort local lié au courant d'air *DR*, légèrement plus importantes pour les modes « avec SOS ».

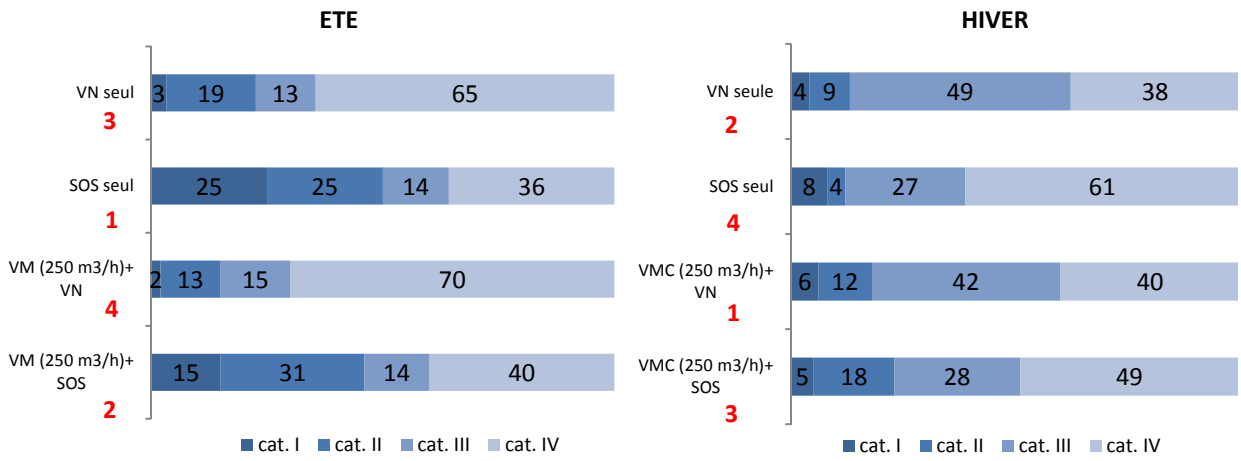


Figure III.9 : Classement par « empreintes » du confort thermique selon les calculs du PMV et des indices d'inconforts locaux [EN ISO 7730, 2004]. Classement moyen en rouge et pourcentage de temps dans chaque catégorie en noir.

III.4.3 Approche adaptative

La norme EN 15251 propose des plages de température opérative T_{op} (dites de « confort ») en fonction de la température journalière extérieure en moyenne glissante T_{rm80}, valables pour notre type de local, à savoir : « un bâtiment destiné à l'occupation humaine avec des activités quasi sédentaires, non climatisé, équipé de fenêtres ouvrables facilement sur l'extérieur et dont l'ouverture peut être ajustée par les occupants ». Ce dernier point est également valable pour les modes « avec SOS » puisque ce système est muni d'un mode manuel. Ces plages de T_{op} correspondent toujours aux quatre catégories présentées par la norme. A noter que les limites supérieures pour $T_{rm80} < 10$°C et les limites inférieures pour $T_{rm80} < 15$°C (pour les trois catégories) sont les mêmes que pour les bâtiments climatisés.

Sur la Figure III.10 sont placés les points correspondant aux valeurs moyennes de T_{op} durant les cours en fonction de T_{rm80}. Sur les deux saisons, une très grande majorité des cas répondent aux exigences de la catégorie II (soit 15% d'insatisfaits prévu). En été, les modes de ventilation les plus satisfaisants sont toujours les modes « avec SOS », bien que l'approche adaptative favorise les ambiances plus chaudes par rapport aux autres approches. En hiver, trop peu de différences séparent une nouvelle fois les quatre stratégies de ventilation pour pouvoir proposer un classement réaliste.

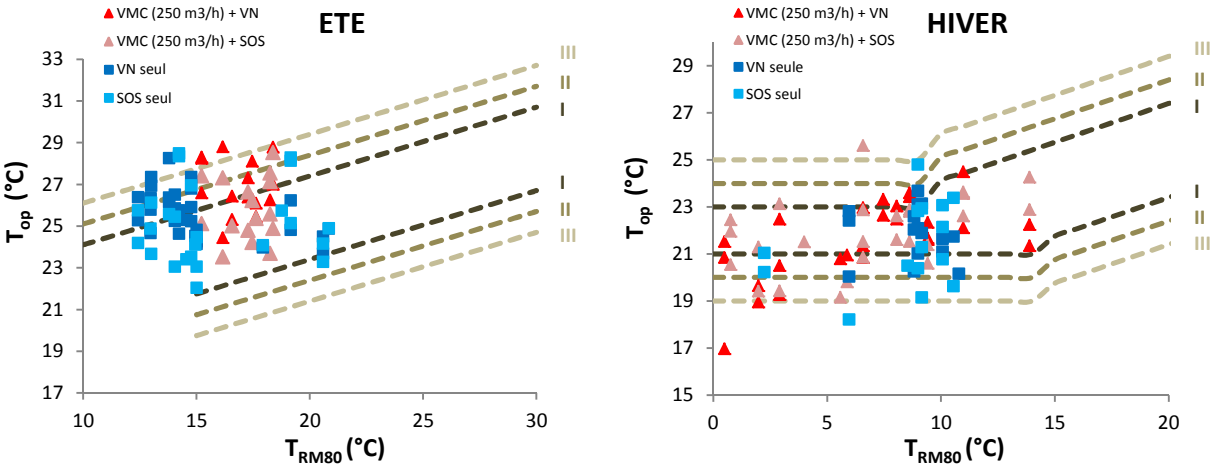


Figure III.10 : Catégorisation selon l'approche adaptative des températures opératives en fonction de la température journalière extérieure en moyenne glissante T_{rm80} pour la période chaude (à gauche) et froide (à droite).

III.4.4 Synthèse des résultats sur le confort

D'après les différentes approches du confort étudiées, les modes « avec SOS » et notamment « SOS seul », sont les plus appréciés en été, alors qu'en hiver aucune stratégie ne semble être une nouvelle fois privilégiée. Ceci rejoint les conclusions de l'approche objective. Les modes mixtes et notamment le mode « VMC (250 m^3/h) + VN » sont les moins bien notés sur l'ensemble des deux saisons d'un point de vue confort alors que d'un point de vue QEI, leur forts taux de renouvellement d'air leur permet d'être bien placés.

De plus, l'étude spécifique des gênes ressenties par les occupants a montré que la température et la luminosité étaient les principales sources de gênes, que les modes de ventilation mixte étaient les plus sujets à ces nuisances et que l'automatisme du système SOS est globalement peu gênant.

III.5 Approche énergétique

Le Tableau III.5 présente les consommations d'énergie électrique et les déperditions par renouvellement d'air des quatre modes de ventilation, sur un mois de mesures et sur une année par extrapolation des données. Dans cette partie, les périodes d'occupation mais aussi d'inoccupation des salles ont donc été prises en compte avec approximativement le même nombre d'heure pour chaque mode de ventilation.

Pour réaliser cette estimation annuelle, nous nous sommes basés sur la méthode des degrés-jour unifiés *DJU,* permettant de caractériser les besoins de chauffage annuel. Le but est d'attribuer un poids aux consommations électriques liées au chauffage pour les mois de mesures considérés (décembre et janvier) par rapport au poids total de la période de chauffe, qui s'étend conventionnellement en France du 1er Octobre au 20 Mai. Les *DJU* mensuels utilisés sont calculés selon la méthode dite « météo » en faisant la somme des différences entre la température de référence (18 °C, sans prise en compte des apports gratuits) et la moyenne de la température minimale et la température maximale de ce jour, pour chaque jour du mois :

$$DJU = 18 - (\text{moyenne journalière des températures mini/maxi}) \quad \text{(III.1)}$$

En recalculant le *DJU* pour les mois de décembre et janvier avec nos données expérimentales et en se basant sur les *DJU* conventionnels des autres mois pour La Rochelle (moyenne sur 30 ans d'observation), nous avons retrouvé la proportion que représente ces deux mois par rapport à la période de chauffage totale. Les consommations électriques annuelles pour le chauffage seraient ainsi équivalentes à 4,4 fois celles du mois de Décembre et 6,2 fois celles du mois de Janvier. Ainsi, les consommations électriques totales C_e sur un an sont calculées sur la base de douze mois (six mois d'hiver et six mois d'été) de consommations liées au système de ventilation (C_{vh} et C_{ve}) additionné aux X mois (X=4,4 pour Décembre et 6,2 pour janvier) de consommations liées au système de chauffage C_c. L'équation est décrite ci-dessous :

$$C_e = 6 \times (C_{vh} + C_{ve}) + X \times C_c \quad \text{(III.2)}$$

Les pertes de chaleur par ventilation sur le mois de mesure ont été calculées pour les périodes où le chauffage était en marche uniquement et les estimations annuelles correspondent à X fois ces déperditions mensuelles.

Les consommations électriques du système *SOS* ont été relevées avec le compteur électrique Voltcraft energy logger 4000. Les puissances électriques consommées par les deux ventilateurs (1,1 kW) et la batterie d'eau chaude (30 kW) de la CTA, ainsi que les radiateurs (1,6 kW) ont été évaluées à partir de la puissance nominale de chacun de ces éléments et de leur temps d'utilisation. Pour les ventilateurs et la batterie chaude, les consommations électriques ont été divisées par huit car la CTA dessert huit salles de classes de volume identique.

Les consommations électriques liées à la ventilation sont logiquement plus importantes pour les modes utilisant la VMC double flux, notamment en hiver avec le préchauffage de l'air par la batterie chaude pour atteindre les consignes de soufflage (20°C minimum). Le système SOS consomme très peu d'électricité car il fonctionne par intermittence, et consomme moins l'hiver que l'été, car les moteurs des stores et fenêtres sont moins sollicités. En effet, en hiver en cas d'inoccupation, le rôle de régulateur de température et de luminosité des fenêtres et stores est moins important car il n'y a pas de problème de surchauffe et la luminosité extérieure est plus faible.

Les consommations électriques liées au chauffage par les radiateurs en hiver sont plus importantes pour les modes « avec SOS » par rapport aux modes « avec VN », respectivement de 35% et 60% pour les configurations 1 et 2. En effet, les occupants compensent les importantes pertes de chaleur liées à la ventilation hygiénique, par une utilisation accrue du chauffage pour les modes « avec SOS ». Les mêmes raisons expliquent l'augmentation de 13% de la consommation d'électricité impliquée par la batterie d'eau chaude pour le mode "VMC (250 m^3/h) + SOS" par rapport au mode «VMC (250 m^3/h) + VN". De plus, l'utilisation de la VMC augmente entre 2,5 et 5,5 fois la consommation électrique annuelle estimée par rapport aux modes de ventilation naturelle correspondants. Le mode « VN seul » est de loin le moins énergivore et le mode « VMC (250 m^3/h) + SOS » est celui consommant le plus de puissance électrique.

Comme le laisser présager les TRA calculés (Tableau III.2), les pertes énergétiques par ventilation estimées sur un an sont presque dix fois plus importantes avec le mode « VMC (250 m^3/h) + SOS » qu'avec le mode « VN seul », pour lequel les fenêtres sont toujours restées fermées en hiver. La récupération de chaleur via l'échangeur de la CTA diminue considérablement les pertes par ventilation pour les modes mixtes, ce qui explique que les déperditions annuelles soit légèrement supérieures (+ 7 kWhep/m^2/an) pour le mode « SOS seul » par rapport au mode « VMC (250 m^3/h) + VN ». Pourtant, ce dernier mode permet un renouvellement d'air plus important de 12% en période d'occupation et beaucoup plus encore en période d'inoccupation entre 7h et 19h lorsque la VMC fonctionne.

		Configuration 1				**Configuration 2**			
		VMC (250 m^3/h) + SOS		**VMC (250 m^3/h) + VN**		**SOS seul**		**VN seule**	
		été	**hiver**	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**
Systèmes de ventilation (kWh/mois)	SOS	1.4	0.9	-	-	1.3	1.0	-	-
	ventilateurs	99	99	99	99	-	-	-	-
Systèmes de chauffage (kWh/mois)	Batterie à eau chaude	-	270	-	236	-	-	-	-
	radiateur	-	187	-	121	-	202	-	81
Consommations électriques totales	**(kWh/mois)**	101	557	99	456	1.3	203	0	81
	(kWhep/m^2/an)	154		132		61		24	
Pertes énergétiques par ventilation	**(kWh/month)**	275		102		96		20	
	(kWhep/m^2/an)	58		22		29		6	

Tableau III.5 : Consommations énergétiques des systèmes étudiés sur un mois et estimations sur une année

En conclusion, il y a donc un fort intérêt énergétique à utiliser la ventilation naturelle et notamment le mode « VN seul », plutôt que la ventilation mécanique dans les salles de classe. En effet, les estimations annuelles montrent que les stratégies de ventilation naturelle « VN seule » et « SOS seul » permettent d'économiser respectivement 82% et 54% de la puissance électrique utilisée pour le chauffage et la ventilation, comparé au mode habituellement utilisé dans ces salles de classes (« VMC (250 m^3/h) + VN ») et qui n'est pas le plus énergivore. Ainsi, le mode « SOS seul » qui est celui conseillé du point de vue QEI et confort, l'est aussi du point de vue énergétique mais dans une moindre mesure. Toutefois, ce système implique d'importantes pertes de chaleur par ventilation, ce qui pourrait devenir problématique en cas de climat froid.

III.6 Conclusion sur la (les) stratégies à adapter en salle de classe

La principale conclusion de ces comparaisons multicritères est que la ventilation naturelle par ouverture de la fenêtre peut assurer un environnement intérieur sain et confortable dans les salles de classe, tout en minimisant la facture énergétique, si toutefois elle est contrôlée par des paramètres bien choisis. En effet, le système SOS semble être le meilleur compromis pour fournir des conditions d'enseignement satisfaisantes et de faibles consommations énergétiques toute l'année, dans le cas du climat tempéré de La Rochelle. Cependant, en cas de climat plus extrême (très chaud, très froid ou très humide) ou en cas d'environnement extérieur bruyant, la ventilation hygiénique pourrait dégrader ces conditions.

L'utilisation du système SOS, dont l'automatisme semble bien accepté par les occupants, est surtout avantageux en été du point de vue QEI et confort et nécessite de très faibles puissances électriques pour son fonctionnement (0,66 kWhep/m^2/an). Ce système assure des taux de renouvellement d'air (TRA) satisfaisants toute l'année à l'origine des faibles concentrations en CO_2 et des concentrations en particules légèrement plus élevées par rapport aux modes mixtes en raison de la non filtration de l'air. Le système SOS assure également un net rafraîchissement en été (environ 2°C) grâce aux actions combinées du rafraichissement passif nocturne et du contrôle des fenêtres et stores pour atteindre les consignes de température et d'éclairement. Selon les occupants, le mode « SOS seul » fournit les meilleures conditions de confort thermique et aéraulique (QAI) ainsi que des niveaux de confort visuel et acoustique satisfaisants.

Néanmoins, en hiver dans la salle équipée de ce système, les occupants ont eu davantage recours au chauffage que dans l'autre salle et ont basculé volontairement le système en mode manuel près de 30% du temps d'occupation, pour s'affranchir des courants d'air froid et maintenir des conditions thermiques confortables. Si les consommations électriques annuelles estimées restent raisonnables par rapport à celles induites par la ventilation mécanique, elles pourraient devenir très importantes en cas de climat très froid.

La stratégie de ventilation naturelle sans contrôle « VN seule » est évidemment la plus économe en énergie mais génère la moins bonne QEI sur les deux saisons, en raison de TRA plus faibles et parfois insuffisant. C'est surtout le cas en hiver puisqu'alors le TRA médian est de 2,6 l/s/p seulement et les concentrations en CO_2 dépassent 1000 ppm plus de 87% du temps. Cependant, cette stratégie reste confortable pour les occupants et même la mieux notée en termes de sensation acoustique et thermique en hiver, et permet de réduire de 82% les consommations électriques (contre 54% pour le mode « SOS seul ») par rapport au mode mixte « VMC (250 m^3/h) + VN » qui est classiquement utilisé dans les salles de classe.

Les modes mixtes proposent une QEI satisfaisante grâce à un fort renouvellement de l'air, impliquant les plus faibles concentrations de CO_2, ces dernières restant en dessous de 1000 ppm en période estivale. Cependant, ils fournissent les moins bonnes conditions de confort et sont les plus gourmands en énergie, bien que la VMC soit équipée d'un échangeur de chaleur (40% d'efficacité), en raison du fonctionnement de la batterie à eau chaude. Enfin, malgré des concentrations particulaires et en CO_2 relativement faibles, l'utilisation de la VMC implique la moins bonne QAI ressentie.

Des conclusions similaires concernant les stratégies de ventilation ont été trouvées entre l'approche « QEI » et les approches « confort ». Ainsi, pendant que les exigences des normes et réglementations françaises concernant la QEI ont été généralement respectées, les occupants ont considérés l'environnement intérieur comme étant «très satisfaisant» et «très acceptable», pour toutes les stratégies. Ces deux visions ont également approuvé l'utilisation du système SOS en été et l'absence de stratégie privilégiée en hiver, avec des résultats très homogènes. Ainsi, il semble y avoir une cohérence entre les votes perceptifs et les paramètres mesurés ou encore les indices analytiques de confort thermiques (PMV). En témoigne une nouvelle fois les sensations « légèrement chaudes » en été et « légèrement froides » en hiver, ou encore la perception « assez bonne » de la qualité de l'air intérieur et de l'environnement acoustique pendant que les recommandations de l'OMS et de la réglementation acoustique sont généralement respectées.

Des résultats contradictoires ont tout de même été observés entre l'approche objective et subjective

notamment, justifiant ainsi l'intérêt d'une comparaison multi-approches, qui fera en partie l'objet du chapitre suivant. A titre d'exemples, l'environnement intérieur semble plus satisfaisant en hiver qu'en été, alors que la classification par empreintes montre le contraire ou encore, l'utilisation non recommandée de la VMC d'après les votes perceptifs alors qu'elle assure les meilleurs TRA.

D'autres résultats intéressants concernant les jugements subjectifs des occupants ont également été rapportés dans cette étude, comme par exemple le fait qu'ils semblent mieux tolérer les sensations chaudes que les sensations froides mais aussi les bruits par intermittence générés par le système SOS plutôt que le bruit continu de la VMC. Concernant les autres critères (HR, niveau d'éclairage et de vitesse d'air) qualifiés de mineurs par [Frontczak et al. 2010], les résultats des votes sont assez homogènes sur les deux saisons pour toutes les stratégies de ventilation, car les niveaux mesurés répondent aux exigences des normes et les occupants éprouvent une faible sensibilité à leurs variations. Toutefois, la luminosité apparaît, au même titre que la température, un facteur de gêne important pour les occupants. Une étude détaillée des relations entre les mesures et les différentes échelles subjectives sera faite au chapitre IV.2.

III.7 Analyse en composantes principales

Pour conclure ce chapitre dédié à la recherche d'une stratégie de ventilation adaptée à l'environnement scolaire et compléter l'étude des principaux déterminants de la QEI faite au chapitre II.4, nous proposons une analyse en composante principales (ACP). Cette méthode statistique permet à la fois d'étudier les corrélations entre les variables considérées, afin de limiter leur nombre et finalement obtenir les principaux facteurs (combinaisons linéaires des variables de départ) non corrélés de l'échantillon de données considéré.

Ces facteurs caractérisant l'ambiance pourront alors être utilisés pour développer des modèles de confort (chapitre IV.3) ou encore établir des méthodes de classification des ambiances. Enfin, l'ACP permet de visualiser l'ensemble des observations de l'échantillon dans un espace à deux ou trois dimensions, afin d'identifier des groupes homogènes d'observations, ou au contraire des observations atypiques. Une autre méthode de regroupement (classification ascendante hiérarchique) sera également proposée et des comparaisons seront réalisées entre les résultats graphiques des approches statistiques et ceux de l'approche objective, dans le but d'étayer notre choix final de stratégie de ventilation pour nos salles de classe. L'étude statistique a été réalisée avec le logiciel XLSTAT.

III.7.1 Principe de l'ACP

L'ACP est l'une des méthodes d'analyse de données multivariées les plus utilisées dès lors qu'un nombre p assez élevé de variables (des descripteurs, attributs, mesures, …) décrit n observations (des individus, des produits, …). Il est en effet impossible d'appréhender dans ce cas la structure des données et la proximité entre les observations en se contentant d'analyser des statistiques descriptives univariées ou même une matrice de corrélation.

Le tableau de données sélectionnées est constitué de 35 observations sur 13 variables (Annexe 3.2). Elles correspondent aux valeurs moyennes des paramètres mesurés sur une sélection de cours pour chaque configuration. Les niveaux de bruit L_{eq} sont ceux mesurés ponctuellement sans occupant pour chaque configuration. Il s'agit des mêmes cours que ceux sélectionnés pour les enquêtes. Une première ACP sera réalisée avec tous les paramètres pris en compte dans cette étude, puis une seconde

ACP avec des variables (ou groupement de variables) strictement décorrélées sera utilisées pour décrire la dispersion des observations selon un nombre de descripteurs réduit.

L'ACP, dont le principe mathématique est schématisé sur la Figure III.11, consiste à projeter les observations depuis l'espace à p dimensions des p variables vers un espace à k dimensions ($k<p$) tel qu'un maximum d'information soit conservée sur les premières dimensions. L'information est ici mesurée au travers de la variance totale du nuage de points et les axes principaux correspondent aux composantes principales, combinaisons linéaires des variables centrées. Si l'information associée aux 2 ou 3 premiers axes représente un pourcentage suffisant de la variabilité totale du nuage de points, on pourra représenter les observations sur un graphique à 2 ou 3 dimensions, facilitant ainsi grandement l'interprétation.

Pour estimer le nombre de composantes principales à retenir pour l'analyse des graphes de corrélation, c'est-à-dire le nombre de plans de projections, il existe des règles empiriques qui consistent à ne prendre en considération que les composantes pour lesquelles la valeur propre de la matrice de corrélation entre les variables, est supérieure à la moyenne arithmétique de toutes les valeurs propres [Borcard et Buttler, 2001]. Il y a également Le *scree* test [Cattell, 1966], fondé sur la courbe décroissante des valeurs propres, pour laquelle le nombre de facteurs à retenir correspond au premier point d'inflexion détecté sur la courbe.

La Figure III.12 illustre ce principe d'ordination en espace réduit à partir d'observations faites sur trois variables, en réduisant le problème à deux composantes principales. La projection des points représentant les observations dans le plan constitué par les deux axes principaux, contribue à les regrouper à l'intérieur d'une ellipse et à définir une **carte factorielle** du problème. La projection des variables dans le plan contribue pour sa part à les regrouper à l'intérieur d'un cercle de rayon unitaire appelé **cercle de corrélation**. Les axes principaux sont des axes perpendiculaires correspondant aux directions dans lesquelles la variabilité est la plus grande dont orthogonalité traduit l'indépendance des composantes principales.

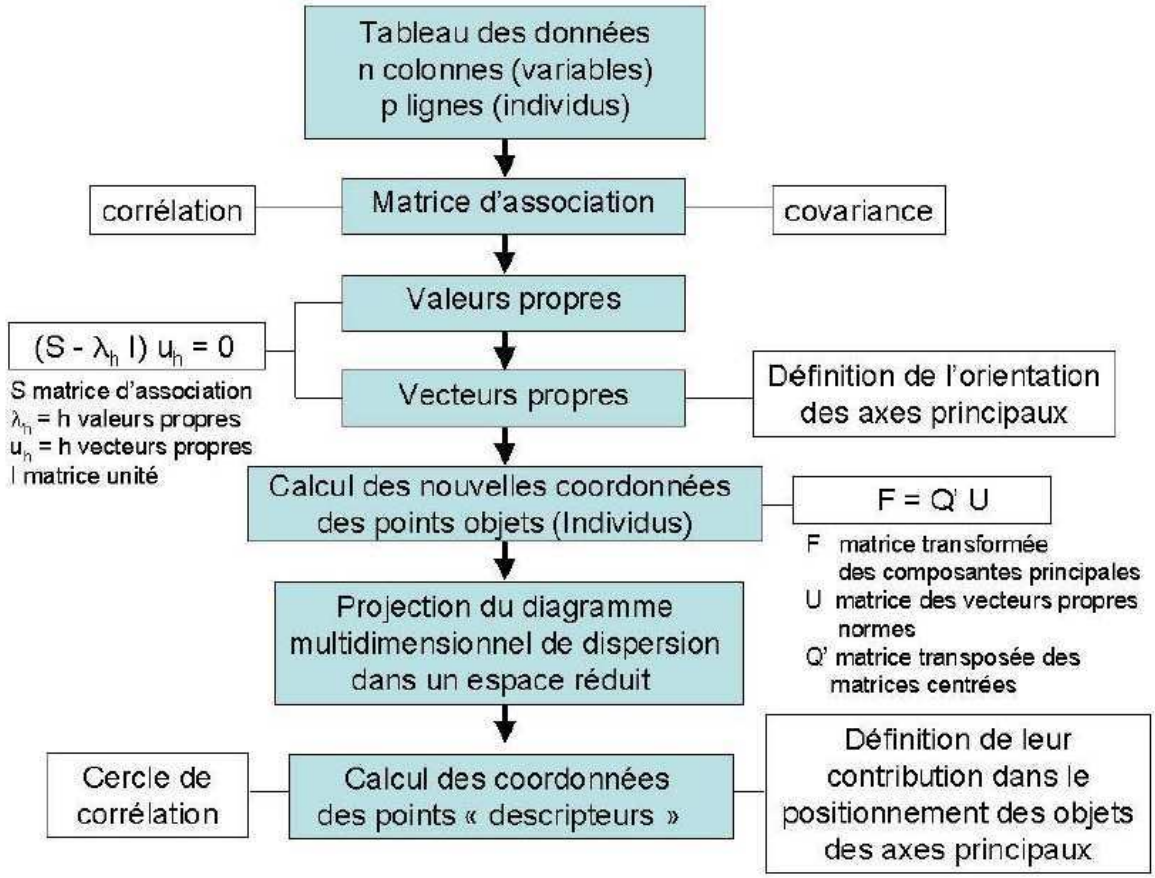


Figure III.11 : Développement mathématique d'une ACP

La position relative des points sur la carte factorielle permet d'identifier des groupes d'individus présentant des caractéristiques communes (bilan de ressemblance entre individus). La position relative des points à l'intérieur du cercle de corrélation indique les éventuelles corrélations entre les variables qu'ils représentent (bilan de liaison entre variables). Ainsi, lorsque les variables sont relativement proches du centre du graphique, alors toute interprétation est hasardeuse, et il est nécessaire de se référer à la matrice de corrélations à d'autres plans factoriels pour interpréter les résultats. Au contraire si les variables sont loin du centre du graphique, alors si elles sont :

- proches les unes par rapport aux autres, elles sont significativement positivement corrélées (*r* proche de 1),
- orthogonales les unes par rapport aux autres, elles sont significativement non-corrélées (*r* proche de 0),
- symétriquement opposées par rapport au centre, alors elles sont significativement négativement corrélées (*r* proche de -1).

Ces représentations graphiques de l'ACP permettent de faire le bilan des corrélations entre variables et des ressemblances entre individus, mais ne sont fiables que si la somme des pourcentages de variabilité associés aux axes de l'espace de représentation, est suffisamment élevée. Si ce n'est pas le cas, il est conseillé de faire des représentations sur plusieurs couples d'axes afin de valider l'interprétation faite sur les deux premiers axes factoriels.

Il est également possible de représenter simultanément les observations et les variables dans l'espace des facteurs. Il s'agit d'une représentation biplot [Gabriel, 1971], qui ne consiste pas simplement à reporter les coordonnées des variables et des observations dans l'espace des facteurs, mais nécessite une transformation afin de rendre l'interprétation exacte. Le logiciel XLSTAT propose trois méthodes pour interpréter la représentation graphique: biplot de corrélation, de distance et symétrique. Nous avons choisi le biplot de distance, qui permet d'interpréter les distances entre les observations car elles sont une approximation de leur distance euclidienne dans l'espace des *p* variables. La position de deux observations projetées sur un vecteur variable permet de conclure quant à leur niveau relatif sur cette même variable. Enfin, la longueur d'un vecteur variable dans l'espace de représentation est représentatif du niveau de contribution de la variable à la construction de cet espace (la longueur du vecteur est la racine carrée de la somme des contributions).

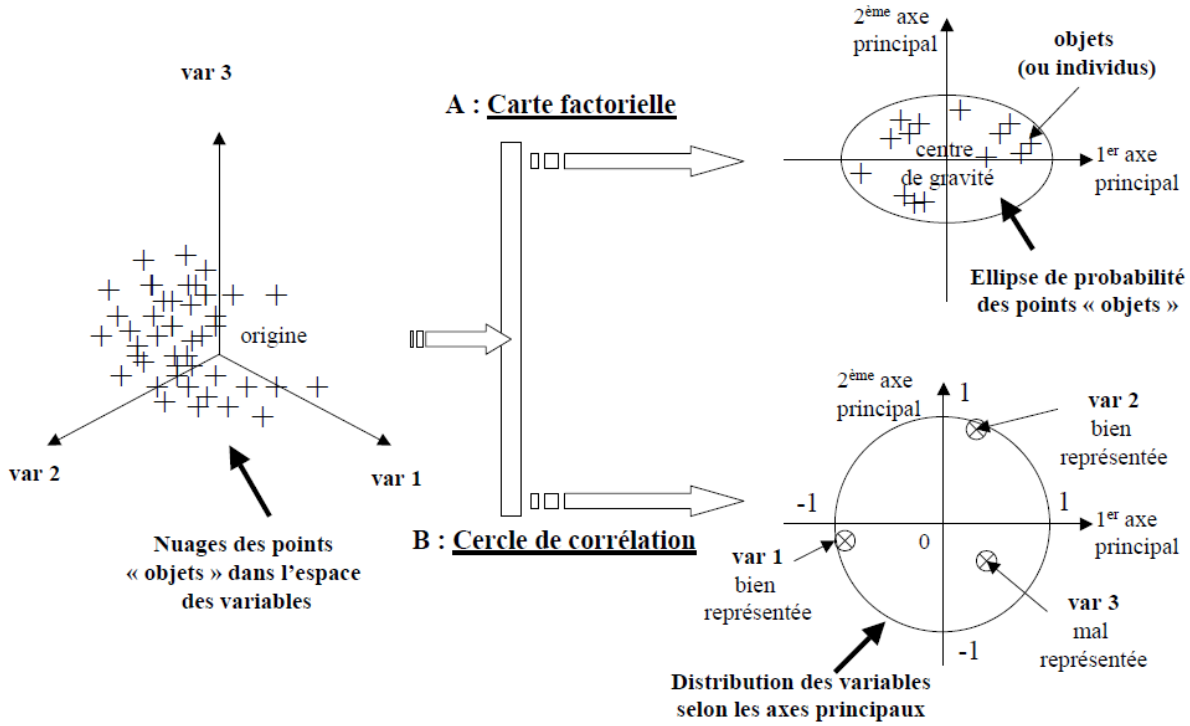


Figure III.12 : Illustration du principe de l'ordination dans une ACP [Blondeau et al, 2002]

III.7.2 Interprétation des résultats

a. Réduction du nombre de variables (de 18 à 9)

Le logiciel XLSTAT calcul dans un premier temps une matrice de corrélation basée sur le coefficient de corrélation de Pearson. Elle indique le degré de similarité entre les variables, nécessaire au calcul des matrices permettant la projection des variables dans le nouvel espace.

Le Tableau III.6 donne la matrice de corrélation de Pearson des dix-huit variables prises en compte pour évaluer la QEI. Elle montre qu'un certain nombre d'entre elles sont très fortement corrélées et peuvent donc être regroupées pour limiter le nombre de variables et éviter de donner trop de « poids » à certaines composantes. Pour un échantillon de taille n=35, on considère qu'une corrélation R est significative au risque $\alpha = 0,05$ dès que $|R| \geq 0,328$.

Ainsi, les paramètres thermiques (T_{op}, T_{air}, T_{rm}, T_{ext}, T_{RM80}, T_{sol}) sont significativement corrélés positivement (r > à 0,83). Ces variables thermiques sont également corrélées positivement à la variable HR mais dans une moindre mesure ($0,40 < r < 0,69$). Comme nous l'avons observé au chapitre II.4, l'humidité relative de l'air intérieur évolue en fonction des conditions thermiques intérieure et extérieure mais aussi de la vapeur d'eau émise par les occupants. Les variables PM10, PM2.5 et PM1 sont également fortement corrélées entre elles (r > 0,90), puisque les concentrations en grosses particules augmentent relativement proportionnellement (cf. chapitre II.4). Le TRA par personne (en l/s/p) est logiquement corrélé positivement au TRA global (r = 0,782) et corrélé négativement à la variable CO_2 (r = -0,737).

D'autres corrélations assez significatives apparaissent également. C'est le cas de la variable L_{eq} qui est positivement corrélée avec le TRA global (r = 0,555) et dans une moindre mesure avec le TRA par personne (l/s/p), V_{air}, PM_1, $PM_{2.5}$ et PM_{10} ($r \approx 0,4$) et qui est corrélée négativement avec le gradient vertical de température ΔT (r = 0,576). En effet, comme nous l'avons constaté tout au long de ce chapitre, plus le système de ventilation était bruyant (SOS, VMC), plus le TRA (vol/h), les vitesses d'air et les concentrations en particules sont susceptibles d'être importants, et donc plus le gradient vertical est faible puisque le brassage de l'air (lié au TRA) est plus important.

Var	Top	Text	TRM80	Tair	Trm	Tsol	HR	ΔT	Em	CO_2	Vair	Leq	PM1	PM 2,5	PM10	nb	TRA (v/h)	TRA (l/s/p)
Top	**1**	**0,835**	**0,886**	**0,986**	**0,991**	**0,950**	**0,449**	-0,127	-0,247	-0,266	0,212	0,257	0,215	0,158	0,128	0,207	**0,494**	0,306
Text		**1**	**0,947**	**0,860**	**0,792**	**0,923**	**0,625**	**-0,468**	-0,240	-0,242	0,140	**0,386**	0,156	0,100	0,089	-0,090	**0,374**	**0,373**
TRM80			**1**	**0,904**	**0,840**	**0,929**	**0,693**	-0,318	-0,263	-0,191	0,019	0,190	0,123	0,067	0,070	-0,024	0,326	0,269
Tair				**1**	**0,967**	**0,948**	**0,473**	-0,099	-0,252	-0,240	0,176	0,240	0,198	0,134	0,110	0,169	**0,463**	0,311
Trm					**1**	**0,925**	**0,396**	-0,106	-0,172	-0,283	0,288	0,294	0,216	0,170	0,154	0,267	**0,552**	0,329
Tsol						**1**	**0,490**	**-0,336**	-0,198	-0,303	0,192	**0,392**	0,259	0,201	0,171	0,021	**0,434**	**0,350**
HR							**1**	-0,214	-0,152	0,152	-0,121	-0,189	0,040	0,061	0,082	-0,182	-0,112	-0,142
ΔT								**1**	-0,004	0,287	-0,211	**-0,576**	-0,310	-0,293	-0,252	0,265	-0,157	-0,284
Em									**1**	0,076	0,255	0,153	0,112	0,207	**0,336**	-0,051	0,138	0,062
CO_2										**1**	-0,012	**-0,566**	-0,228	-0,190	-0,108	-0,061	**-0,575**	**-0,737**
Vair											**1**	**0,413**	0,035	0,082	0,116	0,233	**0,380**	0,106
Leq												**1**	**0,415**	**0,404**	**0,402**	-0,064	**0,425**	**0,555**
PM1													**1**	**0,968**	**0,898**	-0,119	0,070	0,223
PM 2,5														**1**	**0,951**	-0,162	0,024	0,182
PM10															**1**	-0,200	0,017	0,167
nb																**1**	**0,552**	0,086
TRA (vol/h)																	**1**	**0,782**
TRA (l/s/p)																		**1**

Tableau III.6 : Matrice de corrélations des variables. Les valeurs en gras sont différentes de 0 à un niveau de signification α=0,05

Le nombre limité d'observations (35) et la présence de variables quasi « redondantes » nous a amené à réduire le problème à neuf variables en gardant tout de même suffisamment de variables pour définir tous les aspects de la QEI. Nous ne conservons ainsi qu'une seule variable thermique (T_{op}), qui est celle utilisée pour évaluer le confort thermique, deux variables relatives à la QAI (CO_2 et PM_{10}), une variable relative au débit d'air (TRA par personne, même si elle est corrélée négativement à la variable CO_2), ainsi que les variables HR, E_m, v_{air} et L_{eq}.

b. ACP à neuf variables

Une ACP avec ces neuf variables a donc été réalisé. Pour évaluer la qualité de la projection des variables sur les axes principaux, XLSTAT fournit les vecteurs propres et valeurs propres de la matrice de corrélation associés aux neuf facteurs, ainsi que le pourcentage de la variabilité des observations expliqué par chaque facteur (Tableau III.7). Cette information est également illustrée par un *scree plot* (Figure III.13).

Le premier axe principal explique 32,39% (contre 38,59% avec 18 variables) de l'inertie totale du nuage de point étudié, le second axe principal 18,21% (18,65% initialement) et le troisième 15,49% (13,92%) soit en cumulé 50,60% (57,24%) sur les deux premières composantes et 66,08% (71,15%) sur les trois premières composantes. Ces valeurs étant peu élevées pour le premier plan factoriel F1 F2, et la moyenne arithmétique des valeurs propres sur tous les axes étant égale à 1, les résultats obtenus jusqu'au plan factoriel F1 F3 minimum doivent être pris en considération. Nous irons jusqu'au facteur F4.

		F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9
Valeur propre		2,915	1,639	1,394	0,964	0,836	0,579	0,262	0,247	0,166
Variabilité (%)		32,385	18,210	15,487	10,711	9,291	6,429	2,906	2,742	1,840
% cumulé		32,385	50,595	66,082	76,793	86,083	92,512	95,418	98,160	100,000
Vecteurs propres	T_{op}	0,253	0,525	0,176	0,269	0,446	-0,099	-0,321	0,348	-0,353
	HR	-0,030	0,558	0,471	-0,194	0,022	0,388	0,101	-0,313	0,412
	ΔT	-0,365	-0,097	-0,228	0,125	0,736	-0,176	-0,056	-0,185	0,425
	E_m	0,088	-0,549	0,322	-0,165	0,316	0,592	-0,291	0,095	-0,127
	CO_2	-0,434	-0,097	0,436	0,133	-0,101	-0,122	0,212	0,680	0,249
	V_{air}	0,238	-0,221	0,322	0,758	0,014	-0,003	0,327	-0,327	-0,021
	L_{eq}	0,521	-0,126	0,019	0,070	-0,180	-0,201	-0,461	0,138	0,635
	PM10	0,267	-0,167	0,428	-0,490	0,240	-0,572	0,250	-0,135	-0,113
	TRA (l/s/p)	0,454	0,039	-0,338	-0,093	0,243	0,276	0,610	0,362	0,176

Tableau III.7 : Valeurs propres, vecteurs propres et pourcentage de variabilité associés aux facteurs de l'ACP

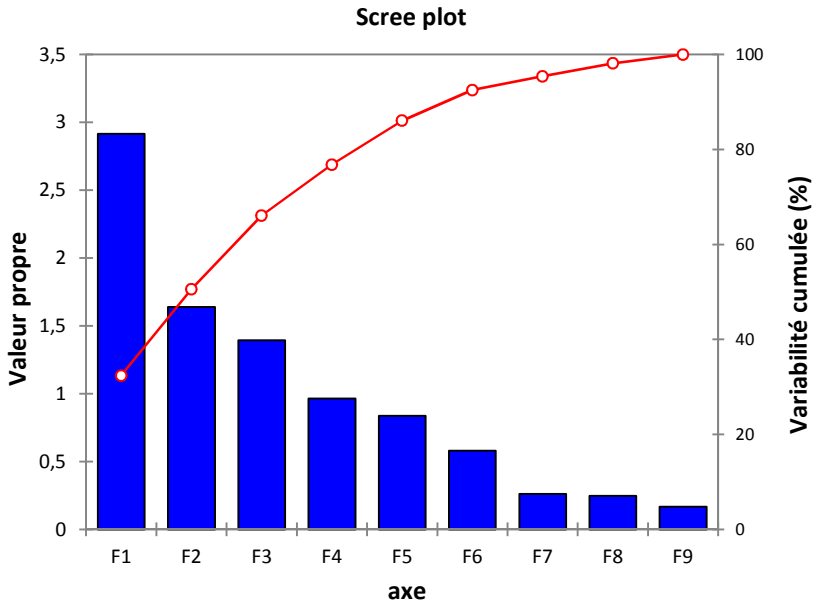


Figure III.13 : Scree plot illustrant la variabilité des données expliquée par chaque facteur

le Tableau III.8 donne les caractéristiques des composantes principales du point de vue des variables. Comme pour les valeurs propres, nous n'attribuons à chaque facteur que les variables pour lesquelles la contribution (en %) est supérieure à la moyenne arithmétique des contributions pour ce facteur, soit 11,11 (100/9). La caractérisation des facteurs se basera également sur la carte factorielle des individus, le cercle des corrélations des variables ainsi que la représentation biplot dans les plans factorielles F1 et F2 ainsi que F1 et F3 (Figure III.14 et Figure III.15).

Variables	Corrélations				Contributions des variables (%)				Cosinus carrés des variables			
	F1	F2	F3	F4	F1	F2	F3	F4	F1	F2	F3	F4
T_{op}	0,432	0,672	0,208	0,264	6,400	**27,515**	3,102	7,242	0,187	**0,451**	0,043	0,070
HR	-0,052	0,714	0,556	-0,191	0,092	**31,084**	**22,180**	3,773	0,003	**0,509**	0,309	0,036
ΔT	-0,622	-0,124	-0,270	0,123	**13,286**	0,937	5,220	1,572	0,387	0,015	0,073	0,015
E_m	0,150	-0,703	0,380	-0,162	0,773	**30,114**	10,336	2,727	0,023	**0,494**	0,144	0,026
CO_2	-0,741	-0,124	0,515	0,131	**18,853**	0,937	**18,997**	1,770	**0,549**	0,015	0,265	0,017
V_{air}	0,407	-0,283	0,381	0,745	5,680	4,896	10,397	**57,527**	0,166	0,080	0,145	**0,555**
L_{eq}	0,890	-0,161	0,023	0,069	**27,157**	1,577	0,037	0,490	**0,792**	0,026	0,001	0,005
PM10	0,455	-0,214	0,505	-0,481	7,117	2,786	**18,301**	**24,026**	0,207	0,046	**0,255**	0,232
TRA (l/s/p)	0,776	0,050	-0,399	-0,092	**20,641**	0,155	**11,429**	0,874	**0,602**	0,003	0,159	0,008

Tableau III.8 : Corrélation, contribution et cosinus carrés des variables pour les quatre premières dimensions. En gras : les contributions supérieures à la moyenne arithmétique des contributions de toutes les variables pour chaque facteur ; les cosinus carré les plus importants pour chaque variable.

La première composante principale F1 est fortement corrélée positivement aux variables L_{eq} et TRA par personne (r respectivement égale à 0,890 et 0,776) dont les contributions à la construction de l'axe sont respectivement de 27,2% et 20,6% chacune (Tableau III.8). La composante F1 est également corrélée négativement aux variables CO_2 et ΔT (*r* respectivement de -0,741 et -0,622) dont la contribution est moindre (respectivement de 18,9% et 13,3%). La forte contribution de ces quatre variables s'illustre sur le cercle de corrélation (Figure III.14) par des vecteurs proches de l'axe F1 et

dont l'extrémité est éloignée du centre du cercle, formant ainsi un angle faible avec l'axe (cosinus carré proche de 1). De plus, la symétrie des vecteurs par rapport au centre du cercle illustre l'opposition de signe de la corrélation à F1, positif pour L_{eq} et TRA (l/s/p) et négatif pour CO_2 et ΔT.

D'après la matrice de corrélation (Tableau III.6), les variables L_{eq} et TRA (l/s/p) sont corrélées positivement entre elles et négativement aux variables CO_2 et ΔT. Cependant, ces deux dernières variables ne sont pas véritablement corrélées entre elles (r = 0,29) et la contribution à F1 de la variable ΔT est plus faible que les autres. Ainsi, la première composante principale opposant L_{eq} et TRA (l/s/p) à CO_2 (et ΔT dans une moindre mesure) semble classer les observations selon le type de système de ventilation utilisé. En effet, comme nous l'avons rappelé ci-dessus, plus le mode de ventilation est bruyant, plus grande est la probabilité que le TRA soit important et par conséquent que les concentrations en CO_2 (voir le gradient vertical de température ΔT) soient faibles.

Les principales variables fortement corrélées au second axe principal F2 sont HR, T_{op} et E_m. Elles contribuent fortement à la construction de l'axe et donc à l'explication de la variabilité des observations par la seconde composante (respectivement 31,08%, 27,51% et 30,11%). Les variables HR et T_{op} sont corrélées positivement à F2 (r respectivement de 0,714 et 0,672) et la variable E_m est corrélée négativement à F2 (r = -0,703) mais n'est pas corrélée aux deux autres (Tableau III.6). Ces observations peuvent également être déduits du positionnement des vecteurs variables sur le cercle de corrélation : éloignés du centre du cercle, très proches de l'axe F2 d'où des cosinus carré très importants et symétrie entre le couple HR/T_{op} et E_m.

Le facteur F2 est donc une combinaison des aspects thermiques et lumineux et l'axe F2 permet de classer les observations des plus froides au plus chaudes (ou des plus sèches au plus humides) et des plus lumineuses au moins lumineuses. Cela vient du fait que les données de la période été (les plus chaudes) étaient plus humides et moins lumineuses que celles de la période hiver.

Pour expliquer au mieux la variabilité des observations, nous nous intéressons également aux autres composantes et plans factoriels. A commencer par la troisième composante, qui n'est corrélée fortement à aucune variable (r < 0,515 en valeur absolue) et dont aucune variable ne contribue à plus de 22,2% (HR). L'étude du cercle de corrélation pour le plan F1 F3 n'est donc pas intéressant, puisqu'aucune variable n'y est bien représentée (cosinus carrées très faibles).

La quatrième composante est un peu plus intéressante du point de vue de ses représentations graphiques, bien qu'elle explique seulement 10,71% de la variance des observations. En effet, l'information qu'elle contient provient essentiellement des deux variables jusque là non mentionnées : principalement la variable v_{air} corrélée positivement à F4 (r = 0,745 et contribution de 57,5%) et la variable PM_{10} (r = -0,481 et contribution de 24,0%). Ces deux variables dont les vecteurs sont symétriquement bien opposé selon l'axe F4 du cercle de corrélation (Figure III.14), sont très peu corrélées entre elles (r = 0,116).

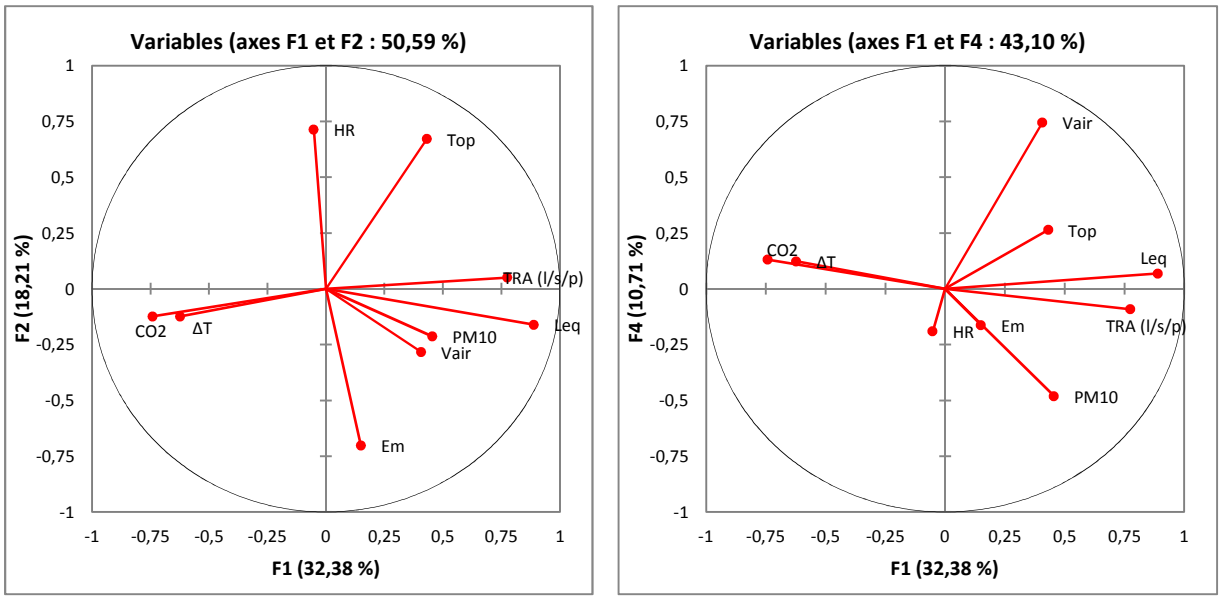


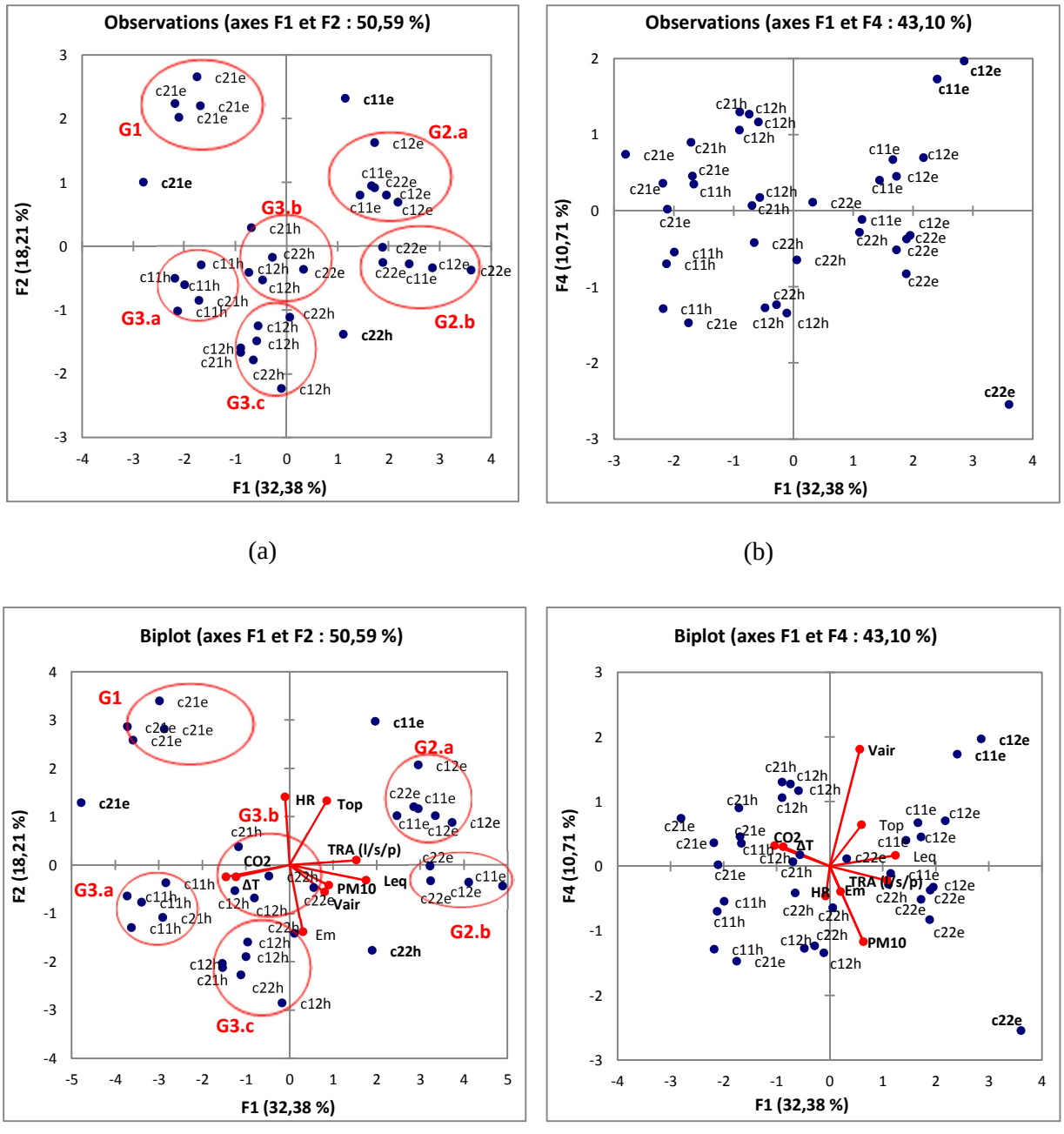
Figure III.14 : Représentations des cercles de corrélation pour les plans factoriels F1 F2 (à gauche) et F1 F4 (à droite)

La répartition des observations sur la carte factorielle définie par les plans F1 et F2 (Figure III.15), montre une séparation franche le long de l'axe F2 (facteur « thermique et luminosité») entre les configurations hiver (les plus froides, sèches et lumineuses) dans sa partie négative (basse) et les configurations été (les plus chaudes, humides et sombre en terme d'éclairement) dans sa partie positive (haute). Au sein de cette répartition froid/chaud ou sec/humide ou encore lumineux/sombre, apparaissent plusieurs ensemble d'observations le long de l'axe F1 (facteur « renouvellement d'air ») selon les valeurs de L_{eq}, TRA, CO_2 et/ou ΔT.

Ainsi, outre les deux groupes formés par les configurations été et hiver, nous avons repéré six ensembles et sous-ensembles (trois en été et trois en hiver) plus ou moins liés les uns aux autres et dont les limites sont arrêtées plus ou moins arbitrairement. Nous précisons que d'autres ensembles ou sous-ensembles pourraient être interprétés.

Le premier ensemble (G1) correspond exclusivement au mode de ventilation « VN seule été» (c21e) auquel est associé des températures élevées, des TRA très faibles et des taux d'humidité relative importants par rapport aux autres modes de ventilation. Les deux premières caractéristiques sont liées et on été observées au chapitre III.3.

Le second ensemble (G2) regroupe deux sous-ensembles constitué des trois autres configurations été. Le groupe G2.a est majoritairement constitué des modes de ventilation mixte « VMC + VN » (c11e) et « VMC + SOS » (c12e) et le groupe G2.b est essentiellement représenté par le mode de ventilation « SOS seul » (c22e). Ces deux sous-ensembles sont caractérisés notamment par des TRA élevés mais le groupe G2.a tend davantage vers les ambiances chaudes que le groupe G2.b, qui propose les observations estivales les plus fraiches. Ceci est cohérent avec les observations du chapitre III.3.



(a) (b)

(c) (d)

Figure III.15 : Représentations des cartes factorielles (a et b) et des biplots (c et d) pour les plans factoriels F1 F2 (à gauche) et F1 F4 (à droite). Regroupements des observations (cercle) et observations particulières (en gras)

Le troisième ensemble regroupe toutes les observations hivernales en trois sous-ensembles assez proches les uns des autres. En effet, comme nous l'avions vu à la section III.3, les résultats obtenus pour toutes les configurations hiver sont homogènes pour la plupart des critères.

Le groupe G3.a, composé presque exclusivement de la configuration mixte « VMC + VN » est caractérisé par des conditions thermiques et lumineuses proches de celles du groupe G3.b, composé des trois autres configurations hivernales, mais aussi du groupe G2.b. Cependant, en témoigne sa localisation à gauche de l'axe F1, le groupe G3.a propose non pas des TRA plus faibles mais des

concentrations en CO_2 plus importantes (d'après le tableau des données en Annexe 3.2) que les groupes G3.b et G3.c. Ce dernier groupe est composé essentiellement des deux configurations « avec SOS » et notamment « VMC + SOS » et sa localisation en bas de l'axe F2 s'explique non pas par des conditions thermiques plus faibles, mais par des niveaux d'éclairement plus forts (Annexe 3.2). A noter que les trois configurations « VN seule hiver» se retrouvent dans chacun des trois sous-ensembles.

Trois observations particulières, ne figurant dans aucun groupement d'observation apparaissent en gras sur la carte factorielle et le biplot du plan F1F2 (Figure III.15.a et Figure III.15.c) et sont surlignées dans les tableaux d'observations figurant en Annexe 3.2. Elles appartiennent à deux configurations estivales (c11e : « VMC + VN » et c21e : « VN seule ») et une configuration hivernale (c22h : « SOS seul »). La première observation (configuration mixte « VMC+VN ») se situe en haut de l'axe F2 auquel elle est fortement liée (cosinus carré = 0,627), par rapport au groupe G2.a, car elle présente des valeurs de T_{op} et HR élevées mais surtout un niveau d'éclairement très faible (42 lux). La seconde observation (« VN seule ») est fortement liée à la composante F3 (cosinus carré = 0,559) à laquelle elle contribue à 30,4%. Cela s'explique notamment par de fortes valeurs de HR, concentrations en CO_2 et PM10 et un faible TRA, ces quatre variables contribuant à 71% de la composante F3 (cf. Tableau III.8). La troisième observation particulière (« SOS seul ») est également majoritairement liée à F3 mais sa contribution est faible (7,3%) et par conséquent les explications quant à la localisation du point représentant cette observation sont moins évidentes.

Concernant la répartition des observations sur le plan factoriel F1F4, aucun regroupement évident n'apparaît. Seules trois observations estivales particulières peuvent être discutées. Il s'agit tout d'abords de deux points représentant les configurations mixtes (c11e : « VMC + VN » et c12e « VMC + SOS ») qui sont localisés dans le coin haut droit des carte factorielle et biplot du plan F1F4 (Figure III.15.b et Figure III.15.d) car ils présentent les vitesses d'air les plus élevées (respectivement 0,15 et 0,13 m/s). La troisième observation (c22e : « SOS seul ») se situe dans le coin bas gauche des représentations factorielles F1F4 à cause de la très forte concentration en PM10 (150 µg/m^3) associée à cette observation. Ces trois observations présentent également de forts TRA, ce qui explique leur localisation à droite du centre du cercle.

c. ACP à trois variables

Afin d'améliorer au mieux la représentativité de la variabilité des observations, plusieurs ACP ont été réalisées avec un nombre réduit de variables. Les meilleurs résultats ont été obtenus avec trois variables : T_{op}, E_m et TRA (l/p/s), pour lesquelles les deux premières composantes expliquent 80,82% de la variabilité des observations. Les tableaux de résultats obtenus pour cet ACP sont donnés en Annexe 3.2.

La première composante est cette fois un facteur « thermique » (T_{op} y contribue à 53,74%), la seconde composante est partagée entre « éclairement et QAI » (E_m y contribue à 60,98% et TRA à 38,90%) et la troisième composante qui ne représente que 19,18% de la variabilité des observations, est une combinaison linéaire des trois variables.

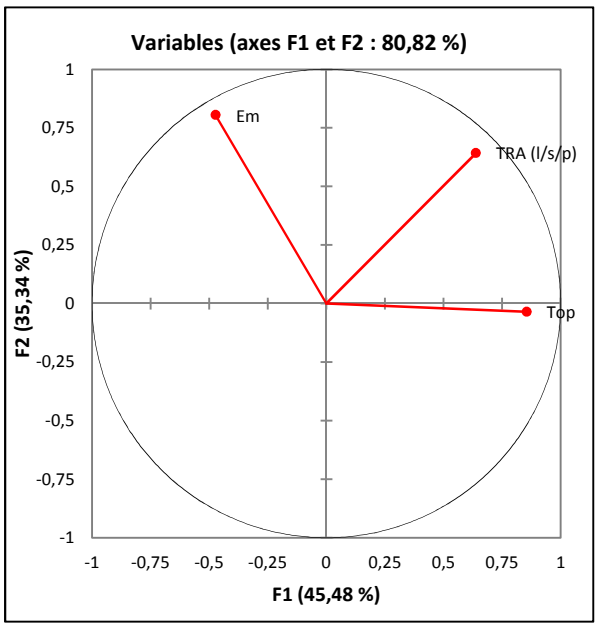
Nous avons une nouvelle fois tenté de constituer des groupes homogènes d'observations sur la carte individuelle représentant le plan factoriel F1F2 (Figure III.16). Ainsi, outre la ségrégation des observations selon la saison (été/hiver) de part et d'autre de l'axe F1, nous proposons cinq sous-

ensembles de données, dont quatre pour la saison chaude.

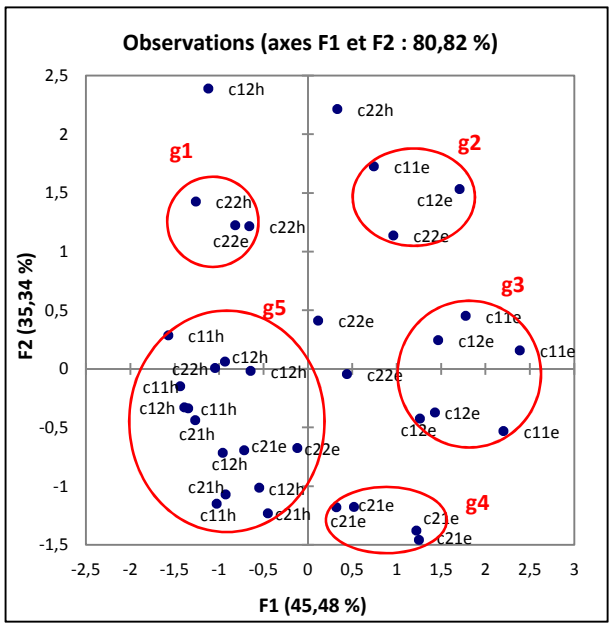
Les groupes g1 et g2 de la Figure III.16 sont localisés en haut de l'axe F2 et symétriquement par rapport à F1. Ils sont majoritairement composés de configurations « avec SOS » qui présentent des valeurs de TRA et d'éclairement élevés. Le groupe g1 concerne davantage les cas très lumineux et plutôt frais (hiver) et le groupe g2 les cas très ventilés et plutôt chaud (été). Ce dernier groupe est par ailleurs constitué des trois observations particulières de l'ACP à neuf variables dans le plan F1F4. Ces deux groupes s'apparentent au groupe G2.b de l'ACP à neuf variables dans le plan principal (F1F2).

Le groupe g3 correspond au groupe G2.a précédemment définie (ventilation mixte), qui associe entre elles les ambiances les plus chaudes. De même, le groupe g4 correspond au groupe G1 (« VN seule été »), caractérisé par des valeurs de T_{op} élevées et des TRA très faibles. Enfin, le groupe g5 est associé à l'ensemble G3 regroupant la plupart des configurations hivernales, caractérisées par des valeurs de T_{op} homogènes et des TRA faibles.

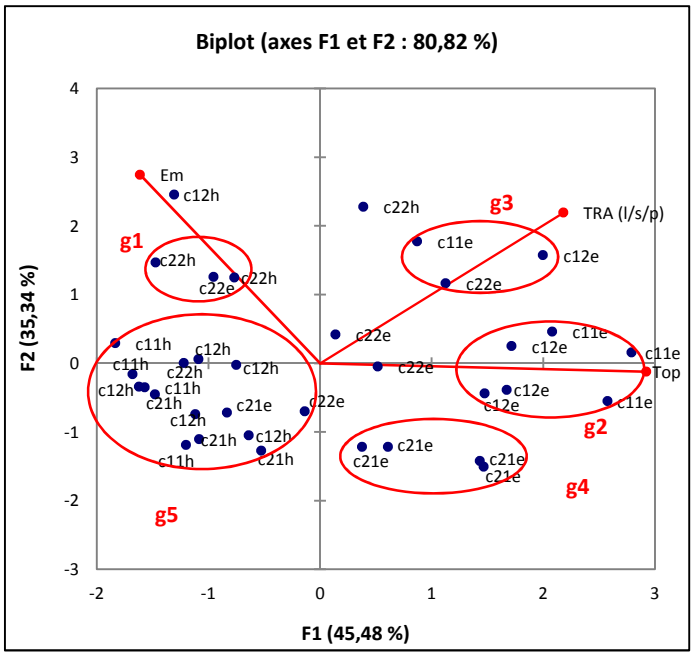
Nous avons également repéré quatre observations atypiques (en gras sur les représentations en surlignées dans le tableau de l'Annexe 3.2), qui concernent toutes le système SOS. Deux d'entre elles apparaissent en hiver : « VMC + SOS » et (c12h) et « SOS seul » (c22h, déjà mentionnée comme observation particulière lors de la première ACP). Leurs points sont situés en haut de la carte individuelle dans le plan principal, du fait d'un niveau d'éclairement élevé (1400 lux) pour la première et d'un fort TRA (27 l/p/s) pour la seconde. Les deux autres observations (c22e : « SOS seul » été) se situent au centre du cercle entourées des cinq ensembles, ce qui pourrait signifier que ce mode de ventilation est propice à des ambiances tempérée et suffisamment ventilée et éclairée. Cela conforte notre conclusion comme quoi le mode « SOS seul » est adapté aux situations estivales.



(a)



(b)



(c)

Figure III.16 : Représentations a) du cercle de corrélation (gauche), b) de la carte individuelle des observations et c) des biplots dans le plan factoriel F1 F2

III.7.3 Classification ascendante hiérarchique (CAH) des individus

Cette méthode de classification permet de constituer des groupes homogènes d'objets (classes) sur la base de leur description par un ensemble de variables. Nous comparons ici les résultats obtenus par le CAH avec ceux de l'ACP en ne prenant en compte que les trois principales variables (T_{op}, E_m, TRA).

La classification ascendante hiérarchique est une méthode itérative calculant les dissimilarités entre les objets sur la base des distances entre les objets et les centre de gravité des classes formées. Cette dissimilarité entre les *N* objets permet de regrouper les deux objets dont le regroupement minimise un critère d'agrégation donné, créant ainsi une classe comprenant ces deux objets. Est calculée ensuite la dissimilarité entre cette classe et les *N-2* autres objets en utilisant le critère d'agrégation. Puis sont regroupés les deux objets ou classes d'objets dont le regroupement minimise le critère d'agrégation. Les itérations continuent ainsi jusqu'à ce que tous les objets soient regroupés. La méthode d'agrégation choisie est celle de Ward [Ward, 1963] consistant à agréger deux groupes de sorte que l'augmentation de l'inertie intra-classe soit la plus petite possible, afin que les classes restent homogènes. Ces regroupements successifs produisent un arbre binaire de classification appelé dendrogramme, dont la racine correspond à la classe regroupant l'ensemble des individus.

Le dendogramme obtenu à partir des observations faites sur les principales composantes est illustré Figure III.17. La ligne en pointillé représente la troncature proposée par XLSTAT et permet de voir que trois classes principales sont identifiées. Les classes C1 et C3 comportent également chacun deux sous-groupes homogènes. La classe C2 est quant à elle composée que de quatre observations.

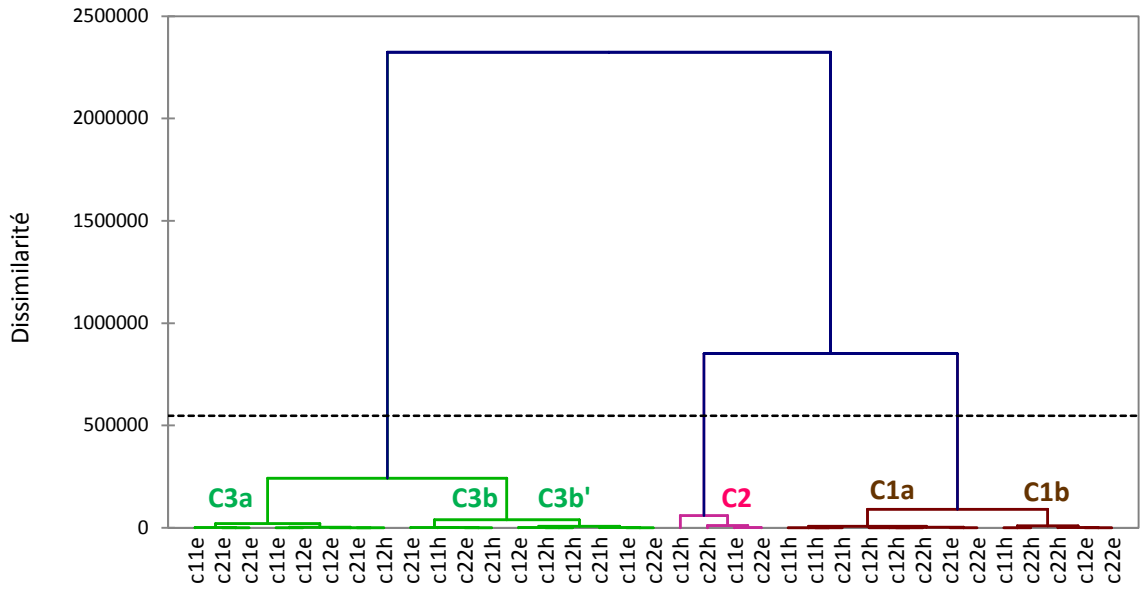


Figure III.17 : Regroupement des observations en classes en fonction de leur dissimilarité

Les cinq classes finalement choisies sont reportées sur la carte individuelle des observations dans le plan principal pour étudier la concordance des regroupements effectués par ACP (Figure III.16.b) et CAH (Figure III.17). Les classes C2 et C1b ressemblent aux groupes g1 et g2 de l'ACP (modes « avec SOS »). Cependant les trois autres classes ne ressemblent pas aux groupes g3 g4 et g5 et ces regroupements sont plus difficilement interprétables que ceux de l'ACP.

La classe C1a (associée à C1b) correspondant à tous les modes hiver. La classe C1 regroupe donc les modes proposant une ambiance thermique fraiche. A l'inverse, la classe C3a rassemble les observations les plus chaudes dominées par les modes été « avec VN ». La classe C3b regroupe à la fois les observations estivales bien ventilées (C3b composée des modes été « avec SOS ») et les observations hiver assez chaude et peu ventilées (C3b' composée tous les modes hiver).

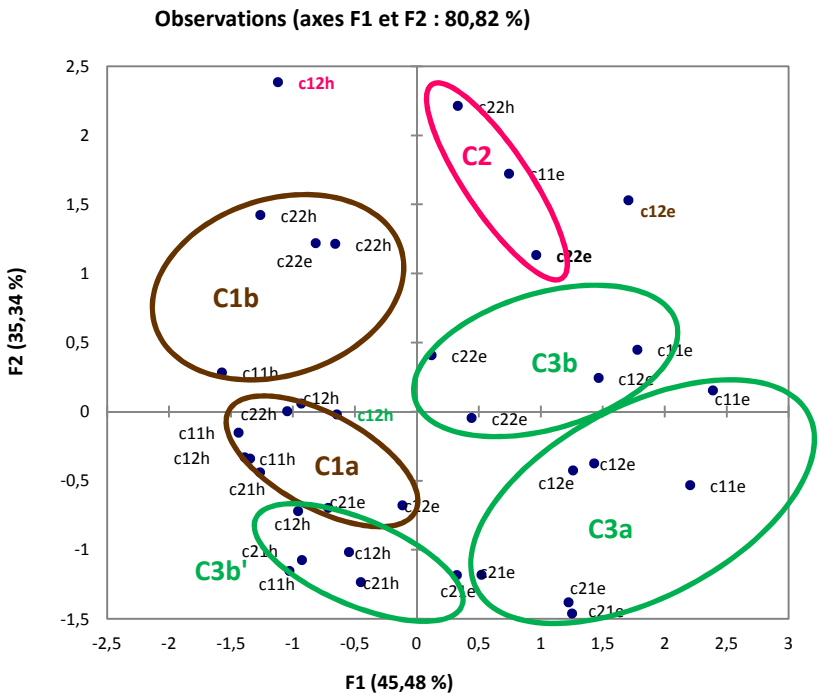


Figure III.18 : Groupes d'observations définis par CAH sur la carte individuelle des observations dans le plan principal

III.7.4 Conclusion des méthodes statistiques

Les ACP réalisées sur l'ensemble des paramètres mesurés dans cette étude nous a tout d'abords permis de définir les principaux facteurs caractérisant notre échantillon de données à partir d'un nombre réduit (neuf) de variables. Les trois principales composantes sont de type « thermique » (combinaison linéaire de T_{op} et HR), de type « renouvellement d'air » (combinaison linéaire de L_{eq}, TRA (l/s/p) et CO_2) et de type « éclairement » (E_m).

De plus, l'étude de la répartition des observations dans les principaux plans factoriels a confirmé bon nombre des observations faites lors de l'étude objective de la QEI critère par critère, comme par exemple le fait que :

- Le mode « SOS seul » propose des conditions thermiques, de renouvellement d'air et d'éclairement propices à une bonne QEI
- Le mode de ventilation « VN seule » n'est pas adapté en été (température élevée, faible TRA)
- Les configurations hivernales sont proches les unes des autres selon les principales composantes, caractérisées par des valeurs de T_{op} homogènes et des TRA faibles

L'ACP a également permis de réaliser des regroupements de configurations interprétables (contrairement à la CAH) selon les principaux facteurs, ce que l'analyse des scores par critère ne nous permettait pas de faire. Ainsi peuvent êtres associées les configurations estivales mixtes (« VMC + VN » et « VMC + SOS ») pour leurs T_{op} élevées, les configurations hiver et été « avec SOS » pour leurs TRA élevés, ou encore l'ensemble des configurations hivernales pour leurs faibles valeurs de TRA et de T_{op}. Le mode « VN seul » en été est quant à lui associé à aucun autre.

Certaines observations particulières ont également été repérées. C'est le cas notamment des configurations « avec SOS ». En effet, il arrive que ce système de ventilation, adapté en été, implique des TRA très (voir trop) importants liés à l'ouverture automatique des fenêtres et des niveaux d'éclairement inadaptés si le réglage de la consigne est mal fait.

III.8 Conclusion

Quatre stratégies de ventilation, à la fois classique et innovante, ont été testées dans des salles de classe de l'Université de la Rochelle et leurs performances comparées sur des critères environnementaux, de confort et énergétiques.

La principale conclusion de ces comparaisons multicritères est que la ventilation naturelle par ouverture de la fenêtre peut assurer un environnement intérieur sain et confortable dans les salles de classe, tout en minimisant la facture énergétique, si toutefois elle est contrôlée par des paramètres bien choisis. En effet, le système d'ouverture automatisée des fenêtres et stores (SOS), contrôlé par la présence, la température d'air et le niveau d'éclairement semble être le meilleur compromis pour fournir des conditions d'enseignement satisfaisantes et de faibles consommations énergétiques toute l'année, dans le cas du climat tempéré de La Rochelle.

Cependant, en cas de climat plus extrême (très chaud, très froid ou très humide) ou en cas d'environnement extérieur bruyant, la ventilation hygiénique pourrait dégrader ces conditions. A ce moment là, une alternance avec une ventilation mécanique pourrait être une bonne solution. La seconde version du système SOS qui tient compte de la pollution gazeuse intérieure et extérieure et qui donne la possibilité de contrôler l'ouverture des fenêtres par le niveau de confinement (CO_2) semble apporter de bonnes améliorations pour la période hivernale, mais nécessite toujours la prise en compte du niveau sonore extérieur et des concentrations particulaires.

Enfin, dans le but de définir les principaux déterminants de l'environnement intérieur des salles, une analyse statistique en composante principale a été réalisée à partir d'un échantillon de données. Les trois principales composantes sont de type « thermique » (combinaison linéaire de T_{op} et HR), de type « renouvellement d'air » (combinaison linéaire de L_{eq}, TRA (l/s/p) et CO_2) et de type « éclairement » (E_m). Les regroupements d'observations effectués par l'ACP sur ces trois facteurs ont permis de valider une nouvelle fois l'utilisation du système SOS.

Chapitre IV.

Etude du ressenti et du comportement des occupants

IV.1 Introduction

Après avoir évalué et proposé la meilleure stratégie de ventilation parmi celles testées dans nos salles de classe, ce nouveau chapitre se focalise sur le confort des occupants, de ce qu'ils ressentent aux actions adaptatives qu'ils mènent pour améliorer leur environnement. Les objectifs sont multiples : comprendre les mécanismes du confort humain, définir les conditions de confort optimal dans les salles de classe et pouvoir prédire le confort global ainsi que le comportement adaptatif de ces occupants. Cette étude permettra notamment d'apporter des améliorations à la modélisation des ambiances intérieures avec occupation.

Pour ce faire, nous étudierons tout d'abords les relations entre les différentes approches du confort. Puis, nous proposerons un modèle de prédiction du confort global à l'aide d'une régression linéaire multiple. Enfin, nous étudierons les ajustements personnels des occupants et leur contrôle individuel des équipements pour finalement proposer un algorithme de contrôle d'ouverture des fenêtres.

IV.2 Relations entre les approches subjective, objective, analytique et adaptative du confort

Dans cette partie visant à étudier les relations, via divers types de régression, entre les différents paramètres et indices permettant de définir le confort, nous avons utilisé les mêmes données que celles des comparaisons inter-stratégies sur le confort. Les résultats obtenus seront comparés à une étude similaire réalisée dans des bâtiments de bureau ventilés naturellement [Moujalled, 2007].

IV.2.1 Relation entre les différentes échelles subjectives du confort

Les questionnaires ont permis d'aborder les différents aspects du confort à travers les jugements perceptif et préférentiel pour tous les critères, mais aussi affectif et d'acceptabilité pour le critère thermique. Pour faciliter l'analyse des graphiques, les votes moyens par classe (ou série de questionnaires) ont été exprimés sur la même échelle à sept degrés allant de -3 à +3 cette fois ci, ce qui n'est pas sans rappeler celle du PMV. Cette échelle permet en effet de mieux visualiser les votes chauds et froids.

La Figure IV.1 illustre la relation entre les votes perceptif et préférentiel pour l'ensemble des critères. Comme nous l'introduisions au chapitre III.4, la régression linéaire des votes de préférence thermique (*PT*) en fonction des votes de sensation thermique (*ST*), montre que ces deux échelles subjectives sont fortement corrélées ($R^2 > 0,83$) et quasi identiques pour les deux saisons (Figure IV.1.a). Les pentes de ces droites sont respectivement de 0,84 et 0,87 en été et en hiver, ce qui signifie que les aspirations thermiques des occupants varient moins vite que leur état thermique, d'autant plus en été, illustrant leur capacité adaptative. De plus, en situation de neutralité thermique ($ST = 0$), la préférence thermique des occupants tend vers le vote « sans changement », très légèrement décalée vers les sensations plus chaudes pour les deux saisons ($PT = 0,08$ et $0,09$).

Le Tableau IV.1 donne les équations des régressions réalisées sur les échelles subjectives ainsi que celles réalisées par Moujalled [Moujalled, 2007] dans des bâtiments naturellement ventilés et qui a trouvé une tendance à aspirer à une ambiance « légèrement plus fraiche » en été et « légèrement plus chaude » en hiver. Cette différence que nous trouvons en été pourrait venir du fait que notre période été présente des températures modérées, ou bien le fait que l'auteur ait regroupé ses observations en classes de sensation thermique à intervalle régulier de 0,5.

Pour les trois autres critères considérés sur ces deux échelles de votes (HR, V_{air}, E_m), aucune corrélation forte n'apparaît ($R^2 < 0,46$) entre les deux échelles de votes pour la période été (Figure IV.1.b) et encore moins pour la période hiver (Annexe 4.1). La faible dispersion des votes perceptifs pour l'humidité relative, dont aucune loi ne permet de décrire convenablement les résultats, signifie que les occupants sont probablement peu sensibles à ce paramètre ou qu'ils ont du mal à l'évaluer. La forme parabolique concave des lois polynomiales utilisées pour les deux autres critères, dont le point minimum est obtenu pour la sensation « neutre », semble montrer que les occupants préfèrent des valeurs « plus élevées » quelque soit leur ressenti sur ces paramètres.

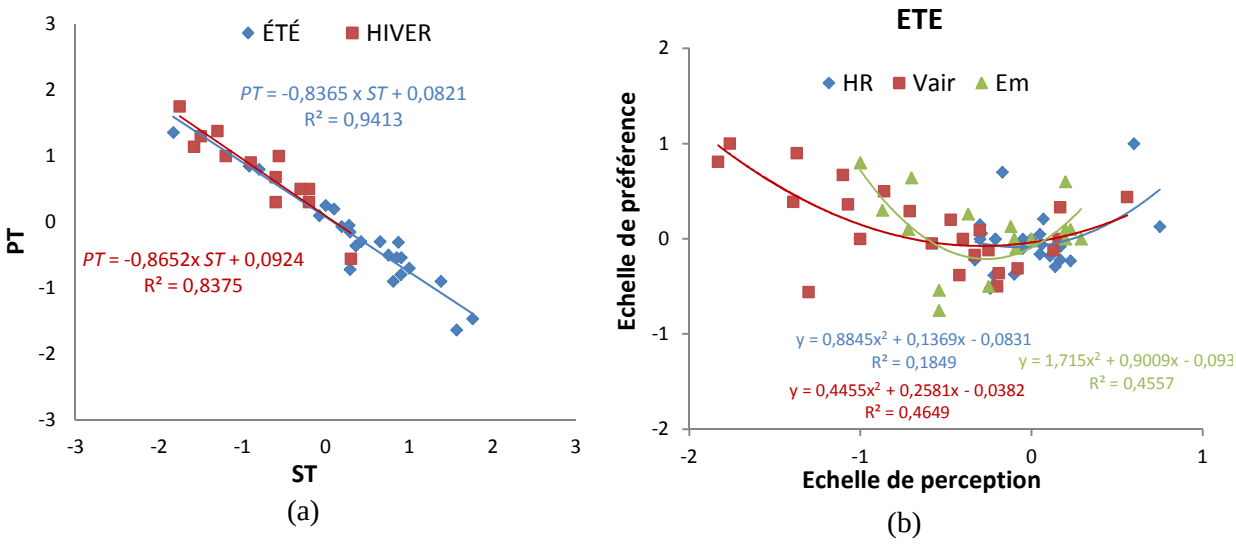


Figure IV.1: Relations entre les votes de préférence et de sensation a) d'un point de vue thermique pour chaque saison et b) pour les autres critères en période été.

La Figure IV.2 montre qu'il existe également une forte corrélation entre le degré d'acceptabilité thermique *AT* ainsi que le vote d'évaluation affective *EA* avec *ST*. Pour pouvoir comparer nos résultats avec ceux de Moujalled [Moujalled, 2007], les votes *AT* ont été inversés : (1) correspond à « inacceptable », (2) à « tout juste inacceptable », (3) à « tout juste acceptable » et (4) à « acceptable ». Ces corrélations sont approximées par des lois polynomiales du second ordre similaires d'une saison à l'autre, de forme parabolique convexe pour *AT* et parabolique concave pour *EA*.

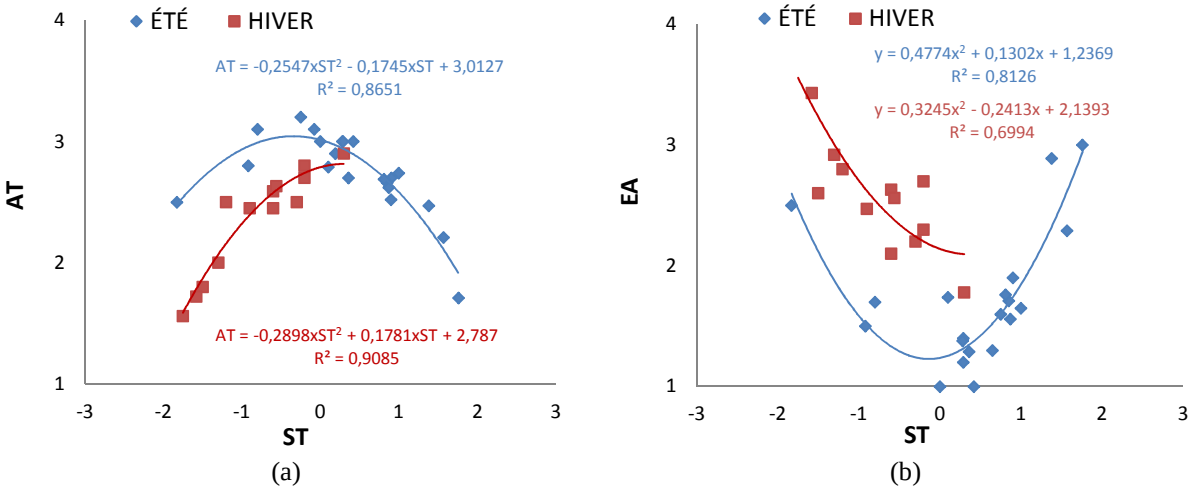


Figure IV.2 : Relations entre les votes a) d'acceptabilité thermique et b) d'évaluation affective en fonction de la sensation thermique

La position du pic d'acceptabilité est décalée vers les sensations « légèrement froid » (*ST*~-0,3) en été et « légèrement chaud » (*ST*~+0,3) en hiver, signifiant que les sensations froides sont mieux acceptées en été et inversement en hiver. Ceci rejoint les observations faites par Moujalled (Tableau IV.1).

Les points minimums de la loi polynomiale entre *EA* et *ST* sont décalés de la même manière, signifiant que les occupants trouvent plus confortable les sensations fraiches en été et les sensations « légèrement chaudes » en hiver. Enfin, comme nous l'avions observé lors des comparaisons entre stratégies de ventilation, les ambiances thermiques semblent plus acceptables et confortables en été qu'en hiver, contrairement aux observations faites pour les sensations globales *SG*.

configurations	sources	Acceptabilité thermique	Préférence thermique
ETE	Moujalled	$AT=3.779-0.194\times ST-0.208\times ST^2$ ($r^2=0.92$)	$PT=-0.190-0.553\times ST$ ($r^2=0.93$)
	Présent	$AT=3.013-0.175\times ST-0.255\times ST^2$ ($r^2=0.87$)	$PT=-0.082-0.837\times ST$ ($r^2=0.94$)
HIVER	Moujalled	$AT=3.971+0.064\times ST-0.206\times ST^2$ ($r^2=0.92$)	$PT=0.113-0.505\times ST$ ($r^2=0.97$)
	Présent	$AT=2.787+0.178\times ST-0.290\times ST^2$ ($r^2=0.91$)	$PT=-0.092-0.865\times ST$ ($r^2=0.84$)

Tableau IV.1 : Equations des régressions établies entre les votes d'acceptabilité et de préférence thermique et les votes de sensation thermique

IV.2.2 Relation entre les échelles subjectives et les variables physiques mesurées

a. Jugement perceptif

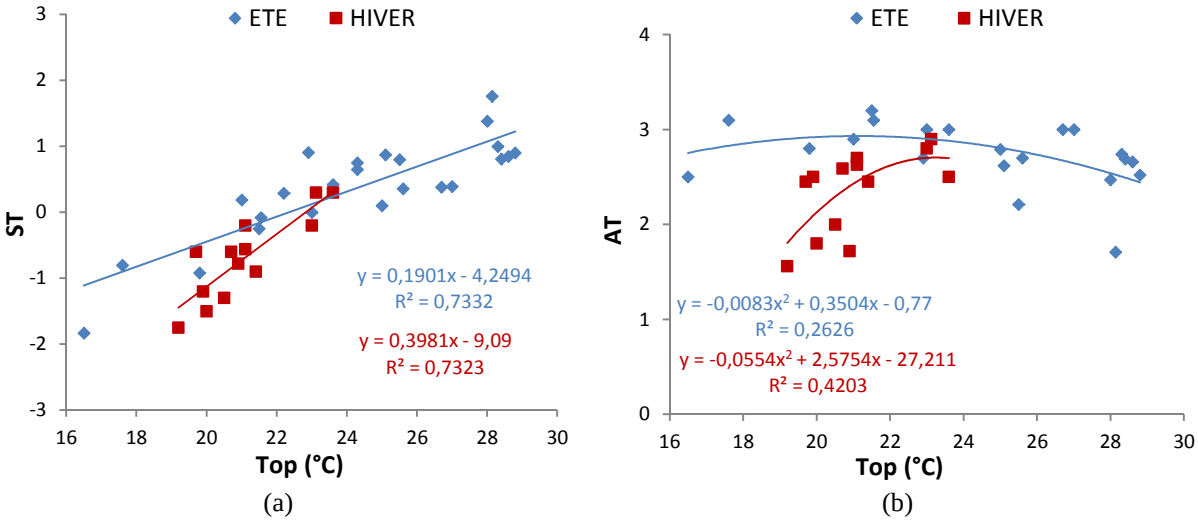
L'objectif est ici de trouver les paramètres les mieux corrélés à chaque critère de confort soumis aux votes perceptifs et de proposer des valeurs optimales de ces paramètres du point de vue confort, correspondant donc aux vote idéal (« neutre »). Le Tableau IV.2 donne les caractéristiques des régressions linéaires proposées pour tous les critères ainsi que ceux obtenus par Moujalled [Moujalled, 2007].

Concernant l'environnement thermique, la sensation thermique est fortement corrélée positivement aux différentes températures considérées (T_{air}, T_{op}, T_{rm}, T_{ext}) et d'autant plus aux températures relatives à l'environnement intérieur, notamment T_{op}, qui est considérée comme la température de confort. Une régression linéaire permet de représenter 73% de la variabilité de *ST* en fonction de T_{op} pour les deux saisons (Figure IV.3.a). La température de neutralité T_N (à $ST = 0$) est différente pour les deux saisons : 22,4°C en été et 22,8°C en hiver. Elle est ainsi en accords en hiver avec la norme EN 15251 [EN 15251, 2007] qui propose une température idéale de 22°C pour 1,0 clo mais elle est un peu fraiche en été par rapport aux 24,5°C proposés par la norme. Les températures modérées et l'isolement vestimentaire conséquent pour cette période (0,8 clo au lieu de 0,5 clo généralement pris en compte) en sont probablement la cause. Moujalled [Moujalled, 2007] trouve des T_N similaires : 23°C en été et 22,5°C en hiver.

De plus, la pente de régression linéaire représentant la variation de *ST* en fonction de T_{op} est nettement plus importante en hiver (0,40/°C) qu'en été (0,19/°C), ce qui signifie que les occupants semblent mieux s'adapter aux variations de température en été qu'en hiver. On retrouve des valeurs du même ordre de grandeur dans la littérature dans le cas de bâtiments ventilés naturellement : 0,21/°C en été et 0,29/°C en hiver selon [Moujalled, 2007] et 0,27/°C en moyenne selon [De Dear et al., 1998].

La relation entre *AT* et T_{op} a été approximée par une régression polynomiale d'ordre 2 qui ne représente au mieux que 42% de la variabilité de *AT* en hiver et seulement 26% en été. Nous pouvons

seulement constater de ces tendances que des pics d'acceptabilité thermique semblent être obtenus pour T_{op} proche de 22°C en été et 23°C en hiver, ce qui rejoint les observations faites pour *ST*.



(a) (b)

Figure IV.3 : Relations entre les votes subjectifs de sensation thermique et acceptabilité thermique en fonction de la température opérative.

Critères	Paramètres	R^2	Pente	Ordonnée à l'origine	Valeurs « idéales »
ST	T_{op} (été)	0,73	0,19	-4,25	22,4°C
	T_{op} (été) Moujalled	0,82	0,21	-4,93	23°C
	T_{op} (hiver)	0,73	0,40	-9,09	22,8°C
	T_{op} (hiver) Moujalled	0 ,85	0,29	-6,46	22,5°C
	T_{air} (été)	0,75	0,26	-5,76	22,4°C
	T_{air} (hiver)	0,60	0,39	-8,46	21,7°C
	T_{rm} (été)	0,65	0,16	-3,59	22,4°C
	T_{rm} (hiver)	0,57	0,29	-7,33	25,3°C
	T_{ext} (été)	0,41	0,12	-1,61	13,4°C
	T_{ext} (hiver)	0,003	0,009	-0,84	-
Humidité	HR	0,001	-0,001	4,04	-
Mouvements d'air	Vair	0,08	-5,73	3,78	-
Luminosité	Em	0,25	0,0007	3,49	730 lux
QAI	PM2.5	0,22	0 ,02	-1,02	-
Odeur	CO_2	0,16	0,0007	-2,46	-

Tableau IV.2 : Caractéristiques des régressions linéaires entre les votes de sensation et les paramètres physiques mesurés

Concernant les autres critères, aucune corrélation forte avec les paramètres physiques mesurés n'a été détectée (R^2 < 0,25). Les pentes de régression sont très faibles, voire négatives ce qui n'est pas cohérent : par exemple, plus la vitesse d'air augmente, plus la sensation de mouvement d'air diminue.

La variabilité des paramètres *HR* et v_{air} semblent résolument difficile à percevoir pour les occupants. La variabilité de la perception de la luminosité est positive mais très faible (+0,7/1000lux), la sensation « neutre » se situant vers 730 lux. Les occupants semblent donc assez tolérants sur ce paramètre.

Concernant les critères de QAI et de niveau d'odeur, là encore aucune corrélation forte n'a été trouvée avec l'un des paramètres mesurés. Les paramètres PM2.5 et CO_2 sont ceux permettant de représenter le plus de pourcentage de variabilité de ces deux critères, respectivement 22% et 16%. Comme nous l'avons vu au chapitre 1, il est possible de relier l'intensité d'odeur à la concentration en CO_2 en utilisant une échelle logarithmique reprenant celle utilisée pour calculer le niveau de pression acoustique [Jokl, 2000]. Les votes perceptifs de QAI et du niveau d'odeur sont uniquement bien corrélés entre eux (Annexe 4.1): plus les odeurs sont fortes et plus la QAI ressentie est mauvaise.

b. Jugement sur la qualité globale de l'ambiance

En préambule de la modélisation du confort global en fonction des principaux paramètres influant sur celui-ci, nous étudions les relations entre les paramètres physiques mesurés et le vote de satisfaction globale (de 1 à 7) pour trouver d'éventuelles valeurs optimales.

Aucune variable physique ne présente une corrélation forte avec le niveau de satisfaction général de l'ambiance (R^2 < 0,24). Seules les températures d'air et opérative sont susceptibles de représenter une part non négligeable (R^2 = 0,42) de la variabilité du vote de satisfaction global *SG*, pour la période chaude uniquement, en utilisant une loi polynomiale d'ordre 2 (Figure IV.4). Cette courbe de tendance de forme parabolique concave passe par un minimum, correspondant au meilleur vote de *SG*, pour T_{op}= 22,5°C, ce qui correspond également à la valeur de T_N.

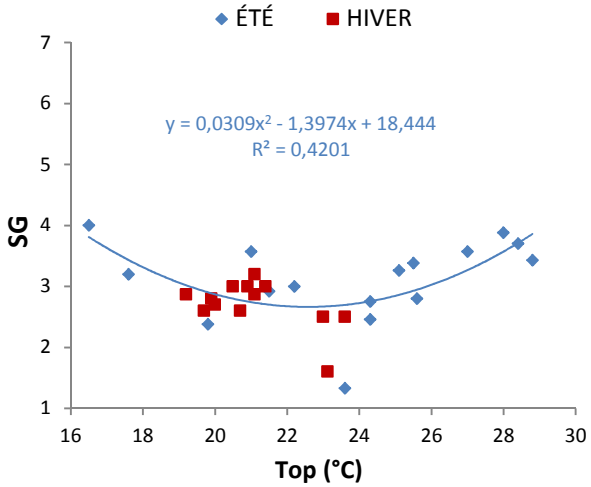


Figure IV.4 : Degrés de satisfaction générale *SG* en fonction des valeurs de température opérative. Le vote *SG* s'échelonne en sept degré allant de « très satisfaisant » (1) à « très insatisfaisant » (7)

IV.2.3 Pertinence des indices de conforts analytiques par rapport aux autres approches

Nous souhaitons désormais étudier la capacité des indices de confort analytiques, souvent utilisés dans la littérature (PMV/PPD en tête), à prédire les situations de confort ou d'inconfort dans des salles de classe. La Figure IV.5 permet de comparer les relations des sensations thermiques perçue (*ST*) et

prédite (PMV) avec la température opérative pour les deux saisons. Le coefficient de régression linéaire est légèrement plus important avec le *PMV* (R^2 = 0,93 en été et 0,80 en hiver). La pente obtenue avec le *PMV* est plus faible en été (0,15/°C contre 0,19/°C avec *ST*) et plus importante en hiver (0,15/°C contre 0,40/°C avec *ST*), ce qui signifie qu'en été les personnes sont plus sensibles aux variations de la température opérative que ce que prédit le PMV et inversement en hiver. Moujalled trouve des résultats inverses dans des bureaux ventilés naturellement (Tableau IV.3).

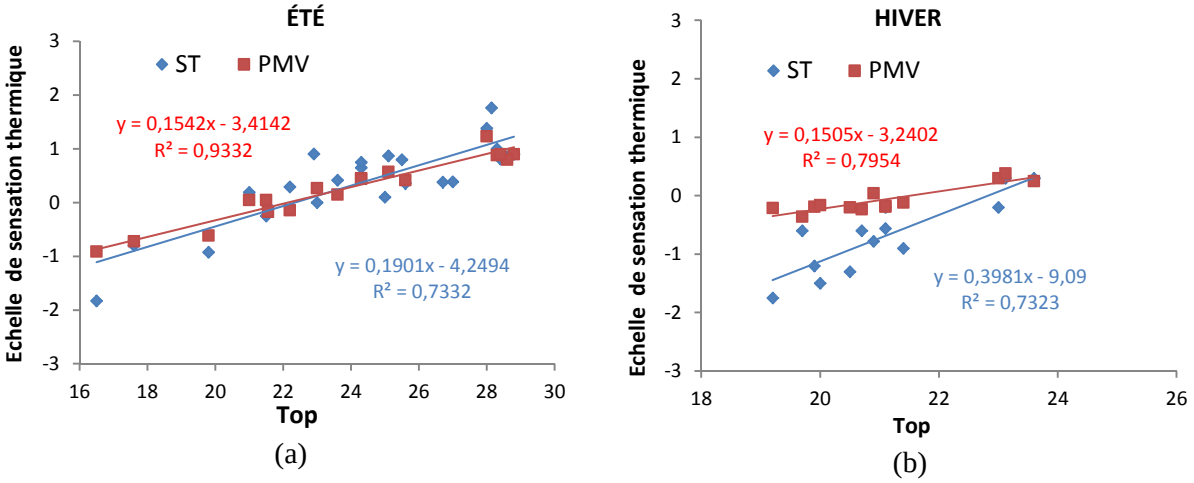


Figure IV.5 : sensation thermique *ST* et *PMV* en fonction de a) la température d'air et b) opérative

Les résultats des régressions linéaires entre le vote *ST* et les principaux indices de confort thermiques calculés à l'aide du logiciel *ASHRAE Thermal comfort tool* (PMV, PMV*, ET, SET, TSENS) sont regroupés dans le Tableau IV.3 où ils sont comparés aux résultats de Moujalled [Moujalled, 2007] pour les deux saisons. Comme cet auteur, nous trouvons que les indices PMV*, PMV et ET présentent des corrélations fortes, notamment en été avec le vote *ST*. Ainsi, malgré le fait que le PMV soit un indice développé dans des ambiances stationnaires, il explique 71% de la variabilité des votes *ST* en été (89% pour le PMV*) dans les salles de classes ventilés naturellement et/ou mécaniquement. Cependant, Moujalled trouve des corrélations plus fortes pour l'ensemble des indices notamment en hiver et des pentes plus proche de l'unité, signifiant que les indices analytiques sont plus fidèles aux votes de *ST* dans le cas des bureaux ventilés naturellement.

Indices	Coeff. de corrélation (R^2)		Pente de la régression		Ordonnée à l'origine	
	été	hiver	été	hiver	été	hiver
PMV	0,71	0,44	1,03	1,84	-0,08	-0,57
PMV Moujalled	0,92	0,71	0,69	0,41	0,40	0,32
PMV*	0,89	0,44	1,60	2,03	0,06	-0,38
PMV* Moujalled	0,97	0,97	0,87	0,94	0,26	0,54
ET	0,74	0,62	0,19	0,42	-4,24	-9,43
ET Moujalled	0,74	0,85	0,22	0,30	-4,96	-6,59
SET	0,61	0,09	0,22	0,28	-5,41	-6,92
SET Moujalled	0,71	0,55	0,21	0,09	-4,67	-1,75
TSENS	0,47	0,39	1,52	3,37	-0,05	-0,82
TSENS Moujalled	0,83	0,41	0,87	0,52	0,25	0,21
DISC	0,38	0,39	0,98	2,66	-0,02	-0,82

Tableau IV.3 : caractéristiques des régressions linéaires des votes de sensation selon les indices de confort analytiques pour les deux saisons

En faisant la régression linéaire de *ST* en fonction du *PMV* pour toute l'année (Figure IV.6), on constate que la pente est légèrement supérieure à 1 ce qui signifie que le *PMV* sous-estime les sensations thermiques fraiches et neutres (*ST* < 0,9) et surestime les sensations chaudes dans le cas de nos salles de classe. Toutefois, en prenant en compte le domaine de confiance de nos observations, la pente pourrait être de 1.

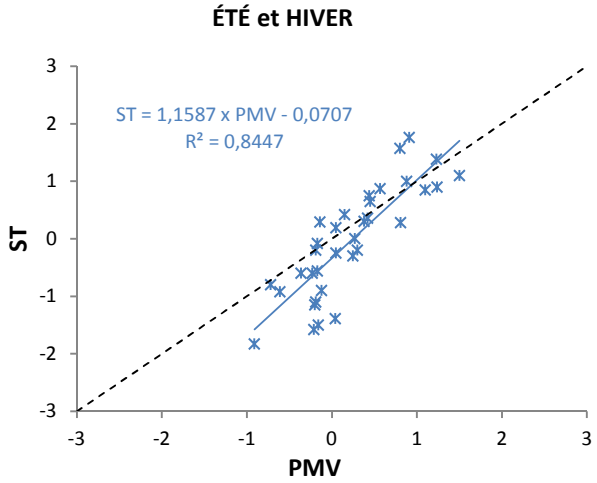


Figure IV.6 : Corrélation entre le vote de sensation thermique et l'indice de confort PMV

Pour conclure sur les indices analytiques, nous avons représenté le pourcentage de personnes non satisfaite prévues par le PPD, en fonction de T_{op} (Figure IV.7). Une régression polynomiale d'ordre 2 permet de constater avec une bonne fiabilité en été seulement (R^2 = 0,80 en été et 0,26 en hiver), que le plus faible pourcentage d'insatisfaits apparaît pour T_{op} = 21,6°C, ce qui est assez proche une nouvelle fois de T_N (0,9°C de moins).

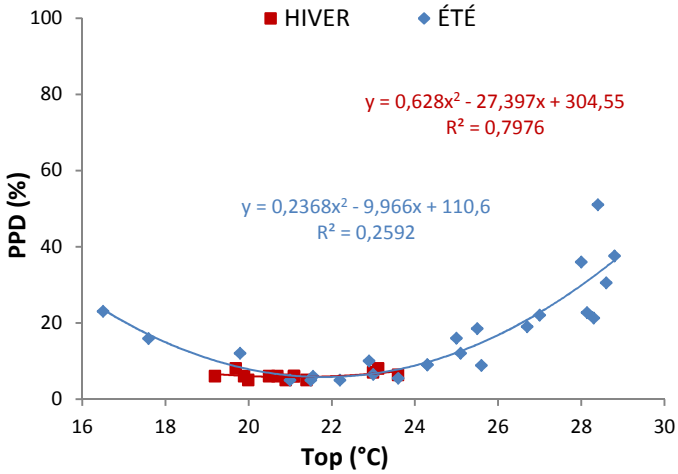


Figure IV.7 : évolution du PPD en fonction des températures d'air et opérative.

IV.2.4 Pertinence des indices de confort adaptatif par rapport aux autres approches

Après les indices analytiques, nous avons étudié la capacité de cinq modèles de confort thermique adaptatif conçus empiriquement, à retranscrire la température de confort thermique T_{conf} dans les salles de classe. Pour rappel, les équations de ces régressions linéaires et multiples exprimant une température de confort en fonction de paramètres thermiques, sont exprimées ci-dessous :

$$T_{c_EN15251} = 0{,}33 \times T_{RM80} + 18{,}8 \quad \text{(IV.1)}$$

$$T_{c_ASHRAE} = 0{,}31 \times T_{mm} + 17{,}8 \quad \text{(IV.2)}$$

$$T_{c_SCATs} = 0{,}049 \times T_{RM80} + 22{,}58 \quad \text{pour } T_{RM80} \leq 10°C$$
$$et \quad T_{c_SCATs} = 0{,}206 \times T_{RM80} + 21{,}42 \quad \text{pour } T_{RM80} > 10°C \quad \text{(IV.3)}$$

$$T_{c_Humphreys} = 11{,}9 + 0{,}534 \times T_{mm} \quad \text{(IV.4)}$$

$$T_{c_Auliciems} = 0{,}48 \times T_i + 0{,}14 \times T_{mm} + 9{,}22 \quad \text{(IV.5)}$$

Avec :
T_{RM80} = température extérieure moyenne journalière glissante [°C]
T_i = température d'air intérieur [°C]
T_{mm} = température extérieure moyenne mensuelle [°C]

La température de confort (T_{conf}) a été calculée pour chaque observation selon l'équation proposée par McCartney et Nicol [McCartney, 2002], dont s'est également servi Moujalled pour montrer que les modèles SCATs et ASHRAE affichaient de bonnes concordances avec ses résultats expérimentaux dans les bureaux ventilés naturellement. Cette équation est la suivante :

$$T_{conf} = T_g - 2 \times (ST - 4) \quad \text{(IV.6)}$$

La Figure **IV.8** montre les relations entre les T_{conf} obtenus par notre échantillon de données et les T_c prédits par les modèles, et le Tableau IV.4 donne les caractéristiques des régressions linéaires obtenues. Le modèle adaptatif d'Auliciems est logiquement le mieux corrélé à T_{conf} (R^2 = 0,45) puisque c'est le seul modèle prenant en compte la température d'air intérieur. Mais cette corrélation reste faible et les valeurs de T_c prédites sont en moyenne différentes de 2°C par rapport à T_{conf}, ce qui est important.

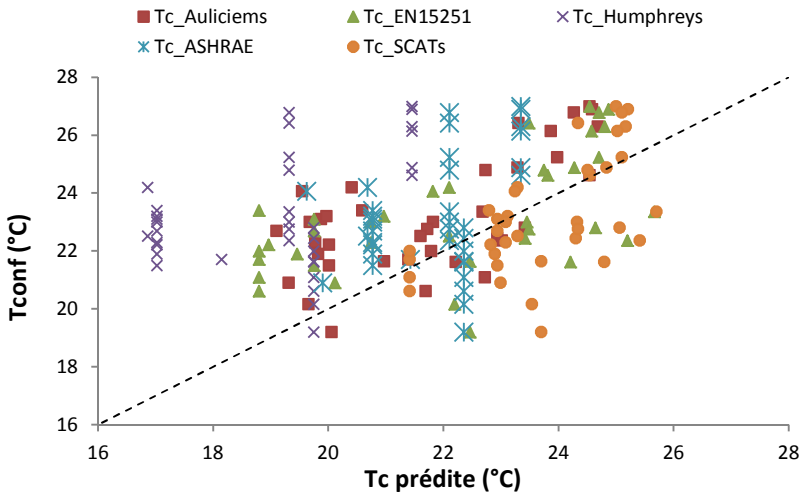


Figure IV.8 : Relations entre la température de neutralité et la température de confort prédite par les modèles adaptatifs

Indices	Coeff. de corrélation (R^2)	Pente de la régression	Ordonnée à l'origine
$T_{c_Auliciems}$	0,45	0,75	6,97
$T_{c_Humphreys}$	0,14	0,41	15,4
T_{c_SCATs}	0,35	0,98	0,05
$T_{c_EN15251}$	0,33	0,50	12,2
T_{c_ASHRAE}	0,14	0,71	7,7
$T_{ext\ (moyenne\ journalière)}$	0,13	0,09	22,0
$T_{ext,j\ Moujalled\ (pour\ Text > 10°C)}$	0,58	0,28	19,7
T_{RM80}	0,28	0,17	21,3
$T_{RM80\ Moujalled\ (pour\ TRM80 > 10°C)}$	0,48	0,42	15,9
T_{mm}	0,14	0,22	20,3
T_{int}	0,52	0,48	12,5

Tableau IV.4 : Caractéristiques des régressions linéaires des votes de température de neutralité thermique selon la température de confort prédite par les modèles adaptatifs et selon d'autres paramètres thermiques intérieurs et extérieurs. Comparaisons avec certaines régressions de Moujalled [Moujalled, 2007].

Nous avons ensuite étudié les relations entre la température de confort calculées (T_{conf}) et les paramètres thermiques mesurés (Figure IV.9), dans le but de proposer un modèle adaptatif issu de nos expériences. Mais étant données les faibles corrélations observées (Tableau IV.4) nous ne pouvons proposer une régression linéaire simple sur l'un de ces paramètres. En effet, seule la température d'air intérieur (T_{int}) permet de correctement représenter la variabilité de T_{conf} (R^2 = 0,52). Les corrélations avec les paramètres thermiques extérieurs (T_{ext}, T_{RM80} ou T_{mm}) sont très faibles (R^2 < 0,28) même si elles permettent de constater la très faible variation de T_{conf} en fonction de ces paramètres, ce qui confirme la capacité adaptative des occupants. Moujalled [Moujalled, 2007] trouve des corrélations plus fortes dans le cadre de ses mesures dans les bureaux ventilés naturellement.

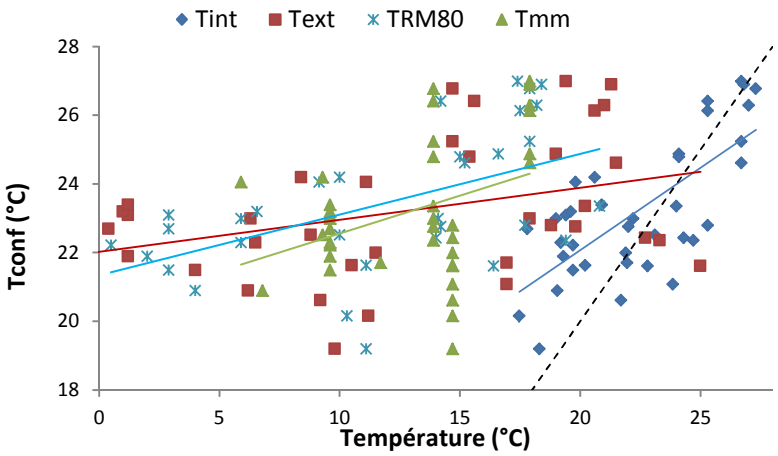
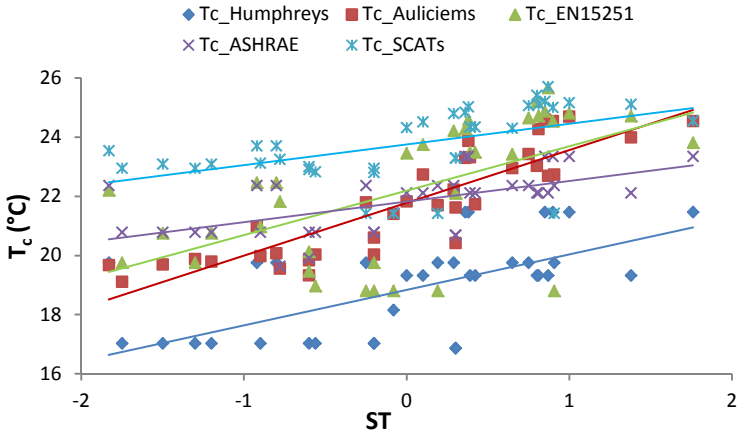


Figure IV.9 : Relations entre la température de neutralité et les valeurs des paramètres thermiques mesurés

Une régression linéaire multiple, dont le principe sera expliqué dans la section IV.3.1, exprimée en fonction des variables T_{RM80} et T_{int}, permet de mieux représenter la variable T_{conf} (r^2 =0,64). Cependant son équation faisant apparaître un coefficient négatif devant la variable T_{RM80}, nous ne retiendrons pas non plus ce modèle :

$$T_{conf} = 9{,}41 - 0{,}13 \times T_{RM80} + 0{,}70 \times T_{int} \qquad \text{(IV.7)}$$

En exprimant la température de confort prédite par les différents modèles adaptatifs, en fonction du vote de sensation thermique *ST* (Figure IV.10), on constate une relation linéaire forte uniquement avec le modèle d'Auliciems (R^2 = 0,78). Ainsi, il est possible de prédire la température de confort (fonction de la température d'air intérieur et de la température extérieure moyenne mensuelle) en fonction de la sensation thermique moyenne des occupants. Par exemple, si les occupants ont légèrement froid (vote *ST* = -1), la température de confort prévue par le modèle d'Auliciems est de 20,0°C.



$T_{c_Humphreys}$ = 1,20 x ST + 18,83(R^2 = 0,36)	$T_{c_EN15251}$ = 1,50 x ST + 22,19 (R^2 = 0,34)
$T_{c_Auliciems}$ = 1,78 x ST + 21,78 (R^2 = 0,78)	T_{c_ASHRAE} = 0,70 x ST + 21,83 (R^2 = 0,36)
T_{c_SCATS} = 0,70 x ST + 23,76 (R^2 = 0,26)	

Figure IV.10 : Relations entre les températures de confort issues des modèles adaptatifs et la sensation thermique des occupants. Expression des régressions linéaires obtenues pour chaque paramètre.

IV.2.5 Synthèse des relations entre les différentes approches du confort

Les relations entre les différentes échelles subjectives du confort thermique sont fortes, contrairement aux autres critères (humidité, mouvement d'air, luminosité) qui semblent difficile à évaluer par les occupants. Pour les deux saisons, la préférence thermique (*PT*) des occupants tend vers des sensations thermiques (*ST*) très légèrement plus chaudes en situation de neutralité thermique. Les pics d'acceptabilité (*AT*) et de confortabilité thermique (*EA*) apparaissent pour des sensations « légèrement froide » en été et « légèrement chaude » en hiver et sont plus importants en été qu'en hiver.

L'analyse des relations entre les paramètres mesurés et les différents indices de confort étudiés, qu'ils soient subjectifs, analytiques ou adaptatifs, ont montré que la température opérative est le paramètre le plus adapté pour décrire la sensation thermique réelle (*ST*) et prédite (PMV) et dans une moindre mesure les votes d'acceptabilité thermique (*AT*) et de satisfaction global (*SG*). Ainsi, d'après les équations des régressions linéaires et polynomiales, la neutralité thermique est obtenue pour T_{op} égales à 22,4°C en été et 22,8°C en hiver, les pics de *AT* apparaissent autour de 22°C en été et 23°C en hiver, le pic de *SG* et le PPD minimum en été se trouvent respectivement à 22,5°C et 21,6°C. Ces résultats sont conformes aux préconisations de la norme EN15251 en hiver (T_{op} = 22°C ± 2°C pour PPD<10%) mais sont plus frais en été du fait du climat relativement frais et de l'isolement vestimentaire important (0,8 clo au lieu de 0,5 clo) rencontrés pour la période dite chaude.

Concernant les autres critères, leurs relations avec les paramètres mesurés sont faibles. Nous retiendrons que les concentrations en PM2.5 et CO_2 sont respectivement les paramètres permettant de représenter au mieux la variabilité des votes perceptifs de la QAI et du niveau olfactif.

L'analyse de la capacité des indices de confort analytique à retranscrire la sensation thermique réelle a révélé que la température effective *ET*, le PMV et PMV* étaient les mieux corrélés à *ST*, notamment pour la période chaude. Cependant, le PMV a tendance à sous-estimer les sensations fraiches et neutre (jusque $ST < 0,9$) et surestimer les sensations chaudes.

L'adaptation thermique des occupants a été observée via la faible variabilité des votes de *PT* par rapport aux votes de *ST* (pente < 0,87) et surtout des votes de *ST* par rapport à T_{op} (+0,19/°C en été). La capacité des modèles adaptatifs à retranscrire la température de confort des occupants dans les salles de classe (T_{conf}) est assez faible ($R^2 < 0,52$). Ce sont les températures de confort prédites (T_c) par le modèle d'Auliciems qui se rapproche le plus de nos valeurs de T_{conf}. Le modèle d'Auliciems permet également de prédire la température de confort qu'il faudrait selon son état thermique, avec une bonne cohérence.

Les comparaisons réalisées avec les résultats de [Moujalled, 2007] obtenus pour des bâtiments de bureaux ventilés naturellement, ont montré de fortes similitudes. Cependant, contrairement à nous, l'auteur trouve une préférence thermique « légèrement plus fraiche » en été et des indices analytiques (PMV notamment) et adaptatifs (T_{conf}) représentant un peu mieux les paramètres *ST* et T_{ext} que nous.

IV.3 Modélisation du confort global par régression linéaire multiple

L'objectif est ici de déterminer les principales composantes du confort global ainsi que leur degré d'influence afin de proposer un modèle prédictif qui pourrait être intégré dans le contrôle d'un système de ventilation par exemple. Pour ce faire, nous avons réalisé des régressions linéaires multiples entre

les votes de confort global C_g (correspondant aux votes de satisfaction global *SG* renseignés par les questionnaires) et les principales variables dépendantes, pour connaître le pouvoir explicatif de ces variables et la fiabilité du modèle prédictif élaboré.

Cette méthode « pondératrices » du confort se justifie par le fait que les occupants ont du mal à percevoir qualitativement et quantitativement les différentes composantes du confort hormis le confort thermique (cf. chapitre IV.2.2). Une enquête spécifique auprès des étudiants figurant en Annexe 4.2 a également révélé que les individus ont du mal à savoir quels paramètres sont les plus influents sur leur santé et leur productivité.

IV.3.1 Principe de la régression linéaire multiple

Cette analyse statistique a été réalisée par le logiciel XLSTAT sur le même échantillon de données que celui de l'ACP (Annexe 3.2), auquel nous avons ajouté la variable C_g qui, rappelons le, s'échelonne de (1) à (7) (de « très satisfaisant » à « très insatisfaisant »).

La régression linéaire permet de modéliser une variable dépendante quantitative *Y*, au travers d'une combinaison linéaire de *p* variables explicatives quantitatives, X_1, X_2, …, X_p. Le modèle de régression multiple est une généralisation de celui de la régression simple et s'écrit pour une observation *i* :

$$Y_i = \beta_0 + \beta_1 X_{1i} + \cdots + \beta_p X_{pi} + \varepsilon_i \qquad \text{(IV.8)}$$

où les coefficients de régression β_j sont des paramètres fixes, estimés par minimisation de la somme des erreurs quadratiques ε_i^2 (méthode des moindres carrés) et ε_i un terme aléatoire suivant une loi normale $N(0,\sigma)$, correspondant à l'erreur du modèle (résidu). Les variables aléatoires ε_1 à ε_n sont supposées être indépendantes les unes des autres.

Ainsi, le modèle statistique considère que la valeur y_i est une réalisation d'une variable aléatoire Y_i suivant une loi normale de moyenne μ_i et d'écart-type σ, avec :

$$\mu_i = \beta_0 + \beta_1 X_{1i} + \cdots + \beta_p X_{pi} \qquad \text{(IV.9)}$$

Ce modèle n'est qu'une approximation de la réalité que l'on espère suffisante au niveau des applications.

IV.3.2 Interpretation des résultats

a. Choix du nombre de variables explicatives

Nous avons réalisé dans un premier temps une régression linéaire avec les neuf variables de l'ACP, peu corrélées entre elles. D'après la matrice de corrélation (Tableau III.6), on peut considérer les prédicteurs T_{op} et E_m comme significatifs au risque α = 5% ($|R| \geq 0{,}328$) et dans une moindre mesure (au risque α légèrement supérieur à 10%), la variable TRA (l/s/p). Ces trois variables correspondent aux trois composantes principales décrites par l'ACP et ne sont pas corrélées entre elles ($|R| < 0{,}7$ d'après Wheelwright et al. [Wheelwright et al, 1974]), ce qui aurait eu pour conséquences de rendre

imprécis l'estimation des coefficients de régression.

De plus, il apparaît (Tableau IV.5) que l'indice de confort global C_g est corrélé positivement à T_{op} et TRA et négativement à E_m. Il semblerait donc que pour l'échantillon de 35 observations considéré, plus la température et le renouvellement d'air sont élevés et plus l'éclairement est faible, plus la qualité globale de l'ambiance ressentie par les occupants est faible.

Variables	T_{op}	HR	ΔT	E_m	CO_2	V_{air}	L_{eq}	PM10	TRA (l/s/p)	Cg
T_{op}	**1,000**	0,449	-0,127	-0,247	-0,266	0,212	0,257	0,128	0,306	**0,561**
HR	0,449	**1,000**	-0,214	-0,152	0,152	-0,121	-0,189	0,082	-0,142	0,228
ΔT	-0,127	-0,214	**1,000**	-0,004	0,287	-0,211	-0,576	-0,252	-0,284	-0,035
E_m	-0,247	-0,152	-0,004	**1,000**	0,076	0,255	0,153	0,336	0,062	**-0,572**
CO_2	-0,266	0,152	0,287	0,076	**1,000**	-0,012	-0,566	-0,108	-0,737	-0,161
V_{air}	0,212	-0,121	-0,211	0,255	-0,012	**1,000**	0,413	0,116	0,106	0,020
L_{eq}	0,257	-0,189	-0,576	0,153	-0,566	0,413	**1,000**	0,402	0,555	0,049
PM10	0,128	0,082	-0,252	0,336	-0,108	0,116	0,402	**1,000**	0,167	-0,013
TRA (l/s/p)	0,306	-0,142	-0,284	0,062	-0,737	0,106	0,555	0,167	**1,000**	**0,272**
Cg	**0,561**	0,228	-0,035	**-0,572**	-0,161	0,020	0,049	-0,013	**0,272**	**1,000**

Tableau IV.5 : Matrice de corrélation des neuf variables ainsi que l'indice de confort global C_g

Le choix final du nombre de variables explicatives à prendre en compte s'est fait par une méthode de régression pas à pas descendante (*backward stepwise regression*), couramment utilisée. Elle consiste à partir du modèle complet (à neuf variables) à éliminer à chaque étape la variables X_j ayant le plus petit $|t_j|$ de Student ou, ce qui revient au même, le plus fort niveau de signification P, à condition qu'il soit supérieur à un seuil α, fixé ici à 10%. Les résultats de cette méthode (Tableau IV.6) nous conduisent aux mêmes résultats que ceux obtenus par l'étude de la matrice de corrélation et confirment que les variables T_{op} et E_m sont significatives avec un risque faible (P = 0,001) pour prédire la valeur de C_g. Nous inclurons également dans notre modèle la variable TRA au risque α = 16% qu'elle ne soit pas corrélée à C_g, étant donné qu'elle correspond à une composante principale expliquant la variance de nos données (cf. chapitre III.7 sur l'ACP).

nombre de variable	**Source**	**β_j**	**Ecart-type**	**t_j**	***P*** **(*Pr* > |*t*|)**	Borne inférieure (95%)	Borne supérieure (95%)
9	Constante	1,792	2,050	0,874	0,390	-2,431	6,015
	T_{op}	0,078	0,041	1,894	0,070	-0,007	0,162
	HR	**-0,001**	**0,012**	**-0,062**	**0,951**	-0,025	0,024
	ΔT	0,025	0,123	0,205	0,839	-0,228	0,279
	E_m	-0,001	0,000	-3,749	0,001	-0,002	-0,001
	CO_2	0,000	0,000	0,945	0,354	-0,001	0,001
	V_{air}	2,242	3,512	0,638	0,529	-4,992	9,476
	L_{eq}	-0,030	0,050	-0,608	0,548	-0,134	0,073
	PM10	0,004	0,004	0,964	0,344	-0,004	0,012
	TRA (l/s/p)	0,046	0,023	1,982	0,059	-0,002	0,095
8	Constante	1,748	1,885	0,927	0,362	-2,127	5,623
	T_{op}	0,076	0,032	2,398	0,024	0,011	0,141
	ΔT	**0,029**	**0,104**	**0,278**	**0,783**	-0,186	0,244
	E_m	-0,001	0,000	-3,852	0,001	-0,002	-0,001
	CO_2	0,000	0,000	0,962	0,345	0,000	0,001
	V_{air}	2,286	3,374	0,678	0,504	-4,649	9,221
	L_{eq}	-0,029	0,045	-0,644	0,525	-0,123	0,064
	PM10	0,004	0,004	0,983	0,335	-0,004	0,012
	TRA (l/s/p)	0,047	0,023	2,049	0,051	0,000	0,093

7	Constante	1,994	1,635	1,220	0,233	-1,361	5,349
	T_{op}	0,076	0,031	2,460	0,021	0,013	0,140
	E_m	-0,001	0,000	-3,917	0,001	-0,002	-0,001
	CO_2	0,000	0,000	0,964	0,344	0,000	0,001
	V_{air}	**2,296**	**3,315**	**0,693**	**0,494**	-4,506	9,099
	L_{eq}	-0,035	0,040	-0,876	0,389	-0,117	0,047
	PM10	0,004	0,004	0,985	0,333	-0,004	0,012
	TRA (l/s/p)	0,047	0,022	2,084	0,047	0,001	0,093
6	Constante	1,493	1,452	1,028	0,313	-1,482	4,468
	T_{op}	0,082	0,030	2,771	0,010	0,021	0,143
	E_m	-0,001	0,000	-3,916	0,001	-0,002	-0,001
	CO_2	0,000	0,000	1,164	0,254	0,000	0,001
	L_{eq}	**-0,022**	**0,035**	**-0,630**	**0,534**	-0,094	0,050
	PM10	0,003	0,004	0,867	0,393	-0,004	0,011
	TRA (l/s/p)	0,046	0,022	2,074	0,047	0,001	0,091
5	Constante	0,760	0,862	0,882	0,385	-1,002	2,523
	T_{op}	0,080	0,029	2,750	0,010	0,021	0,140
	E_m	-0,001	0,000	-4,053	0,000	-0,002	-0,001
	CO_2	0,001	0,000	1,457	0,156	0,000	0,001
	PM10	**0,002**	**0,004**	**0,702**	**0,488**	-0,005	0,010
	TRA (l/s/p)	0,043	0,022	2,014	0,053	-0,001	0,087
4	Constante	0,698	0,850	0,821	0,418	-1,038	2,433
	T_{op}	0,084	0,028	2,964	0,006	0,026	0,142
	E_m	-0,001	0,000	-4,118	0,000	-0,002	-0,001
	CO_2	**0,001**	**0,000**	**1,444**	**0,159**	0,000	0,001
	TRA (l/s/p)	0,044	0,021	2,055	0,049	0,000	0,088
3	Constante	1,400	0,709	1,973	0,057	-0,047	2,846
	T_{op}	0,084	0,029	2,893	0,007	0,025	0,143
	E_m	-0,001	0,000	-3,864	0,001	-0,002	0,000
	TRA (l/s/p)	**0,022**	**0,015**	**1,439**	**0,160**	-0,009	0,052
2	Constante	1,284	0,716	1,792	0,083	-0,175	2,744
	T_{op}	0,097	0,028	3,516	0,001	0,041	0,154
	E_m	-0,001	0,000	-3,630	0,001	-0,001	0,000

Tableau IV.6 : Les étapes de la régression pas à pas descendante et paramètres des modèles

Nous avons ensuite comparé les performances de différents modèles : le modèle complet (à neuf variables) et les combinaisons de variables (de une à quatre variables incluant le CO_2 pour lequel le risque α = 15,9%) issues de la méthode de régression pas à pas descendante (Tableau IV.7). On se base pour cela sur les coefficients de détermination R^2 qui mesure le pouvoir explicatif du modèle, le R^2 ajusté, tenant compte du nombre d'observations et du nombre de variables explicatives (ce dernier changeant d'un modèle à l'autre), la racine de la moyenne des carrés des erreurs *RMCE* (ou écart-type) et la significativité *P* de la liaison globale entre C_g et les variables explicatives.

Les modèles à trois et quatre variables explicatives présentent les meilleurs coefficients d'ajustement

et montre la très faible influence des cinq premières variables éliminées du modèle, puisque le gain en terme de R^2 est très faible (0,596 – 0,574 = + 0,022) et le R^2 ajusté est plus faible (0,450 contre 0,518). L'apport de la quatrième variable (CO_2) est faible mais non négligeable du point de vue apport explicatif (+ 0,019), mais celle-ci est fortement corrélée à la variable TRA (R = -0,737). Le meilleur compromis semble donc être le modèle à trois variables (T_o, E_m et TRA, par ordre d'importance), qui contribue à expliquer de manière satisfaisante la variabilité de C_g (R^2 = 0,545 et R^2 ajusté = 0,501) avec une erreur non négligeable (σ = 0,479) compte tenu du fait que l'indice C_g, bien que défini sur une échelle allant de 1 à 7, ne varie que de 1,3 à 4,7. Cependant, cette échelle étant unitaire (1,2,..,7), nous considérons qu'une variation de C_g inférieure à 0,5 peut être considérée comme « peu perceptible » par les occupants.

Nb de variables	9	4	3	2	1
Nom des variables		T_{op}, E_m, TRA, CO_2	T_{op}, E_m, TRA	T_{op}, E_m	T_{op}
R^2	0,596	0,574	0,545	0,515	0,315
R^2 ajusté	0,450	0,518	0,501	0,484	0,294
RMCE (σ)	0,502	0,470	0,479	0,487	0,569
Niveau de signification *P*	0,002	< 0,0001	< 0,0001	< 0,0001	0,0005

Tableau IV.7 : Coefficients d'ajustement des modèles testés

b. Equation du modèle simplifié et poids des variables explicatives

Les paramètres du modèle à trois variables sont donnés dans le Tableau IV.6 et l'équation du modèle est donc la suivante :

$$C_g = 1{,}400 + 0{,}084 \times T_{op} - 0{,}001 \times E_m + 0{,}022 \times TRA \qquad \text{(IV.10)}$$

Ainsi, dans les limites de l'intervalle de variation des variables données par les observations, le modèle indique qu'à chaque fois que T_{op} augmente de 1°C par exemple, le niveau de confort global se détériore en augmentant de 0,084. De la même manière, une augmentation de 100 lux d'éclairement diminue C_g de 0,1 et si le *TRA* augmente de 1 l/s/p, C_g augmente de 0,022. Autrement dit, C_g augmente de 0,1 si T_{op} augmente 1,2°C, E_m diminue de 100 lux et le *TRA* augmente de 4,6 l/s/p. Pour que l'augmentation de C_g soit « perceptible » (plus de 0,5), il faudrait que T_{op} augmente de +6,0°C, E_m diminue de 497 lux et que le *TRA* augmente de +23,2 l/s/p.

Pour comparer l'influence relative de ces trois variables dans la régression simplifiée sur l'indice de confort global, le logiciel XLSTAT fournit le tableau des coefficients normalisés, aussi appelés coefficients bêta (Tableau IV.8). Par ordre décroissant d'influence, on retrouve ainsi E_m, puis T_{op}, puis *TRA*. De plus, lorsque l'intervalle de confiance autour des coefficients normalisés comprend la valeur 0, le poids d'une variable dans le modèle n'est pas significatif. C'est le cas de la variable *TRA*, mais là encore l'analyse est discutable pour cette variable, puisque l'intervalle de confiance n'est pas du tout centré sur la valeur 0.

Source	β_j	Ecart-type	t_j	P ($Pr > \|t\|$)	Borne inférieure (95%)	Borne supérieure (95%)
T_{op}	0,384	0,133	2,893	0,007	0,113	0,654
E_m	-0,489	0,126	-3,864	0,001	-0,746	-0,231
TRA (l/s/p)	0,185	0,129	1,439	0,160	-0,077	0,448

Tableau IV.8 : Coefficients normalisés du modèle simplifié

c. Analyse des résidus

Cette analyse consiste à identifier les observations mal reconstituées par le modèle en étudiants les erreurs (résidus) du modèle. On utilise pour cela les résidus « normalisés » (standardisés ou studentisés). D'après les hypothèses liées à la régression linéaire, les résidus centrés réduits sont supposées être une réalisation d'une variable aléatoire suivant une loi normale *N(0,1)*. Cela signifie, entre autres, que 95% des résidus doivent se trouver dans l'intervalle [-1.96, 1.96], les 5% restant sont associés à des observations atypiques.

Le tableau récapitulatif de l'analyse des résidus pour chaque observation figure en Annexe 3.2). La Figure IV.11 permet de visualiser l'évolution des résidus normalisés en fonction de la variable dépendante et la distance entre les prédictions et les observations (pour un modèle idéal, les points seraient tous sur la bissectrice). Il semblerait que globalement les résidus croissent en fonction de C_g, mais la droite des moindres carrés est principalement attirée par deux observations extrêmes (fort résidus) appartenant à la configuration « SOS seul » (ce22). Ces deux observations sont également les seules observations sortant de l'intervalle de confiance de C_g calculée à 95%.

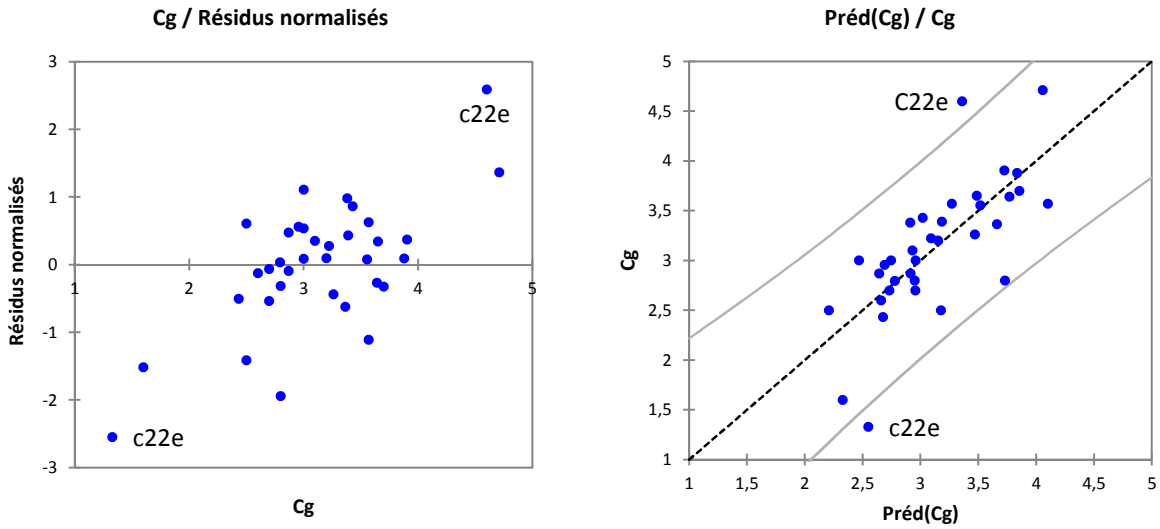


Figure IV.11 : Représentation a) des résidus normalisés en fonction de C_g et b) de la distance entre le C_g prédit et celui renseigné par les étudiants pour chaque observation et intervalles de confiance des C_g moyens à 95%

L'histogramme des résidus centrés réduits permet de repérer rapidement la présence de valeurs hors de l'intervalle]-2, 2[et voir si leur nombre n'est pas anormal sachant que cet intervalle, sous hypothèse de normalité, doit contenir environ 95% des données. Nous constatons que les deux observations déjà identifiées plus haut (c22e) peuvent être considérées comme suspectes. Elles représentent ainsi 5,7% des 35 observations (au lieu de 5%), ce qui nous paraît convenable.

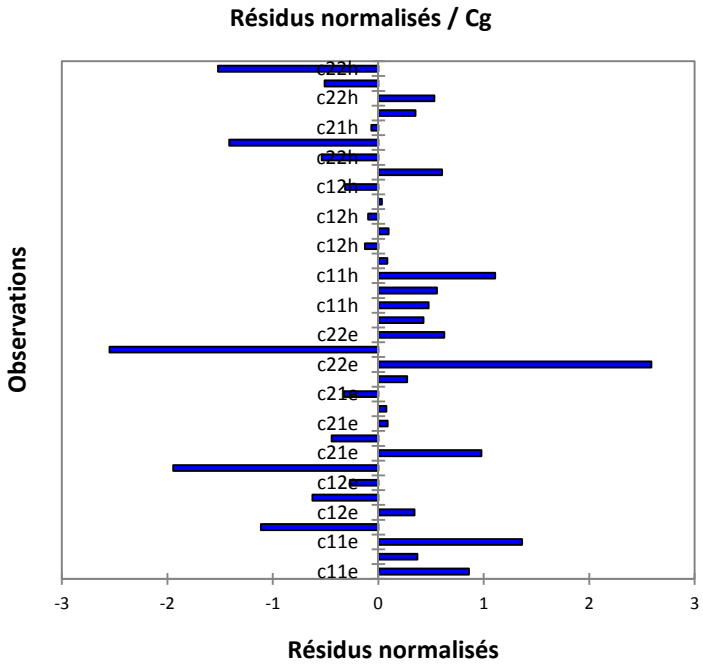


Figure IV.12 : Histogramme des résidus centrés réduits

Après avoir traité la modélisation du confort global, nous proposons d'aborder maintenant la modélisation du comportement humain.

IV.4 Modélisation du comportement des occupants

Le comportement adaptatif des occupants fait intervenir deux types d'actions : celle qui consiste à modifier les échanges de chaleur entre le corps et l'environnement par ajustement vestimentaire ou à modifier la production de chaleur interne par ajustement de l'activité ; et celle consistant à modifier l'environnement thermique par le contrôle individuel des ouvrants, du store ou encore des radiateurs. Ce comportement peut différer selon le sexe et la saison.

IV.4.1 Les ajustements personnels

a. Ajustement vestimentaire

La population ayant répondu aux questionnaires sur les deux saisons est mixte, composée à 54% d'hommes et 46% de femmes. Des différences au niveau des jugements subjectifs sur l'environnement thermique ont été décelées selon le sexe, comme en témoignent les fréquences des votes perceptifs et préférentiels illustrées Figure IV.13.

En été, les femmes ont plus froid (*ST* = -0,19) que les hommes (*ST* = 0,22) et elles désirent une ambiance thermique plus chaude (*PT* = 0,42 pour les femmes et 0,0 pour les hommes). En hiver, les votes de ST sont équivalents (-0,76 pour les femmes et -0,80 pour les hommes) mais les femmes préféreraient une ambiance thermique beaucoup plus chaude (*PT* = 1,25) que les hommes (*PT* = 0,57). La dispersion des votes est globalement plus étalée chez les femmes que chez les hommes, pour qui le vote de neutralité thermique (*ST* = 0) et de préférence « sans changement » (*PT* = 0) sont prépondérants (près de la moitié des votes).

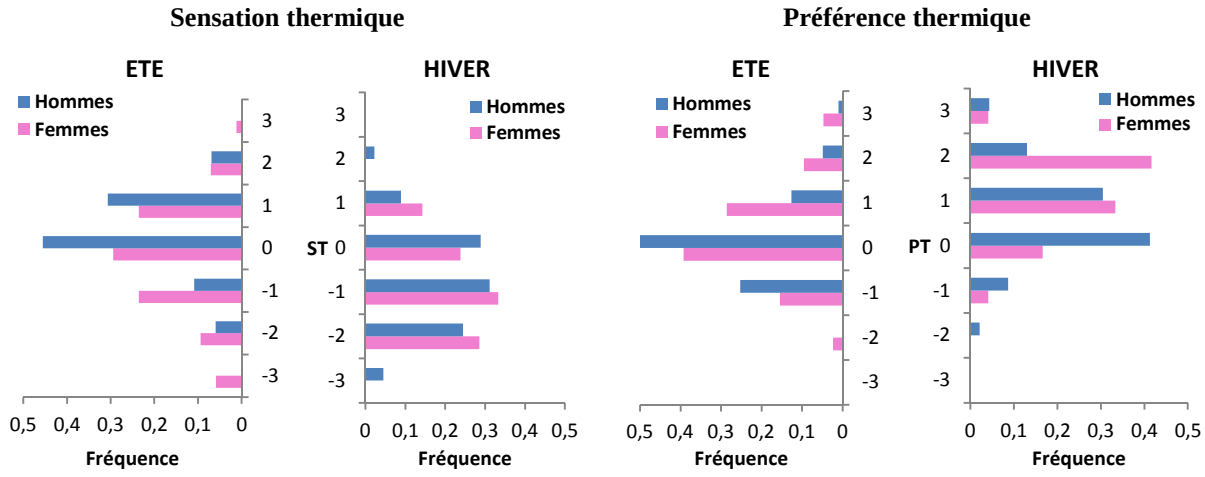


Figure IV.13 : Répartition selon le sexe des votes de a) sensation thermique et de b) préférence thermique

Les niveaux d'habillement moyens des occupants est similaire chez tous les individus en été (0,83 clo pour les femmes et 0,78 clo pour les hommes) comme en hiver (1,14 clo pour les femmes et 1,12 clo pour les hommes). La distribution de ces niveaux d'isolement vestimentaire est plus étalée chez les femmes l'été et chez les hommes l'hiver, les femmes pouvant être jusque très chaudement habillées en été et les hommes jusque très peu habillés en hiver (Figure IV.14). Cela illustre le fait que les femmes semblent plus sensibles aux sensations froides et plus en attente de sensation plus chaude que les hommes.

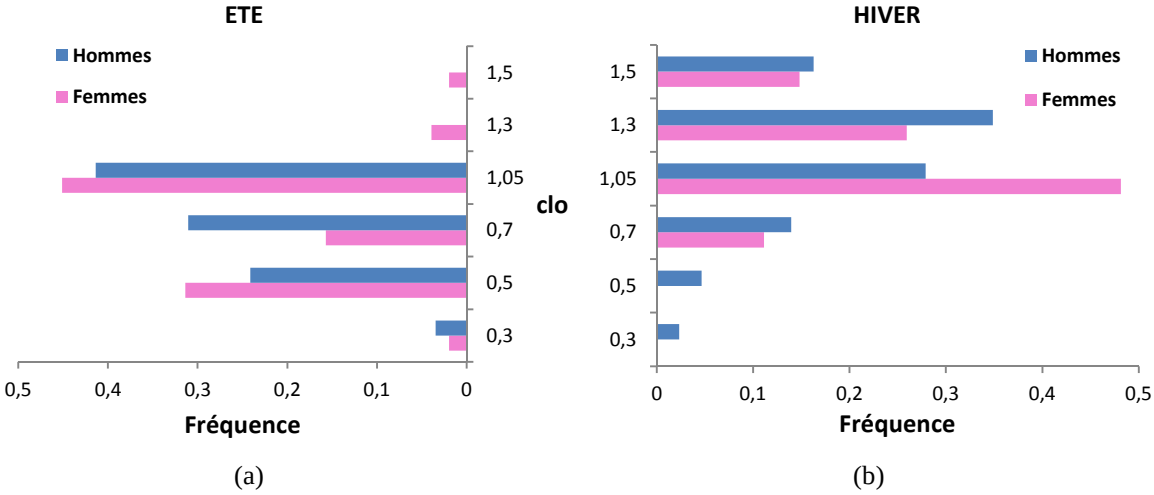
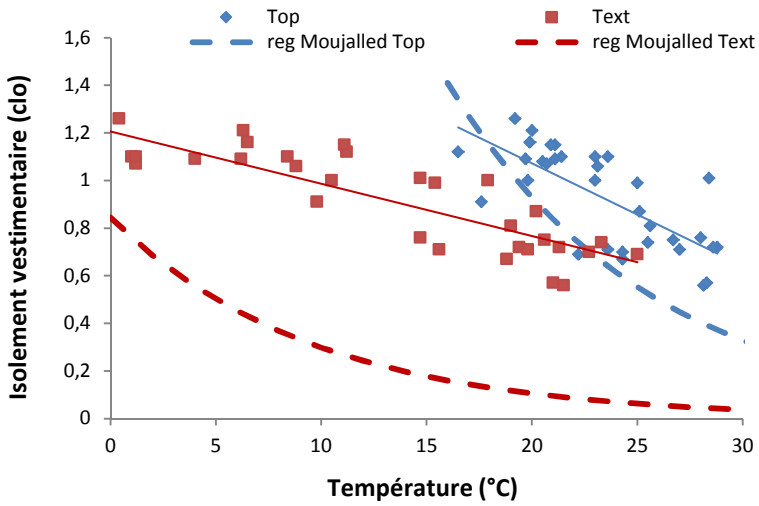


Figure IV.14 : Répartition selon le sexe des niveaux d'habillement (en clo) en a) été et b) en hiver

La Figure IV.15 illustre l'importance de l'ajustement vestimentaire en fonction des paramètres thermiques intérieurs et extérieur, via des régressions linéaires. Le niveau d'isolement vestimentaire est fortement corrélé à la température extérieure (R^2 = 0,73), un peu moins avec la température opérative (R^2 = 0,52). Selon [Moujalled, 2007], 80% des personnes interrogées dans son étude ont reconnu qu'ils s'habillaient en fonction des conditions météorologiques et notamment la température. Cependant la pente de régression linéaire est plus forte avec T_{op} ce qui signifie que cette action adaptative est plus sensible au climat intérieur qu'extérieur.

Dans le cas de bureaux ventilés naturellement, Moujalled trouve des régressions exponentielles exprimant un ajustement vestimentaire en fonction de la température encore plus rapidement que dans le cas des écoles. Il y a peut être une influence du type de lieu sur cet ajustement personnel.



Résultats présents	Moujalled
$Clo = -0{,}043.T_{op} + 1{,}935$ ($R^2 = 0{,}52$)	$Clo = 7{,}444.\ exp(-0{,}104.T_{op})$ ($R^2 = 0{,}94$)
$Clo = -0{,}022.T_{ext} + 0{,}735$ ($R^2 = 0{,}73$)	$Clo = 0{,}444.\ exp(-0{,}104.\ T_{ext})$ ($R^2 = 0{,}94$)

Figure IV.15 : Niveau d'isolement vestimentaire (en clo) en fonction de la température extérieure et la température opérative. Comparaison de nos régressions linéaires aux régressions exponentielles de [Moujalled, 2007]

b. Ajustement du niveau d'activité

Cette action adaptative est très limitée dans les salles de classe puisque l'activité pratiquée est souvent la même. Cette activité est surtout dépendante du type de cours (oral, travaux dirigés, cours magistral ou partiel) et du rythme impulsé par le professeur par exemple. La Figure IV.16 montre l'évolution du niveau d'activité (en met) en fonction des paramètres thermiques, dont l'interprétation est difficile. Il apparaît tout de même que c'est lors des plus fortes chaleurs que le niveau d'activité est le plus faible, ce qui paraît logique.

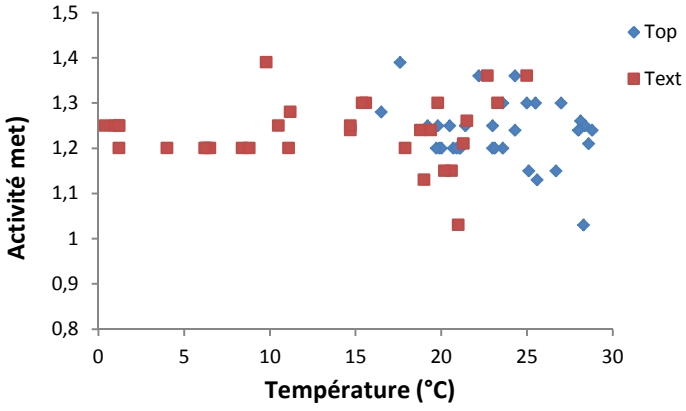


Figure IV.16 : Niveau d'activité (en met) en fonction de la température extérieure et la température opérative

IV.4.2 Contrôle individuel de l'ambiance

Cette partie vise à comprendre quels sont les éléments déclencheurs des actions adaptatives prises par les occupants sur les équipements des salles (ouverture des fenêtres, radiateurs), dans le but de modéliser ce contrôle de l'ambiance afin d'améliorer les simulations annuelles des stratégies de ventilation (chapitre IV).

Nous évoquons tout d'abord des travaux réalisés à l'Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat (ENTPE) visant à modéliser les scénarios d'occupation et le contrôle des équipements par les occupants de bureaux ventilés naturellement et mono-occupés. Le modèle d'ouverture des fenêtres élaboré a été testé dans le cas de salles de classes, à partir de nos données expérimentales. Nous étudions ensuite le contrôle des fenêtres et du système de chauffage à partir de nos données expérimentales pour les modes de ventilation faisant intervenir l'ouverture manuelle des fenêtres. Le but est de proposer un algorithme simple de contrôle de ces deux équipements pour les simulations.

a. Modèle d'occupation et de contrôle des équipements de l'ENTPE

Des études récentes sur la prédiction du comportement humain quant à son action sur l'ouverture des fenêtres et des stores ou encore l'utilisation de la lumière artificiel ont été recensées par Leguen [Leguen, 2011]. L'auteur a repris les travaux de Haldi [Haldi, 2010], dont l'objectif était d'utiliser ces modèles pour générer des scénarios d'occupation des bâtiment à usage de bureaux, sur la base de huit années d'observations. Le modèle ainsi développé sur la plateforme Matlab/Simulink intègre également un modèle de prédiction de la présence des occupants, initié par Page [Page, 2007]. Tous ces modèles, à l'exception du modèle de prédiction de l'éclairage artificiel, utilisent des chaînes de Markov, qui déterminent l'état d'un système à partir de l'état au pas de temps précédent en introduisant des probabilités de transition pour le passage d'un état à un autre : arrivée, présence intermédiaire, départ.

Ce modèle d'occupation global proposé par l'ENTPE a été intégré au modèle thermo-aéraulique Hybcell 1.0, développé par le Laboratoire des Sciences de l'Habitat (LASH) de l'ENTPE, afin de calculer les débits d'air échangés pour retrouver la température intérieur et ainsi estimer les consommations énergétiques. Des comparaisons avec les scénarios conventionnels (méthode ThCE) d'après l'étude d'un cas réel, ont montré que le modèle améliore le calcul des consommations.

- ✓ Modèle de présence

Le modèle de Page [Page, 2007] qui prédit l'état de présence des occupants à chaque pas de temps a été amélioré du point de vue de la prise en compte des longues absences. Il reproduit correctement l'allure des présences observée en réalité, malgré une sous-estimation de la durée de présence des occupants. Ce profil de présence a été introduit dans le modèle Hybcell1.0 en tant que donnée d'entrée aux simulations des actions de l'occupant sur les stores, l'éclairage artificiel et les ouvrants.

- ✓ Modèle de store

Le modèle de store basé sur celui de [Haldi, 2010] prédit la prise de décision de baisser les stores et l'ampleur de l'action. Les probabilités de transition de la chaîne de Markov ont été calculées en

faisant des régressions logistiques multiples (fonction logit) sur des paramètres de températures (intérieure et extérieure) et d'éclairement (intérieur et extérieur). Il s'agit de probabilités de lever ou baisser le store (complètement ou non) à l'arrivée et pendant la présence. L'ampleur de l'action a été définie de manière stochastique par la loi de Weibull. Cependant ce modèle ne reproduit pas bien la diversité des actions entreprises pour plusieurs raisons liées au dispositif de stores utilisé notamment (stores vénitien dans un seul type de bâtiment).

- ✓ Modèle d'éclairage artificiel

Le modèle de prédiction des actions sur l'éclairage artificiel est basé sur les distributions de [Hunt, 1980] au moment de l'arrivée de l'occupant, de [Reinhart et al., 2004] pendant les périodes de présence intermédiaire et de [Pigg, 1996] au moment du départ. Les scénarios obtenus montrent une très grande similitude avec les mesures, contrairement aux scénarios conventionnels, même s'ils tendent à sous-estimer légèrement la durée hebdomadaire de fonctionnement de l'éclairage artificiel. L'auteur l'explique entre autre par un manque de conscience économique à l'époque des mesures.

- ✓ Modèle d'ouverture des fenêtres testé avec nos données expérimentales

Enfin le modèle d'ouverture des fenêtres a également été élaboré par [Haldi, 2010] qui a créé un modèle « hybrid » à partir de chaîne de Markov et de processus de Markov pour déterminer si l'occupant va ouvrir ou fermer la fenêtre et définir un temps d'ouverture. Ainsi quatre probabilités de transition d'ouverture/fermeture des fenêtres (ouverte, reste ouverte, fermée, reste fermée) ont été proposées pour trois périodes d'occupation (arrivée, présence intermédiaire et départ). Elles ont été déterminées à partir de la fonction logit qui fait appel à des paramètres thermiques (T_{int} et T_{ext}) et différents paramètres concernant la présence. La distribution de probabilité de la durée d'ouverture a également été définie par une loi de Weibull. L'algorithme associé (Annexe 4.3) appelle en données d'entrée le fichier climatique et celui de présence, ainsi que d'autres paramètres binaires concernant l'absence des occupants. Une fois que l'état de la fenêtre a été décidé, le solveur calcule le volume d'air échangé avec l'extérieur et en déduit la température intérieure.

Ce modèle de prédiction des actions sur les fenêtres a été testé à l'ENTPE par [Leguen, 2011] sur une partie de nos données expérimentales, dans le cadre d'un échange scientifique**.** Ces données correspondent au cas « VN seul » en été, puisque ce modèle a été conçu à partir de mesures faites dans des bâtiments de bureau ventilés naturellement et qu'en hiver aucune ouverture de fenêtre n'a été observée pour cette configuration. Au final, seuls 12 jours de mesures ont été testés et l'analyse des résultats s'est faite sur deux critères principaux : le pourcentage d'ouverture journalier et le nombre d'actions par jour sur l'ensemble des fenêtres.

Cependant, le modèle a été élaboré pour un bureau occupé par une seule personne, ce qui a nécessité des améliorations à apporter pour le cas de salle de classe. L'algorithme de présence en donnée d'entrée n'a pas été utilisé du fait que l'emploi du temps dans les salles est fixé. Les données utilisées sont directement les heures de présence renseignées sur le fichier de données (état de présence 1, 0 sinon) et qui ont été repérées grâce aux emplois du temps et confirmées à partir des mesures d'ouverture de porte et de CO_2 notamment. De plus, la situation de multi-occupation pose le problème de confrontation de points de vue concernant l'appréciation de l'environnement et les actions à mener pour atteindre des conditions de confort. Le processus de décision de Monte Carlo utilisé pour décider s'il y a action ou pas a donc été modifié. Au lieu de tirer aléatoirement un nombre entre 0 et 1 suivant

une loi uniforme, un tirage et un stockage d'un nombre aléatoire pour chaque occupant est effectué, et si un nombre aléatoire est inférieur à la probabilité de transition concernée (par exemple : la probabilité d'ouvrir les fenêtres à l'arrivée), alors il y a action. La durée d'absence a également été transmise comme donnée d'entrée pour qu'en cas d'absence des occupants plus de 8h, alors la probabilité de fermer la fenêtre est 1. Ceci évite de prédire des ouvertures de fenêtre le soir ou le week-end par exemple, ce qui n'arrive jamais.

La Figure IV.17 et le Tableau IV.9 montre que les résultats numériques obtenus par [Leguen, 2011] sur les deux critères (pourcentage d'ouverture et nombre d'action journaliers) concordent bien avec les résultats expérimentaux. Ce modèle de contrôle des ouvrants pourrait donc être utilisé pour nos simulations numériques. Cependant, la période de comparaison reste réduite ce qui amène par ailleurs l'auteur à rester prudente quant à ses conclusions. De plus, les faibles probabilités d'action rencontrées pourrait poser problème dans le cas de bureaux mono-occupés et se pose le problème des diversités de comportement des gens.

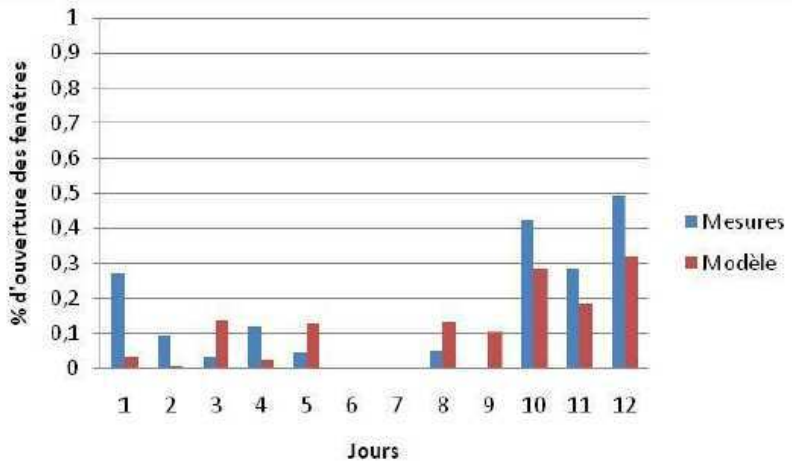


Figure IV.17 : Comparaison des pourcentages d'ouverture journaliers des fenêtres issus des mesures et des résultats du premier modèle [Leguen, 2011]

Jour	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Nombre d'actions (mesures)	7	2	6	2	7	0	0	2	0	11	5	3
Nombre d'actions(modèle3)	6	4	6	2	6	0	0	6	6	10	8	8

Tableau IV.9 : Comparaison des nombres d'actions sur les fenêtres issus des mesures et des résultats du modèle [Leguen, 2011]

L'auteur n'a pas testé le modèle global d'occupation pour calculer les consommations énergétiques de notre cas d'étude. Cependant, ce modèle ne considérant pas les ouvertures de porte et le modèle aéraulique de Hybcell 1.0 ne tenant pas compte de la forme spécifique de nos fenêtres, cela pourrait fausser les simulations. D'autre part, l'auteur souligne le fait que d'autres variables motrices, concernant la QAI et l'acoustique notamment pourraient être pris en compte pour améliorer le modèle d'ouverture de fenêtre de Haldi [Haldi, 2010].

Concernant le modèle global, seule la prédiction d'ouverture des stores a semblé poser problème.

Leguen propose que des simulations pour des périodes plus longues et sur plusieurs occupants pour prendre en compte la diversité des comportements soient entreprises pour améliorer ce modèle. L'auteur conclue par le fait que d'autres techniques et notamment la logique floue, pourrait faire l'objet d'investigations pour améliorer encore ces modèles de prédiction du comportement humain. Cependant, cette technique requiert un échantillon de données important.

b. Modélisation du contrôle des fenêtres et du système de chauffage

La suite de notre travail n'est pas de tenter d'améliorer ce modèle global ni même celui d'ouverture des fenêtres avec la prise en compte d'autres paramètres, ce qui constituerait une thèse en soit, mais de trouver les principaux éléments déclenchant l'ouverture des fenêtres, et des radiateurs. Pour ce faire, des régressions logistiques univariées et polynomiales de la probabilité que chaque action adaptative se produise en fonction de chaque paramètre mesuré seront établies. Des régressions logistiques multivariées seront également proposées pour quelques combinaisons de facteurs. Ces résultats seront comparés à ceux de Haldi [Haldi, 2010] basés sur les huit années de mesure dans les bâtiments de bureaux et ceux de Moujalled [Moujalled, 2007] qui a effectué cette analyse pour des bureaux ventilés naturellement.

c. Ouvertures des fenêtres (à quel moment ?)

La connaissance de l'état des ouvrants toutes les 5 minutes (pas te temps des mesures), nous permet dans un premier temps de constater à quel moment les occupants ont tendance à entreprendre le plus souvent cette action d'ouverture/fermeture des fenêtres. Les observations sont présentées par période d'occupation (arrivée, intermédiaire, départ) dans le Tableau IV.10. Ces données correspondent à des périodes d'occupation en saison chaude (du 03/05/2010 au 14/10/2011) de la salle de classe ventilée naturellement avec ouverture manuelle des fenêtres (avec ou sans VMC). La période froide n'a pas été prise en compte car elle présentait moins de 1% d'ouverture de fenêtres. Il s'agissait de l'ouverture d'une seule fenêtre en début de cours à 9h05 (fermeture à 9h50, soit 45 minutes d'ouverture) alors qu'il pleuvait à 5,5°C à l'extérieur. La température opérative était convenable malgré cette situation (18,5°C à l'ouverture et 20,5°C à la fermeture) en raison des gains thermiques internes provenant des 20 occupants de la salle et du radiateur qui fonctionnait à pleine puissance. Au final, sur la période estivale, au moins une fenêtre était ouverte 36,7% du temps.

Les actions adaptatives (ouverture /fermeture) sur les fenêtres sont assez rares (1,4% du temps), soit une action tous les trois à quatre cours en moyenne étant donné que le pas de temps des mesures est de 5 min et la durée moyenne des cours est de 100 min, donc s'il y avait une ouverture par cours, cela représenterait 5% du temps. Ces actions se prennent souvent à l'arrivée des occupants (15,4% des ouvertures et 48,7% des fermetures) et non à leur départ (aucune ouverture recensée à l'arrivée et seulement 10,0% des fermetures). Ces pourcentages correspondent au nombre d'ouvertures (fermetures) observées à leur arrivée (départ) par rapport au nombre total d'ouverture (fermeture) et n'apparaissent pas directement dans le Tableau IV.10.

[Haldi, 2010] trouve que les occupants de bureaux ventilés naturellement, ouvrent et ferment les fenêtres encore moins fréquemment (0,4% du temps), soit en moyenne 2,4 fois par jour et, comme l'ont soulignés d'autres auteurs avant lui, majoritairement à l'arrivée (37,4% des ouvertures et 14,1% des fermetures) et au départ du bureau (5,2% des ouvertures et 15,7% des fermetures).

A la sortie du cours, les occupants ont tendance à laisser ouvert les fenêtres près de la moitié du temps (46,7%), ce qui signifie qu'ils ne se préoccupent pas des éventuels désagréments thermiques engendrés par la surventilation (surchauffe en cas de forte chaleur ou rafraichissement trop important). Il semblerait que ce soit plutôt ce deuxième cas qui apparaisse le plus souvent puisque sur la période sélectionnée, la température extérieure moyenne était de 15,6°C seulement. Les occupants des bureaux ont tendance à laisser fermer plus régulièrement les fenêtres à leur départ (67,4% du temps contre 51,3% dans notre cas) vraisemblablement pour des raisons de sécurité.

Conséquemment à cette relative fraicheur durant cette période de mesure, on observe à l'arrivée des occupants une plus forte proportion de fermetures des fenêtres (9,6% du temps) que d'ouvertures (3% du temps), probablement à cause d'une sensation de courant d'air frais ressenti par les occupants.

	arrivée	intermédiaire	départ	Total
ouverture	3,0 (1,9)	1,3 (0,3)	0,0 (0,27)	1,4 (0,4)
fermeture	9,6 (0,7)	0,7 (0,3)	2,0 (0,81)	1,4 (0,4)
laisse ouvert	37,6 (25,8)	33,9 (32,8)	46,7 (31,8)	35,3 (31,8)
laisse fermé	49,7 (71,5)	64,0 (60,6)	51,3 (67,4)	62,6 (67,4)
Total	7,0 (7,7)	86,0 (82,6%)	7,0 (7,7)	100

Tableau IV.10 : Pourcentage de chaque type d'action observée sur les fenêtres selon la période d'occupation et comparaison avec les observations faites dans des bureaux ventilés naturellement (entre parenthèses) [Haldi, 2010]. Ces résultats ont été obtenus sur la base de pas de temps de 5 min.

d. Ouvertures des fenêtres (quels sont les déclencheurs ?)

La régression logistique binaire est adaptée dans notre cas pour étudier la liaison entre une variable dépendante qualitative binaire *Y* (qui correspond à l'état ouvert *Y=1* ou fermé *Y=0* de la fenêtre) et une ou un ensemble de variables indépendantes quantitatives $X_1 \ldots X_k$, qui s'avèrent être les variables physiques mesurées. Le modèle logistique est un cas particulier de la famille des modèles linéaires généralisés (GLMs), considèrant que la variable dépendante suit une loi de Bernoulli de paramètre *p(x)* (probabilité moyenne pour que l'événement se produise) lorsque l'expérience est répétée une fois ou une loi binomiale (*n*, *p*) si l'expérience est répétée *n* fois. Le paramètre de probabilité *p* est une fonction d'une combinaison linéaire des variables explicatives dont l'expression analytique est la suivante :

$$p(x) = \frac{e^{(a+bx)}}{1 + e^{(a+bx)}} \qquad \text{(IV.11)}$$

Avec :
p(x) = la probabilité moyenne pour que l'événement se produise,
x = la variable explicative,
a, *b* = les paramètres de la régression (constante et pente respectivement)

Les fonctions les plus couramment utilisées pour relier la probabilité p aux variables explicatives sont la fonction logistique eq. (IV.12), que nous avons utilisé (on parle alors de modèle *Logit*) et la fonction de répartition de la loi normale standard (on parle alors de modèle *Probit*). Ces deux fonctions sont parfaitement symétriques et sigmoïdes.

$$logit(p) = \log\left(\frac{p(x)}{1-p(x)}\right) = a + bx \qquad \text{(IV.12)}$$

Pour estimer les paramètres du modèle (les coefficients de la fonction linéaire), on cherche à maximiser une fonction de vraisemblance des données, qui s'exprime à partir de la loi de distribution de l'événement étudié. Contrairement à la régression linéaire, une solution analytique exacte n'existe pas. Le logiciel XLSTAT que nous utilisons une nouvelle fois, emploi un algorithme itératif (de Newton-Raphson) pour converger vers l'estimation du maximum de vraisemblance [Jennrich R.I et al, 1969].

XLSTAT propose un certain nombre de critères permettant de rendre compte de la qualité de la régression. Le test du χ^2 de Wald permet de savoir si le modèle ajusté est plus performant que le modèle à l'hypothèse nulle. Une mesure du pouvoir discriminant de la régression logistique est obtenue à l'aide de l'aire sous la courbe ROC (Receiver Operating Characteristics) notée *AUC*. Cette courbe provenant de la théorie du signal, permet de visualiser la performance d'un modèle en représentant la sensibilité (probabilité de détecter un vrai signal) en fonction de 1 moins la spécificité (probabilité de détecter un faux signal). Pour évaluer la force de liaison entre la variable réponse *Y* et le prédicteur *X*, on utilise le R^2 de Nagelkerke. Plus ces critères sont élevés, plus la régression a du sens. De plus amples informations sur ce type de régression sont notamment disponibles dans la thèse de Haldi [Haldi, 2010] ou [Kleinbaum et al., 2002].

XLSTAT propose ainsi l'équation du modèle. Plus la valeur absolue d'un coefficient est élevée, plus le poids de la variable correspondante est important. La Figure IV.18, le Tableau IV.11 et le Tableau IV.12 présentent les résultats des régressions logistiques et polynomiales du contrôle de l'ouverture des fenêtres en fonction des paramètres physiques mesurés. En premier lieu nous constatons que toutes les variables physiques testées pour ce modèle, hormis les concentrations en PM_{10}, ont une signification statistique ($p < 0{,}001$).

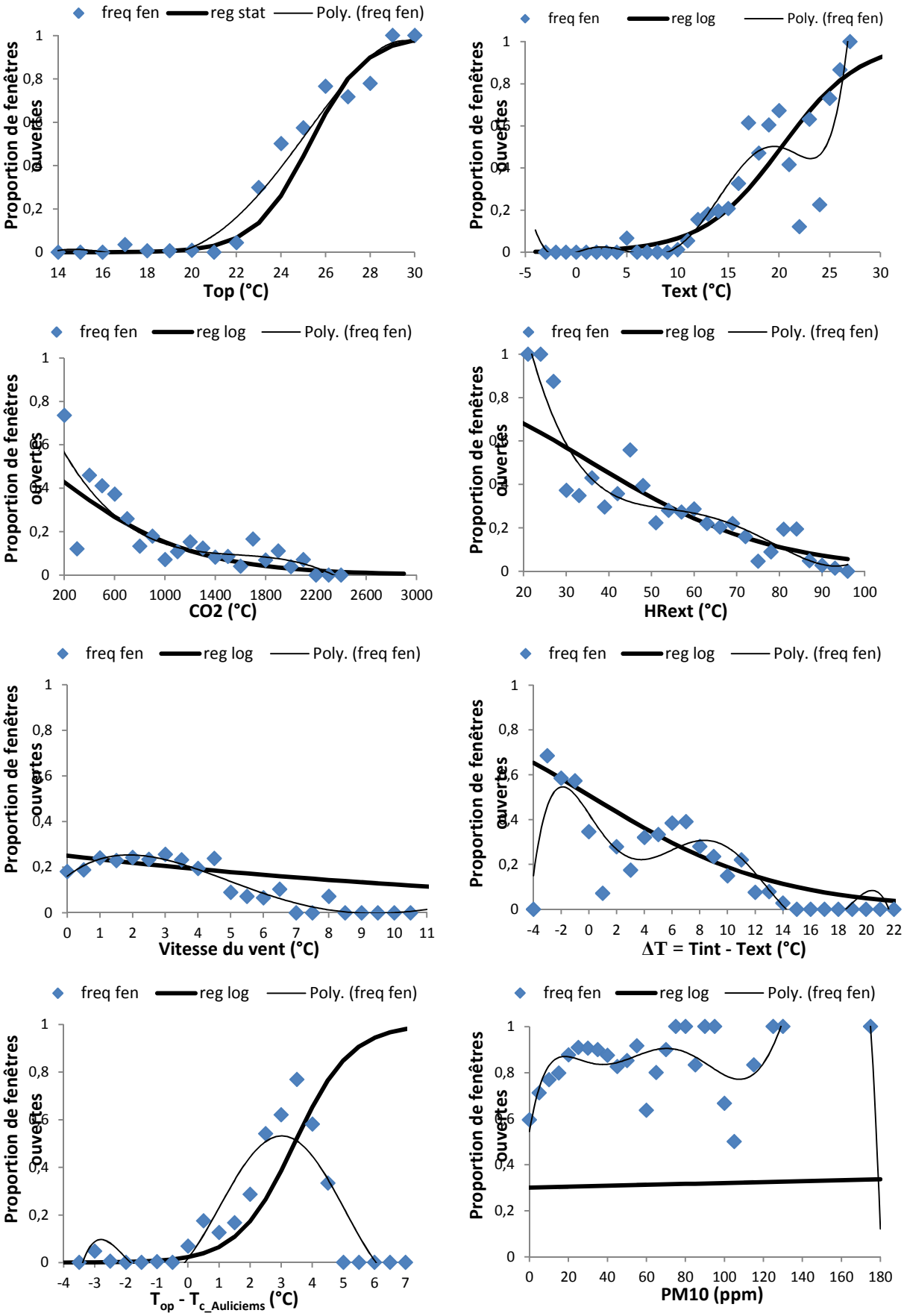


Figure IV.18 : Relations entre la proportion de fenêtres ouvertes et les paramètres physiques pour des intervalles de valeurs spécifiques et régressions appliquées (logistiques et polynomiales)

En ne considérant qu'une seule variable physique à la fois, les coefficients de détermination R^2 des régressions polynomiales et les critères des régressions logistiques (R^2 de Nagelkerke et AUC) sont très élevés, notamment pour les paramètres thermiques : T_{int}, T_{op}, T_{ext} (par ordre d'importance). D'autres paramètres relatifs à l'environnement thermique proposent également de bons résultats de régression. Il s'agit du taux d'humidité relative extérieur (HR_{ext}), l'écart de température par rapport à la température de confort prévu par le modèle adaptatif d'Auliciems, qui est le mieux corrélé à la sensation thermique des occupants ($T_{op} - T_{c_Auliciems}$), et l'écart de température à l'intérieur et l'extérieur de la salle de classe ($T_{int} - T_{ext}$). Les paramètres relatifs à la QAI (CO_2, PM_{10}) et la vitesse du vent (V_{vent}) à l'extérieur décrivent moins bien les variations d'ouverture de la fenêtre. A noter que pour les paramètres T_{op}, T_{int}, T_{ext}, CO_2 et HR_{ext} les courbes des régressions logistiques et polynomiales sont très proches. La représentation pour les PM10 est difficilement exploitable compte tenu de la dispersion des points.

Variable	**a**		**χ^2 de Wald**	**b**		**χ^2 de Wald**	**R_N^2**	**AUC**	**r (Mouj)**
	moy	***σ***		***moy***	***σ***				
T_{op}	-20,511	0,565	1319,384	0,811	0,023	1241,635	0,584	0,927	
$T_{op\ Moujalled}$	*-7,47*	-	-	*0,26*	-	-	-	-	*0,31*
T_{air}	-24,397	0,692	1241,626	1,006	0,029	1184,394	0,601	0,930	
$T_{air\ Haldi}$	*-7,202*	*0,025*	*-288 ,0*	*0,2716*	*0,0011*	*257,7*	*0,064*	*0,632*	
T_{ext}	-5,236	0,149	1237,457	0,258	0,009	915,903	0,373	0,852	
$T_{ext\ Haldi}$	*-2,5506*	*0,0043*	*-594,0*	*0,1275*	*0,00025*	*502,1*	*0,273*	*0,782*	
$T_{ext\ Moujalled}$	*-2,87*	-	-	*0,14*	-	-	-	-	*0,42*
HR_{ext}	1,698	0,127	177,363	-0,047	0,002	532,489	0,165	0,725	
$HR_{ext\ Haldi}$	*0,5693*	*0,0078*	*72,9*	*-0,02063*	*0,00012*	*-179,0*	*0,030*	*0,590*	
V_{vent}	-1,100	0,060	332,883	-0,085	0,023	13,737	0,004	0,507	
$V_{vent\ Haldi}$	*-0,5542*	*0,0030*	*-185,9*	*0,07857*	*0,00077*	*-102,7*	*0,010*	*0,212*	
$T_{op} - T_{c_Auliciems}$	-3,205	0,094	1160,553	1,095	0,039	789,773	0,377	0,849	
$(T_{int} - T_{c_CEN})_{Haldi}$	-0,8145	0,0018	-457,4	-0,2426	0,0011	-214,1	0,043	0,603	
$\Delta T = T_{int} - T_{ext}$	-0,114	0,061	**3,511**	-0,150	0,007	416,437	0,133	0,696	
CO_2	0,072	0,084	**0,727**	-0,002	0,000	252,629	0,095	0,66	
PM10	-0,843	0,058	207,480	0,001	0,003	0,126	0,000	0,566	

Tableau IV.11 : Caractéristiques des régressions logistiques binaires simples

Les modèles polynomiaux reproduisent très bien la plupart du temps l'évolution de la probabilité d'ouverture en fonction des variables choisies. L'ordre de la régression est compris entre 4 et 6 selon ce qui est approprié pour chaque paramètre. Cependant, contrairement aux régressions logistiques, nous ne pouvons interpréter les coefficients de ces régressions. D'une manière générale nos régressions représentent mieux la variabilité d'ouverture que celles obtenues par [Haldi, 2010] et [Moujalled, 2007] dans les bureaux ventilés naturellement. Nombre des observations qui suivent ont également été repérées par ces auteurs, même si nous relevons quelques différences d'utilisation de la fenêtre, par rapport à ce qui se fait dans les bureaux individuels.

Variable	Equation	R^2
T_{op}	$y = -0{,}0001x^4 + 0{,}0088x^3 - 0{,}2621x^2 + 3{,}3279x - 15{,}382$	0,97
T_{air}	$y = -0{,}0002x^4 + 0{,}0167x^3 - 0{,}483x^2 + 6{,}0274x - 27{,}439$	0,96
T_{ext}	$y = 2E\text{-}07x^6 - 1E\text{-}05x^5 + 0{,}0002x^4 - 0{,}0015x^3 - 4E\text{-}05x^2 + 0{,}0168x - 0{,}0009$	0,87
CO_2	$y = 1E\text{-}14x^4 - 2E\text{-}10x^3 + 9E\text{-}07x^2 - 0{,}0013x + 0{,}7911$	0,71
HR_{ext}	$y = 2E\text{-}07x^4 - 6E\text{-}05x^3 + 0{,}006x^2 - 0{,}2534x + 4{,}2633$	0,88
V_{vent}	$y = -0{,}0001x^4 + 0{,}0038x^3 - 0{,}039x^2 + 0{,}1104x + 0{,}1603$	0,91
$\Delta T = T_{int} - T_{ext}$	$y = -8E\text{-}07x^6 + 4E\text{-}05x^5 - 0{,}0008x^4 + 0{,}0057x^3 - 0{,}0015x^2 - 0{,}093x + 0{,}4257$	0,76
$T_{op} - T_{c_Auliciems}$	$y = -5E\text{-}05x^6 + 0{,}001x^5 - 0{,}0035x^4 - 0{,}0192x^3 + 0{,}0685x^2 + 0{,}1666x + 0{,}017$	0,80
PM10	$y = -1E\text{-}11x^6 + 5E\text{-}09x^5 - 8E\text{-}07x^4 + 7E\text{-}05x^3 - 0{,}0028x^2 + 0{,}0504x + 0{,}5444$	0,41

Tableau IV.12 : Caractéristiques des régressions polynomiales univariées d'ordre 4,5 ou 6

La forme croissante des courbes obtenue pour certains paramètres nous permet de repérer des valeurs seuils pour lesquelles les occupants ouvrent et ferment les fenêtres. Ainsi, à partir de T_{op}= 21°C ou T_{ext} = 11°C ou dès lors que T_{op} dépasse $T_{c_Auliciems}$, la probabilité pour que les occupants ouvrent les fenêtres augmente fortement. Cette probabilité diminue légèrement pour 26°C < T_{op} < 28°C et diminue beaucoup pour 20°C < T_{ext} < 25°C avant de remonter jusqu'à 100% d'ouverture à T_{op} = 29°C et T_{ext} = 27°C.

Ce fléchissement de la courbe est également observable sur les figures présentées par Haldi et Moujalled, mais pour des températures intérieures un peu plus importantes (autour de 29-30°C). On le retrouve également lorsque T_{int} dépasse légèrement T_{ext} (0°C < ΔT < 4°C). Ainsi, lorsque la température intérieure commence à être importante et que le rafraichissement passif devient difficile en raison d'une température extérieure trop élevée, il semblerait que les occupants hésitent entre ventiler ou limiter la surchauffe en fermant la fenêtre. Il y a donc une prise de conscience de la part des occupants, de l'influence du climat extérieur sur les conditions thermiques intérieure notamment.

Cependant, lorsque l'environnement thermique intérieur et extérieur devient trop chaud (T_{op} > 28°C et/ou > 25°C), les occupants ouvrent les fenêtres quasiment systématiquement afin de créer des courants d'air et ainsi remédier à leur sensation thermique et/ou de confinement trop élevée. C'est ce que révèlent les retours de questionnaires correspondant à ces périodes très chaudes. A noter enfin que la proportion de fenêtres ouvertes devient nulle lorsque T_{op} dépasse de 5°C la température de confort $T_{c_Auliciems}$ et lorsque T_{ext} dépasse de 4°C $T_{int.}$ Ces points correspondent à de rares cas de très forte chaleur. Il serait intéressant de voir si ces observations se confirment avec des climats très chauds.

Les autres courbes nous révèlent que la probabilité d'ouverture des fenêtres est d'autant plus faible que la concentration en CO_2, HR_{ext}, V_{vent} et ΔT augmentent. Elle devient nulle au-delà de 93% d'humidité extérieure, 8 m/s de vent, une température intérieure dépassant T_{ext} de 15°C (conditions hivernales) et une concentration en CO_2 dépassant 2000 ppm. Pour ce dernier paramètre, il s'agit vraisemblablement plus d'une conséquence de la fermeture des fenêtres qui engendre un confinement plus important. L'origine de cette fermeture n'est à priori pas liée aux concentrations en CO_2 mais à d'autres paramètres.

Nous avons également réalisé des régressions logistiques binaires multivariées en considérant plusieurs variables, afin d'évaluer si ces modèles améliorent la prédiction d'ouverture de fenêtre.

Comme Haldi, nous trouvons que la meilleure combinaison (plus grande signification statistique) de deux variables sont T_{int} et T_{ext}, à laquelle peut être ensuite ajoutée la variable HR_{ext} pour une régression à trois variables. A la différence que Haldi trouve que T_{ext} est le meilleur descripteur de la variation de la variable réponse (R_N^2=0,273), alors que nous trouvons que c'est T_{int} (R_N^2=0,601).

L'amélioration du modèle simple (avec T_{int}) en incorporant T_{ext} est assez faible (a= *-23,117± 0,710* ; b_{Tint} *= 0,873 ± 0,031* ; b_{Text} *= 0,109±0,010* ; R_N^2 *= 0,622* ; *AUC = 0,933*) et encore plus faible en ajoutant HR_{ext} (*a = -25,944 ± 0,888* ; b_{Tint} *= 0,893 ± 0,032* ; b_{Text} *= 0,170 ± 0,014* ; b_{HRext} *= 0,022 ± 0,004* ; R_N^2 *= 0,642* ; *AUC = 0,938*), malgré la signification statistique de ces inclusions (p < 0,0001). De plus, nous observons comme Haldi une nouvelle fois, que la stabilité de la pente associée à T_{int} est préservée, en témoigne son faible écart-type, ce qui montre que la forte corrélation entre ces différentes variables ne pose pas de problème au modèle.

e. Utilisation des radiateurs

Comme pour l'ouverture des fenêtres, nous nous sommes intéressés dans un premier temps au moment auquel les occupants allument et éteignent le radiateur de la salle de classe (Tableau IV.13). La période considérée est une période froide allant du 12/11/2011 au 19/01/2011. L'état du radiateur (allumé ou éteint) a pu être déterminé à l'aide d'un thermocouple de surface placé sur la façade du radiateur à eau chaude de la salle de classe. La puissance du radiateur étant modulable et la température intérieure maximale rencontrée durant cette période étant de 28,5°C, nous avons considéré qu'au-delà de 30°C mesuré en surface, le radiateur est considéré comme étant allumé. La température de surface atteinte en puissance maximale est limitée à 60°C. Sur cette période hivernale, le radiateur fonctionnait 28% du temps durant les heures de cours.

Cette action adaptative n'apparaît que 0,8% du temps, soit une action tous les six cours en moyenne, compte tenu du pas de temps utilisé (5min). Comme l'action sur les fenêtres, elle se prend souvent à l'arrivée des occupants (37,5% des mises en fonctionnement et extinctions), beaucoup moins à leur départ (6,2% des mises en fonctionnement et seulement 18,7% des extinctions).

A la sortie du cours, le radiateur reste allumé un quart du temps (24,5%) ce qui laisse perplexe quant à l'utilisation rationnelle de l'énergie. Cependant, cela ne semble pas déranger les occupants à leur arrivée d'un point de vue confort puisqu'ils laissent allumer le radiateur 21,6% du temps et son extinction n'est que rarement commandée (3,8% du temps).

	arrivée	intermédiaire	départ	Total
mise en marche	3,8	0,5	0,6	0,8
extinction	3,8	0,4	1,9	0,8
laisse allumé	21,5	28,0	24,5	27,2
laisse éteint	70,9	71,1	73,0	71,2
Total	7,9	84,2	7,9	100

Tableau IV.13 : Pourcentage de chaque type d'action observée sur les radiateurs selon la période d'occupation (pas de temps de 5min)

Nous avons également représenté les proportions de mise en fonctionnement du radiateur en fonction des mêmes variables thermiques que pour les fenêtres (Figure IV.19), à partir de régressions polynomiales uniquement, dont les caractéristiques sont données dans le Tableau IV.14. En effet, la

forme plus ou moins « gaussienne » des courbes ne se prête pas à l'utilisation d'une régression logistique pour modéliser le contrôle du radiateur. Ces régressions polynomiales (d'ordre 5 ou 6) dont les caractéristiques sont également données Tableau IV.14 :, montrent que les quatre paramètres sélectionnés, notamment ceux relatifs à l'environnement thermique intérieur, expliquent bien la variabilité de la proportion de temps où le radiateur est allumé (R^2 = 0,86 pour T_{op} et R^2 = 0,85 pour $T_{op} - T_{c_Auliciems}$). Les résultats obtenus avec T_{ext} sont moins bons car ce paramètre n'est pas totalement corrélé aux conditions thermiques intérieures. En effet, il peut faire froid dehors et ne pas faire froid au point d'allumer le chauffage à l'intérieur, si un cours a eu lieu auparavant ou si la température extérieure a chuté brutalement par exemple, ce qui est courant en hiver.

Les pics de probabilité d'avoir le radiateur en marche n'excède pas 61%. Ils apparaissent pour T_{op} = 23°C, T_{ext} = 5°C, ΔT = 13°C et un écart de T_{op} à $T_{c_Auliciems}$ de +1,5°C. De plus, ces pics de probabilité ne correspondent pas réellement aux moments où les occupants décident le plus souvent d'allumer le chauffage, qui sont à priori lorsque les températures sont les plus fraiches. D'après ce modèle, il y a par exemple moins de 2% de chance que le radiateur fonctionne lorsque T_{op} = 16°C alors que nous avons vu dans le Tableau IV.13 que les occupants l'allumaient dans 37,5% du temps dès leur arrivée. Cela vient notamment du fait que les plus faibles T_{op} correspondent la plupart du temps aux débuts de journée lorsque le radiateur n'a pas encore été mis en marche par les occupants, et à l'inertie du système de chauffage (5-6 minutes avant de dépasser les 30°C et une dizaine de minute avant de descendre sous cette température une fois éteint), mais aussi au temps de réponse des capteurs.

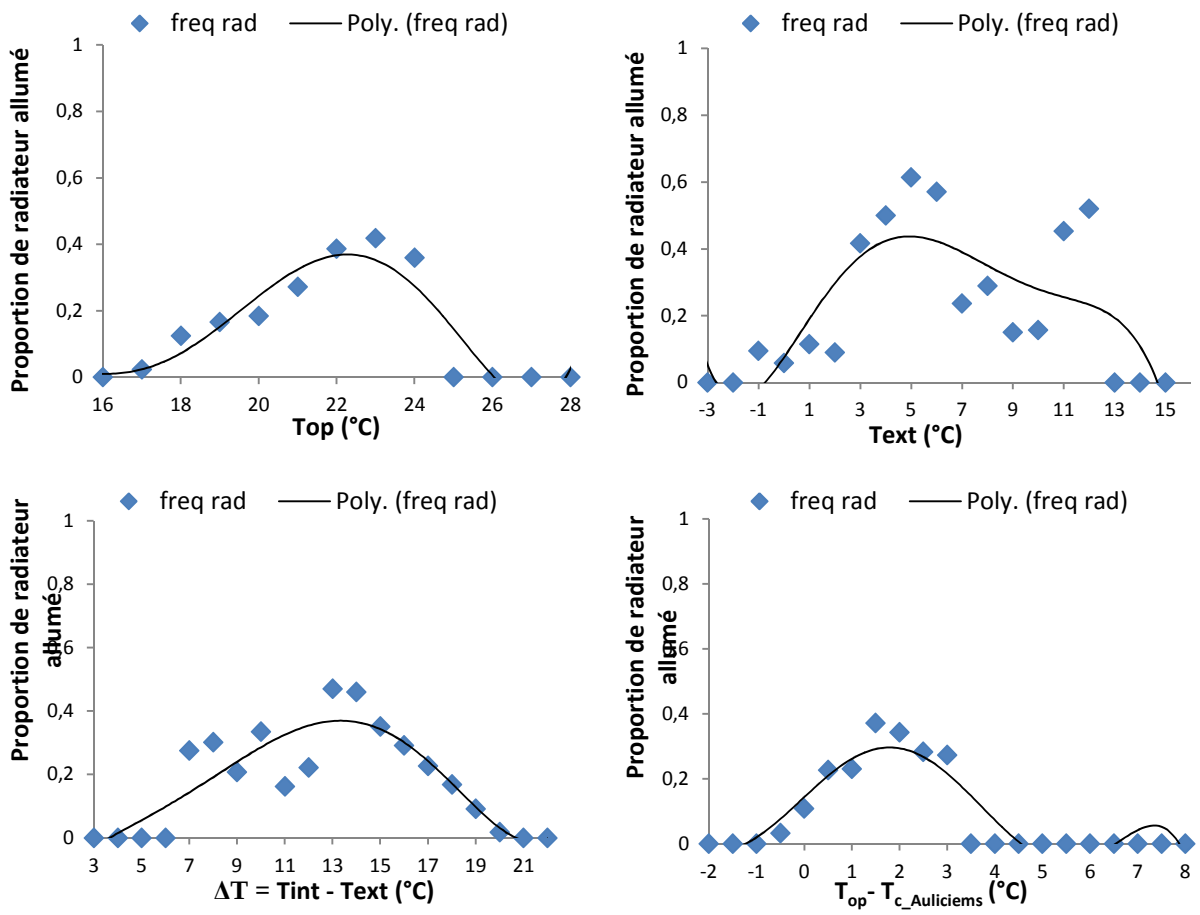


Figure IV.19 : Relations entre la proportion de radiateur en fonctionnement et les paramètres physiques pour des intervalles de valeur spécifiques (polynomiales).

Variable	Equation	R^2
T_{op}	$y = 6E\text{-}05x^5 - 0{,}0056x^4 + 0{,}2218x^3 - 4{,}2811x^2 + 40{,}564x - 151{,}22$	0,864
T_{ext}	$y = -2E\text{-}05x^5 + 0{,}0006x^4 - 0{,}0061x^3 + 0{,}01x^2 + 0{,}1108x + 0{,}075$	0,572
$T_{int} - T_{ext}$	$y = 4E\text{-}06x^5 - 0{,}0002x^4 + 0{,}0039x^3 - 0{,}0297x^2 + 0{,}1449x - 0{,}2861$	0,771
$T_{op} - T_{c_Auliciems}$	$y = -6E\text{-}05x^6 + 0{,}0006x^5 + 0{,}0004x^4 - 0{,}0175x^3 - 0{,}0028x^2 + 0{,}1405x + 0{,}143$	0,852

Tableau IV.14 : Caractéristiques des régressions polynomiales d'ordre 5 et 6.

Il est plus utile de regarder les valeurs seuils de mise en marche et d'arrêt puisque la probabilité est nulle en dehors de ces intervalles. Les plages de fonctionnement du radiateur sont les suivantes :

$$\begin{cases} 17°C < T_{op} < 25°C \\ -2°C < T_{ext} < 13°C \\ 6°C < \Delta T < 21°C \\ -1°C < T_{op} - T_{c_Auliciems} < 3{,}5°C \end{cases}$$

La même approche pourrait être envisagée pour l'utilisation des rideaux opaques intérieurs et de la lumière artificielle, en fonction des paramètres thermique mais aussi visuel. Cependant, il est difficile de distinguer précisément les périodes d'utilisation de l'éclairage artificiel (par rapport à l'éclairage naturel) et du rideau (qui peut être tiré sur tout ou partie de la longueur de la façade) à partir des seules données d'éclairement maintenu à l'intérieur (en lux). De plus, nous ne disposons à l'extérieur que de données de rayonnement global (en W/m^2) au pas de temps horaire, fournies par Météo France, ce qui ne nous permet pas de connaître les fluctuations du rayonnement solaire toutes les 5 minutes.

IV.4.3 Proposition d'un algorithme de contrôle

A partir des probabilités d'ouverture des fenêtres et de mise en marche des radiateurs, nous proposons un algorithme de contrôle de ces deux équipements, qui pourrait être utilisé à terme dans des simulations cherchant à reproduire ces actions adaptatives sur de longues périodes. Il s'agit d'un algorithme simplifié par rapport à l'algorithme d'ouverture des fenêtres proposé par [Haldi, 2010] et amélioré par [Leguen, 2011] ou encore le modèle de comportement humain AdOCC proposé par [Moujalled, 2007] et présenté succinctement en Annexe 4.4. En effet, à la différence du modèle Adocc, nous ne tentons pas de prédire le comportement humain, mais nous nous basons simplement sur les probabilités d'action observées en cas réel. Des comparaisons entre ces trois modèles pourront être réalisées.

Ces probabilités utilisées pour les périodes d'occupation, ne prennent pas en compte les différences de comportement à l'arrivée, en cas intermédiaire ou au départ des occupants que nous avons pu constater. Cependant, nous reproduisons le tirage aléatoire d'autant de nombres (N) compris entre 0 et 1 que d'occupants et si un nombre aléatoire est inférieur aux probabilités considérées, alors il y a action. La probabilité d'ouverture des fenêtres (P_{of}) choisie dans notre algorithme correspond à l'équation de la régression polynomiale obtenue avec la variable T_{op}, qui représente le mieux la variabilité de cette probabilité. Il aurait pu en être de même pour la probabilité de mise en marche du chauffage (P_{ar}), mais ayant constaté une incohérence pour les faibles T_{op} qui relève notamment de l'inertie du système de chauffage, nous avons modifié l'équation de P_{ar} de telle sorte à ce qu'elle décroisse régulièrement entre 17°C et 25°C :

$$\begin{cases} P_{ar} = 1 \; si \; T_{op} < 17°C \\ P_{ar} = 0{,}125 \; T_{op} \; si \;\; 17°C < T_{op} < \; 25°\text{C} \\ P_{ar} = 0 \; si \; T_{op} > 25°C \end{cases} \quad \text{(IV.13)}$$

$$P_{of} = -0{,}0001 \times \mathrm{T_{op}}^4 \; + \; 0{,}0088 \times \mathrm{T_{op}}^3 \; - \; 0{,}2621 \times \mathrm{T_{op}}^2 \; + \; 3{,}3279 \times \mathrm{T_{op}} \; - \; 15{,}382 \quad \text{(IV.14)}$$

En cas d'inoccupation des salles, nous suggérons toutefois de prendre en compte les probabilités de voir les fenêtres laissées ouvertes (P_{fo}= 0,35) et le radiateur allumé (P_{ra} = 0,27) à la fin du cours, uniquement pendant les horaires d'ouverture des locaux de l'université. En effet, en dehors de ces horaires, les fenêtres sont fermées par le gardien et le circuit d'eau chaude est coupé. Pour ce faire, un tirage aléatoire d'un seul nombre sera réalisé.

L'algorithme de contrôle pour les stratégies de ventilation naturelle avec ouverture manuelle des fenêtres est donc le suivant :

- en cas d'occupation (à chaque pas de temps):
  - calcul de P_{of} et P_{ar} en fonction de T_{op}
  - tirage de N nombres aléatoires en fonction du nombre d'occupants
    - si $N < P_{of}$ alors les fenêtres s'ouvrent ou restent ouvertes
    - sinon les fenêtres se ferment ou restent fermées
    - si $N < P_{ar}$ alors le radiateur s'allume ou reste allumé
    - sinon le radiateur s'éteint ou reste éteint

- en cas d'inoccupation (au moment du départ):
  - pendant les jours ouvrés de 7h à 19h : tirage d'un nombre aléatoire X
    - si $X < P_{fo}$ alors les fenêtres restent ouvertes
    - sinon les fenêtres restent fermées
    - si $X < P_{ra}$ alors le radiateur reste allumé
    - sinon le radiateur reste éteint
  - en dehors des jours ouvrés et de 0h à 7h et de 19h à 23h59 : les fenêtres restent fermées et le radiateur reste éteint

IV.5 Conclusion

Cette étude spécifique sur le confort et le comportement adaptatif des occupants des salles de classe, propose les conditions favorables au confort thermique et les éléments pour améliorer la prédiction du confort (global notamment) ainsi que les ajustements personnels et le contrôle individuel de l'ambiance. Ceci dans le but d'améliorer les simulations numériques faisant intervenir des occupants.

Ainsi, on trouve que la température opérative est le paramètre décrivant au mieux les sensations thermiques réelle (*ST*) et prédite (*PMV*) mais aussi les votes d'acceptabilité thermique (*AT*) et de satisfaction global (*SG*). Les valeurs optimales de T_{op} obtenues sur ces indices sont en moyenne de 22,2°C en été et de 22,9°C en hiver, ce qui n'est conforme à la norme EN15251 qu'en hiver (T_{op} = 22°C ± 2°C pour PPD < 10%). Les valeurs plus fraiches en été sont dues au climat relativement frais

et à l'isolement vestimentaire important (0,8 clo au lieu de 0,5 clo) rencontrés pour la période dite chaude.

Outre cet indice environnemental (T_{op}), l'indice analytique PMV permet de bien retranscrire ST même s'il a tendance à sous-estimer les sensations fraiches et neutre (jusque ST < 0,9) et surestimer les sensations chaudes. De même, le modèle adaptatif d'Auliciems permet de retrouver assez fidèlement la température de neutralité T_N pour notre cas d'étude.

Nous avons également cherché à créer un modèle adaptatif pour la ventilation naturelle, permettant d'exprimer la température de confort en fonction des conditions thermiques (intérieures et/ou extérieures). Cependant, malgré un indice de corrélation satisfaisant, l'équation du modèle fait apparaître un coefficient négatif devant la variable T_{RM80}, ce qui n'est physiquement pas interprétable. Nous ne retiendrons pas non plus ce modèle

Nous proposons également un modèle de confort global basé sur ses principaux déterminants obtenus par régressions linéaires multiples. Cette méthode statistique rejoint les résultats de l'ACP en confirmant que les variables T_{op}, E_m et *TRA* (l/s/p) sont celles permettant de représenter au mieux la variabilité de l'indice de confort global C_g. Les poids attribués à ces variables pourraient servir de base pour proposer une méthode d'analyse multicritère (de type ELECTRE par exemple), qui se voudrait plus exhaustive que les méthodes de classification par empreinte proposées par les normes. Outre ces paramètres environnementaux, cette méthode pourrait également prendre en compte les aspects confort et énergétique, via des variables de coût par exemple. La pondération des critères de l'ambiance pourrait également servir à optimiser le contrôle d'une stratégie de ventilation adaptée à nos locaux.

Enfin, dans le but d'améliorer la prise en compte de l'occupation dans les modèles, nous avons notamment montré l'importance de l'ajustement vestimentaire en fonction des conditions thermiques, ce qui pourrait avoir une incidence sur le calcul du PMV en sortie de modèle. Mais nous proposons essentiellement un algorithme de contrôle de l'ouverture des fenêtres et de la mise en fonctionnement du radiateur, à partir de probabilité obtenues par régressions logistiques. Ce modèle ne sera pas testé lors de nos simulations numériques mais il fait l'objet de perspectives intéressantes où il pourrait être comparé notamment au modèle d'ouverture de fenêtre développé à l'ENTPE [Leguen, 2011]. Ce modèle a par ailleurs montré de très bonnes concordances avec nos résultats expérimentaux, quant au nombre d'action quotidienne et à leur durée.

Pour conclure, les comparaisons réalisées avec les études de [Moujalled, 2007] principalement mais aussi [Haldi, 2010], toutes deux menées dans des bâtiments de bureaux ventilés naturellement, ont montré de fortes similitudes mais aussi quelques disparités. Ceci révèle qu'un modèle applicable à tout type de locaux et d'occupation (collectif et individuel) reste difficilement envisageable.

Chapitre V.

Simulations des performances annuelles des modes de ventilations étudiés

V.1 Introduction

En complément de notre approche expérimentale, nous proposons dans ce dernier chapitre une approche numérique, nous permettant de prédire sur du long terme les performances des systèmes de ventilation testés sur site. Le modèle utilisé est issu du couplage d'un modèle thermique (Trnsys) et d'un modèle aéraulique (Contam) du bâtiment dont l'approche se veut multizone. Il nous permet également d'envisager de tester d'autres stratégies de ventilation, selon différents scénarios d'occupation, différents climats ou tout autre paramètre du modèle (exposition, isolation, vitrage…etc).

Dans un premier temps, nous justifions le choix de cette approche multizone et nous détaillons le modèle, les scénarios ainsi que les hypothèses de calcul. Une validation du modèle créé est ensuite entreprise à partir de certaines séquences expérimentales. Enfin, nous réalisons des simulations annuelles des quatre systèmes étudiées, sur les paramètres hygrothermiques, aérauliques, énergétiques et de confort, en se basant sur le climat de La Rochelle et des scénarios d'occupation standard. Une classification par empreinte sera une nouvelle fois utilisée pour définir la meilleure stratégie de ventilation pour les salles de classe modélisées, en fonction des conditions choisies.

V.2 Les différentes approches numériques et choix de l'outil de simulation

La modélisation des phénomènes de transfert de chaleur et de masse passe nécessairement par une discrétisation spatiale plus ou moins fine. La discrétisation spatiale d'un bâtiment consiste à décomposer son volume total en plusieurs zones (mailles), de taille plus ou moins importante selon l'approche envisagée. La taille des volumes de contrôle (ou des mailles) conditionne en général la précision des résultats de simulation : plus le maillage est fin, meilleure est la représentation de l'écoulement d'air et des phénomènes de transfert. Ainsi, par ordre croissant de précision du découpage, on distingue les modèles monozone, multizone, zonaux et les modèles de champ (Figure 57).

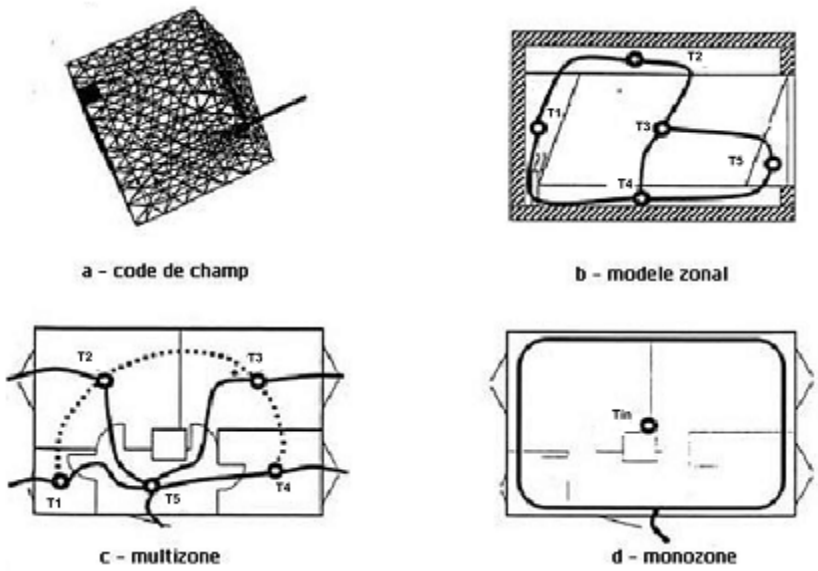


Figure V.1 : Types de discrétisation utilisés dans la modélisation des bâtiments

V.2.1 Les modèles monozone

Les modèles « monozone » supposent que l'intérieur du bâtiment est caractérisé par des paramètres d'état (température, pression ou concentration) uniformes sur tout le volume (Figure V.1.d). L'air intérieur est ainsi supposé parfaitement mélangé et le volume de contrôle pris en compte pour le calcul des bilans thermique et de masse correspond au volume total du bâtiment (équivalent à une seule zone où nœud).

Ces modèles, très faciles à utiliser, sont le plus souvent applicables pour des bâtiments simples, comme les maisons individuelles à un seul étage, sans partitions intérieures, et sont totalement inadéquats pour des bâtiments à géométrie complexe. Ils nécessitent uniquement des données générales concernant l'enveloppe du bâtiment (inertie, propriétés thermo-physiques et aérauliques), le système de ventilation ou de chauffage (puissance disponible, éléments de régulation, taux de renouvellement d'air…).

Ces modèles, parmi lesquels nous pourrions citer LBL [Sherman, 1980], NRCC [Shaw, 1977] et le modèle BRE [Warren, 1980], permettent le calcul de l'infiltration d'air totale d'une maison, qui peut être obtenue par des mesures de perméabilité. Les infiltrations dues au vent et au tirage thermique sont calculées séparément et introduites plus tard dans le code. Les modèles monozone sont également largement utilisés pour évaluer les consommations énergétiques sur des périodes de temps importantes.

Ces codes ne semblent pas adapter à nos travaux d'évaluation du confort thermique et de la qualité de l'air. En effet, l'écoulement d'air à l'intérieur des zones n'est pas modélisé, et tout phénomène local (présence d'une source chaude ou de polluant localisé, stratification de température) est ignoré.

V.2.2 Les modèles multi-zone

Ces modèles considèrent que chaque pièce correspond à une zone (représentée par un nœud) ayant des caractéristiques uniformes (Figure V.1.c) et permet ainsi de prendre en compte la non-uniformité des températures entre les pièces du bâtiment et de conjuguer la modélisation thermique avec les mouvements d'air inter-zones. Cette discrétisation est spécialement adaptée pour simuler les cas d'appartements complets, voir même des bâtiments entiers. Néanmoins, elle ne traite pas non plus la stratification thermique ou de concentration en polluant au sein de chaque zone. Elle reste ainsi limitée à l'étude globale du comportement thermo-aéraulique et solutal, pour un bâtiment réel.

Parmi les modèles multizones les plus récents et les plus complets, nous pouvons citer, pour les modèles aéraulique, COMIS et Contam, et pour les codes thermiques (énergétiques) Trnsys. Nous décrivons ces codes plus bas. Pour notre cas d'étude, les modèles «multizone» sont un bon compromis entre les modèles monozone et les codes de champs, aussi bien au niveau de temps de calcul que de la précision des résultats.

V.2.3 Les modèles zonaux

Le maillage grossier des pièces conduit par ailleurs à une description moins fine de l'écoulement d'air que dans le cas des codes de champ, mais permet de représenter certains phénomènes que n'autorise pas les maillages mono et multizone, comme la stratification thermique, ou encore l'étude d'écoulements particulier de type jet, panache thermique ou couche limite par exemple. En effet, la modélisation zonale (Figure V.1.b) permet la résolution simultanée et en temps réel de problèmes mettant en jeu des phénomènes complexes de transfert de chaleur et de masse dans les bâtiments.

Ces modèles nécessitent ainsi une bonne connaissance de la configuration simulée. Le nombre de zones est ainsi à l'appréciation de l'utilisateur. Dans les régions de la pièce où s'instaure un écoulement spécifique (couche limite, panache thermique, jet), le choix de la taille des volumes de contrôle est néanmoins conditionné par les caractéristiques de cet écoulement spécifique. Au contraire, dans les régions caractérisées par une recirculation d'air (régions qui ne se trouvent pas dans la zone d'influence d'un jet ou d'un autre écoulement moteur, et dans lesquelles l'écoulement d'air se fait à faibles vitesses), le zonage peut être affiné pour caractériser plus précisément le champ de température et/ou concentration, ou les paramètres de l'écoulement dans ces régions (pressions, débits d'air). La multiplication des zones contribue toutefois à multiplier les équations et donc à augmenter le temps de calcul. Parmi, les travaux effectués sur ce type de modèle, nous pouvons citer ceux de [Musy, 1999], qui a proposé une génération automatisée de modèles zonaux dans un environnement orienté-objet, ou encore ceux de [Damian, 2003], qui s'est intéressé à l'évaluation de l'exposition des occupants à l'aide d'un code développé dans l'environnement orienté objet SPARK.

Au niveau de la représentation des phénomènes physiques, les modèles zonaux s'appuient sur l'établissement des équations de conservation de masse et d'énergie, couplées avec les équations de conservation de la quantité de mouvement relatives aux écoulements spécifiques. Comme toutes les zones qui divisent le volume d'air sont liées par des débits qui traversent leurs interfaces communes (débits inter-zones), le nombre d'inconnues est supérieur au nombre d'équations. Pour clore le système, deux approches (procédure de modélisation), dites «en température» et «en pression», peuvent être utilisées.

Dans le cas des modèles en température, l'allure de l'écoulement d'air est imposée, ce qui suppose que des études expérimentales ou numériques aient été préalablement menées. D'une manière générale, ces modèles apparaissent mal adaptés à la représentation de configurations de bâtiments complexes. Les modèles en pression utilisent, comme équations supplémentaires, des lois de type Bernoulli qui relient les débits d'air traversant les interfaces des zones aux différences de pression de part et d'autre de ces interfaces. Ils sont beaucoup plus généraux que les modèles en température puisqu'ils ne traitent pas uniquement des configurations mettant en jeu un écoulement d'air préalablement établi, mais prédisent au contraire cet écoulement à partir du champ de pressions.

Les modèles zonaux sont ainsi globalement bien adaptés à l'étude thermo-aéraulique d'un local, ou d'un bâtiment comportant un faible nombre de pièces, mais montre certaines limites dans le cas de configurations géométriques complexes ou présentant de fortes variations temporelles du régime aéraulique, ce qui sera notre cas.

V.2.4 Les codes de champ

L'évaluation la plus précise des mouvements d'air intérieur, ainsi que des différents champs de température, vitesse ou encore concentration qui leurs sont associées, se fait à l'aide des modèles dits « *de champ* » ou CFD (« *Computational Fluid Dynamics* »). Ces codes calculent les paramètres de l'écoulement (vitesses, pressions) et d'état (températures, concentrations) dans un maillage de points suffisamment fin, qui divise le volume de la pièce étudiée (Figure V.1.a.). Ces points forment un réseau de volumes de contrôle infinitésimaux dans lequel on applique et on résout le système d'équations couplées de la mécanique des fluides : équations Navier-Stokes, équations de transport de propriété et modèles de turbulence. Avec le développement du calcul informatique, les codes sont capables de résoudre le système couplé d'équations dans le cas tri-dimensionnel, pour des maillages très fins. C'est le cas notamment de FLUENT, STAR-CD ou encore PHOENICS.

Outre l'écoulement d'air et la dispersion des polluants (gazeux ou particulaires) dans les bâtiments, certains auteurs ([Brohus, 1999] ; [Kato, 1996]) ont utilisé des codes CFD pour étudier l'influence des facteurs comme : les humains et les obstacles présents dans la zone d'occupation, sources de polluant localisées ou les mouvements des personnes, sur l'exposition des occupants. Pour un système de ventilation par déplacement, ils ont défini des indices de performance liés à la présence des humains dans la zone occupée (traduisant l'influence de la couche limite humaine sur la concentration dans la zone occupée).

Physiquement très intéressants, les codes de champs ont toutefois pour inconvénient principal de nécessiter des temps de calcul très importants. Ceci est un frein pour nos travaux qui consistent à étudier de nombreuses variables, sur de longues périodes, afin de décrire au mieux la QEI et le confort des occupants, pour différentes configurations de ventilation.

V.2.5 Choix d'un modèles multizone avec couplage thermo-aéraulique

Dans le cadre de nos travaux numériques et en accord avec nos moyens expérimentaux (un point de mesure en continu par salle), nous cherchons à avoir une vision globale de la qualité de l'ambiance dans les salles de classe. De plus, une bonne homogénéité des paramètres thermiques et aérauliques dans les deux salles a été constatée lors des essais préliminaires (chapitre II.3.1), ce qui nous conforte dans notre choix d'une approche multizone, qui ne considère qu'un seul nœud par zone.

Nous avons choisi de réaliser un couplage de modèles thermiques et aéraulique afin de simuler les paramètres thermiques et énergétiques ainsi que les débits d'air entre zones et entre les zones et l'extérieur. Les transferts de polluants (particules, CO_2, COV), réalisables avec Contam, ne seront pas

présentés dans ce mauscrit. De même que les paramètres acoustiques et d'éclairage ne seront pas intégrés au modèle. Ces aspects rentreront dans les perspectives à mener à ces travaux.

Les codes thermo-aérauliques multizones choisis sont des logiciels commerciaux, largement utilisés dans la communauté scientifique, à savoir le code de thermique du bâtiment Trnsys et le code aéraulique Contam. Leur description est faite ci-dessous.

V.3 Description du modèle thermique utilisé : Trnsys

Produit par le « Solar Energy Laboratory » de l'Université du Wisconsin et développé en France par le CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment) dans le cadre de collaborations internationales, Trnsys est aujourd'hui la référence au niveau mondiale dans le domaine de la simulation dynamique de bâtiments et de systèmes. Il permet d'analyser le comportement énergétique d'un bâtiment (mono ou multizone) et de son équipement (chauffage et/ou climatisation) en fonction de son emplacement, des matériaux de construction utilisés, de l'architecture, du concept énergétique choisi,...etc.

Trnsys utilise une librairie à liaison dynamique (ou DLL, pour Dynamic Link Library) et est capable d'utiliser directement des modèles numériques contenus dans des DLL, dans n'importe quel langage (C, C++, PASCAL, FORTRAN, etc.). Ainsi, il suffit désormais de copier un nouveau modèle sur son disque dur pour pouvoir l'exécuter.

Trnsys est basé sur une approche par schéma-bloc. Cette approche modulaire permet à la fois de décomposer des problèmes complexes en plusieurs problèmes moins complexes et de travailler dans un environnement « ouvert », permettant de rajouter de nouveaux composants et concepts.

Le logiciel se compose ainsi de plusieurs programmes: Trnsys simulation Studio qui est l'interface à partir de laquelle on crée un projet, le moteur de simulation (TRNDll.dll) et son exécutable (TRNExe.exe), l'interface visuelle des données d'entrées du bâtiment (Trnbuild.exe), et l'éditeur de fichier (TRNEdit.exe), utilisé pour créer ou modifier des fichiers d'entrée (decks). Le flux d'information est illustré Figure V.2. Nous n'intervenons à notre niveau que sur le Studio et TRNBUILD.

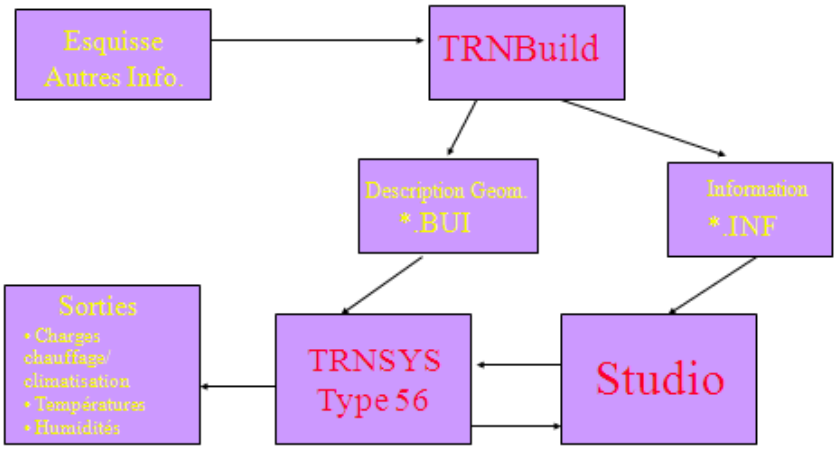


Figure V.2 : Flux d'information lors d'une simulation avec Trnsys

V.3.1 Description du projet et des modèles (Types) utilisés

Le projet est ainsi défini depuis l'interface graphique *Simulation Studio* où chaque icône (Type)

représente un sous-programme (boîte noire) possédant un jeu de variables d'entrées et un jeu de variables de sortie. La Figure V.3 représente le projet final qui est utilisé pour les simulations annuelles, avec couplage au modèle Contam qui est introduit via le Type 97.

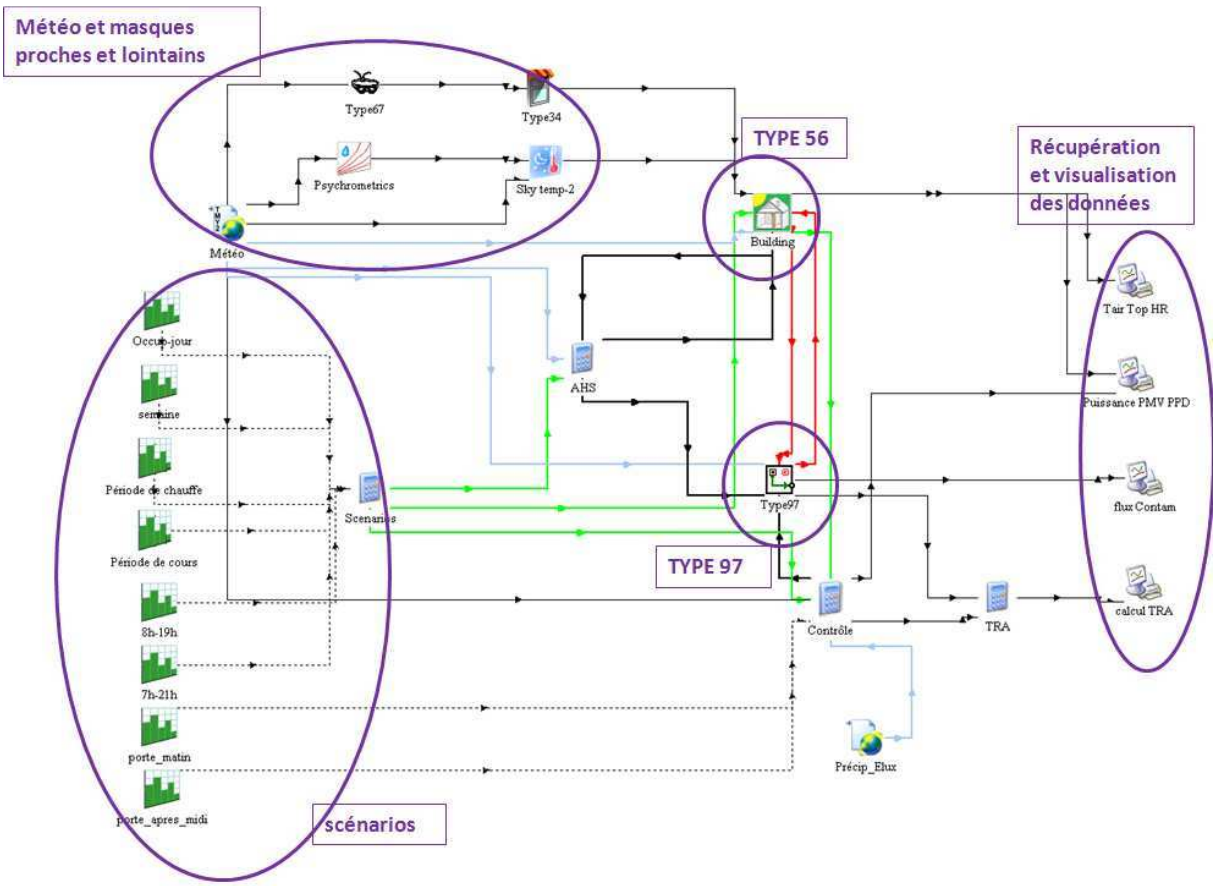


Figure V.3 : Interface Trnsys Simulation Studio

Le Type 56 permet de simuler le comportement thermique du bâtiment et le Type 97 (lien vers Contam) le comportement aéraulique. Leurs descriptions ainsi que leurs liaisons permettant de réaliser le couplage thermo-aéraulique sont détaillées ci-après.

Ces deux Types nécessitent un certain nombre de paramètres météorologiques en entrée, qui sont renseignés par le Type 109, permettant de lire le fichier de données relevées sur La Rochelle au format TMY2. Il renseigne ainsi directement 5 paramètres au Type 97 (T_{air}, HR, vitesse et direction du vent, P_{atm}) et d'autres paramètres, nécessitant parfois l'appel à d'autres Types, pour le composant bâtiment :

- les conditions hygrothermiques (T_{air} et HR)
- les caractéristiques du rayonnement solaire incident (rayonnement total, direct et angle d'incidence) pour la surface horizontales (toit) et la façade Est (salle 217). Pour la façade Sud, les niveaux de rayonnement tiennent compte des masques lointains (Type 67) et proche via la casquette du bâtiment (Type 34).
- la température de ciel grâce au Type 69 qui nécessite le calcul de la température du point de rosée par le Type 33 à partir de T_{air} et HR.

Un autre composant (Type 9) nous a permis de créer notamment nos propres fichiers météo à partir des valeurs relevées sur site, dans le cas de la validation du modèle (chapitre V.5).

Les scénarios d'occupation et du fonctionnement de la VMC sont réalisés à partir des Type 14 dans lesquels sont définies des fonctions dépendantes du temps renvoyant des 1 (pour présence) ou 0 (pour absence) et assemblés à l'aide de calculettes (« Scénarios »).

Ces dernières nous permettent notamment de renseigner les températures de soufflage et d'extraction ainsi que les débits de ventilation dans la calculette « AHS », qui sont ensuite renseignés dans les Type 56 et 97. Les « Scénarios » nous permettent également de réaliser le contrôle des fenêtres et des portes en programmant les ouvertures/fermetures en fonction de l'occupation et/ou des paramètres de l'ambiance, dans la calculette « Contrôle ».

Enfin, les sorties de modèles sont récupérés sous forme de courbe et de fichier excel via le Type 65.

V.3.2 La description du bâtiment dans Trnbuild

Le Type 56 fait appel à un fichier (.bui) contenant l'ensemble des informations sur le bâtiment, allant de la description de l'enveloppe à la prise en compte des gains internes et des systèmes. Ces éléments sont visibles et ajustables depuis l'interface Trnbuild (Figure V.4) et sont répertoriés pour la plupart dans le Tableau V.1.

Eléments dans Trnbuild		Caractéristiques
Matériaux	Mur 1 « adjacent » (216/217)	Placo BA13 (1,3 cm) × 2 – Laine de verre (5,5 cm) × 2 - Placo BA13 (1,3 cm) × 2
	Mur 2 « boundary » (216 ou 217/couloir et 216/215)	Placo BA13 (1,3 cm) – Laine de verre (5,5 cm) - Placo BA13 (1,3 cm)
	Mur 3 « external East» (217/ext)	Placo BA13 (1,3 cm) - Laine de verre (8 cm) - Concrete (20 cm)
	Façade « external Soutshade »	Placo BA13 (1,3 cm) - Laine de verre (8 cm) - Concrete (20 cm) Fenêtres double vitrage « Sha2-Ar_3 » (6/16/6 ; U= 1,3 W/m^2.K ; g = 0,212)
	Plafond « external Horizontal »	Laine de roche (2,5 cm) - Air - Concrete (25 cm) –Laine de verre (10 cm)
	Plancher « boundary »	Concrete (25 cm) – linoleum (0,3 cm)
Infiltrations		Débit d'air Q°_{inf} (vol/h) entre intérieur (216 et 217) et extérieur défini par Type 97
VMC		Débit de ventilation Q°_{vent} (vol/h) défini par « scénarios » Température de soufflage définie par « AHS »
Gains internes		Nombre de personne défini par « scénarios » Eclairage : 4×9×18W = 648 W par salle défini par « scénarios » Puissance de chauffage illimitée
Confort		Valeur de clo : 0,5 en été et 1 en hiver – 1 met – pas de travail extérieur – vitesse du vent : 0,1 m/s en fenêtres ouvertes et 0,05 m/s en fenêtres fermées

Tableau V.1 : Description des éléments du bâtiment utilisés pour les simulations

Pour toutes les surfaces hormis le plancher, le plafond et le mur séparant les salles 216 et 215, nous avons introduit les échanges aérauliques (débits massiques en kg/h) préalablement définies par le Type 97.

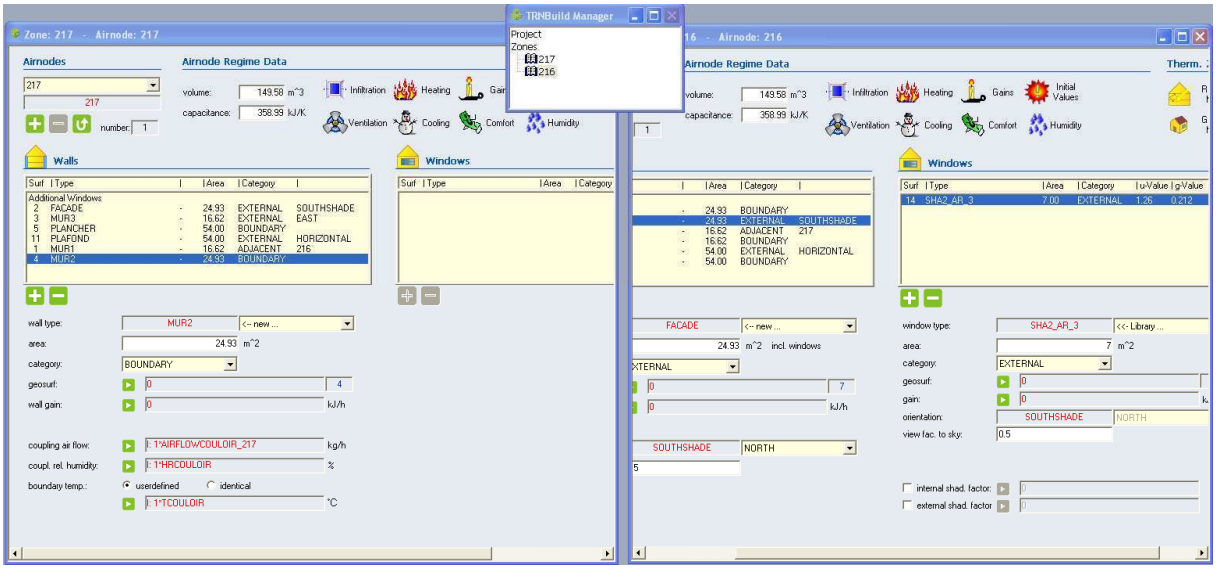


Figure V.4 : Description des salles de classe dans l'interface Trnbuild

V.3.3 Le modèle multizone détaillé : Type 56

Le Type 56 est un modèle non géométrique basé sur un bilan d'énergie sur un nœud d'air par zone et permet de simuler le comportement thermique des bâtiments. Les principaux phénomènes pris en compte dans la physique du Type 56 sont expliqués ci-après.

a. Transfert de chaleur

Les transferts de chaleurs résultent des flux de chaleurs convectifs et radiatifs dans la zone et des flux de chaleur entre zone, par conduction (murs) ou via des flux d'air (ouvertures).

✓ Flux de chaleur convectifs pour une zone

Le module Type 56 restitue entre autre les températures de zones et l'énergie consommée dans chaque zone (Figure V.5). Le gain de chaleur convectif d'une zone i (Q_i) du bâtiment est défini par la somme des gains convectifs portés par les infiltrations de l'air extérieur ($Q_{inf,i}$), les débits de ventilation ($Q_{vent,i}$), l'air provenant de zones adjacentes ($Q_{cplg,i}$), les échanges convectifs internes liés aux occupants, aux équipements et à l'éclairage artificiel ($Q_{g,c,i}$) et les échanges convectifs avec la surface, comme décrit par l'équation suivante :

$$Q_i \left[\mathrm{W.m^2}\right] = Q_{inf,i} + Q_{vent,i} + Q_{cplg,i} + Q_{g,c,i} + Q_{surf,i} \quad \text{(V.1)}$$

où :

$$Q_{inf,i} = \dot{m}_{inf}.\rho.c_p.(T_{ext} - T_{air}) \quad \text{(V.2)}$$

$$Q_{vent,i} = \dot{m}_{vent}.\rho.c_p.(T_{vent,i} - T_{air}) \quad \text{(V.3)}$$

$$Q_{cplg,i} = \dot{m}_{j\to i}.\rho.c_p.\left(T_{zone,j} - T_{air}\right) \quad \text{(V.4)}$$

$$Q_{g,c,i} = h_{conv,i}\left(T_{surf,i} - T_{air}\right) \quad \text{(V.5)}$$

$$Q_{surf,i} = h_{conv,s,i}.\left(T_{s,i} - T_{air}\right) \quad \text{(V.6)}$$

avec :

$\dot{m}$ = débit volumique entrant dans la zone i par infiltration depuis l'extérieur, par ventilation ou depuis les zones adjacentes [m^3/s]
ρ = masse volumique de l'air [kg/m^3]
c_p = chaleur spécifique [W/kg °C]
T_0 = température extérieure [°C]
T_{vent} = température de l'air provenant des équipements de ventilation (air conditionné) [°C]
T_{air} = température de l'air dans la zone i [°C]
$T_{zone,j}$ = température de la zone adjacente j [°C]
$T_{surf,i}$ = température de surface des sources internes (occupants, radiateurs..) [°C]
$T_{s,i}$ = température de surface des murs intérieurs [°C]

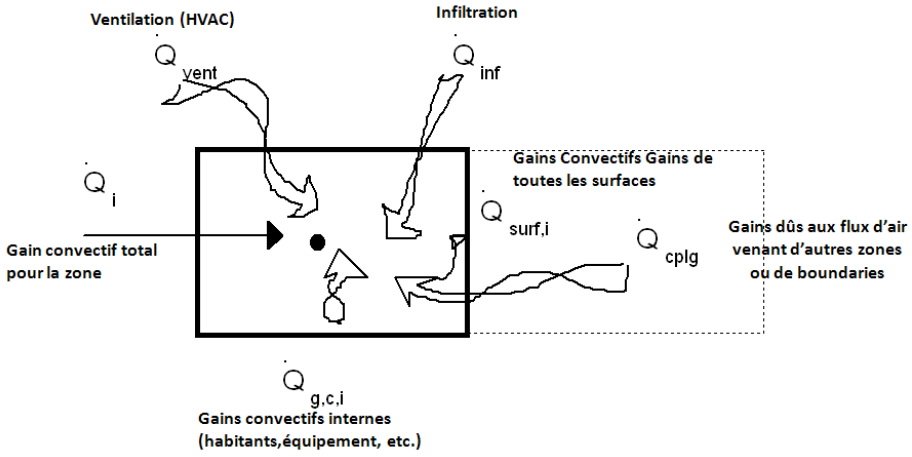


Figure V.5 : flux de chaleur convectifs

✓ Flux de chaleur radiatifs (seulement) vers les murs et fenêtres

Les gains radiatifs reçus (Figure V.6) par le nœud de température de la surface murale interne $Q_{r,wi}$ (en kJ/h) proviennent des échanges radiatifs à l'intérieur de la zone du nœud d'air vers le mur $Q_{g,r,i,wi}$, des gains solaires traversant les fenêtres de la zone $Q_{sol,i,wi,}$ des échanges radiatifs grandes longueurs d'ondes entre le mur et tous les autres murs et fenêtres (ε_i = 1) $Q_{long,wi}$, tel que :

$$Q_{\mathrm{r,wi}} = Q_{\mathrm{g,r,i,wi}} + Q_{\mathrm{sol,i,wi}} + Q_{\mathrm{long,wi}} + Q_{\mathrm{wall_gain}} \quad \text{(V.7)}$$

où Q_{wall_gain} est le flux de chaleur reçu par les murs ou les surfaces vitrées, spécifié par l'utilisateur.

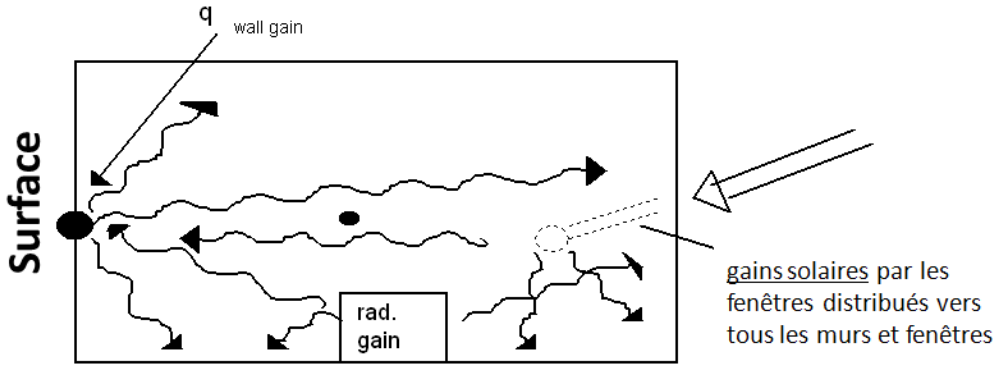


Figure V.6 : Flux de chaleur radiatif considérant un mur avec son nœud de température de surface

✓ Facteurs pris en compte dans le modèle de mur

La Figure V.**7** montre les flux de chaleur et les températures caractérisant le comportement thermique de chaque mur ou fenêtre. Les flux de chaleurs conduits de la surface extérieure vers le mur q_{s0} et du mur vers la surface intérieure q_{si} sont modélisés à partir des fonctions de transfert de Mitalas et Arseneault [Stephenson D.G. and Mitalas, 1971] sous forme de séries temporelles de températures de surface et de flux de chaleur.

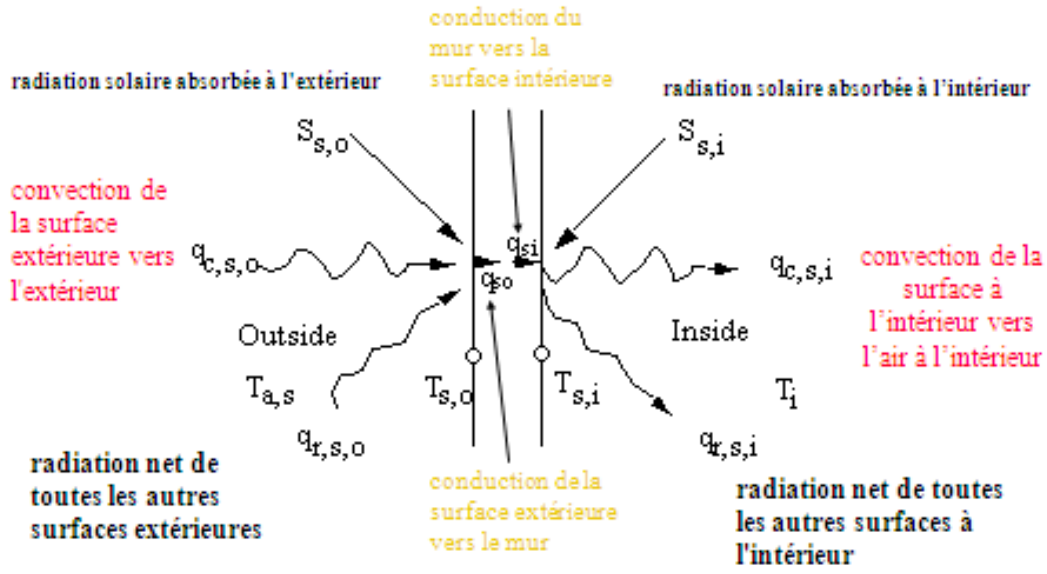


Figure V.7 : modèle de mur

b. Les échanges radiatifs grande longueur d'onde (*GLO*)

Les échanges de rayonnement *GLO* entre les surfaces dans la zone et le flux de chaleur convectif entre les surfaces intérieures et le nœud d'air de la zone sont approximés en utilisant un réseau en étoile [Seem, 1987], présenté sur la Figure V.8.

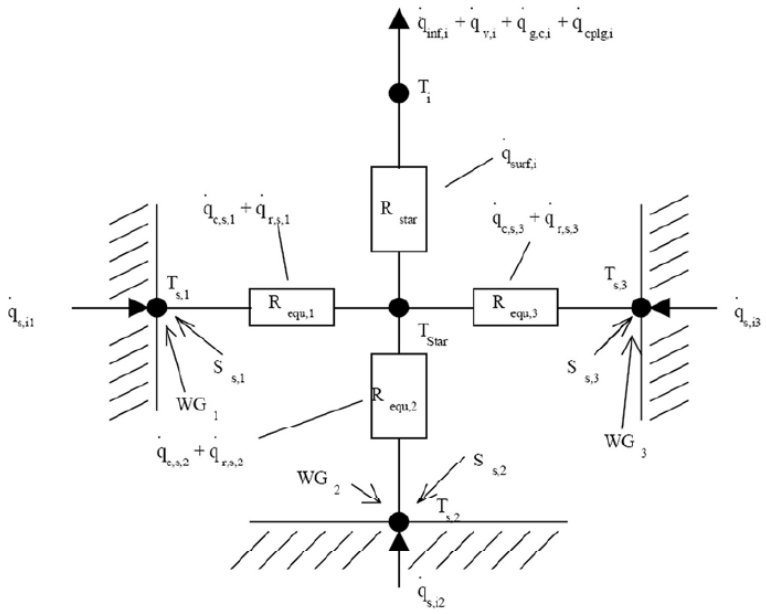


Figure V.8 : réseau en étoile pour une zone avec trois surfaces

Cette méthode utilise un nœud de température artificiel (T_{star}) pour remonter au flux convectif entre une surface et le nœud d'air $\dot{q}_{c,s,i}$ et au flux radiatif $\dot{q}_{r,s,i}$ de cette surface vers les autres surfaces. Le transfert de chaleur total pour chaque surface intérieure $\dot{q}_{comb,s,i}$ correspond à la somme de ces deux flux tel que :

$$\dot{q}_{comb,s,i} = \dot{q}_{c,s,i} + \dot{q}_{r,s,i} \tag{V.8}$$

$$\dot{q}_{comb,s,i} = \frac{1}{R_{equiv,i} A_{s,i}} \left(T_{s,i} - T_{star}\right) \tag{V.9}$$

Où $A_{s,i}$ correspond à la surface intérieur de la zone

A noter que les échanges GLO pour les surfaces extérieures font intervenir la température de ciel T_{sky}, qui est une des données d'entrée du Type 56 et le facteur de vue du ciel f_{sky} pour chaque surface extérieure, qui est donnée dans Trnbuild.

V.4 Description du modèle aéraulique utilisé : Contam

Pour calculer les échanges aérauliques entre les différentes zones du bâtiment, nous avons opté pour la modélisation « multi-zone », qui utilise les pressions limites et les températures d'air des différentes zones. Comme pour le modèle thermique, le bâtiment y est découpé en différentes zones (pièces ou ensemble de pièces), reliées par des ouvertures (portes, fenêtres, fissures ou défaut d'étanchéité, bouches de ventilation ou ouvertures d'air).

Les débits d'air à travers les ouvertures reposent sur la loi de conservation de la masse dans chacune des zones. Le comportement aéraulique d'un bâtiment peut donc être représenté par un réseau de nœuds représentant chaque zone du bâtiment mais aussi l'ambiance extérieure. Chaque nœud est

caractérisé par sa pression et sa température. Les passages d'air possibles, se produisant au travers des composants aérauliques, sont représentés par des connexions entre ces nœuds. L'analogie électrique serait un réseau de résistance (ouvertures) où les pressions sont imposées à chaque nœud (Figure V.9).

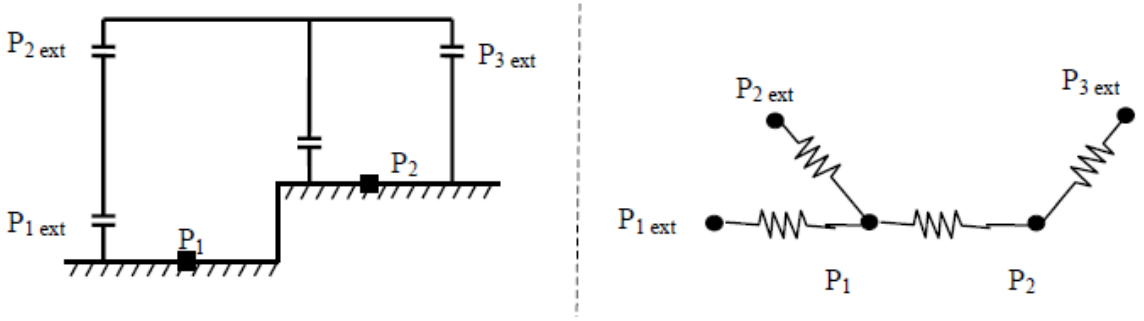


Figure V.9 : Analogie électrique utilisée pour représenter la modélisation des transferts aérauliques dans les modèles multizones. *P_1 et P_2 sont les pressions de référence des 2 zones du bâtiment ; $P_{1\text{-}ext}$, $P_{2\text{-}ext}$ et $P_{3\text{-}ext}$ sont les pressions extérieures au niveau de chaque ouverture.*

Parmi les dizaines de codes multizones, nous citerons notamment Comis [Feustel, 1990], issu d'un projet international de coopération dans le cadre de l'IEA (International Energy Agency), et Contam [Dols, 2000], développé par le NIST (National Institute of Standards and Technology Building and Fire Research Laboratory) et que nous avons utilisé.

Contam permet de modéliser les échanges aérauliques (infiltration, exfiltration, et écoulement d'air entre pièce), la dispersion des polluants aéroportés (transport, transformations) et l'exposition des occupants à ces polluants pour l'évaluation des éventuels risques. Ce modèle vérifie la conservation de la masse à chaque nœud et tient compte de l'hypothèse d'homogénéité pour chaque nœud, supposant ainsi que les zones sont bien mélangées et que la température, la pression et les concentrations de polluants sont uniformes dans chaque zone. Le modèle ne traite pas les phénomènes de transfert de chaleur, mais permet d'imposer une température (constante ou variable) dans chaque zone. Les températures intérieures peuvent être renseignées par le couplage à un code thermique et les conditions extérieures (T_{air}, HR, P_{atm} et vitesse et direction du vent) par des fichiers météo (cf chapitre V.5).

V.4.1 Description du projet Contam

Le schéma aéraulique utilisé pour nos simulations a été construit dans le « SketchPad » de Contam. Il est présenté Figure V.10 et la description de chaque composant aéraulique est donnée dans le Tableau V.2.

Composants aérauliques	Caractéristiques
AHS	Une bouche de soufflage et d'extraction définie par zone
Fenêtres	Modèle grande ouverture à 2 ouvertures. Dimension : H = 1,5 m et L = 1,5 m – coefficient de décharge C_d = 0,78
Portes	Modèle grande ouverture à 2 ouvertures. Dimension : H = 2 m et L = 0,8 m – coefficient de décharge C_d = 0,78
Infiltrations	Modèle en puissance utilisant les surfaces de fuite. Valeurs à 4 Pa avec C_d = 1 et n = 0,6 : respectivement 75 et 100 cm^2 pour les murs 1 et 2, 60 cm^2 pour la façade 217 et 20 cm^2 pour la façade 216

Tableau V.2 : Description des composants aéraulique utilisés pour les simulations

Pour les modèles de fenêtres et portes, le coefficient de décharge C_d (0,78) a été pris par défaut dans Contam, qui se base sur les expériences de Weber er Kearney [Weber et Kearney, 1980] qui ont montré que cette valeur était appropriée pour la plupart des applications.

Pour les infiltrations, nous nous sommes basés sur les résultats de nos tests de perméabilité (Tableau II.4) qui nous fournissent les surfaces de fuites totales ainsi que celles pour la façade (par différenciation) à 4 Pa. Pour les autres murs, nous avons réalisé une approximation réaliste en fonction des surfaces de mur.

Concernant le système de traitement d'air (AHS), nous ne renseignons pas pour l'instant les informations concernant les filtres, ni la localisation exacte des bouches de soufflage et d'extraction de la VMC double flux, car nous ne travaillons pas sur la répartition spatiale des flux d'air et des Contaminants.

Enfin, les zones « couloir » et « salle 215 » qui sont évoquées dans le projet Trnsys sont ici regroupés en une seule et même zone car seules les infiltrations d'air dans les salles étudiées (216 et 217) par le couloir sont prises en compte dans notre bilan massiques. En effet, les infiltrations entre la salle 215 et la salle 216 sont négligées car nous considérons dans Trnsys que ces deux zones sont à la même température. De plus, la porte de la salle 215, principale surface d'échanges aérauliques, se situant à 25 m de celle de la salle 216, nous négligeons son effet sur la température du couloir au niveau des salles 216 et 217.

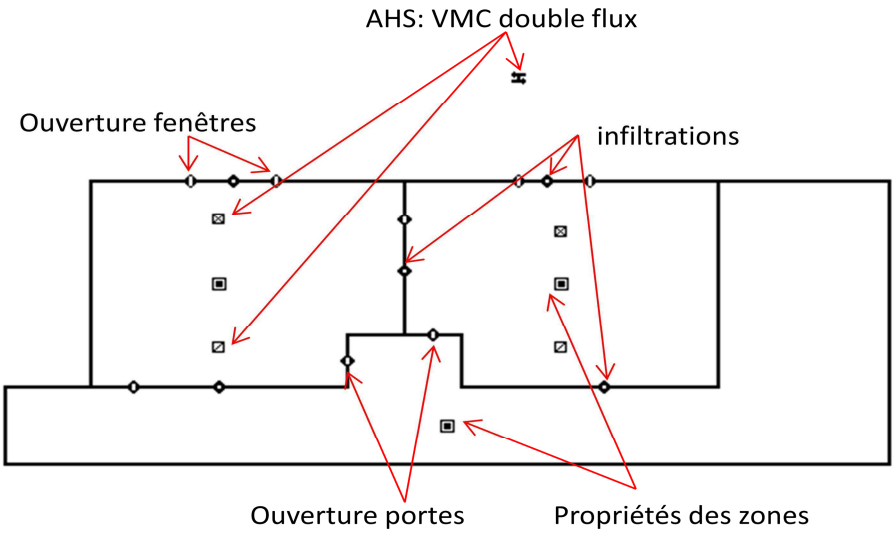


Figure V.10 : schéma aéraulique du projet Contam défini dans le « SketchPad »

Nous présentons ci-dessous les modèles utilisés dans Contam, pour calculer les flux d'air à travers les défauts d'étanchéité, et les grandes ouvertures (portes et fenêtres), connaissant les débits de ventilation mécanique.

V.4.2 Modélisation des flux dans Contam

Les flux d'air dans le bâtiment résultent des différences de pression entre zones adjacentes ou entre l'intérieure d'une zone et l'extérieur du bâtiment. Ces écarts de pression sont régis par les moteurs de la ventilation naturelle que sont le tirage thermique et l'effet du vent (cf chapitre I).

La différence de pression à travers une ouverture donnée est évaluée par l'équation de Bernoulli :

$$\Delta P = \left(P_1 + \frac{\rho . v_1^2}{2}\right) - \left(P_2 + \frac{\rho . v_2^2}{2}\right) + \rho . g . (z_1 - z_2) \quad \text{(V.10)}$$

avec :

ΔP = chute de pression entre les points 1 et 2	[Pa]
P_1, P_2 = pression statique d'entrée et de sortie dans l'ouverture	[Pa]
v_1, v_2 = vitesse d'air à l'entrée et la sortie de l'ouverture	[m/s]
ρ = densité de l'air	[kg/m^3]
g = l'accélération de pesanteur	[m.s^{-2}]
z_1, z_2 = l'élévation de l'entrée et la sortie de l'ouverture	[m]

Les points 1 et 2 peuvent représenter soit deux zones adjacentes, soit une zone en relation avec l'extérieur. Les élévations des zones (z_1 et z_2) sont utilisées pour déterminer la différence de pression due au tirage thermique (I.2). Au niveau des ouvertures situées sur l'enveloppe, il est possible d'ajouter à la différence de pression entre les zones i et j et celle créée par le tirage thermique, la différence de pression due au vent, ce qui revient à l'équation eq. (I.4) :

$$\Delta P = P_1 - P_2 + \Delta P_{therm} + P_w \quad \text{(V.11)}$$

Avec :

P_1, P_2 = la pression totale des zones i et j	[Pa]
P_s = différence de pression due au tirage thermique	[Pa]
P_w = différence de pression due au vent	[Pa]

V.4.3 Modélisation de la perméabilité

La fuite d'air est le résultat de la présence d'ouvertures involontaires qui peuvent avoir des formes et des tailles différentes. Pour évaluer les flux à travers ces ouvertures, Contam utilise deux modèles : le premier exprime le débit d'air en fonction de la différence de pression en utilisant une loi de puissance, le second utilise une expression quadratique.

a. Modèle utilisant la loi d'orifice

A partir de l'expression de Bernoulli (V.10) et en considérant au niveau de l'orifice un point 1 dans l'écoulement et un point d'arrêt 2 à la même altitude, on obtient la loi relative au débit à travers un orifice de section A, tel que :

$$Q = C_d . A . \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad \text{(V.12)}$$

Avec :

Q = debit d'air	[m^3/s]
C_d = coefficient de décharge	[-]

A = surface de l'orifice [m^2]

Le débit est ainsi affecté par les caractéristiques géométriques de l'orifice et par la viscosité du fluide. Le coefficient de décharge C_d permet d'obtenir le débit réel traversant l'orifice à partir du débit théorique qui passerait à travers un tube de courant théorique de même section que l'orifice réel. Sa valeur a été déterminée de manière empirique.

Pour les fissures et les orifices à géométrie complexe (ou pour des groupes de fissures), une loi de puissance peut être utilisée pour décrire la dépendance du débit à la différence de pression (II.1), dont les coefficients sont déterminés expérimentalement par le test de la « blower door ». Une correction est par ailleurs apportée au coefficient du débit (K) dans le code Contam, pour tenir compte de l'influence de la température sur le coefficient de décharge [Dols et al, 2000].

Pour nos simulations, nous avons directement renseigné les « surfaces de fuite équivalentes » L (en m^2) de chaque paroi, obtenues par tests de perméabilité (Tableau II.4), à des pressions de références (4 et 10 Pa). Elles sont donc calculées par l'équation suivante :

$$L = \frac{Q\sqrt{\rho/2\Delta P}}{C_d} \tag{V.13}$$

Pour les pressions de références 4 et 10 Pa, le coefficient de décharge est respectivement de 1 et 0,6.

b. Le modèle quadratique

Les infiltrations peuvent également être modélisées à l'aide d'un modèle quadratique [Baker, 1987] reliant le débit (volumique par exemple) à la différence de pression à travers les éléments de ventilation de la façon suivante :

$$\Delta P = a.Q^2 + b.Q + c \tag{V.14}$$

Avec :

a = constante représentant le régime d'écoulement turbulent [$Pa.s/m^3$]
b = constante représentant le régime d'écoulement laminaire [$Pa.s^2/m^3$]
c = constante représentant la différence de pression relative à un débit nul [-]

V.4.4 Modélisation des grandes ouvertures

Contam permet de simuler des ouvertures à travers lesquelles des flux d'air dans des sens opposés peuvent apparaitre, comme c'est le cas au travers les portes et les fenêtres (Figure V.11). Ce sont les différences de température et de densité par conséquent, qui peuvent induire ces écoulements bi-directionnels pour ce type d'ouverture.

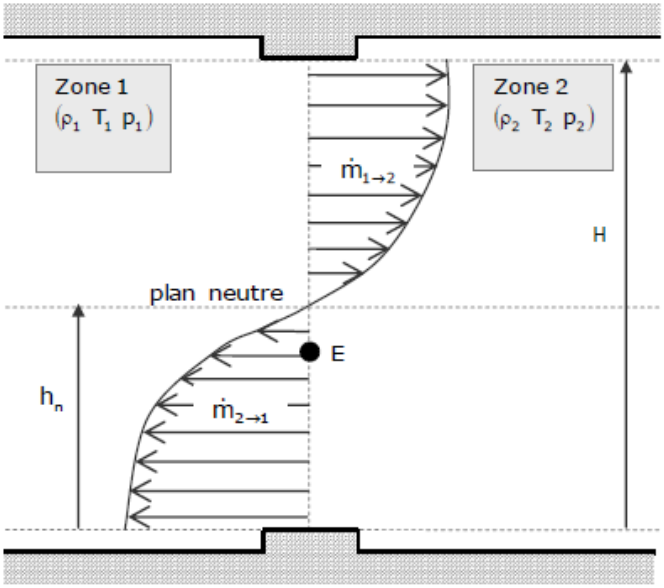


Figure V.11 : profil des vitesses d'air à travers une grande ouverture verticale

a. Modèle à simple ouverture

Ce modèle prend en compte les flux d'air à travers la surface entière d'ouverture et nécessite tout d'abords le calcul de l'altitude du plan neutre, à laquelle les pressions intérieures et extérieures se neutralisent dans l'ouverture (de hauteur H et de largeur W) et où la vitesse est nulle.

Or, la vitesse *V(z)* du flux d'air dans l'ouverture peut s'exprimer en fonction de la hauteur en utilisant la solution analytique de [Brown et Solvason, 1962] :

$$V(z) = C_d \left(\frac{2\Delta P}{\rho}\right)^{1/2} \quad \text{(V.15)}$$

Avec :

C_d = coefficient de décharge. Par défaut C_d = 0,78 qui, d'après des expériences menées par [Weber et Kearney, 1989] satisfait la plupart des applications

ρ = densité de l'air passant à travers l'ouverture

L'altitude du plan neutre s'exprime alors :

$$z_n = \frac{Po2 - Po1}{(\rho 2 - \rho 1)g} \quad \text{(V.16)}$$

Si $|z_n| < H/2$ et s'il existe une différence de densité d'air entre les deux zones, on peut écrire les débits massique d'air au dessus et en dessous de l'axe neutre, respectivement F_a et F_b :

$$F_a = \dot{m}_{1\to2} = W \int_{z=z_n}^{z=H} \rho_1 V(z) dz \quad \text{(V.17)}$$

$$F_b = \dot{m}_{2\to1} = W \int_{z=0}^{z=z_n} \rho_2 V(z) dz \quad \text{(V.18)}$$

Où *W* représente la largeur de l'ouverture. Il est apparu lors du couplage avec Trnsys, que ce modèle à simple ouverture ne pouvait être pris en compte par le modèle thermique. C'est pourquoi, nous avons utilisé le modèle à deux ouvertures décrit ci-après.

b. Modèle à double ouverture

Ce modèle simplifié ne calcule pas la hauteur du plan neutre. Il divise l'ouverture verticalement en deux ouvertures de même largeur *W* et hauteur *H/2* et modélise les flux d'air en utilisant deux modèles de puissances, un pour chaque ouverture. Les résultats obtenus sont ainsi exprimés comme étant le flux d'air net dans chaque direction. Dans le cas d'une ouverture entre deux zones qui n'ont aucun autre passage d'air vers d'autres zones, ce qui n'est pas notre cas, alors les flux dans chaque direction seront égaux. En intégrant l'équation (V.14) entre z=0 et z=H/2, le flux d'air à travers la moitié basse s'exprime :

$$F = W \int_{z=0}^{z=H/2} \rho . V(z) . dz = \frac{C_d}{3} W \sqrt{\rho . \Delta\rho . g . H^3} \qquad \text{(V.19)}$$

Ce qui est équivalent à un simple modèle de puissance (V.12) appliqué à un orifice de surface équivalente à la moitié de la surface totale d'ouverture et placé à la hauteur $z = 2H/9$, dont le coefficient s'exprime :

$$C_0 = C_d . \sqrt{2} . \left(\frac{W . H}{2} \right) \qquad \text{(V.20)}$$

La deuxième ouverture serait placée à la hauteur $z = -2H/9$ permettant ainsi un flux d'air équivalent dans la direction opposée. Cependant, des chutes de pression entre les zones causée par d'autres forces sont également prises en compte, ce qui a tendance à modifier les flux et diminuer la précision du modèle, d'après la documentation de Contam.

Nous tacherons lors de la validation du modèle thermo-aéraulique à comparer ces débits simulés aux débits de ventilation expérimentaux calculés à partir de l'équation de conservation de la masse de CO_2.

V.5 Validation du couplage Trnsys / Contam

L'intérêt du couplage thermo-aéraulique réside dans le fait que les températures des zones du bâtiment dépendent des débits d'air, dépendant eux-mêmes des différences de températures. Or, dans Trnsys, le type 56 ne calcule pas les débits et les programmes aérauliques (COMIS, Contam) ne modélisent pas la thermique du bâtiment.

V.5.1 Principe du couplage

Plusieurs possibilités de couplage sont offertes par Trnsys :

- Utilisation du modèle aéraulique TRNFLOW (EMPA / TRANSSOLAR), issu de COMIS.
- Ajouter un Type contenant un modèle aéraulique :

- Contam : Type 97 (LBNL, gratuit)
- Comis : Type 157 (EMPA/TNO/LBNL/NBI/CSTB)

Nous avons choisi d'utiliser le Type 97 qui fait appel à un fichier *.air créé depuis Contam. Le flux de données utilisés dans le cadre du couplage Trnsys/Contam est décrit sur la Figure V.12. A noter qu'il n'y a pas de contrôle sur le bilan de conservation de la masse réalisé par Trnsys.

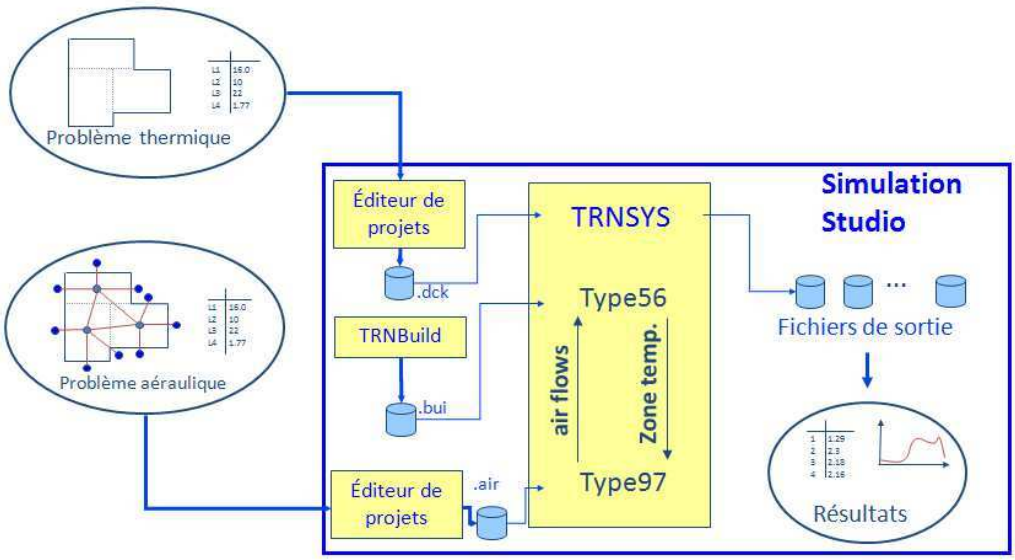


Figure V.12 : Flux de données lors du couple thermo-aéraulique Trnsys / Contam

V.5.2 Prise en compte des composants aérauliques et thermiques dans le modèle couplé

a. Ventilation mécanique contrôlée

La prise en compte du fonctionnement de la VMC double flux et plus globalement de la CTA pour les deux salles, dans le modèle thermo-aéraulique a été expliqué aux chapitre V.3.1 et V.4.1. Pour la validation, nous avons renseigné les heures de fonctionnement (8h-19h) et le rendement de l'échangeur (40%), qui est utilisé été comme hiver. Nous n'avons pas introduit le rôle de la batterie chaude en hiver, car son fonctionnement est complexe. Ceci nous a poussé à comparer les différentes stratégies de ventilation sans système de chauffage en hiver et de calculer la puissance de chauffe nécessaire pour atteindre 19°C durant les périodes d'occupation (voir chapitre V.6.1)

b. Contrôle des voies aérauliques (fenêtres, portes, infiltration)

La dynamique d'ouverture des fenêtres et porte, ainsi que l'ouverture ou non des voies aérauliques par infiltration, se contrôle en attribuant en entrée du Type 97 une valeur binaire (0 pour « fermé » ou 1 pour « ouvert ») à chacun des « multipliers » associés aux 25 « air flow path » définis dans Contam. En effet, sur les 14 composants aérauliques définis dans le « SketchPad », la plupart sont des grandes ouvertures présentant deux flux. Pour la validation du modèle, nous renseignons l'état des ouvrants (fenêtres et portes) observé expérimentalement, à partir d'un fichier *.out appelé par le Type 9. Pour les simulations annuelles, nous définirons des scénarios d'ouverture (voir chapitre V.6.1).

c. Contrôle du système SOS

Nous avons retranscrit l'algorithme de contrôle (des fenêtres uniquement : voir chapitre V.6.1) du système SOS à partir des fonctions de la calculette « contrôle ». Pour cela nous avons fait appel aux variables T_{int} et T_{ext} mais aussi aux périodes de cours et au nombre d'occupants, dont les valeurs ont été renseignées par un Type 9 lors de la validation et par un fichier météo et des scénarios d'occupation standard pour les simulations annuelles (voir chapitre V.6.1). Nous avons également choisi les consignes de température, qui sont différentes lors de la validation ($T_{consigne}$ = 22°C ± 2°C en été et 21°C± 2°C en hiver) et lors des simulations annuelles ($T_{consigne}$ = 24,5°C ± 1,5°C en été et 22°C± 2°C en hiver), ces dernières étant celles recommandées par la norme EN ISO 7730 pour atteindre moins de 10% d'insatisfait (cf Tableau I.10). Les alarmes de sécurité par rapport aux seuils de vent (>40 km/h pour les fenêtres) et à la détection de précipitation ont été intégrées. Il en est de même avec l'option « Ventilation nocturne » en été, qui ouvre les fenêtres lorsque le rafraichissement est possible ($T_{int} > T_{ext}$), tant que la consigne basse n'est pas dépassée ($T_{int} > T_{consigne} - 2$°C).

Pour la validation des séquences expérimentales avec SOS, nous avons également renseigné dans le fichier *.out appelé par le Type 9, l'état (ouvert ou fermé) des fenêtres du système, observé sur site. En effet, les résultats expérimentaux ont déjà montré des écarts au niveau des seuils de déclenchement des actions du système SOS, entre ce que mesurent les capteurs intérieur et extérieur du système et nos mesures relevées sur le mât et la station météorologique. La précision et l'emplacement des capteurs en sont la cause (cf chapitre II.3.5)

d. Les gains internes

Les gains thermiques internes renseignés dans le Type 56 proviennent des occupants et des lumières artificielles, dont les scénarios réellement observés ont été définis dans un Type 9 pour la validation. Pour les simulations annuelles, nous utiliserons des scénarios standards définis dans la calculette « scénarios » et présentés chapitre V.6.1.

V.5.3 Les séquences de validation

Pour valider le modèle thermo-aéraulique couplé, nous avons comparé les résultats de simulation, aux résultats expérimentaux obtenus pour différentes « configurations types », en se basant sur les températures d'air. Pour chaque séquence de validation, sont utilisées nos données météorologiques et les surfaces de fuites à 4Pa pour les infiltrations (cf Tableau V.2).

Le Tableau V.3 donne les deux séquences expérimentales sur lesquelles nous avons tenté de caler notre modèle. Elles font intervenir à la fois les composants aérauliques (infiltrations, VMC, fenêtre et portes) et les occupants.

Configurations	Infiltrations		VMC		Ouverture fenêtres et porte		Occupants	
	217	216	217	216	217	216	217	216
1a (semaine)	✓	✓	-	-	-	-	-	-
1b (w.e)	✓	✓	250 m^3/h	250 m^3/h	-	-	-	-
2a (salles inoccupées)	✓	✓	250 m^3/h	250 m^3/h	✓	✓	-	-
2b (salles occupées)	✓	✓	250 m^3/h	250 m^3/h	✓	✓	✓	✓

Tableau V.3 : Détail des deux séquences expérimentales simulées

V.5.4 Configuration 1

Cette séquence correspond à une semaine de mesure réalisée au printemps dans des salles inoccupées, tout ouvrant fermé, ventilées mécaniquement (VMC double flux) à débit constant et égaux dans les deux salles (250 m^3/h) les jours de la semaine et sans VMC le week end (cf Figure II.17). La simulation est réalisée au pas de temps horaire et a nécessité des fichiers de données expérimentales horaires.

Avec cette première configuration, nous comparons également les simulations avec et sans couplage avec le code aéraulique (Contam) ; le modèle thermique (Trnsys) permettant de définir des scénarios pour les débits de ventilation et d'infiltration. Nous avons également simulé le cas avec et sans prise en compte des températures mesurées dans les salles adjacentes (couloir et salle 215), de manière à formuler des hypothèses sur ces températures.

a. Cas 1 : Trnsys seul

Dans ce cas, la VMC est introduite dans TRNBuilt par un scénario décrivant son débit (250 m^3/h), ses horaires de fonctionnement (8h – 19h) ainsi que sa température de soufflage T_s (rendement de l'échangeur η = 40%). Les températures d'air prises en compte dans les salles adjacentes (couloir et salle 215) sont celles qui ont été mesurées sur site. Les infiltrations ont été ajustées pour améliorer les résultats de simulation.

La Figure V.13 montre que très peu d'écarts (< 1,1°C) sont observés dans les deux salles pour des infiltrations de 0,2 vol/h, ce qui est cohérent avec les mesures ponctuelles réalisées sur site (cf chapitre II.3.1).

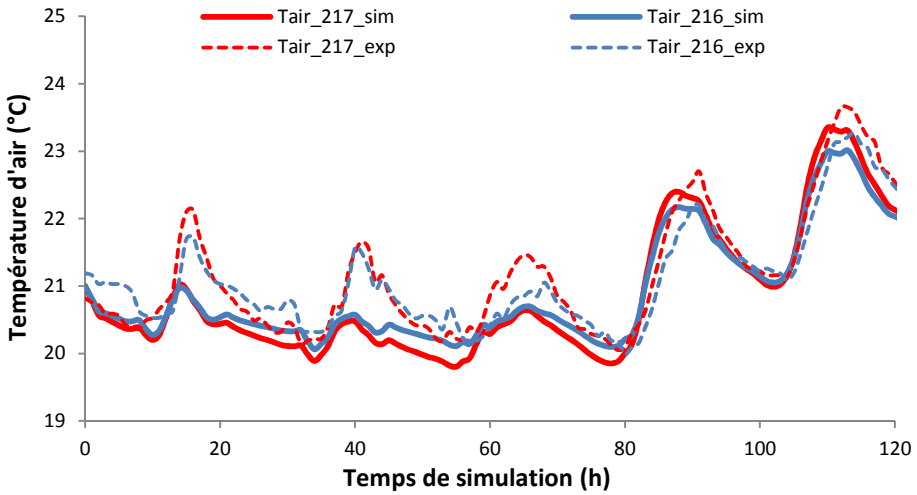


Figure V.13 : Comparaison simulations/expériences sur les températures d'air pour le cas 1.1

Les conditions hygrothermique des salles adjacentes étant similaires voir identiques à celle des salles 216 et 217 en cas d'inoccupation ou de faible occupation des salles, nous ferons l'hypothèse dans nos futurs simulations que :

- La température et l'humidité relative de l'air du couloir sont égales à la moyenne des températures et de l'humidité relative de l'air des salles 216 et 217
- La température et l'humidité relative de l'air de la salle 215 sont égales à celles de la salle 216

Les résultats de simulation avec ces hypothèses sont donnés en Annexe 5.1 et montre une très bonne cohérence une nouvelle fois avec les résultats expérimentaux.

b. Cas 2 : Contam seul

Une simulation sur trois jours utilisant le fichier météorologique de démonstration de Contam a été réalisée pour vérifier la cohérence des débits simulées. Nous présentons ici une configuration quelconque, avec tous les ouvrants ouverts (fenêtres et porte entre salle et couloir), les débits de soufflage et d'extraction de la VMC à 250 m^3/h et des températures d'air différentes dans les trois zones (21°C en 217, 19°C en 216 et 20°C dans le couloir). La Figure V.14 montre les débits relatifs calculés au niveau de chaque composant aéraulique et le Tableau V.4 donne les débits d'air moyens entre zones sur l'ensemble de la simulation.

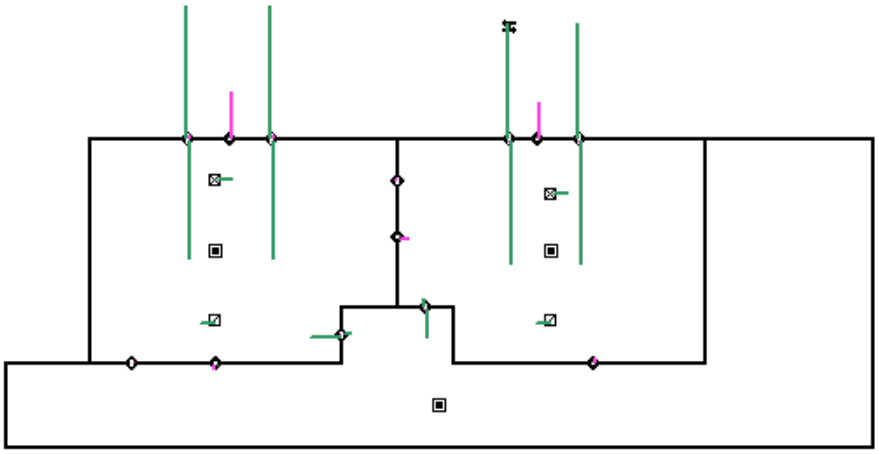


Figure V.14 : Vue des résultats de simulation sur le « SketchPad »

Les débits d'air au niveau de chaque grande ouverture sont différents d'un sens à l'autre (environ 0,05 kg/s soit 150 m^3/h) et tiennent ainsi compte des différences de pression et des écoulements associés dans chaque zone, de manière à réaliser le bilan massique entre l'air entrant et l'air sortant. Ainsi, malgré les hypothèses fortes induites par les modèles de grandes ouvertures, les vitesses d'air au travers les deux ouvertures identiques crées par fenêtre (et porte) peuvent être différentes bien que les sections de passage soient identiques.

from\to	salle217	salle216	couloir	VMC250(Rec)	VMC250(Sup)	ambt	total
salle217	0	0,002176	0,04423	0,08362	0	1,493	**1,6230**
salle216	0	0	0,1761	0,08362	0	1,296	**1,5557**
couloir	0,1754	0,045	0	0	0	0	**0,2204**
VMC250(Rec)	0	0	0	0	0	0,1672	**0,1672**
VMC250(Sup)	0,08362	0,08362	0	0	0	0	**0,1672**
ambt	1,364	1,425	0	0	0,1672	0	**2,9562**
total	**1,6230**	**1,5558**	**0,2203**	**0,1672**	**0,1672**	**2,9562**	

Tableau V.4 : Débits d'air moyens entre zones (kg/s) calculés sur trois jours de simulation

c. Cas 3 : Couplage

Le scénario de fonctionnement de la VMC (débit, horaires, T_s) est désormais renseigné à Trnsys et Contam par l'intermédiaire d'une calculette, ce dernier renseignant désormais les débits d'infiltration. Les résultats (Figure V.15) sont semblables à ceux obtenus avec Trnsys seul. Le couplage entre les modèles thermique et aéraulique semblent fonctionner et adapté aux cas simples avec (ou sans) ventilation mécanique et sans ouverture de fenêtres.

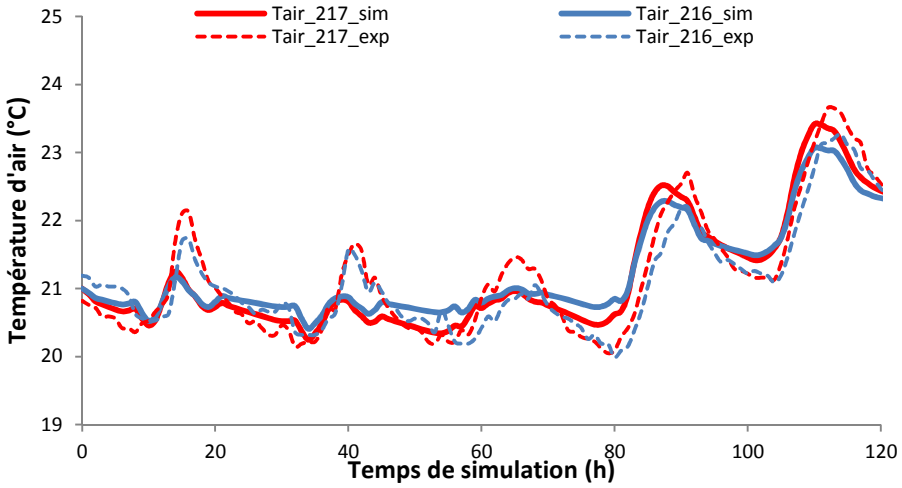


Figure V.15 : Comparaison simulations/expériences sur les températures d'air pour le cas 1.3

V.5.5 Configuration 2

Cette séquence correspond à une semaine de cours (du lundi au vendredi) de la configuration 1 en été (Figure V.16). En plus de la VMC double flux réglée à 250 m^3/h dans les deux salles, le système SOS est en fonctionnement en salle 217, tandis que l'ouverture des fenêtres se fait manuellement en salle 216. Les salles sont donc occupées et les ouvrants utilisés différemment d'une salle à l'autre. Outre les données météorologiques, les scénarios d'ouverture des fenêtres et portes ont été reproduits tels qu'observés sur site toutes les 5 minutes. Cette simulation a donc été réalisée avec ce faible pas de temps, afin de reproduire convenablement la dynamique d'ouverture des ouvrants, dont l'alternance ouverture/fermeture peut être fréquente, jusqu'à plusieurs fois par heure (cf chapitre IV.4.2).

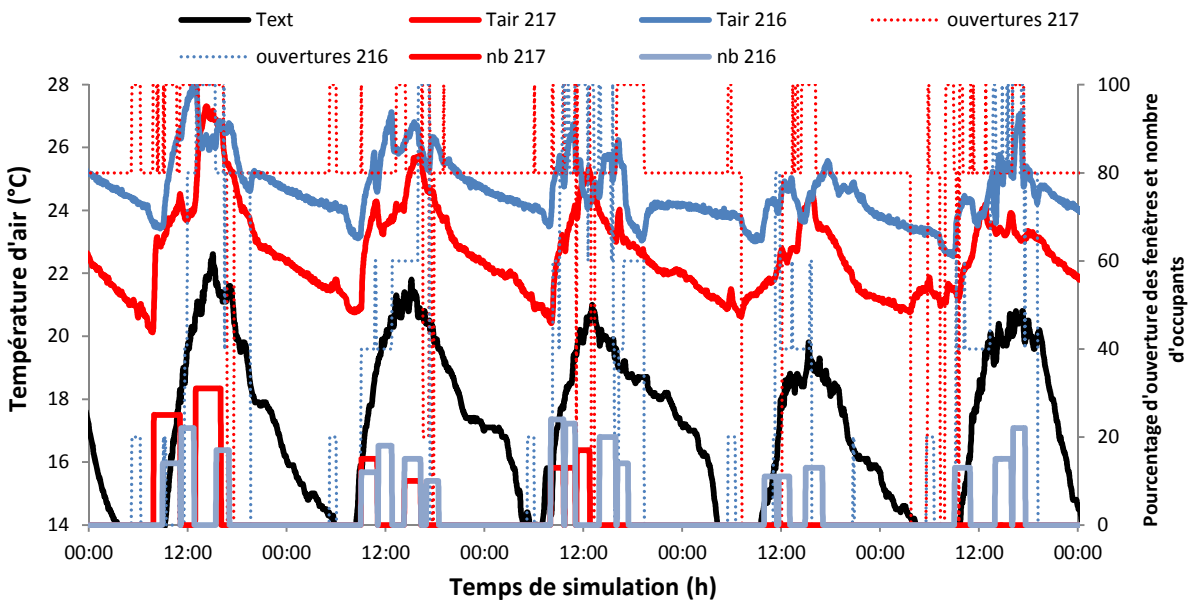


Figure V.16 : Températures d'air mesurées, scénarios d'occupation et d'ouverture/fermeture des ouvrants lors de la semaine représentative de la configuration 2

Les résultats de la simulation sur les températures d'air présentés Figure V.17 ne sont pas satisfaisants, puisque des écarts de l'ordre de 4°C avec les résultats expérimentaux apparaissent dans la salle 217, contre généralement moins de 2°C dans la salle 216. Ces différences apparaissent principalement lorsque les fenêtres sont ouvertes, et sont ainsi causées par un rafraichissement trop intense des ambiances. En effet, durant toute la séquence, la température extérieure est constamment plus faible que les températures relevées dans les salles de classe et les débits d'air simulés par Contam, présentés en Annexe 5.1, semblent surestimés par rapport au taux de renouvellement d'air (TRA) réels (calculés à partir des concentrations en CO_2).

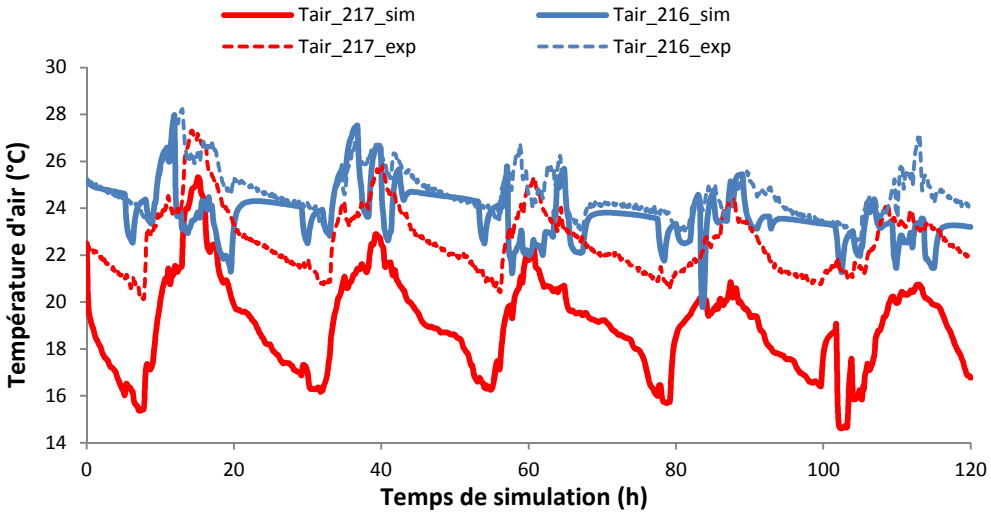


Figure V.17 : Comparaison simulations/expériences sur les températures d'air pour la configuration 2

En effet, les TRA expérimentaux étaient compris entre 4 et 9 vol/h, soit entre 600 et 1350 m^3/h sur ces cinq jours, alors que les débits d'air simulés moyens tournent autour de 1200 m^3/h (8 vol/h) entre les salles et l'extérieur lorsque les fenêtres sont ouvertes, auxquels peuvent s'ajoutent 800 m^3/h (5,3 vol/h)

de débit d'air entre les salles et le couloir, lorsque les portes sont ouvertes. A noter également que les débits d'infiltration sont très faibles (< 15 kg/h soit 0,1 vol/h) malgré des surfaces de fuite non négligeables (jusqu'à 100 cm^2 par paroi). Un focus sur les débits calculés par Contam est réalisé ci-après.

Nous avons donc pris le parti de changer le coefficient multiplicateur (« multiplier ») associé aux débits de ventilation naturelle par les fenêtres, en entrée de Contam de façon à ne pas perturber la conservation de la masse d'air. Cette démarche nous paraît légitime car la surface réelle de passage des flux d'air à travers les fenêtres n'est pas de 2,25 m^2 (1,5m × 1,5m) comme décrit dans Contam, mais bien inférieur en réalité (autour de 1,54 m^2), du fait que l'ouverture basculante se fasse par le haut (« top hung window ») avec un angle d'ouverture limité à 20°. Nous n'avons pas modifié les débits d'infiltration car ils résultent de mesures réelles de la perméabilité de l'enveloppe. De même, nous n'avons pas modifié les débits de ventilation à travers les portes car lorsque celles-ci sont ouvertes, elles le sont généralement en grand, ce qui ne modifie pas la surface de passage de l'air.

Le meilleur ajustement des débits d'air à travers les fenêtres que nous ayons trouvé est de les multiplier en entrée du Type 97 par 0,2 (et non plus par 1 comme auparavant), bien que le rapport des surfaces d'ouverture calculées ci-dessus soit de 2/3. Les résultats des simulations sur les températures et les flux d'air, réalisées avec cette modification, sont présentés Figure V.18 à Figure V.20.

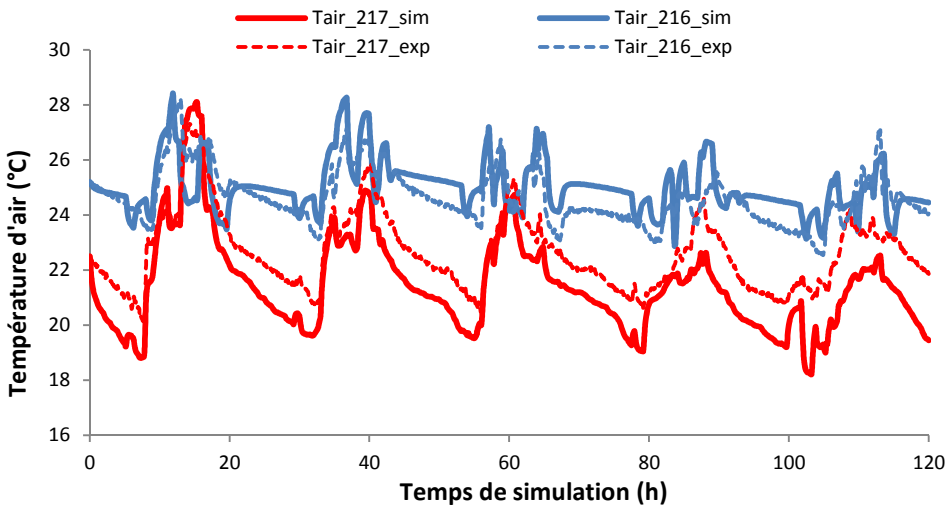


Figure V.18 : Comparaison simulations/expériences sur les températures d'air pour la configuration 2 avec modification des débits en façade

Les écarts de températures dans les deux salles ont nettement diminué par rapport à la Figure V.17, surtout en salle 217, où l'écart maximum par rapport aux résultats expérimentaux est désormais de 2°C (seulement 0,9°C en salle 216).

De plus, l'amplitude des pics de température lors des périodes d'occupation concorde très bien avec la réalité. Le rafraichissement nocturne avec le système SOS dans la salle 217 est encore un peu trop important mais nous ne pouvons pas diminuer le coefficient multiplicateur car cela intensifierait les pics de températures durant la journée, d'autant plus que les débits de ventilation simulés correspondent désormais à la tranche basse des débits réels (Figure V.19 et Figure V.20).

En effet, les débits simulés entre les salles et l'extérieur valent en moyenne 450 kg/h (soit 375 m^3/h) lorsque les fenêtres sont ouvertes, auxquels peuvent s'ajouter les flux entre les salles et le couloir qui valent généralement autour de 550 kg/h (soit environ 460 m^3/h), lorsque les portes sont ouvertes. Ces débits entrant et sortant induisent ainsi dans chaque zone des taux de renouvellement d'air de l'ordre de 5,5 vol/h en moyenne lorsque les fenêtres et les portes sont ouvertes et de l'ordre de 2,5 vol/h en simple exposition.

Toutefois, comme nous en avons parlé au chapitre II.2.3, la technique d'évaluation des débits d'air en faisant le bilan de masse de CO_2 a tendance à surestimer légèrement les taux de renouvellement d'air. L'évaluation des débits avec modification du coefficient multiplicateur donne donc des résultats satisfaisants, y compris au niveau des débits d'infiltration (entre salles, entre salle et couloir et entre salle et extérieur) qui restent généralement inférieurs à 0,1 vol/h. Ces faibles débits d'infiltration peuvent s'expliquer par de relativement faibles différences de températures entre toutes les zones (y compris l'extérieur) et de faibles vitesses de vent extérieur relevé au niveau de la façade extérieure (< 4,6 m/s).

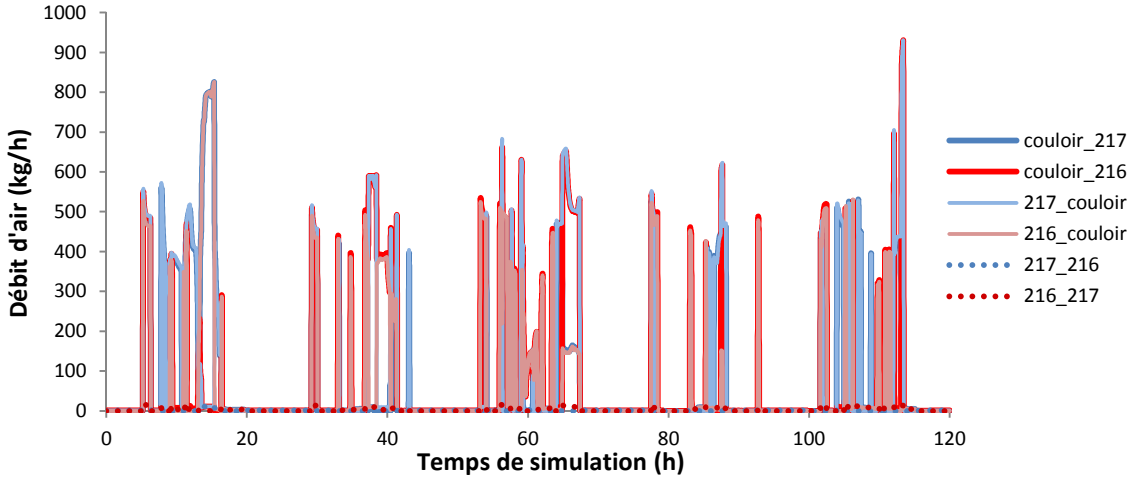


Figure V.19 : Débits d'air échangés entre le couloir et les salles et entre les deux salles

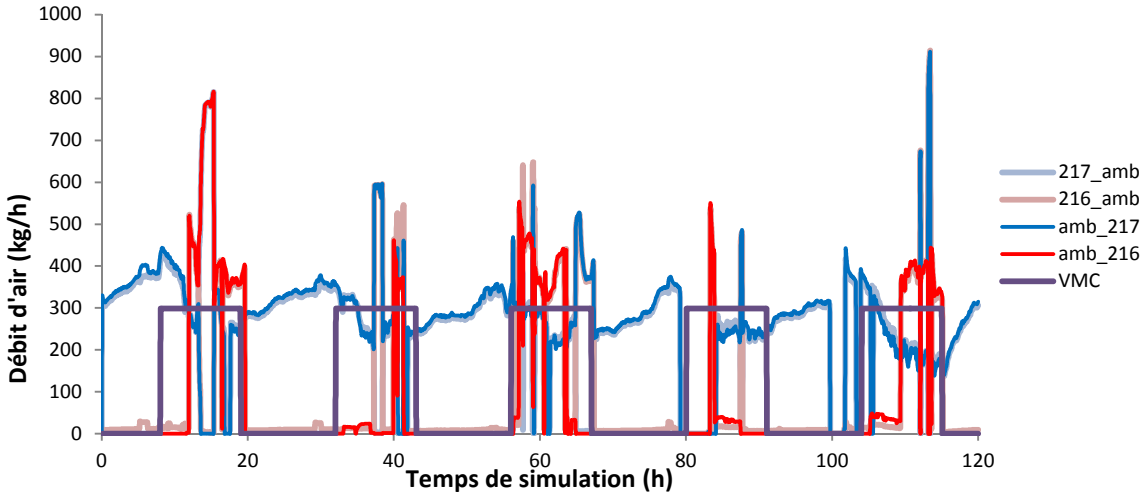


Figure V.20 : Débits d'air échangés entre l'extérieur et les salles et débits de ventilation

Au final, aucun problème de convergence de la part des deux modèles n'a été détecté et le bilan

massique de l'air dans chaque zone est respecté. Ainsi, malgré de fortes hypothèses prises pour le calcul des débits d'air à travers les fenêtres dans le Type 97, les résultats thermiques et aérauliques semblent tout à fait satisfaisants pour pouvoir entreprendre des simulations numériques sur de longues périodes.

V.6 Simulations annuelles des performances des modes de ventilation étudié

L'objectif est d'avoir une vision globale des performances de chaque mode de ventilation testé tout au long d'une année, en se basant sur des scénarios d'occupation et météorologiques identiques. Les configurations seront toutefois quelque peu différentes de celles expérimentées, du fait notamment qu'elles ne prendront pas en compte le système de chauffage (pas de batterie chaude associée à la VMC par exemple).

En effet, nous souhaitons évaluer les besoins de chauffage en ajoutant pour chaque configuration simulée, une puissance de chauffage instantanée et illimitée, ce qui est théoriquement irréalisable, afin d'atteindre des niveaux de températures minimum acceptables en hiver. Les modes de ventilation naturelle (« SOS » et « VN ») seront également quelque peu modifiés, respectivement dans leur fonctionnement réel et leur utilisation par les occupants. Cela dans le but de faciliter les simulations, diminuer les sources d'erreurs, et finalement d'élargir le nombre de configurations étudiées. Nous présentons ci-après les scénarios et les stratégies de ventilation simulés.

Les critères d'évaluation seront à la fois thermiques, aérauliques, énergétiques et sur le confort (PMV/PPD). Une classification par « empreintes » [EN 15251, 2007] identique à celle utilisée au Chapitre III.3.4, synthétisera les résultats.

V.6.1 Scénarios utilisés et stratégies de ventilation simulées

Tous les scénarios sont créés par des Types 14 qui nous permettent de renvoyer des valeurs binaires (0 ou 1) en fonction de plages horaires. Nous avons notamment défini les périodes de chauffe (ou hiver du 1er octobre au 20 Mai) et de rafraichissement (ou été), qui seront utilisées dans le fonctionnement des systèmes.

a. Scénarios d'occupation

Pour décrire les jours d'occupation des salles, nous avons pris en compte les périodes de vacances du calendrier scolaire et défini des plages de présence hebdomadaires (du lundi au vendredi) et journalières telles que décrite par la Figure V.21, à savoir : quatre cours de 2h avec des pauses de 5 minutes entre chaque cours et 1h55 à midi. Le nombre d'occupants a été fixé à 20, ce qui est l'affluence moyenne observée dans ces salles.

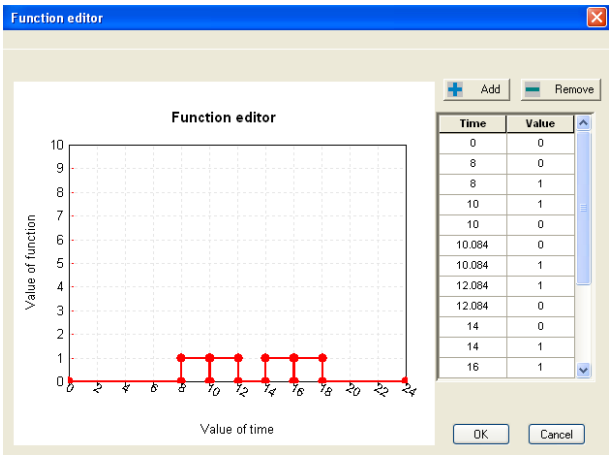


Figure V.21 : Détail du scénario d'occupation un jour de cours

b. Scénarios d'ouverture des fenêtres

Les configurations faisant intervenir le système SOS reprennent l'algorithme réel du contrôle des fenêtres du système (chapitre II.2.2, II.3.5 et V.5.2), qui a été programmé en utilisant les opérateurs mathématiques des calculettes Trnsys. Nous avons intégré l'option ventilation nocturne en été seulement, les alarmes liées aux conditions climatiques (vent et pluie) ainsi que des angles d'ouverture plus faibles en hiver (7°) qu'en été (20°) en introduisant des coefficients multiplicateurs proportionnels en entrée de Contam (0,07 en hiver et 0,2 en été). Cependant, il ne prend pas en compte le contrôle des stores, qui aurait nécessité un couplage avec un modèle d'éclairage intérieur du type DIAlux, les paramètres de contrôle étant les niveaux d'éclairement intérieurs et extérieurs. Nous commenterons donc les performances d'un système SOS sans stores.

Pour simuler la dynamique d'ouverture des fenêtres dans le cas où elle n'est pas automatisée (configurations « VN »), nous n'avons pas reproduit l'algorithme de contrôle des fenêtres par les occupants établis au chapitre IV.4.3, car celui-ci nécessite l'appel à d'autres programmes (du type Matlab) pour notamment réaliser un tirage aléatoire. Nous avons opté pour un scénario d'ouverture régulière, différent de la réalité donc mais qui serait également adaptable à un système automatisé type SOS.

Cette nouvelle stratégie consiste à ouvrir les fenêtres à chaque intercours de la période d'occupation sur la plage horaire 8h-19h, dès lors que les conditions thermiques sont favorables, à savoir : lorsque $T_{int} < T_{ext}$ en hiver et inversement en été. Pour des raisons de sécurité, il n'y a donc pas d'ouverture pendant les week-end et vacances scolaires, ni la nuit pour permettre un rafraichissement passif. Cette stratégie est notamment adaptable en milieu urbain où les nuisances acoustiques et la pollution extérieure empêchent une ventilation continue par ouverture des fenêtres.

c. Scénario de la VMC

La VMC double flux, dont le débit en soufflage et extraction est de 250 m^3/h, est mise en fonctionnement de 8h à 19h, uniquement pendant les jours d'occupation, comme dans la réalité. Cependant, contrairement au système utilisé, nous créerons un bypass au niveau de l'échangeur qui ne sera utilisé qu'en période de chauffe. De plus, nous n'avons pas décrit le fonctionnement de la batterie à eau chaude de la CTA, que nous n'avons pas validé numériquement, compte tenu à la fois de la

complexité du système de régulation (faisant intervenir des vannes d'eau) et du manque d'informations et de données expérimentales pour le décrire parfaitement.

d. Scénario de puissance de chauffage

Nous avons donc renseigné une puissance de chauffe instantanée et illimitée dans Trnbuild, à l'aide du « heating Type manager ». Le scénario appliqué à cette puissance, consiste à atteindre une température minimale de 19°C (température prise comme référence dans la RT 2012) pendant les heures de cours et 12°C sinon, en hiver seulement.

e. Scénario de calcul du confort

Le « Comfort Type » manager de Trnbuild permet de calculer pour chaque zone, les indes de confort analytique de Fanger (PMV/PPD). Il nécessite en entrée la valeur de l'isolement thermique (clo), du niveau d'activité et du travail extérieur (met) des occupants et la valeur de la vitesse d'air intérieure (m/s). Pour les simulations, nous faisons varier les valeurs de ces variables comme décrit dans le Tableau V.1, par l'intermédiaire de la calculette « scénarios ».

V.6.2 Comparaison multicritères

Les simulations annuelles des quatre stratégies testées ont tout d'abords été réalisées sans système de chauffage particulier, ni puissance ajoutées dans les salles, afin de comparer l'influence du système de ventilation uniquement, sur les paramètres de la QEI (T_{op}, HR, TRA). Après calcul des puissances de chauffage nécessaire pour assurer des conditions thermiques acceptables en hiver, nous comparons la qualité globale de l'ambiance et les niveaux de confort obtenus avec chauffage en hiver.

a. Conditions hygrothermiques

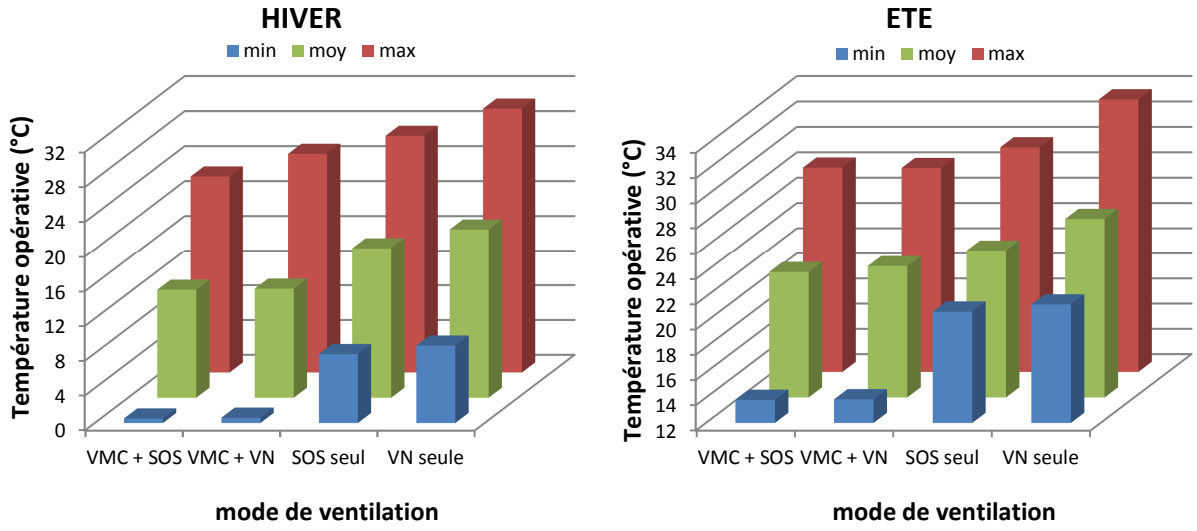
Nous présentons les résultats des simulations sur les températures opératives et taux d'humidité relative, pour les saisons hiver et été sur les Figure V.22 à Figure V.23.

Sur les deux saisons, il apparaît que les températures opératives (ou de confort) moyennes les plus fraiches sont obtenues avec les modes mixtes et les plus chaudes avec les modes de ventilation naturelle, en particulier le mode « VN seule ». En effet, elles s'échelonnent entre 12,4°C et 19,4°C en hiver et entre 21,9°C et 26,2°C en été.

Les modes mixtes présentent également de très grandes amplitudes thermiques entre les valeurs minimales et maximales (jusqu'à 24,5°C en hiver), avec des températures opératives intérieures pouvant descendre jusqu'à 0,5°C et des températures d'air négatives si aucun système de chauffage n'était présent. La principale cause de ces températures extrêmement basses vient du fait que l'air (très) froid est insufflé continuellement les jours de cours. De plus, le bâtiment contenant l'ensemble des zones décrites dans le projet Trnsys (salles 215, 216, 217 et couloir) n'est pas chauffé et les températures des zone adjacentes (couloir et salle 215) sont identiques à celles des salles simulées.

Les ambiances les plus chaudes, sont tout de même obtenues avec les stratégies de ventilation naturelle en particulier le mode « VN seule » avec lequel on atteint 30,3°C en période de « chauffe » (fin Mai) et jusqu'à 33,6°C en période de rafraichissement.

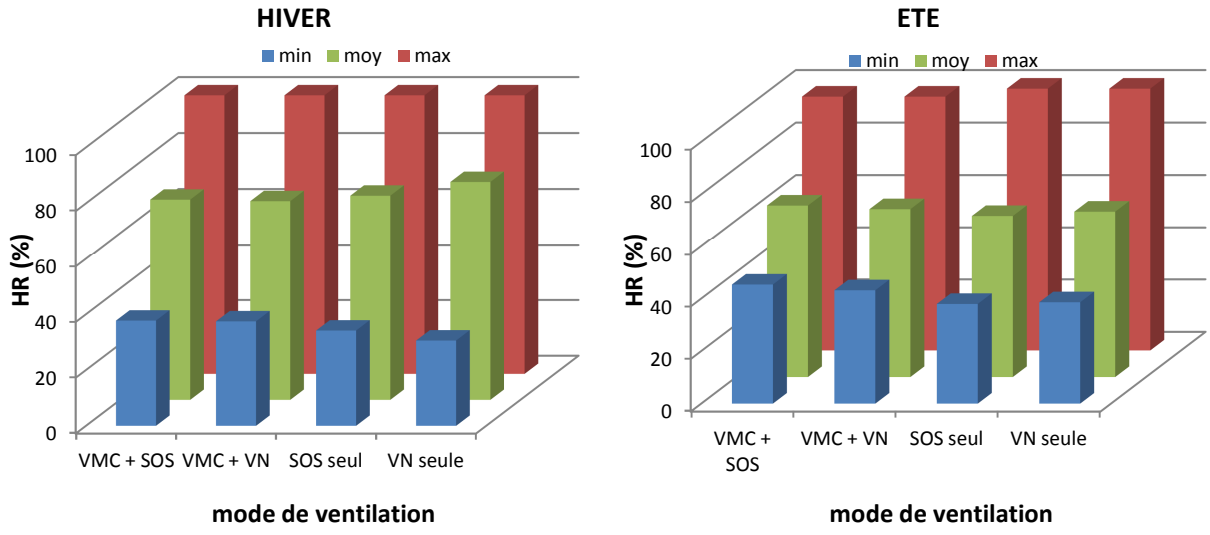
Le mode « SOS seul », qui n'est pas équipé de stores extérieurs dans ces simulations, présente des températures opératives moyennes assez douces et homogènes pour les deux saisons (17,2°C en hiver et 23,6°C), avec des amplitudes thermiques raisonnables. Les températures ne chutent qu'à 7,9°C en hiver et monte à 29,8°C en été.



(a) (b)

Figure V.22 : Valeurs moyennes et extrêmes des températures opératives simulées en : a) hiver et b) été

Les valeurs moyennes d'humidité relative simulées sont homogènes pour toutes les stratégies de ventilation et sont logiquement un peu plus élevées en hiver (entre 71,5% et 78,3%) qu'en été (entre 61,6% et 65,6%). Il n'y a plus de différences entre les modes mixtes et les modes naturels en hiver, car l'air insufflé par la VMC double flux n'est pas pré-chauffé par la batterie à eau chaude. Les valeurs valeurs extrêmes sont également homogènes pour tous les modes de ventilation, ne descendant pas en dessous de 30,5% mais atteignant au maximum 100% la plupart des cas (hormis modes mixtes l'été), du fait qu'il n'y ait pas de système de chauffage pour limiter le refroidissement de l'air intérieur.



(a) (b)

Figure V.23 : Valeurs moyennes et extrêmes des taux d'humidité relative simulés en : a) hiver et b) été

b. Taux de renouvellement d'air

La Figure V.24 présente les résultats de simulations sur les taux de renouvellement d'air calculés uniquement sur les périodes d'occupation, en faisant la somme de tous les débits massiques (en kg/h) entrant dans chacune des zones (salles) à chaque pas de temps horaire et en les transformant en vol/h.

On retrouve la même classification des stratégies de ventilation qu'expérimentalement sur ce paramètre. Les taux de renouvellement d'air moyens les plus élevés sont obtenus avec les modes mixtes et notamment le mode « VMC (250 m^3/h) + SOS » en hiver, et avec le mode « SOS seul » en été. Le mode « VN seule » étant de loin le moins ventilé. Les valeurs s'échelonnent ainsi en moyenne entre 0,61 vol/h (1,28 l/s/p) et 1,90 vol/h (3,95 l/s/p) en hiver et entre 0,65 vol/h (1,36 l/s/p) et 2,56 vol/h (5,32 l/s/p) en été.

Ces taux de renouvellement d'air paraissent plus faibles que ceux calculés expérimentalement sur la base de la conservation massique du CO_2. Ceci peut provenir d'erreurs commises sur le calcul expérimental qui se base sur des hypothèses fortes (cf chapitre II.2.3) ou encore sur le choix du coefficient multiplicateur appliqué au calcul des débits d'air à travers les fenêtres en entrée du Type 97 et qui est constant toute l'année (sauf pour SOS en hiver). Compte tenu du nombre d'occupant (20), seul le mode « SOS seul » en été assure la plupart du temps (à priori) un renouvellement d'air satisfaisant du point de vue du RSDT [RSDT, 1978], qui préconise 15 m^3/h/personne (4,17 l/s/p). Cependant, les débits de ventilation assurés par les modes de ventilation mixtes sont nettement plus homogènes et évite ainsi un confinement de l'air trop important tout au long de l'année, ce qui n'est pas le cas avec les stratégies de ventilation naturelle.

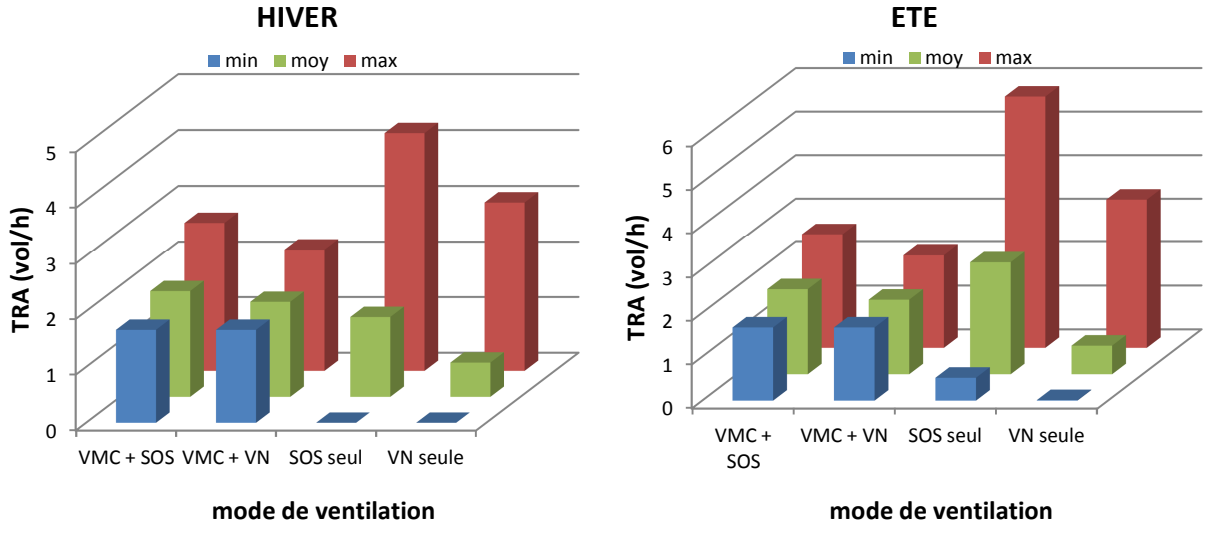


Figure V.24 : Valeurs moyennes et extrêmes des taux de renouvellement d'air simulés en : a) hiver et b) été

c. Besoins de chauffage

Les besoins de chauffage sont calculés par rapport aux températures minimales de consigne choisie pour le chauffage (19°C pendant les cours et 12°C sinon) et sont donnés dans le Tableau V.5. Ils sont logiquement plus importants pour les modes mixtes et en particulier celui faisant intervenir le système SOS, en raison de pertes par ventilation plus importantes. Cependant, les écarts sont considérables

avec les modes de ventilation naturelle mais aussi avec les estimations annuelles issues des résultats expérimentaux (cf chapitre III.5).

En effet, le mode « VN seule » qui est de loin le moins énergivore avec 1,39 kWhep/m^2.an, nécessite 770 fois moins de besoins de chauffage que les modes mixtes, alors qu'un rapport inférieur de 5,6 au maximum semblait opposer les consommations électriques liées au chauffage de ces stratégies de ventilation (cf Tableau III.5). Ces écarts proviennent essentiellement du fait que les températures intérieures simulées en hiver pour les modes mixtes sont extrêmement basses, du fait de l'absence de préchauffage de l'air soufflé.

De plus, les puissances de chauffage maximum requises sont extrêmement importantes (jusqu'à 52,39 kWh, bien plus que ce que peut fournir la batterie chaude de notre CTA) mais cela vient du fait que nous avons choisi une puissance illimitée. Il serait intéressant de voir les résultats de simulation avec un système de chauffage classique (type radiateur électrique).

Les besoins de chauffage des modes de ventilation naturelle paraissent quant à eux nettement plus faibles que ceux révélés par les expériences, probablement en raison du fait que la consigne de chauffage est nettement inférieure aux températures mesurées sur site (et voulues par les occupants).

	VMC (250 m^3/h) + SOS	VMC (250 m^3/h) + VN	SOS seul	VN seule
$Q_{tot\ (kWh)}$	22424,63	22292,71	271,65	29,11
$Q_{max\ (kWh)}$	52,39	45,67	3,03	0,45
$Q_{tot\ (kWhep/m^2/an)}$	1071,40	1065,10	12,98	1,39

Tableau V.5 : Besoins de chauffage totaux et maximum sur une heure sur la période de chauffe

d. Classification par empreinte

Pour conclure, nous avons réalisé une classification par empreinte de ces quatre stratégies (Figure V.25), telle que décrite dans la norme EN 15251 [EN 15251, 2007] et au chapitre III.3.5, à partir des températures opératives et taux de renouvellement d'air simulés sur toute l'année. Pour ce faire, nous n'avons pris en compte que les périodes d'occupation des salles et surtout nous avons fait l'hypothèse qu'un système de chauffage permettant d'assurer les températures minimales telles que décrites pour le calcul des besoins de chauffage (19°C pendant les cours et 12°C sinon), était installé dans les salles. Nous nous rapprochons ainsi d'une situation réelle d'occupation des salles de classe.

Les résultats sont nettement moins bons que ceux obtenus par les expériences puisque la grande majorité des conditions d'enseignement sont classés en catégorie 4, ce qui signifie que le pourcentage attendu d'insatisfaits est au moins de 15% d'un point de vue confort thermique (T_{op}) et/ou au minimum de 30% d'un point de vue débit de ventilation. Cela vient en particulier du fait que la consigne de température en hiver pendant les cours (19°C) est assez basse par rapport aux recommandations de la norme (cf Tableau I.10) et que les taux de renouvellement d'air sont plus faibles que ceux obtenus sur site.

Cependant, on constate que la stratégie la mieux classée reste l'utilisation du système « SOS seul », ce

qui confirme l'analyse expérimentale de la QEI et la moins bien classée semble être le mode mixte « VMC (250m^3/h) +VN », en raison de températures assez fraiches en été et de taux de renouvellement d'air plus faible qu'avec SOS.

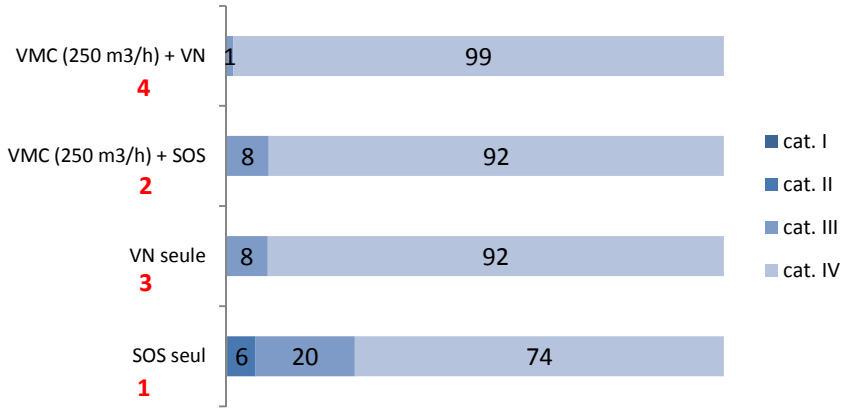


Figure V.25 : Classement par « empreintes » de la QEI selon les critères de température opérative et de débit de ventilation [EN 15251, 2007], pour les quatre stratégies simulées. Classement moyen en rouge et pourcentage de temps dans chaque catégorie en noir.

e. Critères de confort (PMV/PPD)

Le calcul des indices de confort PMV (Figure V.26) et PPD (Figure V.27) a été réalisé à partir des simulations « avec chauffage » et ne prend en considération que les périodes d'occupation.

Les résultats sur ces deux critères sont homogènes et assez satisfaisants pour les quatre stratégies. En effet, dans la majorité des cas (+de 50% des cas) les votes moyens prévus de sensation thermique (PMV) sont compris entre -1 (légèrement frais) et +1 (légèrement chaud) et les pourcentages prévus de personnes insatisfaites sont inférieurs à 20%, sauf pour le mode mixte « VMC 250 (m^3/h) + SOS » (<30%).

Il semblerait que les modes de ventilation naturelle et notamment le mode « VN seule » propose davantage de situations de confort (-1 < PMV < 1 et PPD < 20%) que les modes de ventilation mixte mais les résultats sont très proches. De plus, les modes de ventilation naturelle ont tendance à impliquer des ambiances légèrement plus chaudes que les modes mixte, leurs PMV respectifs étant compris entre -2 et +3 et entre -4 et +1.

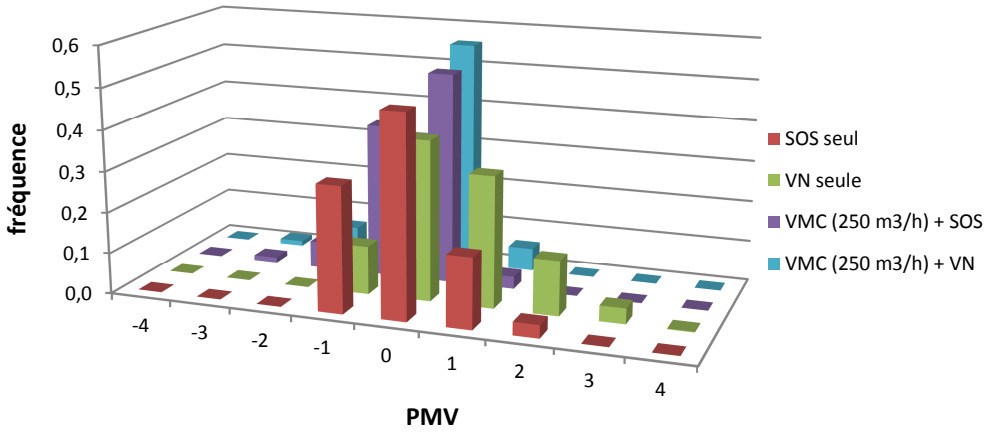


Figure V.26 : Répartition en fréquence des PMV simulés pour les quatre stratégies

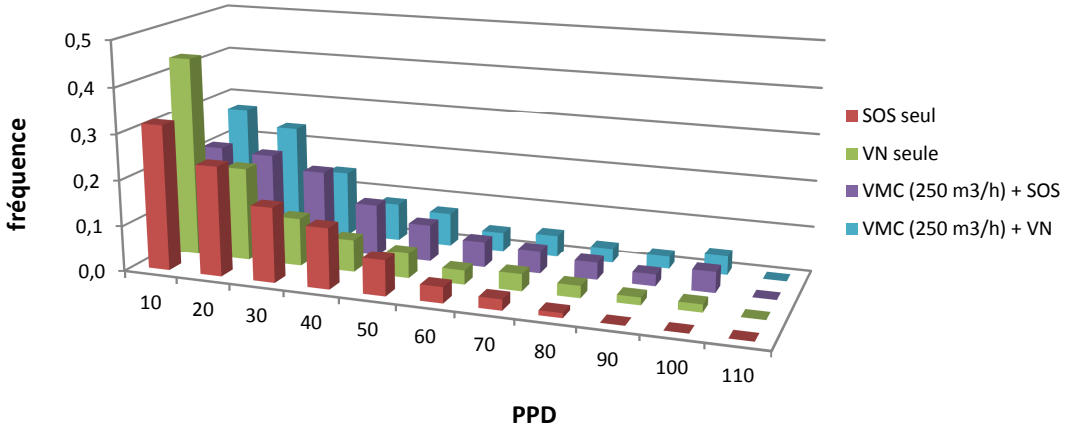


Figure V.27 : Répartition en fréquence des PPD simulés pour les quatre stratégies

V.7 Conclusion

Cette dernière partie de l'étude nous a permis de valider le couplage d'un modèle thermique (Trnsys) et aéraulique (Contam) à partir de certaines séquences expérimentales. Ce modèle reproduit très bien l'évolution des températures d'air, y compris lorsque les salles sont soumises à de forts gains internes (plusieurs dizaines d'occupants) ou d'importants échanges aérauliques. De plus, les écarts de température d'air nous ont paru en effet suffisamment faibles (2°C maximum dans une des deux salles seulement) et les taux de renouvellement suffisamment proches de ceux calculés par conservation de la masse de CO_2.

Cette validation a toutefois nécessité des hypothèses de calcul fortes concernant la modélisation des débits à travers les fenêtres par Contam, à savoir : un modèle de grande ouverture à deux flux, considérant deux ouvertures de section identique par fenêtre pour calculer l'intensité des débits et des coefficients multiplicateurs appliqués en entrée du modèle, afin de se rapprocher au mieux des débits réels.

Les stratégies de ventilation dont nous avons évalué les performances annuelles d'un point de vue thermique, aéraulique, énergétique et confort, ne sont pas tout à fait les mêmes que celles testées sur site. En effet, des difficultés de simulation de la batterie chaude de la VMC double flux, nous ont

poussés à évaluer les modes de ventilation mixtes sans pré-chauffage de l'air insufflé et finalement analyser les performances de toutes les stratégies avec et sans chauffage. D'autres difficultés concernaient le contrôle des stores du système SOS ou encore le contrôle des ouvrants par les occupants à partir de l'algorithme établi au chapitre IV.4.3, et auraient été par ailleurs sources d'incertitudes. Nous avons ainsi évalué un système SOS sans store, dont nous avons reproduit le contrôle automatisé d'ouverture des fenêtres et un mode « VN » en imposant des ouvertures à chaque intercours pendant les journées d'occupation. Cette stratégie présente l'intérêt d'être adaptable à un système automatisé tel que SOS. Ces « nouvelles » stratégies nous ont permis d'étendre notre étude à d'autres systèmes.

En tenant compte d'un scénario d'occupation scolaire standard (4 cours par jours avec 20 occupants) et du fichier météorologique correspondant à la station de La Rochelle dans nos simulations annuelles, nous avons notamment montré que les modes de ventilation mixtes étaient sujets à de très forts refroidissements en hiver, en lien avec des débits de ventilation mécanique constants insufflant de l'air très froid. Cela entraine des besoins de chauffage très importants, qui dépassent largement les estimations annuelles faites expérimentalement pour le système VMC double flux avec batterie chaude. Il est donc obligatoire de pré-chauffer l'air d'un système de ventilation mécanique, y compris en climat tempéré, l'échangeur de chaleur ne suffisant pas. Les modes de ventilation naturelle et en particulier le mode « VN seule » présentent des conditions thermiques plus chaudes mais moins variables, des TRA plus faibles et très variables et des besoins de chauffage en deçà des estimations expérimentales.

En tenant compte de cette puissance de chauffage illimitée qui permet d'atteindre des consignes de température que nous avons choisis (19°C pendant les cours, 12°C sinon), ce qui nous permet de simuler des conditions d'enseignement réalistes, il apparaît que la meilleure QEI (issue d'une classification « par empreintes » basée sur la température opérative et le taux de renouvellement d'air) est à nouveau obtenu avec le système « SOS seul », même si les scores sont nettement moins bons que pour les résultats expérimentaux. Les scores obtenus sur les indices de confort PMV et PPD ont montré des résultats satisfaisants et homogènes pour toutes les stratégies, en particulier les modes de ventilation naturelle, qui favorise davantage les sensations chaudes.

En conclusion, même lorsqu'il n'est pas équipé de stores extérieurs, le système SOS semble être le plus à même d'assurer de bonnes conditions d'enseignement tout en minimisant les dépenses énergétiques sur l'ensemble de l'année, ce qui rejoint les résultats expérimentaux. L'ouverture régulière des fenêtres pendant les intercours (nouveau mode « VN seule ») donne des résultats plutôt satisfaisant, qu'il faudrait comparer avec une prise en compte de l'algorithme d'ouverture des fenêtres développé dans ces travaux de thèse. D'autres stratégies de ventilation mécanique intégrant obligatoirement un système pour préchauffer l'air entrant, doivent être testées.

Une multitude d'autres stratégies de ventilation naturelle, mécanique ou hybride, contrôlées (par des paramètres thermiques et des concentrations en polluant par exemple : cas du système SOS2) ou non contrôlées, de même qu'une étude paramétrique via divers scénarios (occupation, climat, consigne de chauffage, orientation du bâtiment…etc) sont envisageables et feront l'objet de travaux futurs.

Conclusion générale

Le principal objectif de ce travail de thèse consistait à évaluer expérimentalement et numériquement des stratégies de ventilation dans des salles de classe réelles, par le biais d'analyses multicritères prenant en compte à la fois les paramètres physiques de l'environnement intérieur, les niveaux de confort (thermique principalement) et les consommations énergétiques.

Nous avons pour cela défini un protocole expérimental nécessitant la mise en place sur site des systèmes de ventilation, de plusieurs dizaines de capteurs, ainsi que la distribution de questionnaires relatifs au confort ressenti par les occupants, pendant les cours. Les expériences ont été menées dans deux salles de classe identiques et adjacentes de l'Université de La Rochelle, dont nous avons montré via des mesures ponctuelles, que leurs environnements thermique, aéraulique, acoustique et visuel étaient identiques. Le but étant de comparer différentes stratégies de ventilation dans les mêmes conditions d'occupation et météorologiques.

Parmi nos mesures préliminaires, des mesures aux gaz traceur et des tests de perméabilité ont permis de renseigner respectivement, l'efficacité aéraulique des systèmes et les surfaces de fuite d'air de ces deux salles, informations pouvant servir à la compréhension des transferts aéraulique et à l'élaboration du code de calcul associé.

Puis, une étude de l'impact des principales contraintes auxquelles est soumise l'ambiance intérieure (climat, occupants, mais aussi taux de renouvellement d'air) a tout d'abords été réalisée, afin d'appréhender la complexité des phénomènes physiques mis en jeu et faciliter l'interprétation des résultats expérimentaux. Leur forte influence sur les conditions thermiques et aérauliques internes se traduisent par exemple, par des augmentations de températures d'air allant jusqu'à +5°C (+3°C un jour chaud sans occupant), du gradient vertical de température jusqu'à +3°C, des concentrations en CO_2 jusqu'à 3000 ppm et des concentrations en PM10 jusqu'à 210 $\mu g/m^3$, sur la durée d'un cours ventilé à 1 vol/h. Les particules de diamètres compris entre 3 et 7,5µm sont les plus affectées par l'occupation à cause de phénomènes de resuspension, phénomènes largement décrit dans la littérature.

Cette approche préliminaires nous a également permis d'émettre quelques préconisations concernant les débit de ventilation, comme celle de dire qu'un taux de renouvellement d'air de 6,5 l/s/p était un bon compromis pour ne pas dépasser les 1000 ppm de CO_2 et éviter des surchauffes trop importantes (de plus de 2,5°C par heure de cours). Cependant pour des raisons énergétiques (consommation électrique et pertes par ventilation), de confort (bruit de la ventilation et problème de diffusion de l'air) et de capacité de la CTA (maximum 400 m^3/h), ce taux de renouvellement d'air n'est pas réalisable pour des salles surchargées (e.g pour 30 élèves, il faudrait 700 m^3/h). Le recours à la ventilation naturelle par ouverture des fenêtres peut permettre d'atteindre de tels débits, bien qu'ils ne soient pas réguliers, mais demande une attention particulière aux conditions climatiques pour éviter des situations d'inconfort (courant d'air froid) et de pollution particulaire (ratio I/E supérieurs à l'unité même en absence d'occupant lorsque les fenêtres sont ouvertes).

Devant la difficulté d'élaborer des stratégies de ventilation assurant à la fois hygiène, confort et faible

consommation, nous avons évalué directement les performances de quatre stratégies de ventilation, à la fois classique et innovante. La principale conclusion des comparaisons multicritères est que la ventilation naturelle par ouverture des fenêtres peut assurer un environnement intérieur sain et confortable dans les salles de classe, tout en minimisant la facture énergétique, si toutefois elle est contrôlée par des paramètres bien choisis.

En effet, le système d'ouverture automatisée des fenêtres et stores (SOS), contrôlé par la présence, la température d'air et le niveau d'éclairement semble être le meilleur compromis pour fournir des conditions d'enseignement satisfaisantes et de faibles consommations énergétiques toute l'année, sous le climat tempéré de La Rochelle. C'est ce que révèlent notamment les méthodes normatives de classification utilisées.

Cependant, en cas de climat plus extrême (très chaud, très froid ou très humide) ou en cas d'environnement extérieur bruyant, la ventilation hygiénique pourrait dégrader ces conditions. Un relais vers une ventilation mécanique (ventilation hybride) pourrait être une bonne solution. La seconde version du système SOS qui tient compte de la pollution gazeuse intérieure et extérieure et qui donne la possibilité de contrôler l'ouverture des fenêtres par le niveau de confinement (CO_2) semble apporter de bonnes améliorations pour la période hivernale, mais nécessite toujours la prise en compte du niveau sonore extérieur et des concentrations particulaires.

Pour compléter l'analyse de ces stratégies mais aussi des principaux déterminants de l'environnement intérieur, une analyse statistique en composante principale (ACP) a été réalisée à partir d'un échantillon de données. Les trois principales composantes sont de type « thermique » (combinaison linéaire de T_{op} et HR), de type « renouvellement d'air » (combinaison linéaire de L_{eq}, TRA (l/s/p) et CO_2) et de type « éclairement » (E_m). Les regroupements d'observations effectués par l'ACP sur ces trois facteurs ont permis de valider une nouvelle fois l'utilisation du système SOS.

Un autre objectif de ces travaux consistait à améliorer la compréhension des mécanismes du confort humain, en cherchant les critères optimums de confort, en validant ou non l'utilisation des indicateurs usuels pour notre cas d'étude et en tentant de prédire le confort global ainsi que le comportement adaptatif des occupants.

Il apparaît que la température opérative est le paramètre décrivant au mieux les sensations thermiques réelle (ST) et prédite (PMV) mais aussi les votes d'acceptabilité thermique (AT) et de satisfaction global (SG). Les valeurs optimales de T_{op} obtenues sur ces indices sont en moyenne de 22,2°C en été et de 22,9°C en hiver, ce qui n'est conforme à la norme EN15251 qu'en hiver (T_{op} = 22°C ± 2°C pour PPD < 10%). Les valeurs plus fraiches en été sont dues au climat relativement frais et à l'isolement vestimentaire important (0,8 clo au lieu de 0,5 clo) rencontrés pour la période dite chaude. L'indice analytique *PMV* permet également de bien retranscrire les ST même s'il a tendance à sous-estimer les sensations fraiches et neutre (jusque ST < 0,9) et surestimer les sensations chaudes. De même, le modèle adaptatif d'Auliciems permet de retrouver assez fidèlement la température de neutralité T_N pour notre cas d'étude.

Nous avons proposé par la suite un modèle prédictif du confort global, qui a été défini par régressions linéaires multiples. Cette méthode statistique rejoint les résultats de l'ACP en confirmant que les variables T_{op}, E_m et *TRA* (l/s/p) sont celles permettant de représenter au mieux la variabilité de l'indice de confort C_g. Les poids attribués à ces variables pourraient servir de base pour proposer une méthode

d'analyse multicritère de type ELECTRE par exemple, qui pourrait également prendre en compte les aspects confort, énergétique, mais aussi économiques (coût de fonctionnement, de maintenance…etc). La pondération des critères de l'ambiance pourrait également servir à optimiser le contrôle d'une stratégie de ventilation adaptée aux locaux scolaires.

Enfin, l'étude du comportement adaptatif des étudiants nous a permis d'évaluer la variation de l'ajustement vestimentaire en fonction des conditions thermiques (ce qui a une incidence sur le calcul du *PMV* en sortie de modèle), mais surtout de proposer un algorithme de contrôle de l'ouverture des fenêtres et de la mise en fonctionnement du radiateur, à partir de probabilité obtenues par régressions logistiques. Ce modèle n'a pas été testé lors de nos simulations numériques mais il fait l'objet de perspectives intéressantes où il pourrait être comparé notamment au modèle d'ouverture de fenêtre développé à l'ENTPE [Leguen, 2011]. Ce dernier a par ailleurs été testé avec nos données expérimentales et a montré de très bonnes concordances quant au nombre d'action adaptative quotidienne et à leur durée. De plus, les comparaisons de nos modèles statistiques avec ceux de [Moujalled, 2007] principalement et [Haldi, 2010] obtenus pour des bâtiments de bureaux ventilés naturellement, ont montré quelques disparités, révélant ainsi qu'un modèle applicable à tout type de locaux et d'occupation (collectif et individuel) reste difficilement envisageable.

En dernier lieu, nous avons réalisé des simulations annuelles des performances des stratégies de ventilation étudiées, à l'aide d'un code thermo-aéraulique multizone (couplage Trnsys/Contam), que nous avons validé à partir de certaines séquences de mesures. Les stratégies simulées diffèrent quelque peu de celles testées sur site pour des raisons de complexité de mise en œuvre de certains éléments (fonctionnement de la batterie à eau chaude, appel à un modèle d'éclairage pour le contrôle des stores, algorithme d'ouverture manuelle des fenêtres, qui n'ont pas été intégré au modèle), ce qui nous a permis d'étendre notre étude à d'autres systèmes.

En tenant compte d'un scénario d'occupation scolaire standard et du fichier météorologique correspondant à la station de La Rochelle dans nos simulations annuelles, nous avons notamment montré qu'il est primordial de pré-chauffer l'air d'un système de ventilation mécanique, l'échangeur de chaleur ne suffisant pas, sous peine de nécessiter des besoins de chauffage considérables.

En introduisant une puissance de chauffage illimitée, permettant ainsi de maintenir une température minimale acceptable et de simuler des conditions d'enseignement réalistes, il apparaît que la meilleure qualité environnementale intérieure est à nouveau obtenue avec le (nouveau) système « SOS seul » (sans store), même si les scores sont nettement moins bons que pour les résultats expérimentaux. Les niveaux de confort simulés semblent toutefois satisfaisants et homogènes pour toutes les stratégies, en particulier les modes de ventilation naturelle, qui favorise davantage les sensations chaudes.

Ce modèle nous permet désormais d'étudier de multiples stratégies de ventilation, qu'elles soient naturelle, mécanique ou hybride, avec ou sans contrôle, dans divers configurations d'occupation (faiblement ou très fortement occupé) d'orientation ou encore différent climat, qui feront l'objet de travaux futurs.

Références bibliographiques

Abadie M. (2000). Contribution à l'étude de la pollution particulaire : rôle des parois, rôle de la ventilation. Thèse Université de La Rochelle, Ademe-Leptab, Septembre 2000.

Ademe (2011). Site internet de l'ADEME (consulté en 2011) : *http://www2.ademe.fr/servlet/getDoc?id=11433&m=3&cid=96*

Acous (2003). Arrêté du 25 avril 2003 relatif à la limitation du bruit dans les établissements d'enseignement.

A.F.E, (1998). Recommandations relatives à l'éclairage des locaux scolaires. Association Française de l'Eclairage.

Afshari A., Bergsoe N. C. (2005). Reducing energy consumption for ventilation in dwellings through demanded controlled ventilation. Proceedings: Indoor Air

Air Liquide (2009). Site internet (consulté en 2009): *http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?GasID=141&LanguageID=2&CountryID=19*

Akoua J.-J. (2004). Appréciation de l'efficacité de la ventilation pour l'étude de la qualité de l'air intérieur. Thèse de doctorat de génie civil soutenue le 24 octobre 2004, Université de La Rochelle – CSTB Marne-la-Vallée, 187 p.

Allard F. (2002). Natural ventilation in buildings. A design handbook.

Alloul Marmor L. (2002). Le réentraînement par écoulement d'air d'une Contamination particulaire déposée sur une surface ; application au cas d'un tas de poudre. Thèse de doctorat de l'Université de Paris XII, Avril 2002

Allard et al. (1998) Natural ventilation in buildings, James & James, London, 356 p.

Ambrosio Alfano FR, Bellia L, Boerstra A, van Dijken F, Ianniello E, lopardo G, Minichiello F, Romagnoni P, Gameiro da Silva MC (2010). Indoor environment and energy efficiency in schools. Part I Principles. Guidebook n°13 REHVA; p4-39

Annesi-Maesano I. (2005) Actes du colloque RSEIN/OQAI sur la « qualité de l'air dans les écoles », Ministère de l'écologie et du développement durable, 4 Juillet 2005 et Measurements of air pollutants in elementary schools in six cities of metropolitan France in the framework of the isaac study, UIAPPA Conference, London

A.N.S.I (2002). Acoustic performance criteria, design requierements, and guidelines for schools. ANSI standard 12.60-2002. Washington, D.C: American National Standard Institute.

Arrêté_HPEneuf (2007). Arrêté du 3 mai 2007 relatif au contenu et aux conditions d'attribution du label « haute performance énergétique », version du 16 mai 2007, JORF n°112 du 15/05/2007, p8909.

Arrêté_RT2005 (2006). Arrêté du 24 mai 2006 relatif aux caractéristiques thermiques des bâtiments nouveaux et des parties nouvelles de bâtiments (RT 2005), JORF n°121 du 25/05/2006, page 7747.

Arrêté_RT2012 (2010). Arrêté du 26 octobre 2010 relatif aux caractéristiques thermiques et aux exigences de performance énergétique des bâtiments nouveaux et des parties nouvelles de bâtiments (RT 2012), version consolidée au 28 octobre 2010, JORF n°0250 du 27/10/2010, page 19260.

ASHRAE 55. Thermal Environment Conditions for Human Occupancy. Standard 55. Atlanta: American Society of Heating. Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE 62.1 (2004). ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2004: Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, ASHRAE, Atlanta, USA.

ASHRAE (1997). ASHRAE Chapter 8 : Thermal Comfort. In: ASHRAE handbook of fundementals. SI Edition. Atlanta: ASHRAE, 1997, p. 8.1-8.28.

Auliciems (1983). Psycho-physiological criteria for global zones of building design. Proceeding of the ninth international society of biometeorology conference. Stuttgart-Hohenheim. Sept-Oct.

Austin B.S, Weir B.R, Anderson G.E, Greenfield S.M, Behar J.V (1992). Modeling the indoor environment. Environmental Science and Technology. Vol. 26, n°5, p 851-858

Auger M. (1995) Laboratory simulation of human bioeffluents sources using CO_2 as a tracer gaz. Energy Conservation in Buildings, vol n°1 p. 239-246.

Awbi H. (2003): Ventilation of buildings – second edition. New York.

Awbi H.B (2008). Ventilation systems - Design and performance. Taylor & francis; p62-105

Axley J.W (1988). Progress toward a general analytical method for predicting indoor air pollution in buildings. Indoor air quality modeling, phase III report. Gaithersburg (USA): U.S department of commerce, National bureau of standards.

Barbat M. (2000) Contribution au développement d'un contrôle optimal de la ventilation des les locaux de grandes dimensions. Thèse de doctorat, INSA de Lyon. 217 p.

Bakó-Biró, Z., Clements-Croome, D.J, Kochhar, N, Awbi, H.B , Williams, M.J. (2012) Ventilation rates in schools and pupils' performance. Building and environment. Volume 48, Issue 1, February 2012, Pages 215-223

Bejat T. (2007). Contribution expérimentale et numérique à l'étude du dépôt des particules fines dans les cavités ventilées. Thèse, Université de La Rochelle.

Beranek L.L (1960), Noise Reduction. New York : Mc Graw-Hill Book Company, 752 p.

Berger X. (1995) Thermal comfort, study and code. PASCOOL report. Athènes: University of Athens, 69p.

Blondeau P., Poupard O, Iordache V, Allard F., Ghiaus C., Genin D. (2002) : Etude de l'impact de la pollution atmosphérique sur l'exposition des enfants en milieu scolaire – Recherche des moyens de prédiction et de protection, rapport du programme PRIMEQUAL, Convention Ademe n°99.04.054, 155p

Blondeau P. (1996). Contribution à l'évaluation de la qualité globale des ambiances habitées - Rôle de la ventilation en période estivale, Thèse de Doctorat, Université de La Rochelle, décembre.

Blondeau P, Iordache V, Poupard O, Genin D & Allard F. (2005) Relationship between outdoor and indoor air quality in eight French schools. Indoor Air; 15(1), 2-12.

Bluyssen P.M, de Oliveira Fernandes E., Fanger P.O, Clausen G., Roulet C.A, Bernhard C.A and Valbjörn O. (1995). European audit project to optimise indoor air quality and energy consumption in office buildings, Final report. Contract JOU2-CT92-002, March, Delft, The Netherlands.

Bonnefoy X.R, Annesi-Maeson I., Aznar L.M, Braubachi M. (2004). Review of evidence on housing and health- Fourth ministerial conference on environment and health, Budapest, Hungary, 23-25 June.

Boulet S. (2009). Caractérisation du confort hygrothermique et acoustique dans les construictions à base de bois. Thèse, 262p.

Borcard D., Buttler A. (2001) cours d'écologie numérique de l'Université de NEUCHATEL (SUISSE).

Branis M. et al (2005): The effect of outdoor air and indoor human activity on mass concentrations of PM10, PM2.5, and PM1 in a classroom - Institute for Environmental Studies, Faculty of Science, Charles University in Prague - 22 January 2005.

Brohus (1996). Personal exposure in displacement ventilated rooms. Proceedings of Indoor Air 1999, p. 157-167

Brown WG et Solvason KR, (1962). Natural convection through rectangular openings in partition 1 – vertical partitions. Int. J. Heat Transfer, Vol 5, pp 859-868.

Building Bulletin 101 (2010). Ventilation of School Buildings – Regulations Standards Design Guidance.Version 1.4. 5th July 2006.

Busch J. (2010). Thermal responses to the Thai office environment. AHSRAE transactions, 1990, vol. 96, part 1, pp. 859-872.

Caciolo M. (2010). Analyse expérimentale et simulation de la ventilation naturelle mono-façade pour le rafraîchissement des immeubles de bureaux. Thèse de doctorat Paris Tech.

Cattell, RB. (1966). The scree test for the number of factors. Multivariate Behavioral Research, 1, 245-276.

CETIAT (2001). Ventilation performante dans les écoles. Guide de conception.

Chiang CM, Lai CM. (2008) Acoustical environment evaluation of Joint Classrooms for elementary schools in Taïwan. Building And Environment; 43: 1619-1632.

CIAT (1977) Acoustique et traitement du bruit. Culoz: CIAT, 77p.

Cohas M. (1994) Contribution à l'amélioration de la qualité de l'air intérieur des locaux d'habitation. Thèse de doctorat de l'Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, p.210.

Concannon P. (2002). Residential ventilation. AIVC Technical Note p 55-57.

Cohen, S., Glass, D. C., & Singer, J. E. (1972). Urban Stress. Academic Press New York

Cook GK (1990). Artificial lighting in classrooms-Results of a lighting survey. Building and Environment; 25 (4) : 329-331.

Cron, F, Inard, C, Belarbi, R. (2003). Numerical analysis of hybrid ventilation performance depending on climate characteristics, The International Journal of Ventilation Volume 1 - Special Edition.

CT (1984). Code du Travail - Décrets n°84-1093 et n°84-1094 du 7 décembre 1984. « Règles relatives à l'aération et à l'assainissement des locaux de travail ». J.O. du 8 décembre 1984

Daisey JM, Angell WJ, Apte MG. Indoor air quality, ventilation and health symptoms in schools: an analysis of existing information. Indoor Air 2003; 13: 53-64

Damian A. (2003) Modélisation zonale de la qualité de l'air à l'intérieur des bâtiments : application à l'évaluation de l'exposition des occupants. Thèse de doctorat, Université de La Rochelle (2003).

De Dear R. J. (1985) Validation of the predicted mean vote model of thermal comfort in six australian field studies. AHSRAE transactions, 1985, vol. 91, part 2, pp. 452468.

De Dear R.J., Brager G.S. (1998) Developping an adaptive model to thermal comfort and preference. ASHARE transactions, 1998, vol. 104, Part 1A, pp. 145-167.

De Dear R.J., Brager G.S. (2002) Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revisions to ASHRAE Standard 55. Energy and buildings, 2002, vol. 34, n° 6, pp. 549-561.

De Dear R.J., Brager G.S., Cooper D. (2003). Developing an Adaptive Model of Thermal Comfort and Preference. Disponible sur : *http://atmos.es.mq.edu.au/~rdedear/RP884_Final_Report.PDF*

Delsante, A.E, Vik T.A. (2002). *State of the Art report on Hybrid Ventilation*, IEA Annex 35 report, 135 p.

Depecker P et al (1989) Qualité thermique des ambiances. Cahiers pédagogiques Thermique et Architecture, AFME 66 p.

Derbez M., Ribéron J., Lethrosne M., Kirchner S. (2011**).** Impact of airing behavior on indoor air quality in schools and daycare centers**.** 12th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Austin, Texas, USA, 5-10 June.

Dijken F, Bronswijk JV, Sundell J (2006) Indoor Environment in Dutch primary schools and health of pupils. Building Reasearch and Information; 34(5): 437-446

Di Perna C, Mengaroni E, Fuselli L, Stazi A: (2011). "Ventilation strategies in school buildings for optimization of air quality, energy consumption and environmental comfort in mediterranean climates". The international journal of ventilation, 10, pp61-78.

Dols, W.S., Walton G.N., Denton, K.R (2000). ContamW 1.0 User Manual. NISTIR 6476, National Institute of Standards and Technology.

El Yamani M. (2006). Environnements et milieu. Pollution atmosphérique urbaine. AFFSET.

El Hijri J. (2009). Contribution à l'étude expérimentale et numérique de la remise en suspension des particules par l'activité humaine. Revue de Mécanique Appliquée et Théorique Vol 1, 1.3-11.

EN ISO 7730 (2007). 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. Bruxelles, 2007

EN 13779 (2007). Ventilation des bâtiments non résidentiels. Exigences de performances pour les systèmes de ventilation et de conditionnement d'air. Bruxelles, 2007.

EN 15251 (2007) 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. Bruxelles, 2007.

EN ISO 9972 (2004) : International Organization for Standardization, ISO/DIS 9972. Thermal performance of buildings – Determination of air permeability of buildings – Fan pressurization method. 2004.

EN 12464-1 (2002). Light and lighting - Lighting of work places – Part 1: Indoor work places. Brussels: European Committee for Standardisation.

EN 13829 (2001) : Performance Thermique des bâtiments – Détermination de la perméabilité à l'air des bâtiments. Méthode de pressurisation par ventilateur. Février 2001, p. 50-759

EN ISO 7726. Ergonomie des ambiances thermiques. Appareils de measures des grandeurs physiques. Bruxelles, 2002.

EN ISO 3382-2 (2008) Acoustics. Measurement of room acoustic parameters – Part 2: Reverberation time in ordinary rooms. Brussels: European Committee for Standardization.

EN ISO 717-1 (1996) Acoustics – Rating of sound insulation in buildings and of building elements – Part 1: Airborne sound insulation. Brussels: European Committee for Standardization.

EN ISO 10551 (2001) Ergonomics of the thermal environment – Assessment of the influence of the thermal environment using subjective judgement scales. Brussels: European Committee for Standardization.

Fanger PO (1988a) Air pollution sources in offices and assembly halls, quantified by the Olf unit. Energy and Buildings, n° 12. p7-19.

Fanger PO (1988b) Introduction of the Olf the decipol units to quantify air pollution percieved by humans indoors and outdoors. Energy and Buildings n° 12. p1-6

Fanger et al. (1983) Ventilation requirements for the control of body odour. In: Proceedings of the Second International Congress on Building Energy Management. Iowa: Ames (1983)

Fanger PO. Thermal Comfort. McGraw-Hill, New York 1972.

Fanger, P. O. (1970) Thermal comfort. Copenhagen, Denmark: Danish Technical Press 244 p.

Faustman EM, Silbernagel SM, Fenske RA, Burbacher TM, Ponce RA. Mechanisms underlying children's susceptibility to environmental toxicants. Environmental Health Perspectives 2000; 108 (1): 13–21.

Fenske J. D., Paulson S. E. (1999). Human breath emissions of VOCs, ISSN 1047-3289 J. Air & Waste Manage. Assoc. 49:594-598.

Feustel, H.E. and A. Rayner-Hooson (1990). COMIS Fundamentals. Lawrence Berkeley Laboratory, report LBL-28560.

Franchimon F., Dijken F., Pernot Corr.E.E, and Bronswijk J.E.M.H (2009). Air-exchange rate under debate. Proceedings of Healthy Buildings. Paper 521

Fromme H. et al, (2008): Chemical and morphological properties of particulate matter (PM_{10}, $PM_{2.5}$) in school classrooms and outdoor air. Atmospheric environment, 42-(27).

Frontczak M, Wargocki P. (2011). Literature survey on how different factors influence human comfort in indoor environments. Building and Environment; 46(4) :922-937.

Gagge A.P. (1986). A standard predictive index of human response to the thermal environment. ASHARE transactions, 1986, vol. 92, Part 2B, pp. 709-731

Gagge A.P (1973). Rational indices of man's thermal environment and their use with a 2-node model of his temperature regulation. Fed. Proc., 32, 1572-1982

GIEC (2007). GIEC, 4ième Rapport d'Évaluation sur les Changements Climatiques (RE-4), 17 novembre.

Haldi F. (2010). Towards a unified model of occupants' behaviour and comfort for building energy simulation. Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne; 5 Février 2010

Heiselberg P. (2002). Principle of Hybrid Ventilation, Aalborg University, Denmark 73 p

Heudorf U. et al. (2007): Particulate matter and carbon dioxide in classrooms – The impact of cleaning and ventilation

Holcomb LC, Pedelty JF. (1994) Comparison of employee upper respiratory absenteeism costs with costs associated with improved ventilation. ASHRAE Transactions;100(2):914-20.

Hoffmann J.B (1994). Ambiances climatisées et confort thermique. Les actes du COSTIC. 110 p

HQE (2011). Site internet de l'association HQE (consulté en 2011) : *http://assohqe.org/hqe/*

Humphreys M.A (1976). Fiel studies of thermal comfort compared and applied. Building Services Engineer. Vol.44, pp. 5-27

Hunt D. R. G. Predicting artificial lighting use - a method based upon observed patterns of behaviour. *Lighting research and technology* 12 (1980), pp 7–14.

JORF (1982). Arrêté du 24 mars 1982 (urbanisme et logement, énergie, santé) modifié par arrêté du 28 octobre 1983, Dispositions relatives à l'aération des logements. Journal Officiel de la République Française, 27 mars 1982.

Jokl MV, (2000) "Evaluation of indoor air quality using the decibel concept based on carbon dioxide and TVOC" in Building and Environment vol 35 no8. pp677-697

Kato (19996) Numerical analysis of contaminant distribution around a human body. Proceedings of Roomvent 1996 p. 129—136

Künzli N et al (2000). Public-health impact of outdoor and traffic-related air pollution: a European assessment. Lancet. 356(9232):795-801. September.

Kleinbaum D.G, Klein M., (2002). Logistic regression, A self-learning text, 2nd edition, Springer, New York.

Guo H. (2007): Impact of ventilation scenario on air exchange rates and on indoor particle number concentrations in an air-conditioned classroom.

Jennrich R.I. and Robinson S.M. (1969). A Newton-Raphson algorithm for maximum likelihood factor analysis. Psychometrika, 34(1), 111-123.

Jung O. (2009) Approche multicritère numérique et expérimentale de la ventilation et du rafraichissement d'un bâtiment multizone par contrôle de composants de façade. Thèse, 2009.

Kirchner S, Ramalho O, Riberon J. (2004). Energetic and health impact of air exchange rate in two elementary schools - Final report. Centre Scientifique et Technique du Bâtiment.

Kirchner S., Jédor B., Mandin C. (2006). Elaboration d'indices de la qualité de l'air intérieur : Phase 1 : Premiers Indices « Logement ». Observation de la Qualité de l'Air Intérieur, CSTB DDD-SB/2006-065, décembre.

Kirchner S., Arènes J.F., Cochet C., Derbez M., Duboudin C., Elias P., Grégoire A., Jédor B., Lucas J.P., Pasquier N., Pigneret M., Ramalho O. (2007**).** Etat de la qualité de l'air dans les logements français**.** Environnement, Risques & Santé, 6/4, juillet-août, p. 250-269

Koistinen K, Kotzias D, Kephalopoulos S et al. (2008). The INDEX project: executive summary of a European Union project on indoor air pollutants. Allergy, 63:810-819.

Knudsen V.O, Harris C.M (1957). Le projet acoustique en architecture. Dunod, 376 p.

Koffi J., (2009). Analyse multicritère des stratégies de ventilation en maisons individuelles. Thèse Université de La Rochelle, 224 p.

Leguen S. (2011). L'occupation dans les bâtiment-Application des méthodes existantes pour la prédiction des actions des occupants. Travail de Fin d'Etude ; Septembre.

Liddament M. (1996) A Guide to energy Efficient Ventilation. AIVC Guide, 254 p.

Litvak A. (2000) Etanchéité à l'air des constructions – Etat de l'art, recensement des pratiques. Rapport final de contrat n°99.04.009 entre le CETE de Lyon et l'ADEME, 108 p.

Limam K., Allard F., Daskalaki E. (1997). Natural ventilation research activities undertaken in the framework of pascool. Int.Jou.of Solar Energy Vol 19, pp 81-119.

Loi Grenelle 2 (2011). Loi n°2010-788 du 12 juillet 2010 portant engagement national pour l'environnement, version consolidée au 10 septembre 2011. JORF n°0160 du 13/07/2010, p12905.

Loi_POPE (2005). Loi n°2005-781 du 13 juillet 2005 de Programme fixant les Orientations de la Politique Énergétique (POPE), version consolidée au 01 juin 2011, JORF n°163 du 14/07/2005, page 11570.

Mansouri Y. (2003) Conception des enveloppes de bâtiments pour le renouvellement d'air par ventilation naturelle en climats tempérés - Proposition d'une méthodologie de conception. thèse Université de Nantes.

Mansson L.G. (1995). Evaluation and demonstration of domestic ventilation systems, state of the art, International Energy Agency Annex 27, p.136.

Mc Cartney K., Nicol F. Developping an adaptive control algorithm for Europe (2002). Energy and buildings, vol. 34, n° 6, pp 623-635.

Mercier D. (1987). Le livre des techniques du son. Tome 1. Paris : eyrolles, p359.

Messer M. (2008). Réglementation acoustique des bâtiments, 2008.

Molhave L. (1995) The use of the TVOC-Concept in sources characterisation and regulation of IAQ in Proceedings of the 2nd International Conference, indoor air quality, ventilation and energy Conversation in Buildings vol 1 Montreal, Quebec, p. 1-27

Moujalled (2007) Modélisation dynamique du confort thermique dans les bâtiments naturellement ventilé. Thèse de doctorat,INSA, Lyon

Moschandreas (1999) Moschandreas D. J., Sofuoglu S. C., The Indoor Air Pollution Index. Indoor Air 99, Edinburgh, Scotland, vol. 2, p. 261-266

Moschandreas DJ (1992) Odours in indoor non-industrial environments, in Proceedings of the 5th International Conference Jacques Cartier, Indoor air quality, ventilation and energy conservation in buildings, Montreal. P. 255-267

Mumovic D, Palmer J, Davies M. Winter indoor air quality. thermal comfort and acoustic performance of newly built secondary school in England. Building and Environment; 44(7): 1466-1477

Mundt E., Mathisen H.M,V. Nielsen P., Moser A. (2004). Ventilation effectiveness. Rehva guidebook n°2.

Musy, M (1999) Génération automatique de modèles zonaux pour l'étude du comportment thermo-aéraulique des bâtiments. Thèse de doctorat, Université de La Rochelle (1999).

NF EN ISO 3382 (2000) Acoustique - Mesurage de la durée de réverbération des salles en référence à d'autres paramètres acoustiques.

Norback D. (1995). Subjective indoor air quality in schools – the influence of high room temperature, carpeting, fleecy wall materials and volatile organic compounds, Indoor Air 1955, 5, 237-246.

Olesen B.W (1985). Local thermal discomfort. Brüel and Kjaer Tech. Rev., n°1.

OQAI (2011). Site internet (consulté en 2011): *http://www.oqai.fr*.

Orme M., Liddament M. W., Wilson A. (1998). Numerical data for air infiltration and natural ventilation calculations. Technical Note AIVC 44. Air Infiltration and Ventilation Centre, 1994. Reprinted and

updated in February 1998.

Page J. (2007). Simulating occupant presence and behavior in buildings. Thèse de doctorat : Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Suisse, 2007, 134 p.

Parine (1994). The use of odour in setting ventilation rates. Indoor Environment.

Parsons K. (2003). Human thermal environment. Edition. London: Taylor & Francis, 527 p.

Peigné P. (2012). Étude d'un système combiné de ventilation et de chauffage au bois dans les bâtiments à basse consommation d'énergie. Thèse. Université de La Rochelle.

Persily AK. (1997) Evaluating building IAQ and ventilation with indoor carbon dioxide. ASHRAE Transactions; 103(2) 1-12.

Pigg S. , M. Eilers, et J. Reed. (1996).Behavioural aspects of lighting and occupancy sensors in private offices: a case study of a university office building. *In ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings*, volume 8, pages 161_171,

Plan_Climat (2011). Plan Climat de la France 2004-2012 : mise en oeuvre du Grenelle Environnement. (site internet consulté en 2011) : *www.developpement-durable.gouv.fr/Plan-climat-de-la-France*

PNSE2 (2011). Site internet du Ministère de l'écologie, du développement durable, du transport et du logement (consulté en 2011) : *http://www.developpement-durable.gouv.fr/*

Reinhart C. Lightswitch, (2002): a model for manual and automated control of electric lighting and blinds. *Solar Energy* 77, 15–28.

Ribéron J. (1991). Guide méthodologique pour la mesure de la perméabilité à l'air des enveloppes de bâtiments. Cahiers du CSTB, livraison 319, mai.

Ribéron J. (2008) Etat de la ventilation dans les logements français. CSTB Division Santé, rapport final.

Roulet C.A (2008). Santé et qualité de l'environnement intérieur dans les bâtiments.

RSDT (1978). Réglement Sanitaire Départmental Type, Circulaire du 9 Août 1978 relative à la révision du règlement sanitaire départemental type, J.O du 13 Septembre 1978.

Russel (2005). Review of Residential Ventilation Technologies. Lawrence Berkeley National Laboratory, LBNL 57730, august.

Rutman E. (2000). Contribution à l'évaluation de la qualité des ambiances intérieures climatisées. Thèse de doctorat à l'Université de La Rochelle

RT 2005 (2006). Arrêté du 24 mai 2006 relatif aux caractéristiques thermiques des bâtiments nouveaux et des parties nouvelles de bâtiments (RT 2005), JO 25/05/2006; p 7747.

San Souci S. (2003). Situation actuelle des salles de classe en terme de qualité acoustique- établissement primaire, secondaire et universitaire.

Santamouris M, Synnefa A, Assimakopoulos M, Livada I, Pavlou K, Papaglastra M, Gaitani N, Kolokotsa D, Assimakopoulos V (2008). Experimental investigation of the air flow and indoor carbon dioxide concentration in classrooms with intermittent natural ventilation. Energy and Buildings; 40(10):1833-1843.

Seppänen OA, Fisk WJ, Mendell MJ. (1999). Association of ventilation rates and CO_2 concentrations with health and other responses in commercial and institutional buildings. Indoor Air; 9, 226-252.

Seppänen OA, Fisk WJ. (2002) Association of ventilation system types with SBS symptoms in office workers. Indoor Air; 12(2). 98-112.

Seem J.E. (1987). Modeling of Heat in Buildings. Ph. D. thesis, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin Madison.

Shaw BH (1977). The calculation of air infiltration rates caused by wind and stack action for tall buildings. ASHRAE Transactions.

Sherman (1980) Air infiltration in buildings. Lawrence Berkeley Laboratory, LBL - 10712

SI (1980). Réglementation Incendie relative aux ERP - Règlement du 25 juin.

Sidler O. (2011). Les grands enjeux de l'énergie au XXIème siècle. (site internet consulté en 2011) : *http://www.enertech.fr*

Stephenson D.G. and Mitalas G.P (1971). Calculation of Heat Conduction Transfer Functions for Multi-Layer Slabs. ASHRAE Annual Meeting, Washington, D.C., August 22-25, 1971.

Thellier F. (1999) L'homme et son environnement thermique – Modélisation. Toulouse: Université de Paul Sabatier de Toulouse, 65 p.

Tippayawong N., Khuntong P., Nitatwichit C., Khunatorn Y, Tantakitti C. (2007), Indoor/outdoor relationships of size-resolved particle concentrations in naturally ventilated school environments.

Trombetta Zannin PH, Zanardo Zwirtes DP (2008). Evaluation of the acoustic performance of classrooms in public schools. Applied acoustics; 70:626-635

Turner W, Bearg D. Determining delivered quantities of outside air: CO_2 tracer gas or both? (1989) In: Proceedings of the ASHRAE/SOEH Conference IAQ 89. 'The Human Equation: Health and Comfort'. April 17–20, San Diego, California,.

Wachenfeldt BJ, Mysen M, Schild PG. (2007) Air flow rates and energy saving potential in schools with demand-controlled displacement ventilation. Energy and Building; 39(10): 1073-1079.

Ward J.H. (1963). Hierarchical grouping to optimize an objective function. Journal of the American Statistical Association, 58, 238-244.

Wargocki P, Wyon DP (2007). The effects of moderately raised classroom temperatures and classroom ventilation rate on the performance of schoolwork by children. *HVAC&R Research*, 13(2), 193-220.

Warren (1980) The relationship of tracer gas and pressurization techniques in dwellings. AIC Conference – Instrumentation and Measuring Techniques, Windsor, UK.

Weber D.D, Kearney R.J. (1980). *Natural Convective Heat Transfer Through an Aperture in Passive Solar Heated Buildings*, 5th National Passive Solar Conference, pp. 1037-1041.

Wheelwrights S.C, Makridakis S. (1974). Choix et valeur des méthodes de prévision, Editions d'Organisation, paris.

WHO (2010), WHO guidelines for indoor air quality: selected pollutants, World Health Organization, Regional Office for Europe. xxv + 454 p. http://www.euro.who.int/__data/assets/pdf_file/0009/128169/e94535.pdf

WHO (2009). Dampness and mould. WHO Guidelines for Indoor Air Quality, WHO Regional office for Europe, Copenhagen, xvi+228 pp. ISBN 798 92 890 4168 3. http://www.euro.who.int/document/E92645.pdf

WHO (2006). Air quality guidelines for particulate matter, ozone, nitrogen dioxide and sulfur dioxide - Global update 2005 - Summary of risk assessment. World Health Organization.

WHO (2001). Noise in schools. Whorld Health Organisation, regional office for Europe, pamphlet n°38, D. François, M. Vallet. WHO.

Wilson D.J (1990). Model development for EXPOSURE-1 and SHELTER-1: Toxic load and adverse biological effects for outdoor, indoor and evacuation exposures in dispersing toxic gas plumes. Edmonton (Canada): university of Alberta, Department of Mechanical Engineering, 55p. Report n°73.

Winterbottom M, Wilkins A. (2009). Lighting and discomfort in the classroom. Journal of Environmental Psychology. 29: 63-75

Lechner, Th. (1992), " Mathematical and physical fundamentals of the Transfer function method (in german), Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, April.

ZedFactory [2011]. Site internet (consulté en 2011): *www.zedfactory.com*

Annexes

Annexe 1.1: Indices de qualité de l'air

- ✓ Approche sanitaire : exposition à un mélange de polluants

    - o Additivité des effets :

[Molhave, 1995] a suggéré d'utiliser un indice (I_{QAI}) pour traduire l'exposition à un mélange de polluants. Soit C_i (en mg.m^{-3}), la concentration de chaque polluant *i* du mélange de polluants et C_{lim} (en mg.m^{-3}) sa limite d'exposition sanitaire autorisée, tel que :

$$I_{QAI} = \sum_i \frac{C_i}{C_{lim,i}}$$

L'exposition au mélange est considérée comme non-dangereuse si $I_{QAI} < 1$, autrement dit lorsqu'aucune concentration en polluant n'a dépassé sa valeur limite. Cet indice est notamment applicable pour les composés d'une même famille, ayant les mêmes effets sur l'être humain, comme les COV. Son utilisation est contestable pour caractériser le danger que présente une ambiance composée de plusieurs polluants puisqu'il ne tient pas compte de leurs interactions, dont les effets peuvent être supérieurs à l'addition des effets individuels.

    - o Compensation des effets :

D'autres indices ont également été mis au point, comme le I_{LHVP} par le Laboratoire d'Hygiène de la Ville de Paris (L.H.V.P), qui est un indicateur ponctuel (simple) de qualité de l'air introduisant la possibilité de compensation des effets de chaque polluant. Il est calculé à partir des valeurs seuils et des concentrations ponctuelles de CO et CO_2 en ppm, ainsi que du dénombrement total bactérien (DTB en parties donnant naissance à colonie par m^3) :

$$I_{LHVP} = \frac{C_{CO}}{5} + \frac{C_{CO_2}}{1000} + \frac{DTB}{1000}$$

Si $I_{LHVP} < 3$, cela traduit une bonne performance du système de ventilation par rapport aux polluants. En revanche, si $I_{LHVP} > 3$ cela signifie que celui-ci est mal adapté. Selon les auteurs, les valeurs de référence des polluants gazeux, correspondant ici respectivement aux seuils de perception de la fumée de tabac et de confinement des locaux, peuvent être choisies suivant les besoins du site étudié et la sensibilité de la population. L'utilisation de l'indice I_{LHVP} se révèle difficilement acceptable si elle ne s'accompagne pas d'une analyse de l'exposition individuelle. En effet, la qualité de l'air peut être jugée satisfaisante tandis qu'une ou plusieurs valeurs limites ont été dépassé.

    - o Aucune interactivité entre les effets :

L'indice de qualité de l'air I_{CLIM} utilisé dans le logiciel CLIM2000 et élaboré par Electricité de France (EDF), relie les concentrations moyennes pondérées (mg.m^{-3}) de CO_2, CO, NO_2 et HCHO avec leurs

Valeurs à Risques Limités (VRL) :

$$I_{\text{CLIM2000}} = \frac{1}{4}\left(\frac{[CO_2]_{moy}}{4500} + \frac{[CO]_{moy}}{30} + \frac{[NO_2]_{moy}}{0{,}4} + \frac{[HCHO]_{moy}}{0{,}06}\right)$$

Dans le cas où une VRL est dépassée, cet indice permet d'éviter les compensations puisqu'il prend la valeur suivante :

$$I_{\text{CLIM2000}} = \max_{\text{i}}\left(\frac{[C_j]_{moy}}{VRL_i}\right)$$

La qualité de l'air est interprétée comme suit :

- $I_{CLIM2000} < 1$: l'air est jugé comme étant de bonne qualité, les VRL n'étant pas atteintes en moyenne,
- $1 < I_{CLIM2000} < 2$: l'air est considéré comme étant pollué, les VRL sont en moyenne atteintes voire dépassées
- $I_{CLIM2000} > 2$: l'air est considéré comme étant dangereux, les concentrations dépassent en moyenne le double des VRL

Un autre indice utilisé dans le logiciel BILGA est construit à partir des concentrations moyennes pondérées par le temps et des VRI et VRL (en $mg.m^{-3}$) de chacun des polluants *p* présents dans le milieu étudié [Cohas, 1994]. Pour un local *i*, à l'instant *t* :

- si $[C_p] \leq \text{VRL}_\text{p}$ $\quad I_{\text{QAI}}(p,t,i) = \frac{[C_p]-VRL_p}{VRL_p}$
- si $[C_p] \geq \text{VRL}_\text{p}$ $\quad I_{\text{QAI}}(p,t,i) = \frac{[C_p]-VRL_p}{VRI_p-VRL_p}$

$$I_{\text{BILGA}} = \max\left(I_{\text{QAI}}(p,t,i)\right)$$

Cet indicateur fait état d'un risque sanitaire si une VRL est dépassée et a l'avantage de pouvoir préciser le degré de qualité sanitaire de l'air, si aucune de ces VRL n'est dépassée :

- si $I_{BILGA} \leq 0$, la qualité de l'ambiance est bonne
- si $I_{BILGA} = 0$, le risque sanitaire est insignifiant
- si $0 \leq I_{BILGA} \leq 1$, le risque est limité
- si $I_{BILGA} \geq 1$, le risque est inacceptable

Pour qualifier une ambiance, les indices multigaz $I_{CLIM2000}$ et I_{BILGA} qui n'abordent pas le problème des effets sanitaires combinés, ne peuvent pas être considérés comme de réels évaluateurs de la QAI au sens défini par Molhave à travers l'indice I_{QAI}. Ce dernier paraît être l'indice le plus restrictif, du fait que la qualité de l'air n'est considérée bonne que lorsque tous les polluants ont des concentrations inférieures à leurs seuils respectifs.

- L'indice IAPI

L'indice IAPI *(Indoor Air Pollution Index)* a été élaboré par [Moschandreas et al, 1999] en se basant sur huit polluants gazeux, particulaires et biologiques de l'air intérieur regroupés en différentes

familles, donnant à l'indice la structure arborescente illustrée par la Figure A.1.

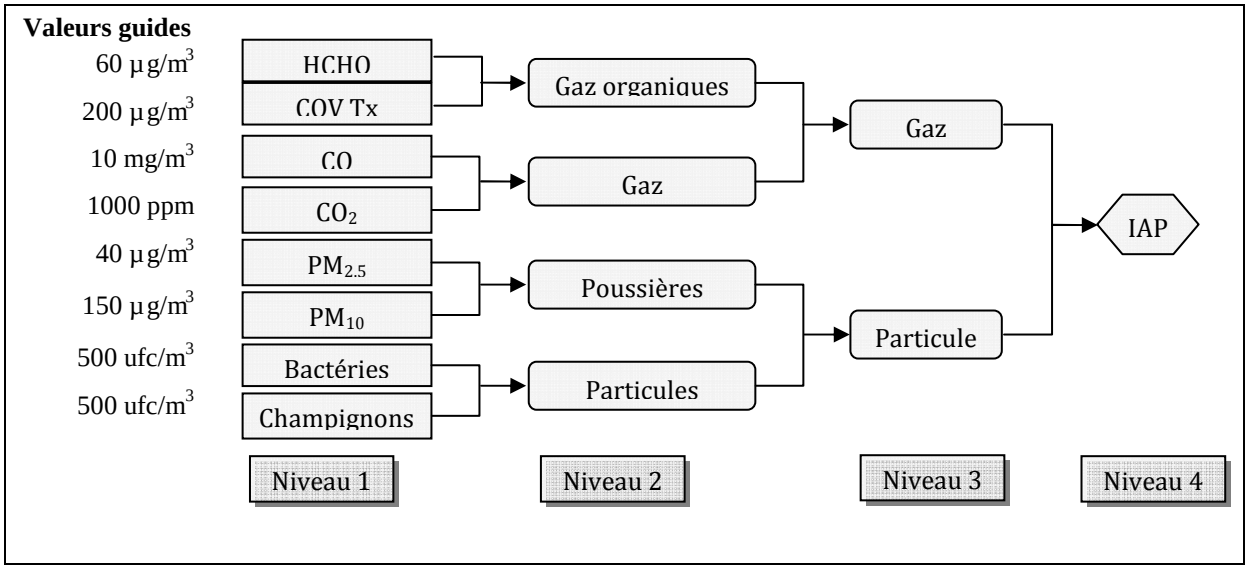


Figure A.1 : Structure arborescence de l'indice IAPI et valeurs guides issues de plusieurs références internationales [Kirchner, 2006].

La formulation de cet indice pour $C^{obs} \leq C^{max}$ et $C^{min} \leq C^{obs} \leq C^{dmc}$ est donnée par l'expression:

$$IAPI = \frac{1}{I}\sum_{i=1}^{I}\frac{1}{J}\sum_{j=1}^{J}\frac{1}{K}\sum_{k=1}^{K} 10.\left[1 - \frac{C_{ijk}^{max} - C_{ijk}^{obs}}{C_{ijk}^{max} - C_{ijk}^{min}}.\frac{C_{ijk}^{dmc} - C_{ijk}^{obs}}{C_{ijk}^{dmc}}\right]$$

La validité de l'indice est soumise à des contraintes relatives aux conditions limites :

- si $C^{obs} < C^{min}$, alors $C^{obs} = C^{min}$;

- si $C^{dmc} \leq C^{obs} \leq C^{max}$, alors $C^{obs} = C^{dmc}$;

- si $C^{obs} > C^{max}$, alors $C^{obs} = C^{max}$ et $C^{obs} = C^{dmc}$.

Avec :
I nombre de groupes au niveau 3 (ici I=2) [-]
J nombre de groupes du niveau 2 dans chaque groupe du niveau 3 (ici J=2) [-]
K nombre de polluants (niveau 1) dans chaque groupe du niveau 2 (ici K=2) [-]
C^{max} concentrations maximales issues de l'étude BASE (Building Assessment Survey Evaluation) [kg/m^3]
C^{min} concentrations minimales issues de l'étude BASE [kg/m^3]
C^{obs} concentration mesurées dans le bâtiment [kg/m^3]
C^{dmc} concentrations limites, valeurs guides ou standards [kg/m^3]
C_{ijk} concentrations du polluant k du groupe j du niveau 2, inclus dans le groupe i du niveau 3 [kg/m^3]

Cet indicateur, qui varie de 0 (très faible pollution) à 10 (pollution maximale), permet d'identifier les principaux polluants responsables d'une mauvaise QAI grâce à la décomposition en sous-indices. Il est cependant lié à l'échantillon de bureau à partir duquel il a été construit car il intègre les concentrations maximales et minimales (C_{max}, C_{min}) de celui-ci. Sa validité dans le cas des écoles n'a pas été testée.

- ✓ Approche olfactive
  - o Olf et décipol

Pour s'affranchir du problème de l'identification des espèces chimiques odorantes et de l'interprétation de leurs concentrations, [Fanger, 1988] a introduit l'unité Olf pour quantifier l'intensité d'une source de pollution olfactive et l'unité Décipol pour traduire la perception de l'odeur par les usagers du bâtiment.

L'unité Olf est définie comme la pollution de l'air produite par un adulte moyen travaillant dans le secteur tertiaire, sédentaire, en situation d'équilibre thermique et ayant une hygiène type équivalent à 0,7 bain par jour. Fanger ne se limite cependant pas à l'analyse de la gêne olfactive liée à la présence humaine, et suppose que toute source odorante peut être quantifiée par rapport à cette référence. Il propose également des valeurs en Olf pour caractériser l'émission des matériaux de construction et calculer ainsi la charge olfactive totale d'une ambiance intérieure (Figure A. **2** : Equivalence entre une source de pollution et la pollution produite par une personne [Fanger; 1988]Figure A. 2).

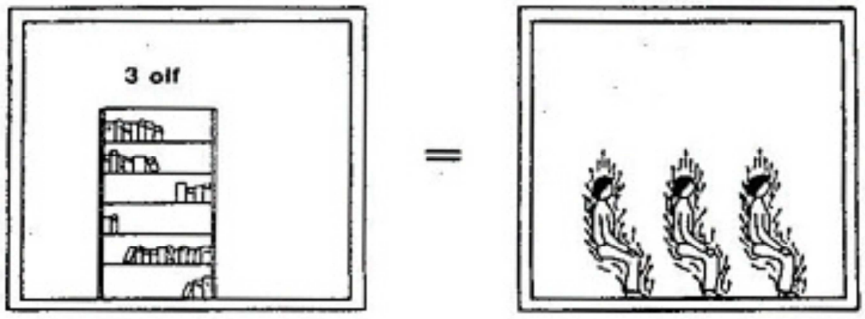


Figure A. 2 : Equivalence entre une source de pollution et la pollution produite par une personne [Fanger; 1988]

L'unité Décipol est la pollution de l'air perçue dans un espace ayant une source polluante d'1 Olf, ventilé par un débit d'air neuf non pollué de 10 L/s en supposant des conditions de régimes stables et un mélange homogène. 1 Décipol correspond donc à 0,1 Olf.s/L. En référence aux travaux de Fanger sur le confort thermique, le Décipol est l'analogue du PMV pour le confort olfactif.

A l'aide d'un panel de 168 juges en présence de bio-effluents de 1000 sujets, il a établi une corrélation entre cette sensation *s* (en L/s olf) et le nombre de personnes insatisfaites *PD* (en %), selon la relation suivante :

$$PD = 395.\exp(-3{,}25)\,.\,s^{-0{,}25} \qquad \text{si } s \leq 31{,}3 \text{ décipol}$$

$$PD = 100 \qquad \text{si } s > 31{,}3 \text{ décipol}$$

Cette corrélation peut également s'exprimer à partir du taux de ventilation dans un local pollué de 1 Olf (Figure A. 3).

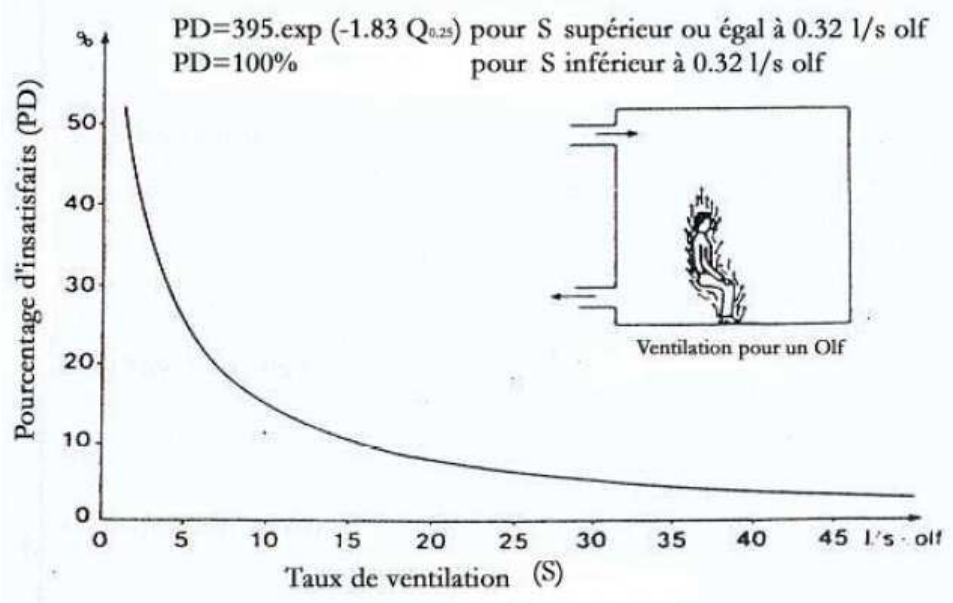


Figure A. 3 : Pourcentage de personnes insatisfaites en fonction des taux de ventilation (1 Décipol correspond à 10l/Olf.s) et de la pollution

Le modèle proposé par Fanger permet de réguler le taux de renouvellement d'air en fonction de la pollution et l'activité dans le logement, dans le but de réduire les déperditions dues au renouvellement d'air. Il est ainsi possible de prédire le débit volumique de ventilation nécessaire au maintien d'une pollution donnée à l'intérieur par l'équation suivante:

$$Q = 10.\frac{G}{s_i - s_0}.\frac{1}{\varepsilon_v}$$

Avec

Q débit volumique de ventilation	[L/s]
G intensité de la source de pollution	[olf]
s_i qualité de l'air perçue ou désirée	[decipol]
s_0 qualité perçue de l'air extérieur	[decipol]
ε_v efficacité de la ventilation	[-]

Cependant, [Barbat, 2000] s'est rendu compte que cette méthode implique des débits très importants entraînant des déperditions énergétiques considérables et non-totalement justifiées.

Le modèle de Fanger a été présenté dans de nombreux ouvrages mais a subi un refus à son intégration dans la norme européenne sur la qualité des ambiances intérieures [EN 15251, 2007]. La théorie de Fanger présente en effet quelques inconvénients qui ont été analysé notamment par [Parine, 1994]. On notera que la *méthode olf-décipol* ne permet pas de faire d'études en régime dynamique, puisque les taux d'émission de chaque source sont définis constants (alors que l'émission odorante des matériaux de construction s'estompe avec le temps). De plus, elle considère une relation linéaire entre la charge olfactive de l'ambiance et la perception de l'odeur, ce qui est contraire à la loi de Steven. Enfin, cette méthode suppose l'indépendance de la perception par rapport aux différentes odeurs, ce qui paraît improbable.

- decicarbdiox (dCd) et decitvoc (dTv)

Deux nouvelles unités ont été proposées par [Jokl, 2000] pour évaluer la qualité de l'air, en

considérant que tous les mécanismes de perception sensorielle de l'être humain sont régis par les mêmes lois. Jokl a donc repris la relation logarithmique définissant le niveau de pression acoustique, pour l'adapter à la perception des odeurs en intensité, ce qui semble approprié d'après la Figure A. 4.

Les critères utilisés sont le dioxyde de carbone, dont la production est proportionnelle au métabolisme humain, et les composés organiques volatiles, émis par de nombreuses sources propres au bâtiment. Leurs larges gammes en concentration permettent cette approche logarithmique.

Ainsi, d'après l'échelle psycho-physique de Yaglou (Figure A. 5), la plus faible odeur détectable par les capteurs humains est égale à 1 et correspond au pourcentage de non-satisfaction le plus bas à savoir 5,8%. Elle est équivalente à une concentration seuil de 485 ppm, soit 0db (odor CO_2) et donc 0 dCd pour le CO_2 et 50 µg.m^{-3}, soit 0db (odor TVOC) et donc 0 dTv pour les TVOC.

Les limites supérieures sont déterminées à partir des concentrations auxquelles commencent la toxicité du composé, à savoir 15000 ppm (d'après the Health and Safety Executive HSE, Great Britain), soit 134 dCd pour le CO_2 et 25000 µg.m^{-3} [Molhave, 1995], soit 135 dTv pour les TVOC.

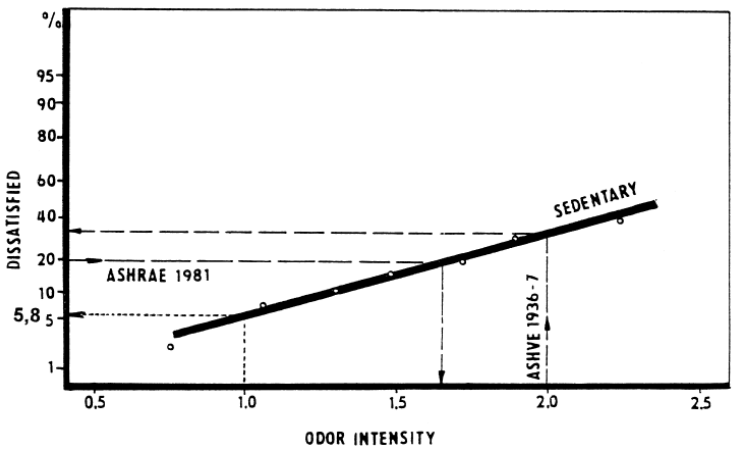


Figure A. 4 : Relation entre l'intensité de l'odeur (Echelle psycho-physique de Yaglou) et le pourcentage de sujets sédentaires non satisfait pendant une activité légère (avec interdiction de fumer) [Fanger et al., 1983]

D'après Jokl, il est supposé, pour les personnes dites « adaptée » et « non-adaptée » que les niveaux optimum d'odeur sont obtenus lorsque le PD est inférieur à 20% (10% pour les asthmatiques) et que les niveaux sont admissibles au-delà de 30% (20% pour les asthmatiques) de non-satisfaits.

Les équations régissant les niveaux d'odeur sont formulées de la manière suivante :

$$L_{\mathrm{odor}(CO_2)} = 90.\log\frac{C_{CO_2}\,[\mathrm{ppm}]}{485} \quad [\mathrm{dCd}] \qquad \text{ou} \quad L_{\mathrm{odor}(CO_2)} = 90.\log\frac{C_{CO_2}\,[\mu\mathrm{g.m^{-3}}]}{875} \quad [\mathrm{dCd}]$$

$$L_{\mathrm{odor(TVOC)}} = 50.\log\frac{C_{TVOC}\,[\mu\mathrm{g.m^{-3}}]}{50} \quad [\mathrm{dCd}]$$

L'échelle d'intensité olfactive de ces nouvelles unités *decicarbdiox* et *decitvoc* couvrent donc le même domaine que l'échelle acoustique en dB et la valeur olfactive optimale qui est de 30dB (odor) correspond à *l'ISO Noise Rating Acceptable Value NR 30* de la littérature. Il est également possible d'estimer quel composant, CO_2 ou TVOC joue le rôle prépondérant dans la Contamination de l'air.

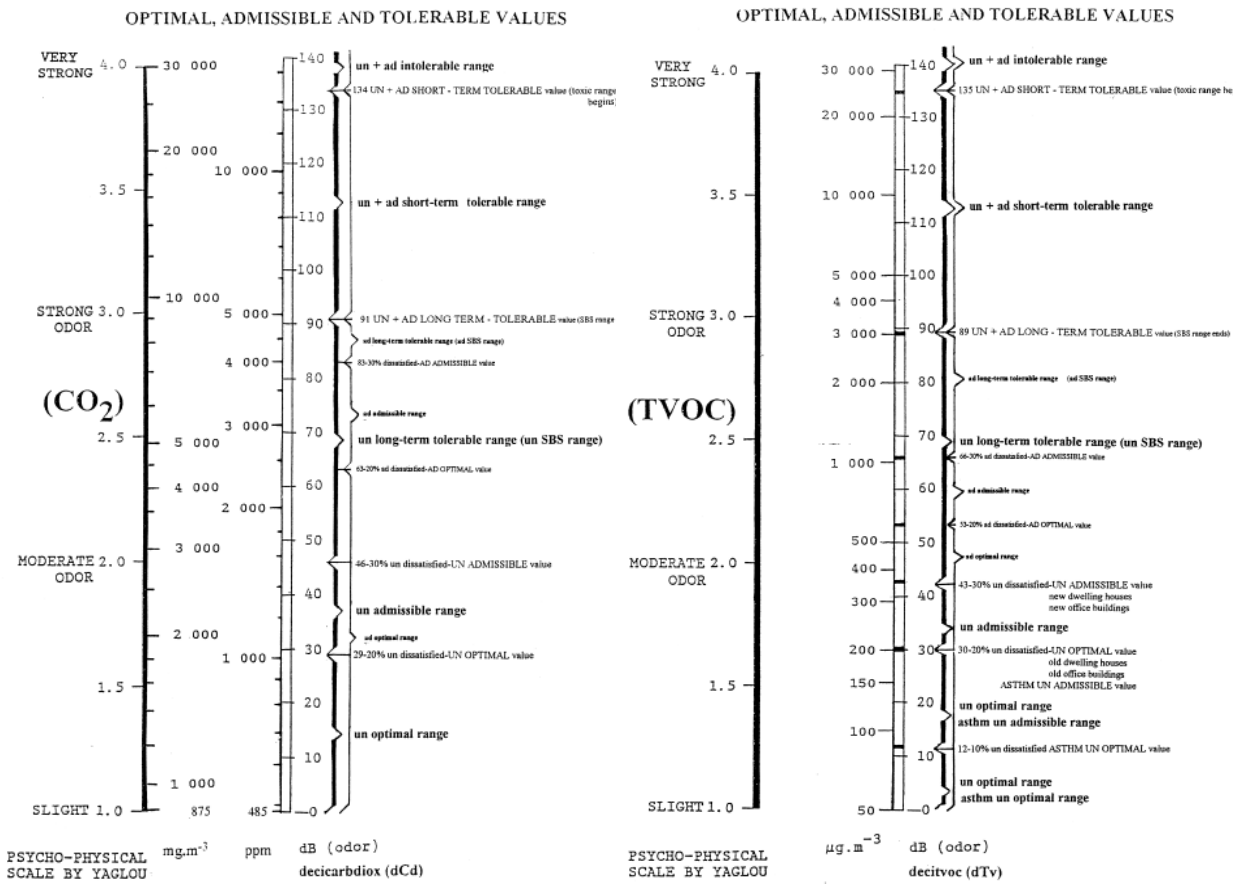
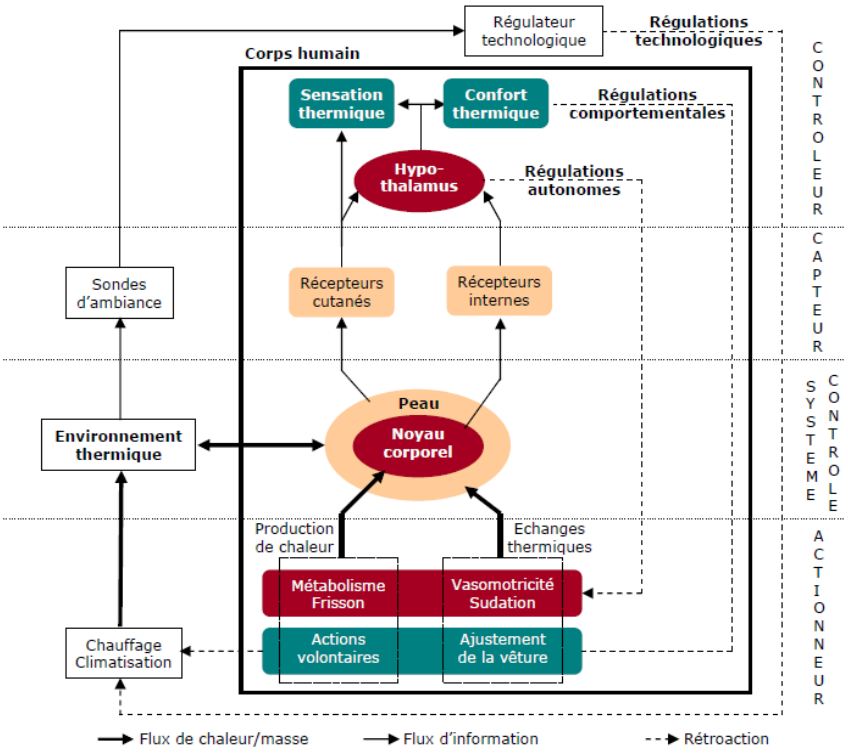


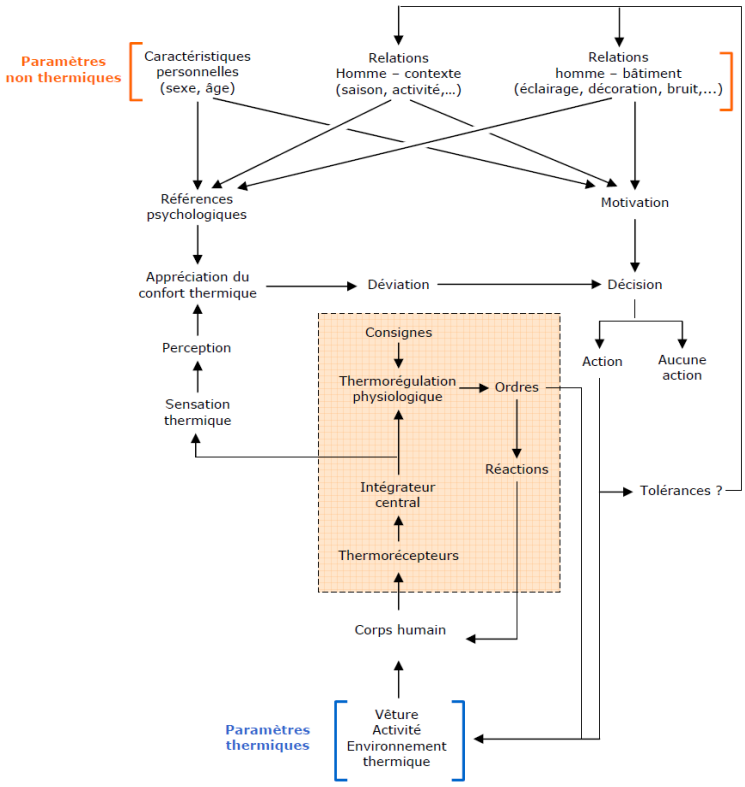
Figure A. 5 : Les limites proposes en CO_2 et COVT: valeurs optimales, admissibles et tolerables sur l'échelle Psycho-Physique de Yagloo, légèrement modifiée parFanger (ad = adapted persons; asthm. = asthmatic persons; un = unadapted persons) [Jokl, 2000]

Annexe 1.2: Confort thermique

✓ Principe de la thermorégulation végétative, comportementale et technologique [Moujalled, 2007]



✓ Relation globale entre une personne et son environnement [Berger 1995]



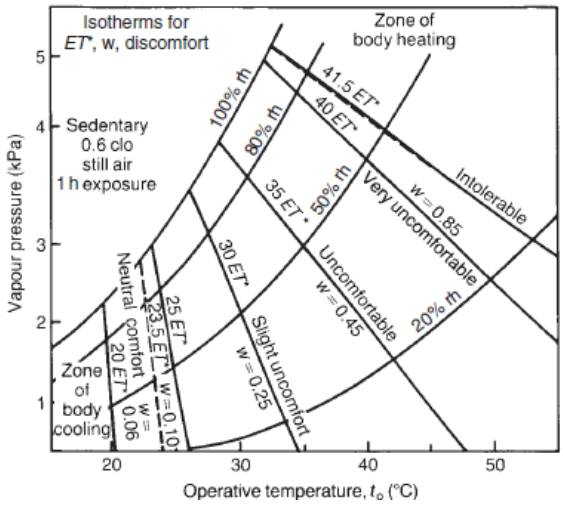
✓ Valeurs d'isolement thermique de pièces de vêtement et variation de la température opérative optimale associée [ISO EN 7730, 2007]

Vêtement	I_{clu} clo	I_{clu} m²·K/W	Variation de la température opérative optimale °C
Sous-vêtements			
Slip	0,03	0,005	0,2
Caleçon long	0,10	0,016	0,6
Maillot de corps	0,04	0,006	0,3
T-shirt	0,09	0,014	0,6
Chemise à manches longues	0,12	0,019	0,8
Slip et soutien-gorge	0,03	0,005	0,2
Chemises/Corsages			
Manches courtes	0,15	0,023	0,9
Légères, manches longues	0,20	0,031	1,3
Normales, manches longues	0,25	0,039	1,6
Flanelle, manches longues	0,30	0,047	1,9
Corsage léger, manches longues	0,15	0,023	0,9
Pantalons			
Short	0,06	0,009	0,4
Léger	0,20	0,031	1,3
Normal	0,25	0,039	1,6
Flanelle	0,28	0,043	1,7
Robes/Jupes			
Jupe légère (été)	0,15	0,023	0,9
Jupe épaisse (hiver)	0,25	0,039	1,6
Robe légère, manches courtes	0,20	0,031	1,3
Robe d'hiver, manches longues	0,40	0,062	2,5
Combinaison	0,55	0,085	3,4
Tricots			
Gilet sans manche	0,12	0,019	0,8
Tricot léger	0,20	0,031	1,3
Tricot moyen	0,28	0,043	1,7
Tricot épais	0,35	0,054	2,2
Vestes			
Veste légère d'été	0,25	0,039	1,6
Veste	0,35	0,054	2,2
Blouse	0,30	0,047	1,9
À haut pouvoir isolant, fourrure synthétique			
Combinaison	0,90	0,140	5,6
Pantalon	0,35	0,054	2,2
Veste	0,40	0,062	2,5
Gilet	0,20	0,031	1,3
Vêtements d'extérieur			
Manteau	0,60	0,093	3,7
Veste en duvet	0,55	0,085	3,4
Parka	0,70	0,109	4,3
Salopette en fourrure synthétique	0,55	0,085	3,4
Divers			
Chaussettes	0,02	0,003	0,1
Socquettes épaisses	0,05	0,008	0,3
Chaussettes épaisses	0,10	0,016	0,6
Bas nylon	0,03	0,005	0,2
Chaussures (semelles fines)	0,02	0,003	0,1
Chaussures (semelles épaisses)	0,04	0,006	0,3
Bottes	0,10	0,016	0,6
Gants	0,05	0,008	0,3

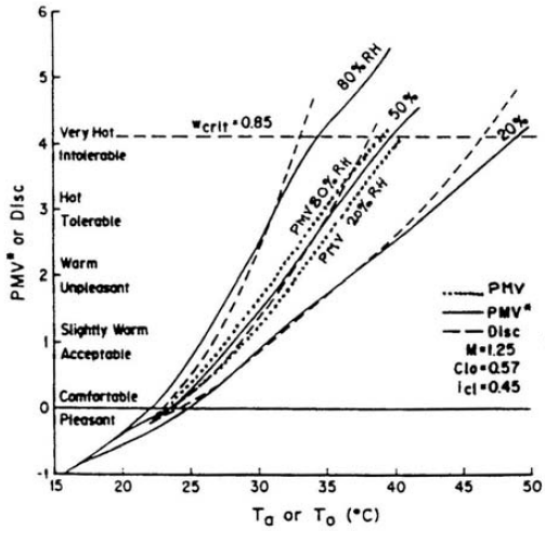
✓ Métabolisme énergétique en fonction du types d'activité [EN ISO 7730, 2007]

Activité	Métabolisme énergétique	
	W/m²	met
Repos, couché	46	0,8
Repos, assis	58	1,0
Activité sédentaire (bureau, domicile, école, laboratoire)	70	1,2
Activité légère, debout (achats, laboratoire, industrie légère)	93	1,6
Activité moyenne, debout (vendeur, travail ménager, travail sur machine)	116	2,0
Marche à plat:		
2 km/h	110	1,9
3 km/h	140	2,4
4 km/h	165	2,8
5 km/h	200	3,4

✓ Evaluation des niveaux de confort atteint selon ET* [Awbi, 2003]



✓ Différences de sensibilité entre l'indice PMV* et PMV à l'hygrométrie en conditions chaudes [Gagge, 1986]



Annexe 1.3 : Confort acoustique

✓ Courbes de niveau

Les courbes de niveaux sont liées à une analyse spectrale du bruit étudié. Leur utilisation s'effectue toujours en deux étapes :

- tracer le spectre de niveau de pression acoustique par bande d'octave dans le diagramme
- noter la courbe d'évaluation qui se trouve immédiatement au-dessus de la courbe du spectre par octave. La courbe donnée pour indice ne coupe jamais la courbe du spectre mais elle peut lui être égale en certains points.

o *Réseaux de courbes NC (« Noise Criterion ») et NR (« Noise Rating »)*

Ces courbes, introduites par [Beranek, 1960], permettent de tenir compte de la sensibilité de l'oreille ainsi que des notions subjectives liées au bruit. L'auteur définit ainsi le réseau connu sous le nom de courbes NC pour les anciennes bandes d'octaves [20 Hz, 4800 Hz]. En 1971, Beranek proposa un nouveau réseau (Figure A. 6. a) PNC (*« Prefered Noise Criteria »*) pour les nouvelles bandes d'octaves [63 Hz à 8000 Hz].

À la suite des travaux de Beranek, Kosten et Van Os, cités par [CIAT, 1977] ont développé un autre réseau, appelé *Noise Rating Curves* NR (Figure A. 6 .b). Alors que les courbes NC ont été définies de manière empirique, le réseau NR est le résultat d'un calcul numérique.

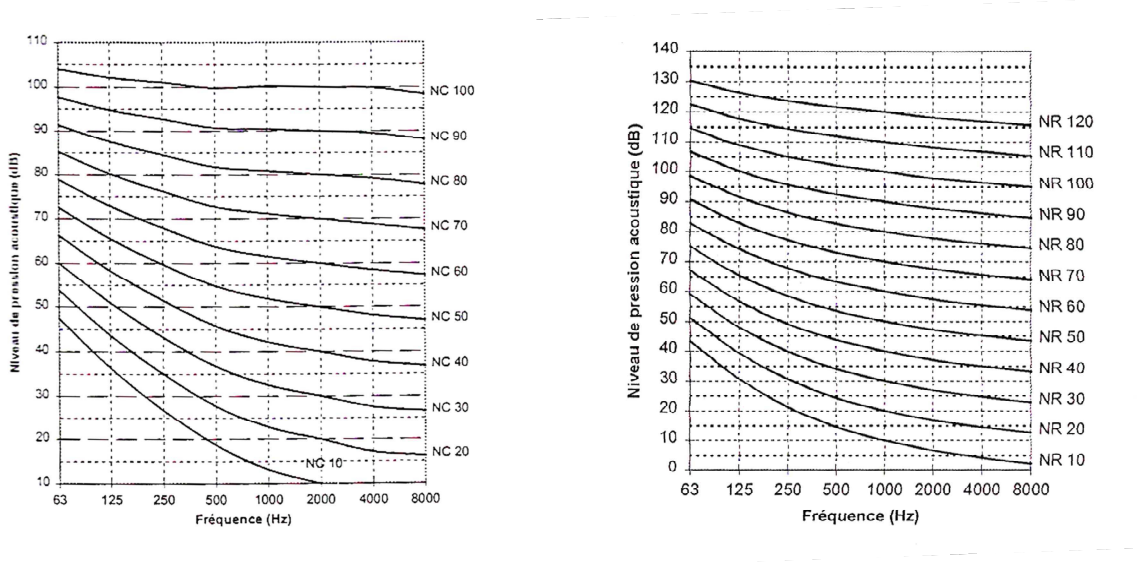


Figure A. 6 : a) Niveau par bande d'octave pour le réseau de courbes NC (PNC) (à gauche) : b) pour le réseau de courbes ISO-NR (à droite) [Rutman, 2000]

o *Réseau de courbe RC (« Room Criteria »)*

Un autre type de courbe a été proposé par Blazier en 1981 [Rutman, 2000]. Il démontra qu'une courbe avec une pente négative de 5 dB par octave représente une bonne approximation du spectre de bruit jugé acceptable par les occupants du local concerné. Ces courbes RC permettent notamment de tenir compte de la gêne occasionnée par des phénomènes de grognements et de sifflements accompagnant certains systèmes. Les contours des courbes sont définis à partir de la moyenne du niveau de pression

acoustique par bande de fréquence. Un spectre acoustique sera ainsi considéré comme neutre s'il varie de 5 dB par octave de 16 Hz à 4000 Hz (Figure A. 7). Les surfaces hachurées correspondent aux très basses fréquences où les vibrations, dues aux équipements techniques, sont perceptibles (principalement dans la zone supérieure).

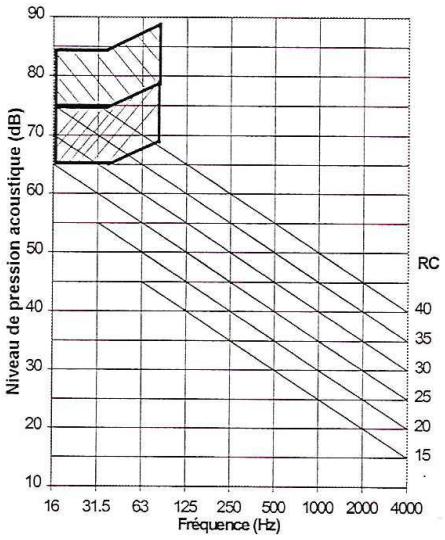


Figure A. 7 : Niveau par bande d'octave pour le réseau de courbes RC (N) [Rutman, 2000]

✓ La clarté C_{80} et la définition D_{50}

Les critères de clarté et de définition sont fondés sur le rapport entre l'énergie utile des premières réflexions et l'énergie des réflexions tardive considérées comme préjudiciables à la bonne perception du message sonore. Ils traduisent ainsi l'importance relative du champ direct et du champ réverbéré.

o Définition D50

Cet indice d'intelligibilité de la parole (exprimé en %) correspond au ratio entre l'énergie arrivant à l'auditeur dans les 50 premières millisecondes et l'énergie du champ total :

$$D_{50} = 100 \times (\frac{E_{0\to 50}}{E_{0\to\infty}}) \qquad \text{où} \qquad E_{i\to j} = \int_i^j p^2\,(t)dt$$

Le temps initial représente l'arrivée de l'onde directe.

o Clarté C80

La clarté (exprimée en dB) s'applique généralement à un message musical et se mesure à l'aide d'un ratio logarithmique. Il considère la limite entre champ direct et champ réverbéré à 80ms :

$$C_{80} = 100log(\frac{E_{0\to 80}}{E_{80\to\infty}})$$

Une bonne clarté (> 5 dB) ou une bonne définition (> 50%) procure à l'auditeur une impression sonore plus claire, une définition spectrale plus précise.

✓ Critères d'intelligibilité

La norme [NF S 31-047, 1996] définit l'intelligibilité comme étant le rapport exprimé en pourcentage du nombre de phrases comprises au nombre total de phrases prononcées lors d'une conversation verbale courante.

o La distance d'intelligibilité maximale

La distance maximale d'intelligibilité (Tableau A. 1) est déterminée en fonction du niveau perturbateur de l'intelligibilité PSIL [dB], ou SIL 4, qui représente la moyenne arithmétique des niveaux de pression acoustique du bruit ambiant perturbateur mesurés sur 4 bandes d'octaves centrées sur 500, 1000, 2000 et 4000 Hz [Boulet, 2009] :

$$PSIL = \frac{(L_{500} + L_{1000} + L_{2000} + L_{4000}}{4}$$

Niveau perturbateur de l'intelligibilité PSIL (dB)	Distance maximale d'intelligibilité pour la conversation normale (m)	Distance maximale d'intelligibilité pour la conversation à niveau de voix élevée (m)
35	4	15
40	2	10
45	1,5	6
50	1	4
55	1,5	2
60	0,5	1
65	0,25	0,75
70	0,20	0,50
80		0,25

Tableau A. 1 : Distance maximale d'intelligibilité en fonction du niveau perturbateur de l'intelligibilité

✓ Pourcentage d'articulation des consonnes %ALC

Les consonnes jouent un rôle bien plus significatif dans l'intelligibilité de la parole que les voyelles. Si les consonnes sont entendues clairement, le discours tenu sera compris plus facilement. [Peutz et al, 1973] ont mis en place l'indice de perte d'évaluation %ALC (*Percent Articulation Loss of Consonants)* permettant d'estimer la perte d'articulation des consonnes (Tableau A. 2), tel que :

$$\%ALC = \frac{200 \times T_r^2 \times r^2}{V \times Q}$$

Avec :
r : la distance source-point de mesure [m]
T_R : le temps de réverbération de la salle [s]
V : le volume de la salle [m^3]
Q : le facteur de directivité de la source [-]

%ALC	Evaluation
0 < ALC < 1,5	Excellent
1,5 < ALC < 7	Bon
7 < ALC < 15	Correct
15 < ALC < 35	Limite
35 < ALC < 60	Mauvais

Tableau A. 2 : Valeurs d'ALC admises pour la classification des salles [Jouhaneau, 1997]

- ✓ Les indices de transmission de la parole STI et RASTI

L'indice STI (speech transmission index) développé par [Steeneken et al, 1980] permet de mesurer la qualité de transmission de la parole du point de vue de l'intelligibilité. Sa valeur varie de 0 (inintelligible) à 1 (parfaitement intelligible). Il est établi par rapport à la contribution pondérée d'un nombre de bandes de fréquences contenues dans la gamme de fréquence des signaux vocaux, à l'aide du rapport signal sur bruit réel. La réponse moyenne en fréquence, ainsi que la modulation à basse fréquence, sont basées sur la parole humaine. Il utilise la fonction de transfert de modulation pour 7 bandes d'octaves de 125 Hz à 8kHz modulées par 14 fréquences échelonnées par tiers d'octave de 0,63 Hz et 12,5Hz, pour calculer le taux de détérioration occasionné par le facteur de réduction, simulant ainsi les caractéristiques de parole d'un véritable orateur [Boulet, 2009].

L'indice RASTI correspond à la forme simplifiée du STI. La méthode de calcul est la même que pour l'indice STI mais on s'intéresse uniquement à deux fréquences de 500 Hz et 2 kHz en quatre ou cinq modulations, ce qui a pour but de limiter le nombre de points mesurés (Tableau A. 3).

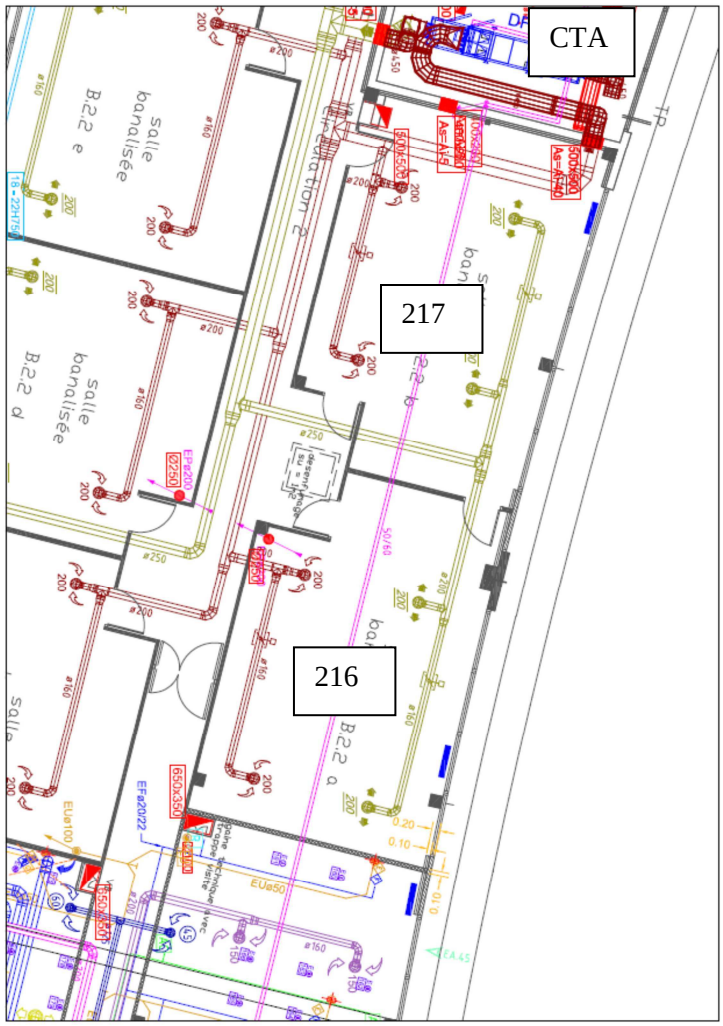
RASTI	Evaluation de l'intelligibilité
0,76 < RASTI < 1	Excellente
0,60 < RASTI < 0,74	Bonne
0,46 < RASTI < 0,58	Correcte
0,30 < RASTI < 0,44	Limite
0 < RASTI < 0,28	Mauvaise

Tableau A. 3 : Evaluation subjective de l'indice RASTI [Jouhaneau, 1997]

Une relation empirique permet de relier les indices STI et %ALC [Jouhaneau, 1997]:

$$STI = 0{,}9482 - 0{,}1845 \times \ln(\%\mathrm{ALC})$$

Annexe 2.1: Caractéristiques des salles

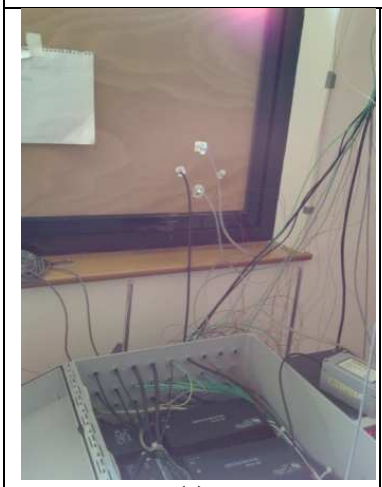


(a)

(b)

(c)

(d)



(e)

(f)

(g)

Vue des équipements des salles de classe : a) plan des raccordements de ventilation des salles 216 et 217 au deuxième étage du bâtiment, b) faux plafond, c) bouche de soufflage et luminaires, d) bouche d'extraction, e) centrale d'acquisition et fenêtre en contreplaqué pour passer les câbles à l'extérieur, f) radiateur à eau, g) fenêtres oscillo-battantes « top hung »

Annexe 2.2: Caractéristiques techniques des appareils de mesure

Grandeur (unité)	Appareils		type de mesure et emplacement
	Nom et principe physique	Caractéristiques techniques	
$C_{particules}$ PM10, PM2.5 PM1 ($\mu g/m^3$)	Grimm 1.108 diffraction lumineuse	15 canaux de 0,3 à 20 µm Gamme : 1 à 2 000 000 particules/litre Sensibilité : 1 particule/litre Incertitude de mesure : 10% Alimentation : batterie 220 V Débit d'air traité : 1,2 l/mn ± 5% Range : 0…+40°C, rH < 95% Interface : ASCII : RS232 (9600 baud, 8 bit, no par parity, 1 stop-bitn protocol : Xon/Xoff) Visualisation des résultats par le logiciel *Dust Monitor* v3.30	Continu (1min) Int et ext
C_{CO2} (ppm)	Vaisala Carbocap GMM220 Technique Infrarouge NDIR	Gamme : 0 à 3000 ppm Précision : ± (1.5 % de la plage + 2 % de la valeur) Sortie analogique : 4…20 mA Alimentation : 18…30 Vdc Temps de réponse : 30s Range : -20…+60°C, 0 ... 95%HR ; 700hPa…1300hPa Protection : IP65	Continu (1min) Int et ext
Température d'air et de surface (°C) Et HR (%)	Thermocouples (type k, classe 1)	Gamme : -40°C à + 375°C Valeur de tolérance : ± 1,5°C Plaquette de taille 4*8mm Fixation aisée avec ruban kapton Câble d'extension 13, 15 et 20 m Fils nus	Continu (1min) Int
	Sonde PT100	Gamme : -40°C….+250°C Diamètre du tube inox 5 mm. Longueur de la gaine 100 mm Sonde Platine Précision :+/- (0,15°C + 2 x 10-3 x T°), soit : ≤ +/- 0,35°C à 100°C.	Continu (1min) Int
	Tinytag data logger Ultra2 TGU-4500 *-Température*	Mémoire : 32000 données Protection : IP53 Range : -40°C…+85°C Gamme: de -25°C à +85°C, Type: 10K NTC Thermistor Temps de réponse 20 min Resolution : 0,01°C	Continu (10 min) Int
	-Humidité	gamme: de 0% à 95% Type : Capacitif Précision : ±3.0% à 25°C / 77°F Resolution : 0,3% Temps de réponse : 10s	
	Vaisala Hmp35	Range : -40°C à +80°C	Continu

		Protection : IP65 Alimentation 7-35 VDC, I<4 mA	(1min) Int
	-Température	Type : Pt 100 Gamme: -40 à +60°C Signal de sortie : 0-1 VDC Précision (à 20°C) : ±0,2°C gamme : 0-100 % HR Temps de réponse : 500ms	
	-Humidité	Type : capacitif Humicap180 Gamme : 0,8% à 100% Signal de sortie : 0-1 VDC Précision (à 20°C) : ± 2% de 0 à 90% et ± 3% de 90 à 100% Dépendance à la température : ± 0,04%RH/°C Stabilité à long terme : meilleure que 1%HR/an Temps de réponse : 10s	
T_g (°C)	Globe noir et Pt100	diamètre= 15mm Emissivité εg = 0,95 (peinture noire mate)	Continu (1min) Int
V_{air} (m/s)	TSI 8475 « boule chaude »	Vitesse d'air : 0,05 à 2,5 m/s. Temps de réponse : 0,2 seconde. Résolution minimale : 0,07 % pleine échelle Incertitude : + 2% de la lecture + 0,5% de la pleine échelle Alimentation : 11 – 33 VDC, 350 mA max Signal de sortie : 4-20mA	Continu (1min) Int
L ($dB_{(A)}$)	Sonomètre Solo01dB	Plage : 30-137dB(A) Pondérations : A, B, C et Z - Leq / Lp, Lpmin, Lpmax (S, F, I) / Lpk (C, Z)	Ponctuel
$\hat{E}_m$ (lux)	Luxmètre *Transmetteur* *Delta Ohm modèle* *HD2021T*	Gamme : 0,05 à 5 klux Capteur : Photodiode Si Sensibilité : 5-500 mV/lux Alimentation : 10 à 40VDC Signal de sortie : 4…20mA Range : -20…+60°C Protection : IP66	Continu (1min) Int
	Portable *Delta Ohm modèle* *HD2102.1*	Gamme : 0,01lux…200 klux Résolution : 0,01 lux Range : -5…50°C et 0…90% HR sans condensation Classe C Incertitude de calibrage : 4% Alimentation : Batterie 4 piles 1.5V type AA Interface série RS232 :	Ponctuel
Q (m^3/h)	fil chaud Kimo	Vitesse d'air : 0,15 à 30 m/s Débit fil d'air : 0 à 99999 m^3/h Range : -20°C à 80°C	ponctuel
Données météorologiques	Vaisala weather transmitter WXT520 Tair (°C)	Range: -52 ... +60 °C Alimentation: 5 … 32 VDC interface SDI-12 Protection IP65	Continu (1min) Ext

	HR (%)	Gamme : -52°C à +60°C Précision (à 20°C) : ±0,3°C Gamme : 0 à 100% Précision : ± 3% de 0 à 90% et ± 5% de 90 à 100%	
	Précipitations (mm, mm/h, min)	Gamme : 0 à 200 mm/h Résolution : 0,01mm, 10 s, 0,1 mm/h	
	Pression (Pa)	Gamme : 600 à 110 hPa Precision: ± 0,5 hPa entre 0°C et 30°C Et ± 1 hPa entre -52°C et 60°C	
	Vitesse du vent (m/s)	Gamme : 0 à 60 m/s Precision: ± 0,3 m/s entre 0 m/s et 35 m/s Et ± 5% entre 36 m/s et 60 m/s Temps de réponse : 250 ms	
	Direction du vent (°)	Gamme : 0 à 360° Precision: ± 3° Temps de réponse : 250 ms	

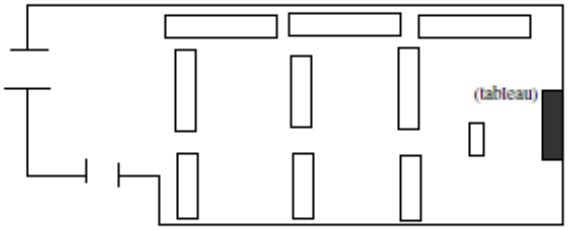
Annexe 2.3 : Le questionnaire

QUESTIONNAIRE SUR LE CONFORT SALLE 217

INFORMATIONS GÉNÉRALES

Type de cours (*ex : Anglais, oral*) :
Nom de l'enseignant :
Nom de la classe (*ex : L3 Génie Civil*) :
Date : Heure actuelle exacte :
Sexe: M ☐ F ☐ Age :

Cochez votre position dans la salle (avec une croix) :



TEMPERATURE

1. Comment ressentez-vous la température à ce moment précis? J'ai…

très froid *très*

1	2	3	4	5	6	7

chaud

2. Trouvez-vous cela… ?

Confortable *extrêmement*

1	2	3	4	5

inconfortable

3. En ce moment, préfériez-vous avoir ?

bcp plus froid

1	2	3	4	5	6	7

bcp plus chaud

4. Trouvez-vous cet environnement climatique…

Acceptable ☐ *tout juste acceptable* ☐ *tout juste inacceptable* ☐ *Inacceptable* ☐

HUMIDITÉ

5. Comment ressentez-vous l'humidité de l'air à ce moment précis?

très sec

1	2	3	4	5	6	7

très humide

6. En ce moment comment la préfériez-vous?

bcp plus sec

1	2	3	4	5	6	7

bcp plus humide

VITESSE D'AIR

7. Comment ressentez-vous la vitesse de l'air à ce moment précis?

très faible

1	2	3	4	5	6	7

très élevée

8. En ce moment comment la préfériez-vous?

bcp plus faible

1	2	3	4	5	6	7

bcp plus élevée

ECLAIRAGE

9. Comment ressentez-vous l'éclairage à ce moment précis?

très faible

1	2	3	4	5	6	7

très élevé

10. En ce moment comment le préfériez-vous?

bcp plus faible

1	2	3	4	5	6	7

bcp plus élevé

QUALITÉ DE L'AIR

11. Comment ressentez-vous la qualité de l'air à ce moment précis?

très bonne

1	2	3	4	5	6	7

très mauvaise

12. Comment ressentez-vous les odeurs à ce moment précis?

pas d'odeur	1	2	3	4	5	6	7	*très odorant*

ACOUSTIQUE

13. Comment ressentez-vous la qualité sonore de la classe ?

très bonne	1	2	3	4	5	6	7	*très mauvaise*

14. Y'a-t-il des sources sonores provoquant une gêne de votre concentration/compréhension du cours ?
15. Si oui lesquelles :

- ▢ bruit extérieur ponctuel (voiture qui passe, klaxon)
- ▢ bruit extérieur continu (bruit de ville, de soufflerie)
- ▢ bruit de ventilation
- ▢ intelligibilité de la parole du professeur
- ▢ bruit de salle de classe voisine
- ▢ bruit de couloir
- ▢ «bruit de fond » de la classe (brouaha)
- ▢ autre (lesquelles) :

AMBIANCE GLOBALE

16. Comment percevez-vous la qualité globale de l'ambiance intérieure dans la salle (entourez le chiffre) ?

très satisfaisant	1	2	3	4	5	6	7	*très insatisfaisant*

17. Est-ce selon vous acceptable : ▢ oui ▢ non

18. Y'a-t-il des éléments qui vous dérangent actuellement et si oui lesquels ?

Ecrire

HABILLEMENT

19. Cochez les vêtements que vous portez actuellement (ou la vêture équivalente à la vôtre)

- ▢ Très peu vêtu (T-shirt, short, jupe, chaussettes fines, chaussures ouvertes)
- ▢ Peu vêtu (T-shirt, chemise manches courtes, pantalon léger, chaussettes fines, chaussures)
- ▢ Légèrement vêtu (T-shirt, chemise, jupe, bas, robe, pantalon, chaussettes, chaussures)
- ▢ Assez vêtu (chemise, pull ou veste, chaussettes, chaussures, bas, jupe longue, pantalon)
- ▢ Chaudement vêtu (chemise, pull et veste, pantalon, sous vêtements à manches et jambes longues, chaussures)
- ▢ Très chaudement vêtu (chemise, pull et manteau, pantalon, sous vêtements à manches et jambes longues, chaussures)

ACTIVITES

20. Qu'avez-vous fait ces dix dernières minutes ?

Assis : ▢ passif ▢ actif **debout :** ▢ passif ▢ actif

CONTROLE DES OUVRANTS

	fenêtres		**portes**	
20. Actuellement elles sont :	▢ ouvertes	▢ fermées	▢ ouvertes	▢ fermées
21. Préférez-vous les avoir :	▢ ouvertes	▢ fermées	▢ ouvertes	▢ fermées

22. Pour quelles raisons *(écrire)* ?

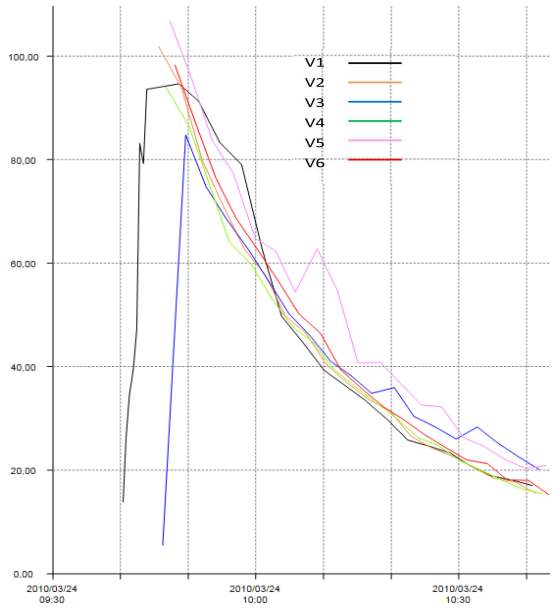
Ecrire *Ecrire*

23. L'automatisme des fenêtres vous gêne t-il ? ▢ non ▢ un peu ▢ beaucoup ▢ c'est insupportable
24. Pour quelles raisons *(écrire)* ?

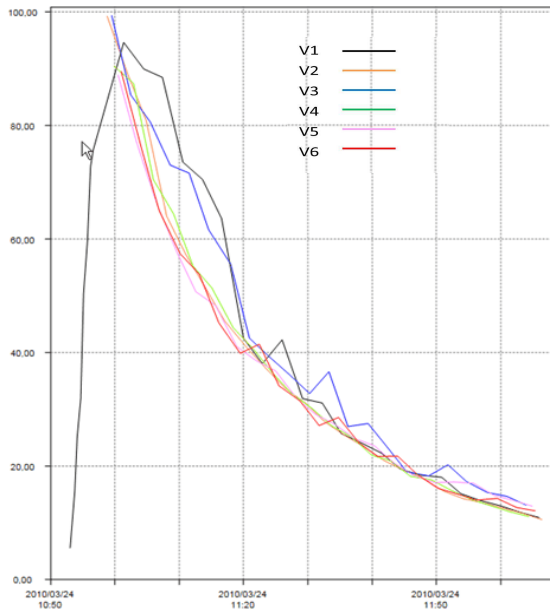
Ecrire

Annexe 2.4 : Tests au gaz traceur

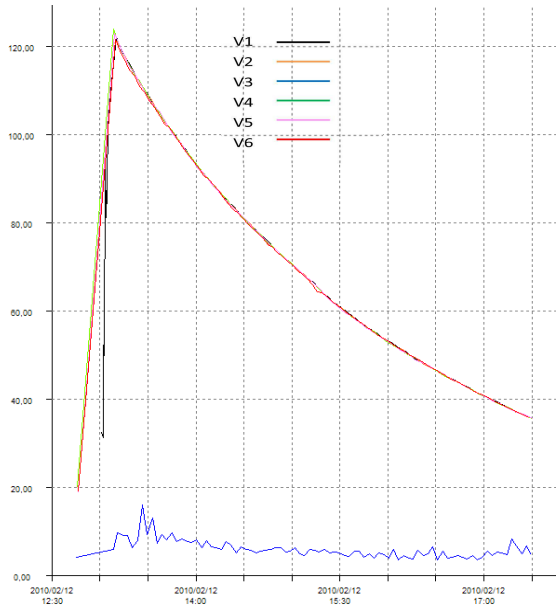
- ✓ Tests salle 217 : évolution des concentrations en Fréon mesurées pour a) le cas 2, b) le cas 3, c) le cas 4 et d) le cas 5



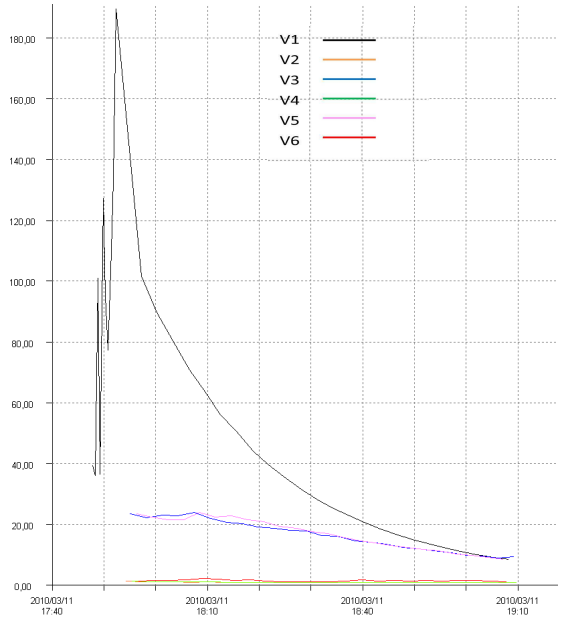
(a)



(b)

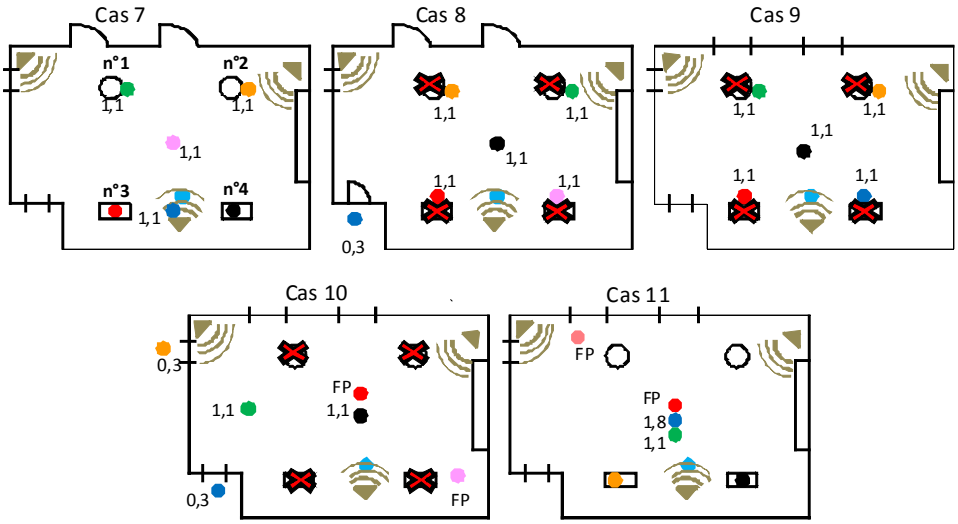


(c)



(d)

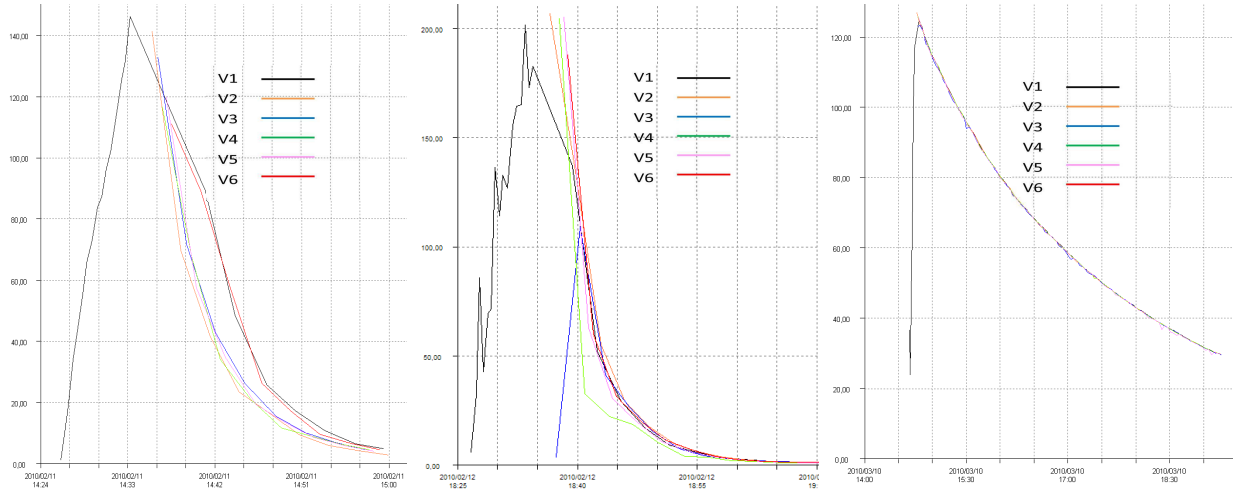
✓ Tests salle 216 : Position des différents points de mesure et du point d'émission de Fréon 134 (point bleu ciel) dans la salle 216



Les **cas 7, 8 et 9** (cf. Figure A. 8) ont permis d'évaluer l'homogénéité horizontal des concentrations et les ordres de grandeurs du TRA pour trois modes de ventilation : respectivement la ventilation mixte (VMC + ouverture des fenêtres), la ventilation naturelle traversante (ouverture des fenêtres et de la porte) et les infiltrations à travers l'enveloppe. Les cas 7 et 8 n'ont pas été étudiés pour la salle 217 car il s'agit simplement d'avoir des ordres de grandeurs concernant ces phénomènes, qui ne sont une nouvelle fois réprésentatifs que des conditions du test (temps ensoleillé et froid, vent très faible, T_{ext} = 0°C, T_{int} = 20°C et ΔP = 0,2 Pa).

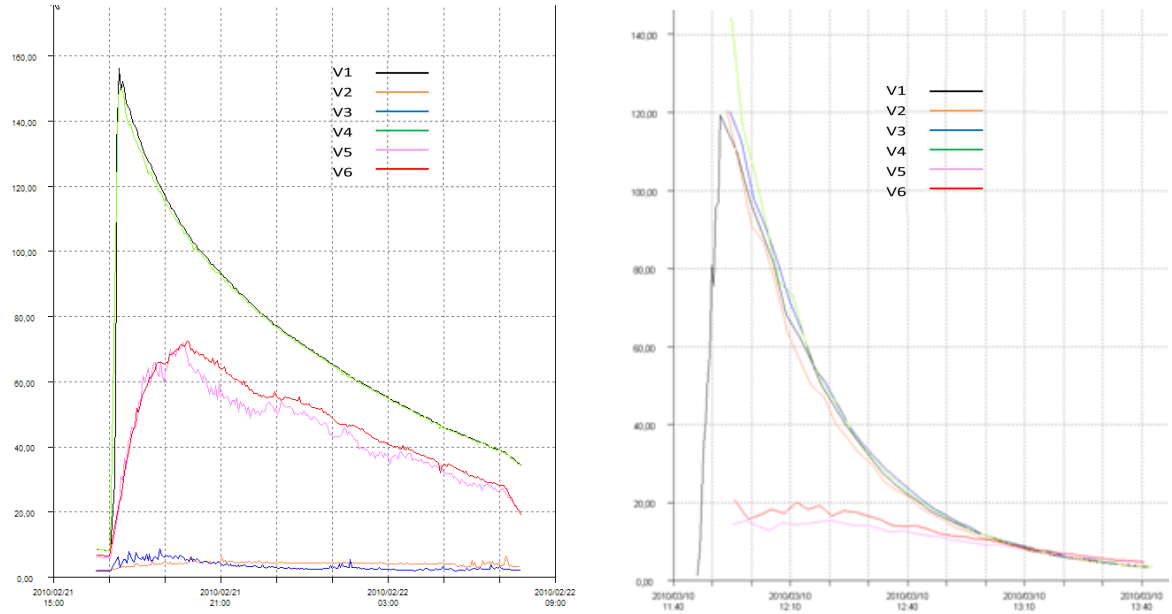
Le **cas 7** montre une bonne homogénéité des concentrations dans la pièce et un TRA de 10,7 vol/h. Au bout d'une dizaine de minutes, les concentrations en Fréon deviennent plus importantes dans les bouches d'extraction qu'aux quatre points de mesure dans la pièce. L'efficacité d'évacuation des polluants par la VMC est ainsi supérieur à 1 (jusqu'à 1,7) signifiant que la masse polluante est rapidement et efficacement évacuée. Le TRA mesuré pour le **cas 8** est supérieur au cas précédent (13,70 vol/h). On constate notamment l'arrivée de la masse polluante dans le couloir dès ouverture de la porte. Le **cas 9** est le même que le cas 4 et montre un TRA lié aux infiltrations de 0,28 vol/h, soit le même ordre de grandeur que pour la salle 217. Cependant, ce cas est une nouvelle fois représentatif des seules conditions du test. La méthode de perméabilité des façades paraît plus appropriée pour la mesure des fuites d'air.

Les **cas 10** (cf. Figure A. 9.a) révèle une nouvelle fois l'importance des fuites dans le faux plafond et la très bonne étanchéité au niveau des portes. Le **cas 11** (Figure A. 9.b) montre que la VMC double flux dans la salle 216 assure un bon brassage de l'air (concentrations verticales homogènes), ainsi qu'un TRA (2,06 vol/h) et une efficacité de ventilation (ε_c entre 0,9 et 0,95) similaire à ceux calculées dans l'autre salle pour le même débit (250 m^3/h).



(a) (b) (c)

Figure A. 8 : Evolution des concentrations en Fréon mesurées pour : a) le cas 7, b) le cas 8 et c) le cas 9



(a) (b)

Figure A. 9 : Evolution des concentrations en Fréon pour : a) le cas 10 et b) le cas 11

Annexe 2.5 : Mesures préliminaires pour vérifier l'homogénéité thermique

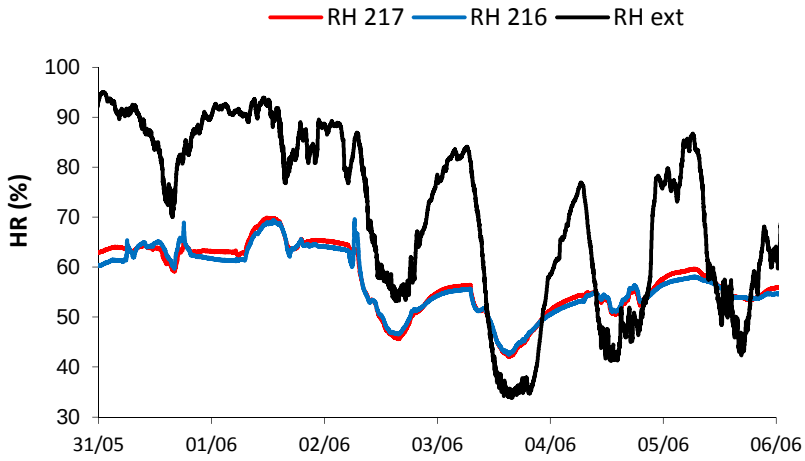
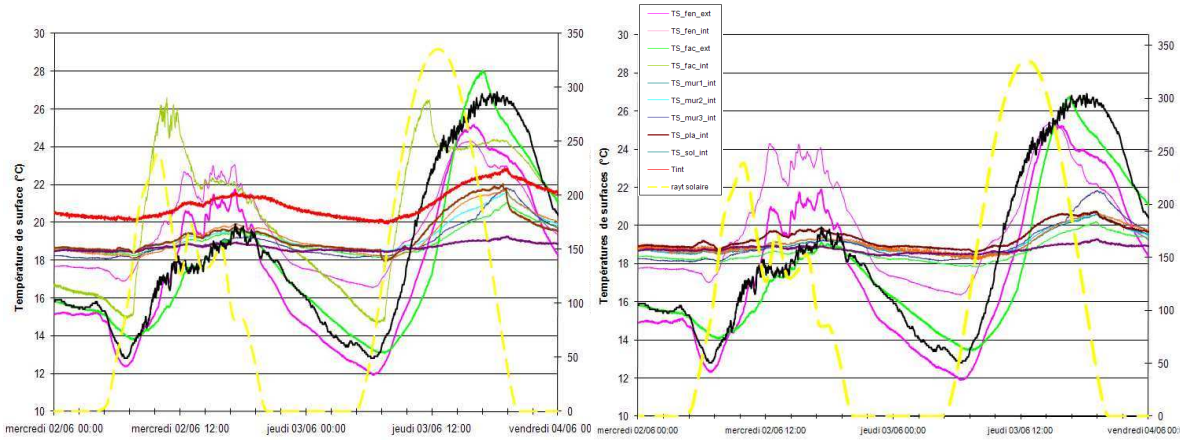


Figure A. 10 : Humidité relative relevées dans les deux salles avec les mêmes conditions de ventilation



(a) (b)

Figure A. 11 : Température des surfaces salle 217 (à gauche) et 216 (à droite)

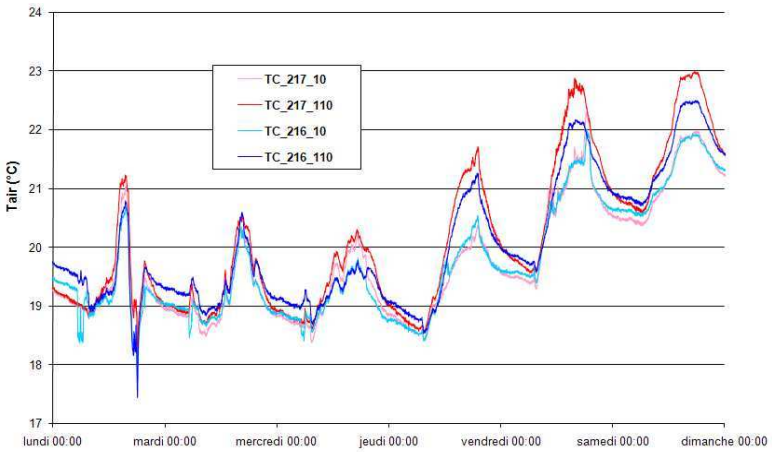


Figure A. 12 : différences de température verticale à 1,1m et 10 cm de hauteur

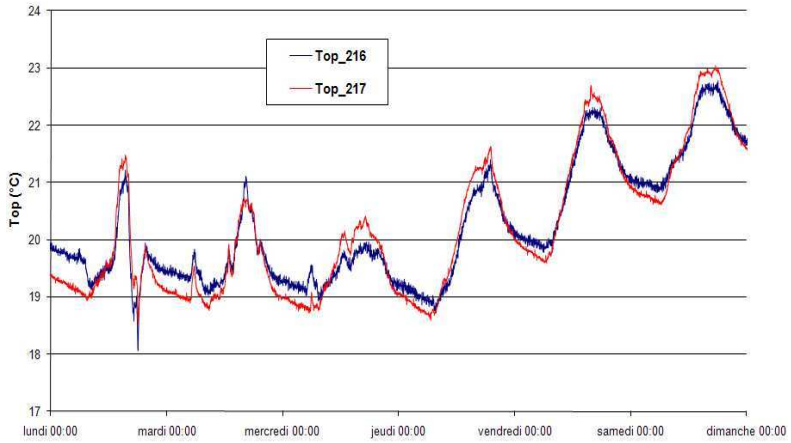


Figure A. 13 : Températures opératives mesurées dans les deux salles

Annexe 2.6 : Impact du store et des apports solaires sur la température intérieure en hiver

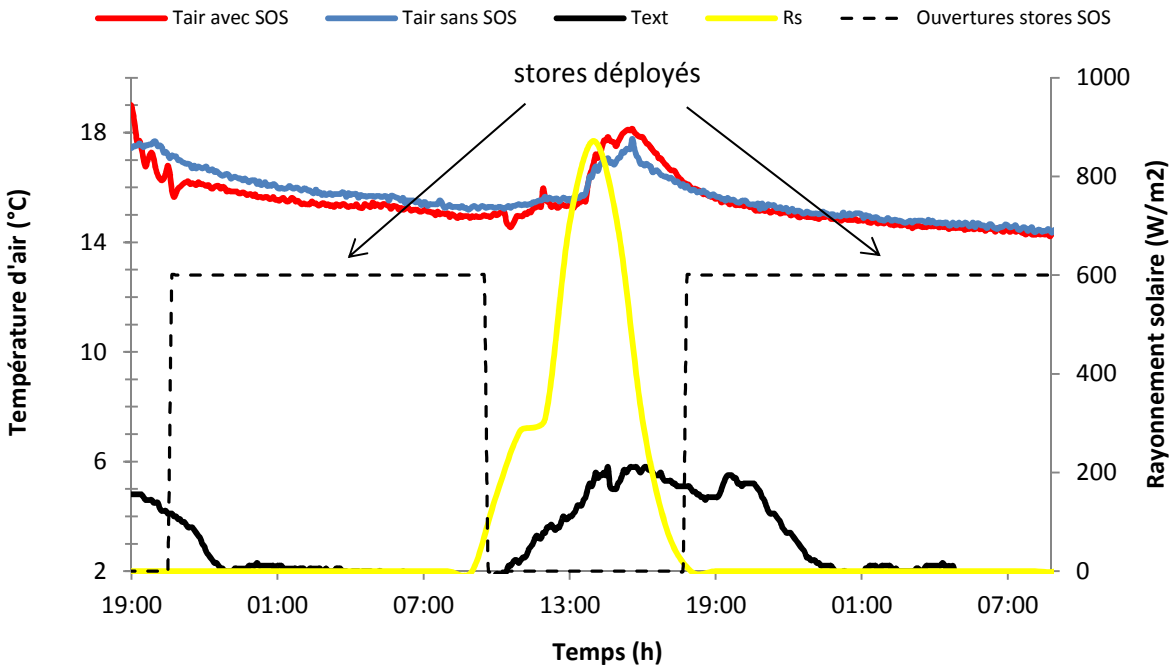


Figure A. 14 : Effet du store sur la température intérieure la nuit en hiver

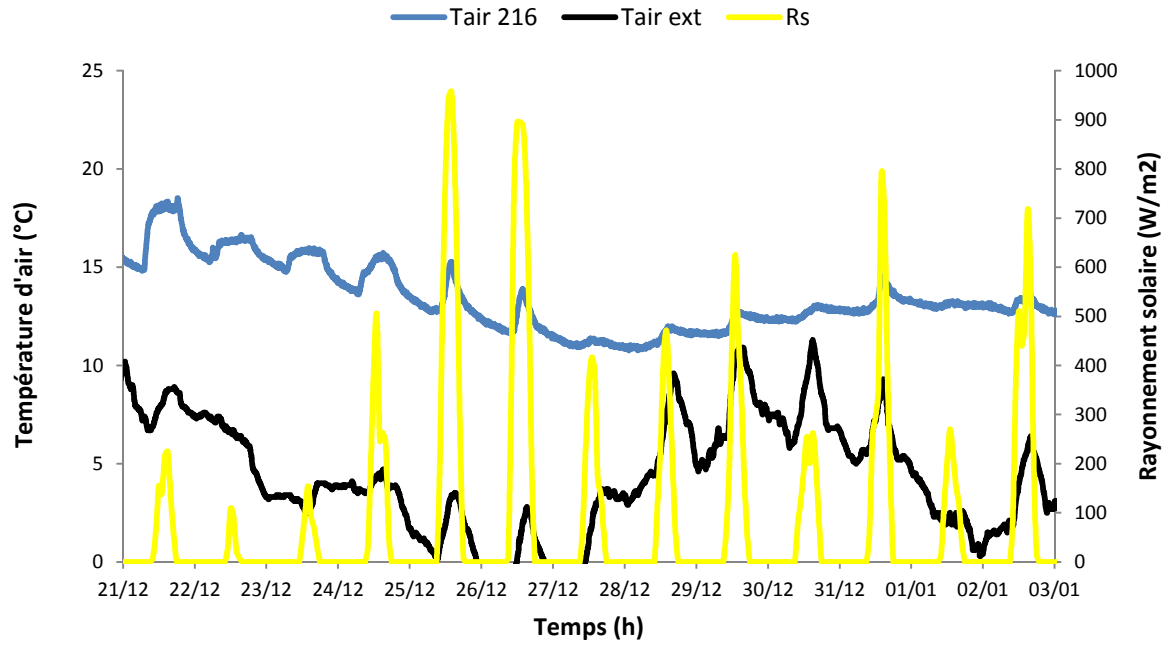


Figure A. 15 : Variation de température dans le cas sans ventilation (infiltrations seulement) pendant les vacances scolaires d'hiver (pas d'occupant ni de chauffage)

Annexe 3.1 : valeurs moyennes des paramètres intérieures et extérieures mesurés au moment de remplir les questionnaires

	Configuration 1				Configuration 2			
	VMC (250 m^3/h) + SOS		VMC (250 m^3/h) + NV		SOS seul		VN seule	
Saison	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**	**été**	**hiver**
Text	20,6	2,8	20,6	1,0	16,8	8,7	18,2	7,3
Trm80	17,7	3,1	16,9	3,6	14,5	8,4	19,0	7,0
Tair	24,8	19,9	26,8	19,0	23,5	20,6	25,7	19,8
Top	26,4	21,3	28,4	20,5	24,7	21,3	26,8	21,7
HR	40,1	32,9	44,0	36,8	46,1	41,0	52,6	33,7
Vair	0,10	0,06	0,08	0,06	0,07	0,06	0,05	0,04
ΔT	0,9	2,7	1,9	2,3	1,5	2,5	2,9	2,1
Tsol	24,2	16,5	25,9	16,1	23,0	18,2	23,2	18,4
Hab	0,8	1,1	0,6	1,1	0,9	1,1	0,8	1,1
Act	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Em	461,3	600,0	433	570,0	600,0	833,3	359	250,0
PM10	22,5	18,4	22,4	14,9	56,6	23,6	13,9	11,2
CO_2	545,0	810,0	569	986,3	718,0	818,3	1123	800,0

Tableau A. 4 : valeurs moyennes des paramètres intérieures et extérieures mesurés au moment de remplir les questionnaires

Annexe 3.2 : Analyse statistique (ACP et régression linéaire)

✓ Tableau de données

Configurations		salles	Obs	% acceptable	Cg	Top	Text	TRM80	Tair	Trm	Tsol	HR	ΔT
ETE	VMC (250 m³/h) + VN	216	c11e	85,0	3,4	28,8	19,4	17,4	26,7	30,3	26,3	52	1,3
		216	c11e	68,3	3,9	28,4	20,6	16,9	26,8	29,2	25,9	44,0	1,9
		216	c11e	30,0	4,7	28,1	21,5	15,2	26,7	28,7	25,8	29	2,4
		216	c11e	90,0	3,6	28,3	21	18,2	27	28,7	25,5	51	2,1
	VMC (250 m³/h) + SOS	217	c12e	95,0	3,7	28,6	21,3	18,4	26,8	29,8	24,7	34	1,33
		217	c12e	95,0	3,4	27,0	20,3	17,5	25,4	27,8	24,0	42,2	0,8
		217	c12e	95,0	3,6	26,7	20,6	17,5	25,3	27,4	23,9	53,5	0,9
		217	c12e	95,0	2,8	25,6	19	16,6	24,1	26,2	23,4	39	0,2
	VN seule	216	c21e	95,0	3,4	25,5	23,3	19,4	24,7	25,9	22,8	68,2	1,7
		216	c21e	95,0	3,3	25,1	20,2	20,8	24	25,2	23,0	64	1,04
		216	c21e	100,0	3,9	28,0	14,7	17,9	26,7	28,5	23,4	53	4,2
		216	c21e	96,3	3,6	26,8	18,2	19,0	25,7	27,1	23,2	59,6	2,9
		216	c21e	95,0	3,7	28,4	14,7	17,9	27,3	28,8	23,6	53	4,6
	SOS seule	217	c22e	98,8	3,2	24,7	17,2	14,4	23,4	25,2	23,0	47,9	0,9
		217	c22e	95,0	4,6	23,0	17,9	14,1	22,2	23,3	21,5	49	0,5
		217	c22e	100,0	1,3	23,6	19,8	14,2	22	24,4	23,1	55,5	0,4
		217	c22e	100,0	3,6	27,0	15,6	14,2	25,3	27,8	24,4	48	0,9
		217	c22e	100,0	3,4	25,0	15,4	15	24,1	25,4	23,0	39	1,9
HIVER	VMC (250 m³/h) + VN	216	c11h	75	2,87	19,2	0,4	2,9	17,8	19,6	14,9	40,2	2,4
		216	c11h	75,0	3,0	20,4	0,9	4,1	18,9	21,1	16,0	38,1	2,3
		216	c11h	80	3	20,5	1,2	2,9	19,4	21,5	14,7	38,3	2,6
		216	c11h	70	3	21,4	1	6,57	19,6	22,2	18,3	35,7	1,8
	VMC (250 m³/h) + SOS	217	c12h	95	2,6	20,7	1,2	2	19,3	22,1	16,4	33	2,4
		217	c12h	70	3,2	21,1	4	2,9	19,7	22,5	15,6	39,2	2,6
		217	c12h	95	2,87	21,1	-0,4	0,5	19,7	22,5	15,6	27	2,8
		217	c12h	92,0	2,8	21,2	2,5	3,6	19,8	22,6	16,5	32,9	2,6
		217	c12h	100	2,8	19,9	6,5	5,9	19,2	20,6	16,6	31	1,9
		217	c12h	100	2,5	23	1,2	6,57	20,9	25,1	18,1	34,2	3,5
	VN seule	216	c21h	100	2,5	23,6	8,4	10	20,6	24,5	19,9	38,9	1,72
		216	c21h	100	2,7	20,9	6,2	4	20,25	21,7	18,1	28,5	2,5
		216	c21h	75,0	3,1	23,8	7,3	7,0	21,9	24,6	20,5	33,7	2,4
	SOS seule	217	c22h	70	3	20,9	11,1	9,15	19,8	22,0	17,4	56,1	2,1
		217	c22h	86,7	2,4	21,3	8,7	8,4	20,6	22,3	18,2	41,0	2,5
		217	c22h	100	1,6	23,12	8,8	10	23,1	24,0	20,3	34,2	3,1
		217	c22h	90	2,7	20	6,3	5,9	19	21	16,9	32,6	2,4

Tableau A. 5 : Ensemble des données utilisées pour l'ACP et la régression linéaire, correspondant aux valeurs moyennes relevées par cours et triées par configuration. Le paramètre *Cg* n'est pas utilisé pour l'ACP. Les observations particulières de l'ACP à neuf variables dans plan factoriel F1F2 sont surlignées en rouge et celles dans le plan factoriel F1F4 en bleu. Les observations particulières pour l'ACP à trois variables dans plan factoriel F1F2 sont surlignées en vert.

Configurations		salle	Obs	Em	CO_2	Vair	Leq	PM1	PM 2,5	PM10	nb	TRA (vol/h)	TRA (l/s/p)
ETE	VMC (250 m^3/h) + VN	216	c11e	1102,5	660,0	0,15	37	2	7,6	35	21	14	14,8
		216	c11e	433,0	569,3	0,1	37,0	4,1	7,1	22,4	20,3	11,0	17,9
		216	c11e	154,5	560,0	0,05	37	3,2	5,6	18,1	17	9	21,3
		216	c11e	42,0	488,0	0,04	37	7	8	14	23	10	17,5
	VMC (250 m^3/h) + SOS	217	c12e	750,0	480,0	0,13	38	2,5	3,5	15	28	16	20,8
		217	c12e	365,0	566,7	0,1	38,0	2,9	5,2	25,0	20,0	9,3	17,3
		217	c12e	195,0	590,0	0,08	38	1,4	4,8	20	18	6,5	15,4
		217	c12e	150,0	630,0	0,06	38	4,7	7,4	40	14	5,5	15,8
	VN seule	216	c21e	660,0	1980,0	0,09	30	1,7	2,3	25	14	1,2	2
		216	c21e	195,0	1030,0	0,00	30	1,2	1,9	9,5	16	2,9	7,8
		216	c21e	90,0	650,0	0,05	30	0,8	1,6	10	19	4,5	8,6
		216	c21e	258,8	1122,5	0,0	30,0	1,1	1,8	13,9	17,5	3,2	6,6
		216	c21e	90,0	830,0	0,04	30	0,7	1,5	11	21	4,1	7,9
	SOS seule	217	c22e	637,5	622,5	0,1	39,0	8,2	20,3	58,2	13,8	4,0	12,6
		217	c22e	300,0	400,0	0,05	39	1	3	10	10	3,9	15,70
		217	c22e	1050,0	460,0	0,08	39	2,9	8	22,8	13	3,5	10,80
		217	c22e	750,0	530,0	0,07	39	22	55	150	13	5,5	17,00
		217	c22e	450,0	1100,0	0,07	39	7	15	50	19	3,2	6,78
HIVER	VMC (250 m^3/h) + VN	216	c11h	550	955	0,02	30	3	4,6	16,1	16	3,5	8,8
		216	c11h	560,0	955,0	0,0	30,0	2,6	5,2	15,8	18,0	3,1	7,0
		216	c11h	800	1030	0,04	30	2,5	7,2	17	19	3,5	7,4
		216	c11h	330	880	0,07	30	2,2	3,8	14,3	19	2,2	4,7
	VMC (250 m^3/h) + SOS	217	c12h	600	1080	0,10	35	2,9	5,9	21,5	26	4	6,2
		217	c12h	200	930	0,10	35	1,2	2,2	13	23	5	8,8
		217	c12h	400	830	0,10	35	3,1	8	25	16	3	7,1
		217	c12h	600,0	864,0	0,1	35,0	2,3	5,3	24,2	22,2	5,5	9,8
		217	c12h	400	650	0,01	35	1,4	1,9	10,3	21	7	13,4
		217	c12h	1400	830	0,04	35	2,9	8,5	51	25	8,5	13,7
	VN seule	216	c21h	300	800	0,05	35	2	2,8	14	10	1,2	4,83
		216	c21h	550	1020	0,10	35	1,8	2,1	15	14	2,2	6,33
		216	c21h	495,0	1460,0	0,1	35,0	1,9	8,5	25,5	16,0	0,8	2,01
	SOS seule	217	c22h	600	915	0,06	35	3,2	11	58	13	3	9,3
		217	c22h	833,3	818,3	0,1	35,0	2,2	5,7	34,0	12,0	4,8	15,3
		217	c22h	1200	900	0,05	35	1,9	2	25	10	2,5	9,3
		217	c22h	700	640	0,07	35	1,5	4,2	19	13	8,8	27,3

Tableau A. 5 (suite) : Ensemble des données utilisées pour l'ACP et la régression linéaire, correspondant aux valeurs moyennes relevées par cours et triées par configuration. Le paramètre *Cg* n'est pas utilisé pour l'ACP. Les observations particulières de l'ACP à neuf variables dans plan factoriel F1F2 sont surlignées en rouge et celles dans le plan factoriel F1F4 en bleu. Les observations particulières pour l'ACP à trois variables dans plan factoriel F1F2 sont surlignées en vert.

✓ ACP à neuf variables

Observations	coordonnées				Contributions (%)				Cosinus carrés			
	F1	F2	F3	F4	F1	F2	F3	F4	F1	F2	F3	F4
c11e	2,406	-0,278	2,052	1,731	5,676	0,135	8,631	8,880	**0,363**	0,005	0,264	0,188
c11e	1,667	0,947	-0,415	0,672	2,726	1,564	0,353	1,338	**0,573**	0,185	0,035	0,093
c11e	1,444	0,801	-2,099	0,399	2,044	1,119	9,030	0,473	0,218	0,067	**0,461**	0,017
c11e	1,152	2,318	-1,198	-0,115	1,302	9,370	2,940	0,039	0,155	**0,627**	0,167	0,002
c12e	2,859	-0,338	-0,289	1,969	8,011	0,199	0,171	11,492	**0,598**	0,008	0,006	0,284
c12e	2,182	0,694	-0,203	0,699	4,665	0,840	0,084	1,447	**0,774**	0,078	0,007	0,079
c12e	1,728	1,617	0,058	0,453	2,928	4,559	0,007	0,607	**0,457**	0,400	0,001	0,031
c12e	1,957	0,803	-0,376	-0,325	3,756	1,124	0,290	0,314	**0,512**	0,086	0,019	0,014
c21e	-2,801	1,004	3,851	0,741	7,691	1,756	30,393	1,629	0,296	0,038	**0,559**	0,021
c21e	-1,749	2,652	0,424	-1,473	3,000	12,265	0,368	6,427	0,212	**0,488**	0,012	0,151
c21e	-1,685	2,203	-0,811	0,456	2,782	8,461	1,348	0,615	0,222	**0,380**	0,051	0,016
c21e	-2,104	2,024	0,698	0,021	4,338	7,141	0,999	0,001	**0,468**	0,433	0,052	0,000
c21e	-2,179	2,237	-0,671	0,361	4,656	8,722	0,923	0,387	0,311	**0,327**	0,029	0,009
c22e	1,890	-0,019	0,863	-0,829	3,502	0,001	1,526	2,037	**0,656**	0,000	0,137	0,126
c22e	1,726	0,914	-0,936	-0,514	2,922	1,458	1,797	0,784	**0,358**	0,100	0,105	0,032
c22e	1,897	-0,254	1,073	-0,371	3,528	0,113	2,358	0,408	**0,348**	0,006	0,111	0,013
c22e	3,611	-0,373	2,333	-2,544	12,781	0,242	11,156	19,186	**0,420**	0,004	0,175	0,208
c22e	0,326	-0,365	0,982	0,113	0,104	0,233	1,979	0,038	0,025	0,031	0,224	0,003
c11h	-2,175	-0,506	-0,811	-1,285	4,637	0,447	1,347	4,897	**0,602**	0,033	0,084	0,210
c11h	-1,985	-0,605	-0,447	-0,545	3,863	0,638	0,410	0,879	**0,712**	0,066	0,036	0,054
c11h	-2,119	-1,013	-0,201	-0,699	4,401	1,790	0,083	1,447	**0,669**	0,153	0,006	0,073
c11h	-1,662	-0,296	-0,330	0,350	2,707	0,152	0,223	0,363	**0,495**	0,016	0,019	0,022
c12h	-0,896	-1,593	0,309	1,060	0,787	4,424	0,196	3,330	0,158	**0,500**	0,019	0,221
c12h	-0,735	-0,414	-0,346	1,269	0,529	0,299	0,246	4,771	0,128	0,041	0,028	**0,381**
c12h	-0,582	-1,483	-0,580	1,166	0,333	3,833	0,689	4,032	0,059	**0,384**	0,059	0,237
c12h	-0,558	-1,249	-0,523	0,175	0,305	2,720	0,561	0,091	0,135	**0,677**	0,119	0,013
c12h	-0,471	-0,530	-2,101	-1,275	0,218	0,489	9,052	4,819	0,029	0,037	**0,586**	0,216
c12h	-0,104	-2,226	0,102	-1,345	0,011	8,636	0,021	5,358	0,001	**0,408**	0,001	0,149
c21h	-0,687	0,288	-0,381	0,066	0,463	0,145	0,297	0,013	0,183	0,032	0,056	0,002
c21h	-0,891	-1,660	-0,160	1,299	0,778	4,805	0,053	5,002	0,137	**0,474**	0,004	0,290
c21h	-1,706	-0,850	1,003	0,899	2,853	1,259	2,061	2,394	**0,363**	0,090	0,125	0,101
c22h	-0,279	-0,177	1,212	-1,234	0,076	0,055	3,012	4,511	0,017	0,007	0,324	**0,336**
c22h	0,061	-1,113	-0,217	-0,645	0,004	2,159	0,097	1,233	0,001	**0,484**	0,018	0,163
c22h	-0,649	-1,778	0,022	-0,418	0,413	5,513	0,001	0,517	0,062	**0,467**	0,000	0,026
c22h	1,111	-1,383	-1,887	-0,284	1,209	3,334	7,298	0,239	0,109	0,169	**0,315**	0,007

Tableau A. 6 : Corrélation, contribution et cosinus carrés des observations pour les trois premières dimensions. Les références aux configurations « c » sont de type cXYZ avec X = n° de la configuration (« 1 » ou « 2 »), Y = n° de la salle (« 1 » pour 216 et « 2 » pour 217), Z = la saison (« e » pour été et « h » pour hiver). Observations particulières du plan factoriel F1F2 (rouge) et du plan factoriel F1F4 (bleu)

✓ ACP à trois variables

		F1	F2	F3
Valeur propre		1,364	1,060	0,575
Variabilité (%)		45,482	35,340	19,178
% cumulé		45,482	80,822	100,000
Vecteurs propres	Top	0,733	-0,035	0,679
	Em	-0,404	0,781	0,476
	TRA (l/s/p)	0,547	0,624	-0,558

Tableau A. 7 : Valeurs propres vecteurs propres et pourcentage de variabilité associés aux facteurs de l'ACP

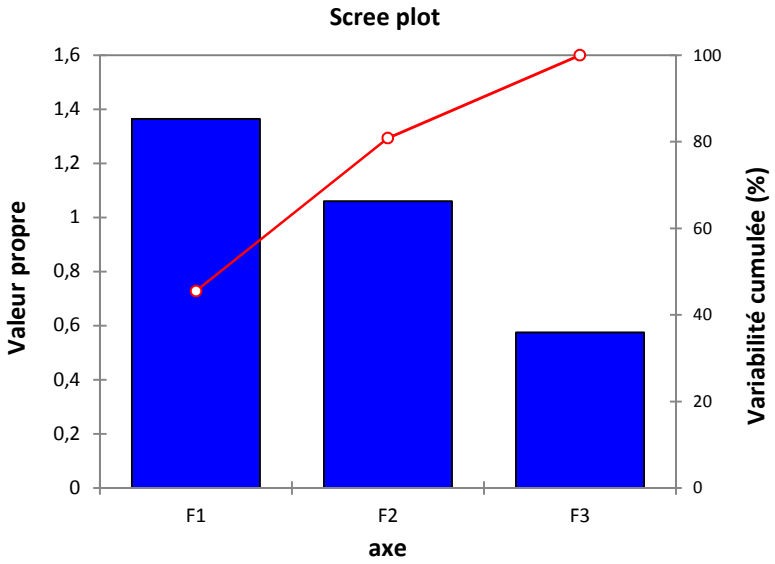


Figure A. 16 : Scree plot illustrant la variabilité des données expliquée par chaque facteur

variables	Corrélations			Contributions des variables (%)			Cosinus carrés des variables		
	F1	F2	F3	F1	F2	F3	F1	F2	F3
Top	0,856	-0,036	0,515	**53,741**	0,120	**46,139**	**0,733**	0,001	0,265
Em	-0,472	0,804	0,361	16,344	**60,984**	22,673	0,223	**0,647**	0,130
TRA (l/s/p)	0,639	0,642	-0,424	29,915	**38,896**	31,189	0,408	**0,412**	0,179

Tableau A. 8 : Corrélation, contribution et cosinus carrés des variables pour les trois premières dimensions. En gras : les contributions supérieures à la moyenne arithmétique des contributions de toutes les variables pour chaque facteur et les cosinus carré les plus importants pour chaque variable.

Observations	coordonnées			Contributions (%)			Cosinus carrés		
	F1	F2	F3	F1	F2	F3	F1	F2	F3
c11e	0,746	1,723	1,583	1,167	8,004	12,444	0,092	**0,492**	0,415
c11e	1,781	0,448	0,215	6,645	0,542	0,229	**0,928**	0,059	0,014
c11e	2,391	0,154	-0,589	11,970	0,064	1,725	**0,939**	0,004	0,057
c11e	2,207	-0,532	-0,349	10,199	0,763	0,604	**0,923**	0,054	0,023
c12e	1,711	1,529	0,436	6,127	6,302	0,945	**0,536**	0,429	0,035
c12e	1,469	0,243	-0,154	4,518	0,159	0,118	**0,963**	0,026	0,011
c12e	1,433	-0,374	-0,275	4,298	0,377	0,374	**0,905**	0,062	0,033
c12e	1,264	-0,426	-0,624	3,343	0,490	1,932	**0,737**	0,084	0,179
c21e	-0,713	-0,698	1,448	1,065	1,313	10,408	0,165	0,158	**0,678**
c21e	0,324	-1,183	0,111	0,220	3,769	0,061	0,069	**0,922**	0,008
c21e	1,226	-1,381	0,522	3,148	5,143	1,354	0,408	**0,518**	0,074
c21e	0,523	-1,181	0,690	0,573	3,759	2,364	0,128	**0,650**	0,222
c21e	1,255	-1,462	0,679	3,299	5,761	2,290	0,377	**0,512**	0,110
c22e	0,120	0,407	0,196	0,030	0,447	0,191	0,066	**0,758**	0,176
c22e	0,444	-0,046	-0,970	0,413	0,006	4,677	0,173	0,002	**0,825**
c22e	-0,815	1,221	0,742	1,391	4,015	2,732	0,246	**0,551**	0,203
c22e	0,965	1,134	0,451	1,950	3,465	1,012	0,385	**0,531**	0,084
c22e	-0,115	-0,678	0,563	0,028	1,239	1,572	0,017	**0,582**	0,401
c11h	-1,436	-0,152	-0,774	4,316	0,062	2,976	**0,768**	0,009	0,223
c11h	-1,344	-0,340	-0,322	3,781	0,312	0,515	**0,892**	0,057	0,051
c11h	-1,570	0,283	0,018	5,160	0,217	0,002	**0,968**	0,032	0,000
c11h	-1,026	-1,153	-0,210	2,203	3,581	0,218	0,434	**0,548**	0,018
c12h	-1,387	-0,331	-0,115	4,028	0,296	0,065	**0,940**	0,054	0,006
c12h	-0,544	-1,017	-0,867	0,620	2,785	3,730	0,142	**0,497**	0,361
c12h	-0,956	-0,720	-0,407	1,913	1,396	0,824	**0,572**	0,324	0,104
c12h	-0,930	0,060	-0,367	1,809	0,010	0,669	**0,862**	0,004	0,134
c12h	-0,642	-0,021	-1,287	0,863	0,001	8,229	0,199	0,000	**0,801**
c12h	-1,118	2,386	0,840	2,619	15,344	3,506	0,164	**0,744**	0,092
c21h	-0,449	-1,235	0,221	0,422	4,113	0,243	0,113	**0,859**	0,028
c21h	-1,264	-0,440	-0,156	3,348	0,521	0,121	**0,880**	0,106	0,013
c21h	-0,925	-1,074	0,816	1,792	3,109	3,304	0,320	**0,431**	0,249
c22h	-1,043	0,004	-0,372	2,279	0,000	0,688	**0,887**	0,000	0,113
c22h	-0,657	1,214	-0,516	0,903	3,970	1,324	0,199	**0,679**	0,123
c22h	-1,260	1,424	1,002	3,325	5,466	4,984	0,344	**0,439**	0,217
c22h	0,334	2,213	-2,179	0,233	13,201	23,569	0,011	**0,502**	0,486

Tableau A. 9 : Corrélation, contribution et cosinus carrés des observations pour les trois premières dimensions. Les références aux configurations « c » sont de type cXYZ avec X = n° de la configuration (« 1 » ou « 2 »), Y = n° de la salle (« 1 » pour 216 et « 2 » pour 217), Z = la saison (« e » pour été et « h » pour hiver). Les observations particulières du plan factoriel F1F2 sont surlignées en vert.

✓ Régression linéaire multiple

Obs	Cg	Préd(Cg)	Résidu	Résidu std.	Ecart-type sur la préd. (Moy)	Borne inf. 95% (Moy)	Borne sup. 95% (Moy)	Ecart-type sur la préd. (Obs)	Borne inf. 95% (Obs)	Borne sup. 95% (Obs)
c11e	3,430	3,043	0,387	0,795	0,240	2,554	3,532	0,543	1,938	4,148
c11e	3,903	3,642	0,261	0,537	0,144	3,348	3,935	0,507	2,608	4,676
c11e	4,710	3,880	0,830	1,706	0,154	3,567	4,193	0,510	2,841	4,919
c11e	3,570	4,003	-0,433	-0,889	0,171	3,655	4,350	0,516	2,952	5,053
c12e	3,650	3,359	0,291	0,599	0,174	3,004	3,713	0,517	2,306	4,411
c12e	3,363	3,566	-0,202	-0,416	0,116	3,329	3,802	0,500	2,547	4,584
c12e	3,640	3,701	-0,061	-0,126	0,128	3,440	3,962	0,503	2,676	4,726
c12e	2,800	3,637	-0,837	-1,720	0,126	3,379	3,894	0,503	2,613	4,661
c21e	3,380	3,142	0,238	0,489	0,103	2,933	3,351	0,497	2,129	4,155
c21e	3,260	3,545	-0,285	-0,586	0,117	3,307	3,783	0,500	2,526	4,564
c21e	3,880	3,928	-0,048	-0,098	0,160	3,602	4,253	0,512	2,885	4,971
c21e	3,555	3,645	-0,090	-0,186	0,121	3,399	3,892	0,501	2,624	4,667
c21e	3,700	3,967	-0,267	-0,548	0,166	3,629	4,304	0,514	2,920	5,014
c22e	3,223	3,081	0,142	0,291	0,091	2,895	3,266	0,495	2,072	4,089
c22e	4,600	3,241	1,359	2,794	0,108	3,021	3,461	0,498	2,225	4,256
c22e	1,330	2,586	-1,256	-2,582	0,159	2,262	2,911	0,512	1,543	3,629
c22e	3,570	3,203	0,367	0,755	0,140	2,917	3,489	0,506	2,171	4,234
c22e	3,390	3,293	0,097	0,199	0,087	3,116	3,471	0,494	2,286	4,300
c11h	2,870	2,633	0,237	0,488	0,155	2,316	2,949	0,511	1,592	3,673
c11h	2,957	2,737	0,220	0,452	0,129	2,475	2,999	0,503	1,712	3,762
c11h	3,000	2,522	0,478	0,983	0,135	2,248	2,796	0,505	1,493	3,550
c11h	3,000	3,056	-0,056	-0,116	0,128	2,796	3,316	0,503	2,032	4,081
c12h	2,600	2,731	-0,131	-0,270	0,121	2,484	2,978	0,501	1,710	3,753
c12h	3,200	3,151	0,049	0,102	0,154	2,837	3,464	0,510	2,111	4,190
c12h	2,870	2,960	-0,090	-0,186	0,125	2,707	3,214	0,502	1,937	3,984
c12h	2,794	2,776	0,018	0,037	0,112	2,547	3,005	0,499	1,759	3,793
c12h	2,800	2,843	-0,043	-0,089	0,150	2,538	3,149	0,509	1,806	3,881
c12h	2,500	2,195	0,305	0,627	0,240	1,707	2,683	0,542	1,090	3,300
c22h	2,700	2,568	0,132	0,271	0,137	2,289	2,847	0,505	1,538	3,598
c21h	2,500	3,299	-0,799	-1,643	0,103	3,090	3,508	0,497	2,286	4,312
c21h	2,700	2,798	-0,098	-0,202	0,118	2,558	3,039	0,501	1,779	3,818
c21h	3,100	3,128	-0,028	-0,058	0,083	2,959	3,297	0,494	2,123	4,134
c22h	3,000	2,751	0,249	0,512	0,117	2,512	2,990	0,501	1,731	3,770
c22h	2,433	2,572	-0,139	-0,285	0,126	2,314	2,830	0,503	1,548	3,596
c22h	1,600	2,397	-0,797	-1,638	0,192	2,005	2,788	0,523	1,331	3,462

Tableau A. 10 : Analyse des observations : Prédictions et résidus

Dans le Tableau A. 10 sont donnés pour chaque observation, la valeur de la variable explicative qualitative, la prédiction du modèle, les résidus et les intervalles de confiance. Deux types d'intervalles de confiance sont affichés : un intervalle de confiance autour de la moyenne (correspondant au cas où l'on ferait la prédiction pour un nombre infini d'observations avec un ensemble de valeurs données des variables explicatives) et un intervalle autour de la prédiction ponctuelle (correspondant au cas d'une prédiction isolée pour des valeurs données des variables explicatives). Le second intervalle est toujours plus grand que le premier, les aléas étant plus importants.

Annexe 4.1 : Relation entre les échelles de confort

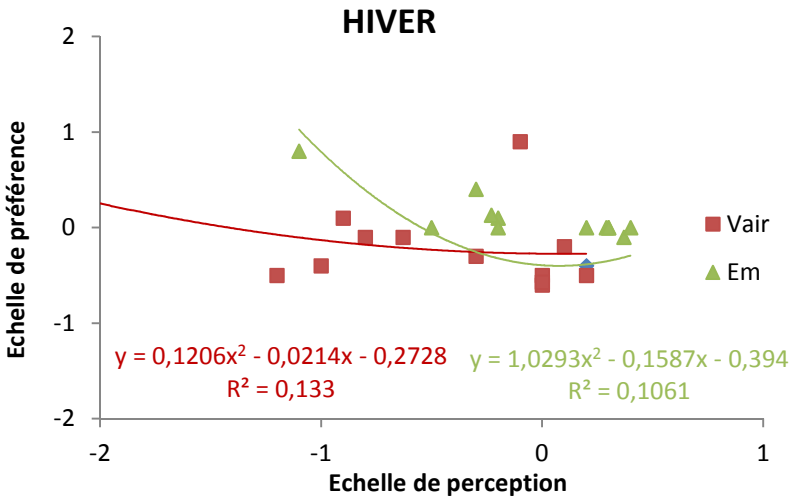


Figure A. 17 : Relation entre les votes de préférence et de sensation concernant les mouvements d'air et le niveau d'éclairage en période hiver.

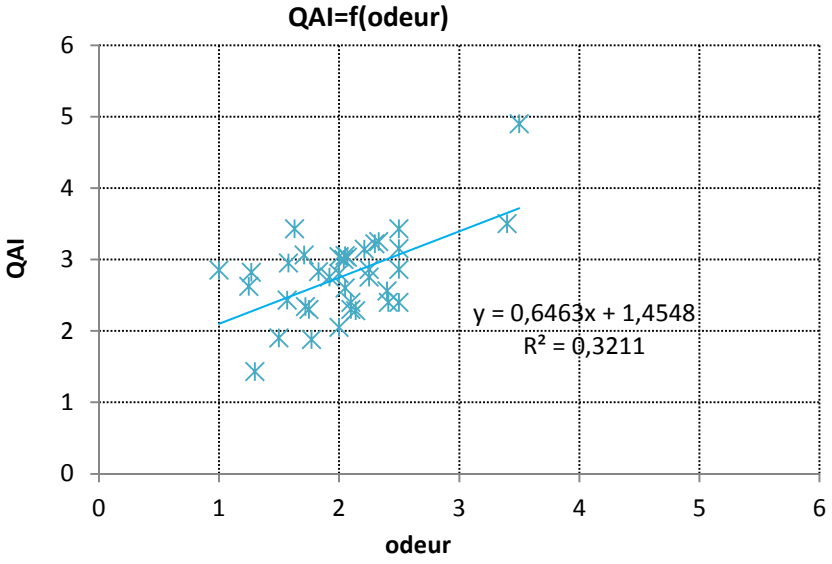


Figure A. 18 : Relation entre les votes de perception de la QAI et du niveau d'odeur

Annexe 4.2 : Jugements subjectif des occupants

Dans notre recherche des critères les plus influents sur la qualité globale des ambiances scolaires, 15 séries de questionnaires distribués aléatoirement au cours de l'année de mesure, ont eu pour unique vocation de renseigner les paramètres qui, selon les occupants, affectent le plus leur santé et leur productivité. Les votes ont été répartis sur une échelle à cinq niveaux d'impact pour chacun de ces critères. D'après la Figure A. 19, la répartition des 191 votes récupérés montre une forte dispersion des réponses et une hiérarchie des critères peu évidente, notamment sur l'aspect sanitaire. La QAI et la température d'air semblent toutefois les critères les plus néfastes à la santé et la productivité des occupants, d'après eux. Les moins néfastes semblent être la vitesse d'air et l'humidité. A noter que les odeurs semblent davantage gêner la productivité des occupants que leur santé.

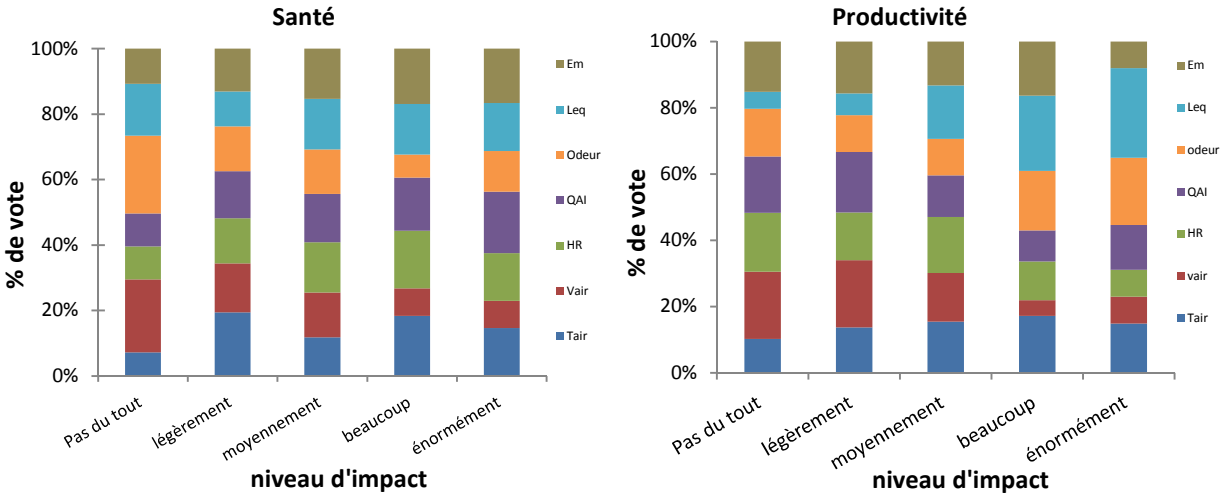


Figure A. 19 : Répartition des votes concernant le niveau de gêne estimé par les occupants sur leur santé et leur productivité, pour chaque critère étudié

Annexe 4.3 : Modèle d'ouverture des fenêtres [Leguen, 2011]

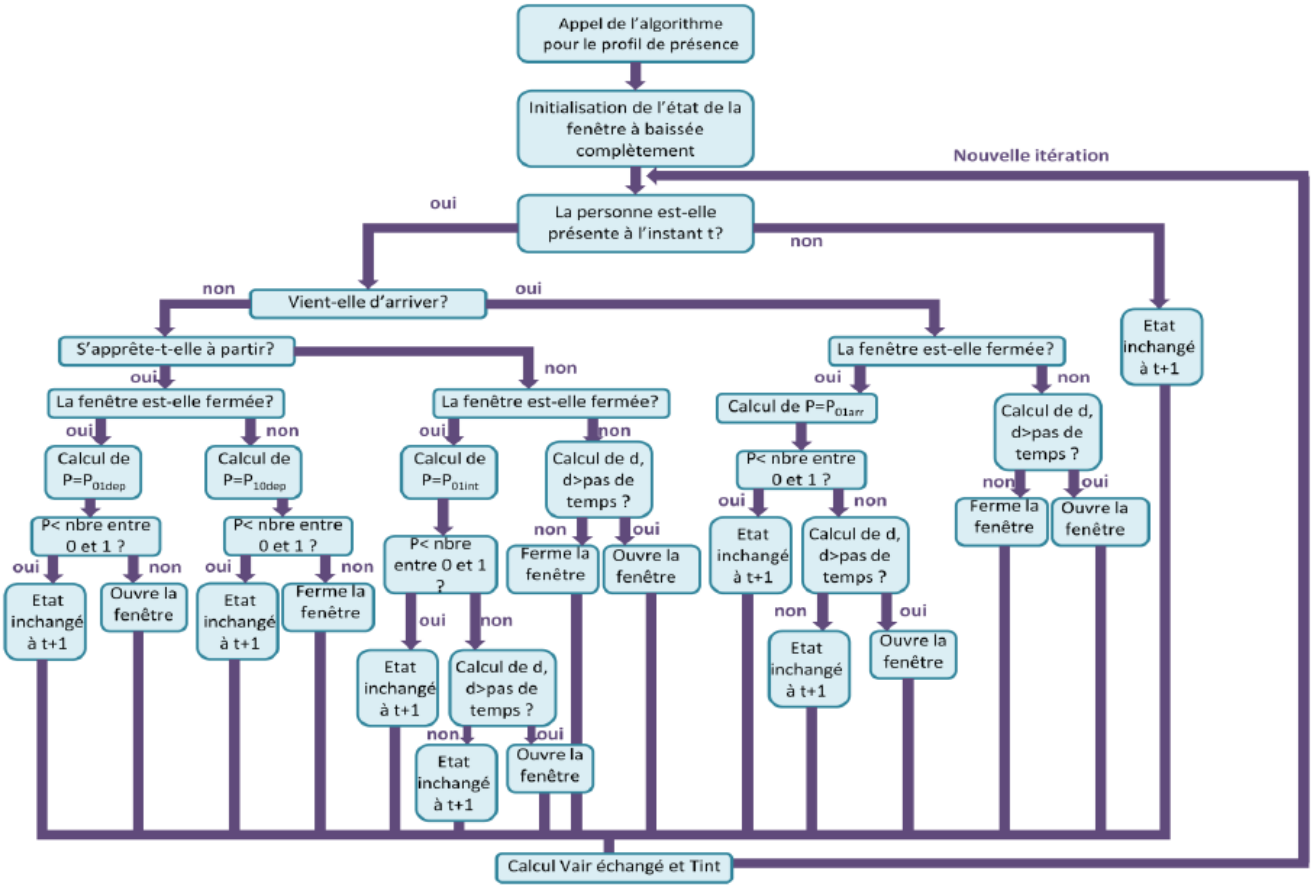


Figure A. 20 : Schéma de l'algorithme pour les actions sur les fenêtres

Annexe 4.4 : Modèle de comportement humain AdOCC [Moujalled, 2007]

Moujalled a développé un modèle de confort thermique (AdOCC pour « Adaptation de l'Occupant - Confort - Comportement) simulant également les actions adaptatives des occupants, qu'il a intégré au modèle thermo-aéraulique Trnsys/Contam (Figure A. 21).

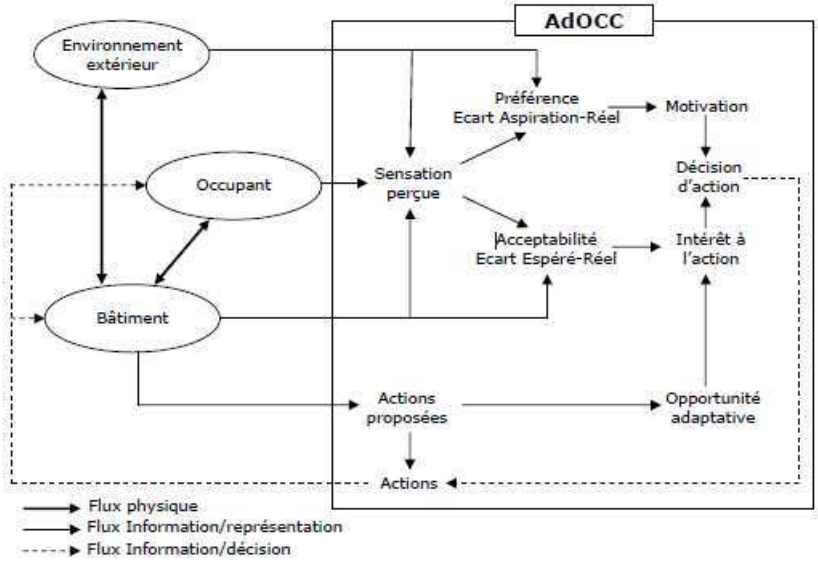


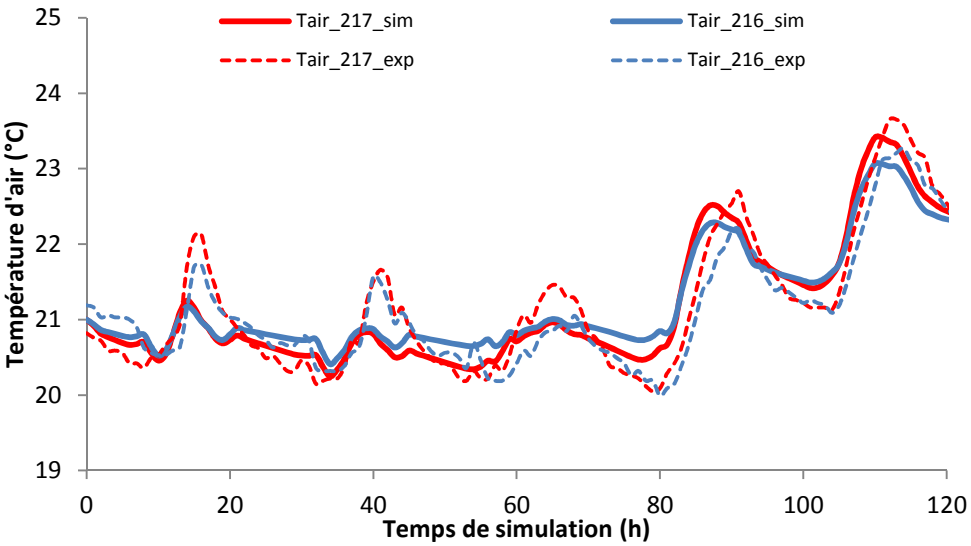
Figure A. 21 : Diagramme causal de la dynamique du confort thermique [Moujalled, 2007]

L'auteur a comparé les simulations avec des mesures réalisées dans trois bureaux ventilés naturellement en été et en hiver. Il a également comparé les simulations avec Adocc (simulations « dynamiques » comporte donc des rétroactions entre l'occupant et le local) et sans Adocc (simulations « statiques », l'occupant est considéré comme figé et le confort est évalué par le PMV). Les comparaisons se font sur la courbe de température, le vote ST (avec Adocc) et le PMV (sans Adocc). Cependant, Moujalled ne compare pas le nombre d'actions adaptatives simulées et réellement observées par jour par exemple.

Les simulations montrent que le modèle Adocc permet de mieux estimer les courbes de températures et la sensation thermique que sans Adocc (PMV surestime considérablement les votes ST). Les simulations en mode dynamique ont montré que le pourcentage de temps de confort peut être doublé par rapport aux simulations en mode statique (où le confort est mesuré par le PMV). Selon l'inertie thermique, l'orientation, la protection solaire et le climat, le confort peut être obtenu en été pendant plus de 80% du temps d'occupation en utilisant un ventilateur local ou la ventilation nocturne, sans avoir recours à la climatisation. L'utilisation du ventilateur correspond à une consommation de l'ordre de 10 W/m²/jour et la ventilation nocturne 30 W/m²/jour. Ces valeurs sont négligeables devant les consommations de climatisation qui peuvent être 10 fois plus importantes.

Annexe 5.1 : Validation du modèle thermo-aéraulique

✓ Simulation avec hypothèse sur les températures des zones adjacentes



✓ Simulation configuration 2 : couplage sans ajustement des débits de ventilation en façade

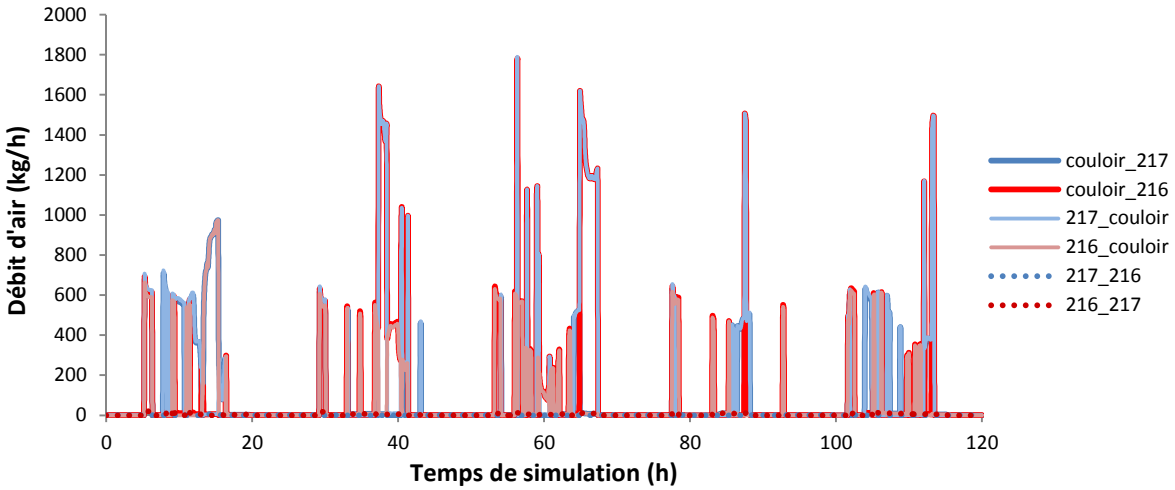


Figure A. 22 : Débits d'air échangés entre le couloir et les salles et entre les deux salles

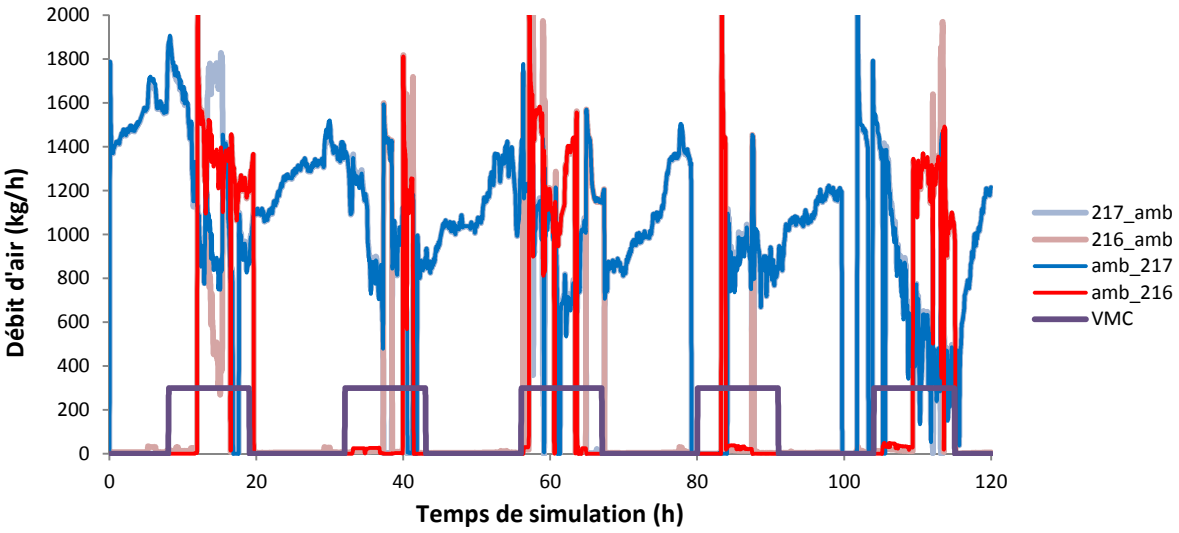


Figure A. 23 : Débits d'air échangés entre l'extérieur et les salles et débits de ventilation