



HAL
open science

Etude expérimentale et numérique des performances de la ventilation mécanique par insufflation : qualité de l'air intérieur dans les bâtiments résidentiels

Mireille Rahmeh

► **To cite this version:**

Mireille Rahmeh. Etude expérimentale et numérique des performances de la ventilation mécanique par insufflation : qualité de l'air intérieur dans les bâtiments résidentiels. Génie civil. Université de La Rochelle, 2014. Français. NNT : 2014LAROS011 . tel-01131382

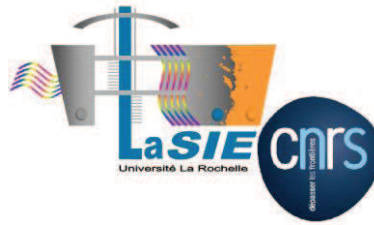
HAL Id: tel-01131382

<https://theses.hal.science/tel-01131382>

Submitted on 13 Mar 2015

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 Science et Technologie
Laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement

Ecole doctorale Sciences et Ingénierie en Matériau, Mécanique, Énergétique et Aéronautique

Thèse de doctorat en Génie Civil

ETUDE EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE DES PERFORMANCES DE LA VENTILATION MECANIQUE PAR INSUFFLATION : QUALITE DE L'AIR INTERIEUR DANS LES BATIMENTS RESIDENTIELS

Mireille RAHMEH

Soutenance prévue le 04 juillet 2014

JURY

M. ANTCZAK Emmanuel	Professeur	Université d'Artois, France	Rapporteur
M. BELARBI Rafik	Professeur	Université de La Rochelle, France	Examineur
M. BOSSCHAERTS Walter	Professeur	Ecole Royale Militaire ERM, Belgique	Rapporteur
M. GINESTET Stéphane	Maître de conférences	INSA de Toulouse, France	Examineur
M. LIMAM Karim	Maître de conférences	Université de La Rochelle, France	Examineur
M. MICHEA Bertrand	Dr. Ingénieur	VentilAirSec, France	Examineur

*A ma famille,
Ma mère Léna,
Mon père Michel,
Roy, Jessica et Peter.*

REMERCIEMENTS

Sur cette page se referme un bel et éprouvant chapitre de ma vie...

Un peu plus de trois ans de travail soutenu pour écrire les dernières lignes de ce manuscrit de thèse qui apparaissent pourtant en premier. Les émotions se bousculent mais les mots sont difficiles à trouver.

Cette thèse a été effectuée entre le laboratoire des Sciences de l'Ingénieur pour l'Environnement, LaSIE (ancien Leptiab) à La Rochelle et la société Ventilairsec à Saint-Herblain. Les essais expérimentaux à l'échelle réelle ont été réalisés à Mériadec-Pluneret.

Je remercie tout d'abord Francis ALLARD l'ancien directeur du laboratoire et Karim AIT-MOKHTAR son directeur actuel de m'avoir accueilli au sein du LaSIE.

J'aimerais remercier mes directeurs de thèse, Karim LIMAM et Bertrand MICHEA. Karim, je te remercie de m'avoir accordé ta confiance et ta patience. Bertrand, même arrivé un an plus tard, tu étais d'un grand soutien. Je te remercie pour ton encadrement et ton aide. Je vous remercie pour votre présence tant sur le plan scientifique qu'humain.

Je tiens également à vous remercier, Michèle POTARD et Claude BARDOUL, vous qui êtes à l'origine de ce projet, de m'avoir accueilli au sein de votre équipe et soutenu depuis le début.

J'étais honorée que Emmanuel ANTCZAK, Walter BOSSCHAERTS, Stéphane GINESTET et Rafic BELARBI, fassent parti des membres du jury. Je vous adresse mes remerciements les plus sincères.

Un grand merci à Juslin KOFFI, pour nos échanges scientifiques. Sans ton aide et tes conseils, mon travail n'aurait pas pu aboutir.

J'ai quitté ma famille et mes amis pour continuer mes études donc il m'a fallu un entourage solide pour « *survivre et rester saine d'esprit* ». J'avais de la chance de trouver des amis qui m'ont fourni le soutien et l'amitié dont j'avais besoin. Je tiens spécialement à vous remercier Roland et Kevin de m'avoir aidé dans la relecture du manuscrit, Pierre pour tes conseils et le temps accordé. Rayan, mon amie, d'être toujours présente. Nissrine « *commidant* » de me donner le sourire. Mes chers amis du bureau, Alexandra, Lisa, Malek, Jean-Louis...j'ai passé des très bons moments et merci d'avoir supporté Mme Autoritaire et Mme Grognon. Je n'aurai pas pu survivre sans vous tous.

Sans oublier tous mes collègues et amis, AdrienS le gros et le grand, Axel, Nazir, Laurent, Kamilia, Massi, Ibrahim, Salah, Hassan... et tous ceux qui m'ont apporté leur soutien, leur conseil et qui ont été présents tout au long de ce périple... Un grand merci.

J'aimerais également remercier mes amis, au Liban et à Lyon qui ne font pas partie de ma vie professionnelle (trop nombreux pour être énumérés ici, mais vous savez qui vous êtes !), d'être à mes côtés.

Enfin, mes remerciements les plus profonds vont à ma famille, pour leur soutien et leur amour... Je vous aime !

RESUME

La mauvaise qualité de l'air intérieur a été classée parmi les cinq principaux risques environnementaux sur la santé publique (EPA, 2013). La ventilation est une solution bien connue pour réduire la variété de contaminants qui pourraient être trouvés à l'intérieur de bâtiments résidentiels. Cependant, comme l'air propre est un facteur essentiel pour une vie saine et un bâtiment sain, une faible consommation d'énergie est essentielle pour une planète saine. Pour ces raisons, différentes recherches scientifiques sont menées pour l'amélioration des performances des systèmes de ventilation afin de créer un équilibre entre la distribution de l'air et la qualité de l'air intérieur d'un côté et le confort thermique et l'efficacité énergétique d'un autre côté.

Un des systèmes de ventilation existants est la ventilation mécanique par insufflation (VMI). Son principe consiste à introduire mécaniquement de l'air neuf depuis l'extérieur, après l'avoir filtré et préchauffé. Les systèmes existant à ce jour en France introduisent l'air via un ou deux points d'insufflation (situés généralement au centre de l'habitation). Quant à l'évacuation de l'air vicié, celui-ci est véhiculé par les sorties naturelles installées dans chaque pièce de la maison.

L'objectif de ce travail est tout d'abord d'étudier les performances de la ventilation par insufflation dans un environnement réel puis de trouver des pistes d'amélioration qui permettront d'atteindre une meilleure qualité de l'air intérieur.

En se basant sur deux études préliminaires présentées par le chapitre II, on a installé un système à insufflation répartie (un point d'insufflation/pièce de vie) dans une maison réelle où l'on a mené des expérimentations. Des scénarios d'émission de polluant ont été effectués à l'aide de la technique de gaz traceur. L'étude a montré que, malgré un débit de ventilation global du système VMI inférieur à celui du système de référence (ventilation mécanique par extraction hygroréglable B), la VMI fournit des résultats satisfaisants. En outre, elle aide à lutter contre le confinement des chambres et à réduire à l'intérieur, les concentrations des particules provenant des sources extérieures.

Une étude numérique est réalisée en utilisant un modèle aéraulique et de transfert de masse multizone. Les résultats ont montré un bon accord avec l'expérience et sont prometteurs pour l'avenir, une étude paramétrique permettant d'améliorer la performance de la VMI vient parachever ce travail.

Mots-clefs : Ventilation mécanique par insufflation, qualité de l'air intérieur, transfert de polluant, particules, expérimentation à l'échelle réelle, modélisation multizone

ABSTRACT

Poor indoor air quality has been ranked among the top five environmental risks on public health (EPA, 2013). The ventilation is a well-recognized solution for reducing the variety of contaminants that could be found inside residential buildings. However; as well as, clean air is an essential factor for a healthy life and a healthy building; low energy consumption is significant for a healthy planet. For these reasons, scientific research are conducted to improve the performance of ventilation systems in order to obtain a balance in the controversial relationship between the air distribution and indoor air quality on a hand and the thermal comfort and energy efficiency on the other hand.

One of the existing ventilation systems is the Supply-Only Ventilation (SOV), known also as positive input ventilation (PIV). It functions by mechanically introducing fresh, filtered and preheated air into the center of the building. So far, the existing systems in France introduce air through one or two supply points (usually located in the center of the house). As for the evacuation, steal air goes out through natural vents installed in each room of the house.

The aim of this study is to evaluate the performance of this system in terms of indoor air quality in a real environment and to find improvement field that will help in increasing the indoor air quality.

Based on preliminary studies and on the airflow path principle required by French regulation, we decided to investigate a Multi Supply-Only Ventilation system (M-SOV). The idea is to have an insufflation point in the bedrooms and living room, while the free air outlets are located in the utility rooms (kitchen, bathroom and toilets). Different emission scenarios are experimentally simulated using tracer gas methods. The study shows that even though the flow rate of this system is lower than the extract only ventilation system (EOV), it provides satisfactory results. In addition, it helps fight against the confinement room and reduce the indoor particles concentrations originated from outdoor sources.

A numerical study using a multizone airflow and contaminant transport model is performed. The numerical results show a good agreement with that of the experimental ones. Moreover, they are promising for the future parametric study in order to improve the SOV performance.

Key-words: Supply-Only ventilation, indoor air quality, contaminant transfer, particles, full-scale experiment, multizone modeling

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE	5
CHAPITRE I. QUALITE DE L’AIR INTERIEUR ET VENTILATION DES HABITATIONS	7
I.1 QUALITE DE L’AIR INTERIEUR	8
I.1.1 Polluants intérieurs et sources	8
I.1.2 Effets sanitaires.....	12
I.1.3 Cas particulier de l’humidité.....	14
I.1.4 Exposition aux polluants et valeurs guides.....	14
I.2 LA VENTILATION AU COURS DU TEMPS	15
I.2.1 Avant XIX ^{ème} siècle.....	15
I.2.2 Après XIX ^{ème} siècle	16
I.2.3 La ventilation et la crise énergétique.....	17
I.3 MODES DE VENTILATIONS EXISTANTS.....	18
I.3.1 Principes de la ventilation.....	18
I.3.2 Systèmes de ventilation.....	19
I.3.3 Spécifié de la ventilation mécanique par insufflation.....	21
I.4 CRITERES D’EVALUATION DES PERFORMANCES DE LA VENTILATION	22
I.4.1 Concept de l’âge de l’air.....	23
I.4.2 Efficacité du renouvellement d’air	24
I.4.3 Efficacité d’extraction des polluants.....	24
I.4.4 Comparaison entre ϵ^a et ϵ^c	25
I.4.5 Indice de confort	26
I.5 STRATEGIES DE DISTRIBUTION DE L’AIR.....	27
I.6 NORMES ET REGLEMENTATIONS APPLICABLES A LA VENTILATION DES HABITATIONS ..	29
I.7 SYNTHESE.....	36
CHAPITRE II. ETUDES PRELIMINAIRES.....	38
II.1 ETUDE NUMERIQUE	39
II.1.1 Approches de modélisation du bâtiment.....	39
II.1.2 Choix de l’outil de modélisation	41
II.1.3 Configuration du cas d’étude.....	42
II.1.4 Scénarios d’occupation et d’émission de polluants.....	44
II.1.5 Description générale du modèle sous CONTAM	46
II.1.6 Modélisation des champs de pression.....	47
II.1.7 Modélisation des débits d’air	49
II.1.8 Modélisation des polluants.....	52
II.1.9 Mise en œuvre du modèle numérique sans effets moteurs naturels.....	53
II.1.10 Analyse de l’effet du tirage thermique.....	58
II.1.11 Analyse de l’effet du vent	60
II.1.12 Analyse de l’effet d’une évacuation par conduits pour la VMI-R.....	64
II.1.13 Synthèse	66
II.2 ETUDE EXPERIMENTALE.....	67
II.2.1 Description de la cellule-test.....	67
II.2.2 Configurations étudiées	67
II.2.3 Mesure des paramètres physiques de l’ambiance	68
II.2.4 Instrumentation de la cellule-test.....	71
II.2.5 Protocole expérimental.....	72
II.2.6 Analyse du renouvellement d’air.....	74
II.2.7 Analyse de l’extraction de polluant.....	76
II.2.8 Synthèse	78

II.3	CONCLUSION.....	78
CHAPITRE III. EVALUATION EXPERIMENTALE DES PERFORMANCES D'UNE VMI EN ENVIRONNEMENT REEL 79		
III.1	MAISON EXPERIMENTALE ET SON ENVIRONNEMENT	80
III.1.1	Présentation de la maison	80
III.1.2	Systèmes de ventilations étudiés	82
III.2	MOYENS ET METHODOLOGIES DE MESURE	86
III.2.1	Mesure des conditions climatiques	87
III.2.2	Mesure de la température et de l'humidité relative	89
III.2.3	Mesure des débits de ventilation.....	90
III.2.4	Mesure de la pression différentielle	92
III.2.5	Mesure des particules.....	93
III.2.6	Mesure de gaz traceur.....	97
III.3	MESURES PRELIMINAIRES.....	100
III.3.1	Evaluation de la perméabilité à l'air.....	100
III.3.2	Evaluation de l'homogénéité des concentrations.....	105
III.3.3	Evaluation de l'efficacité des systèmes de ventilation	107
III.4	ETUDE DE TRANSFERT D'UN POLLUANT A L'INTERIEUR DE LA MAISON.....	108
III.4.1	Cas étudiés.....	108
III.4.2	Répétabilité des mesures	110
III.4.3	Indices de comparaison.....	111
III.4.4	Transferts de polluants depuis la cuisine et le séjour.....	113
III.4.5	Transferts de polluants depuis les salles d'eau.....	116
III.4.6	Transferts de polluants depuis les chambres	118
III.4.7	Effet de l'ouverture des portes intérieures	122
III.4.8	Analyse de la pression différentielle	126
III.4.9	Synthèse	127
III.5	ETUDE DE TRANSFERT DES PARTICULES FINES DEPUIS L'EXTERIEUR.....	128
III.5.1	Efficacité de filtration de la VMI.....	128
III.5.2	Les cas étudiés.....	129
III.5.3	Méthodes de corrélations statistiques	131
III.5.4	Corrélation avec la pollution particulaire extérieure	133
III.5.5	Corrélation avec d'autres paramètres	135
III.5.6	Effet de l'occupation et de la fermeture/ouverture des portes	140
III.5.7	Synthèse	141
III.6	CONCLUSION.....	141
CHAPITRE IV. EVALUATION NUMERIQUE DES PERFORMANCES D'UNE VMI..... 143		
IV.1	DESCRIPTION DU MODELE SOUS CONTAM	144
IV.1.1	Modélisation des débits via les grandes ouvertures	145
IV.1.2	Modélisation de la VMI-R.....	146
IV.1.3	Modélisation de la VMC HB.....	147
IV.2	CONFRONTATION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET NUMERIQUES.....	148
IV.2.1	Conditions des simulations.....	148
IV.2.2	Cas de la VMI-R à débit constant.....	149
IV.2.3	Cas de la VMC hygroréglable	156
IV.2.4	Influence de la perméabilité des cloisons	163
IV.3	DISCUSSION ET CONCLUSION	165
CONCLUSION ET PERSPECTIVES..... 166		

LISTE DES FIGURES	169
LISTE DES TABLEAUX	172
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	174
ANNEXE SEPRE	177

NOMENCLATURE

Lettres latines

A	Section de l'orifice	[m ²]
A_f	Surface de fuite équivalente	[m ²]
A_{PF-RT}	Surface des parois froides selon la RT2005	[m ²]
C	Concentration du polluant	[mg.m ⁻³]
C_{cum}	Concentration cumulée en CO2	[ppm.h]
C_d	Coefficient de décharge	[-]
C_e	Concentration du polluant à l'entrée d'air	[mg.m ⁻³] ou [ppm]
C_{ext}	Concentration du polluant à l'extérieur	[mg.m ⁻³] ou [ppm]
C_{int}	Concentration du polluant à l'intérieur	[mg.m ⁻³] ou [ppm]
C_{env}	Coefficient de l'orifice	[m ³ /(h.Pa ⁿ)]
C_{G_i}	Concentration de particules mesurées par le Grimm n°1	[ppm]
$\overline{C_{max}}$	Ratio des concentrations maximales	[%]
$Cov(x, y)$	Covariance de x et y	[-]
C_p	Coefficient de la pression du vent	[-]
C_s	Concentration du polluant à la sortie	[mg.m ⁻³] ou [ppm]
c_s	Coefficient des pertes de charges singulières	[-]
C_T	Coefficient de correction thermique	[-]
C_α	Coefficient de l'orifice (constante)	[m ³ /(h.Pa ⁿ)]
D_h	Diamètre hydraulique	[m]
D_{vent}	Direction du vent	[degré]
E_0	Tension ou intensité de sortie à débit nul	[V] ou [A]
E_{FS}	Déviations totale de tension ou intensité	[V] ou [A]
E_{out}	Signal de tension ou intensité de sortie mesurée	[V] ou [A]
\bar{e}_r	Ecart relatif	[-]
f	Facteur de frottement dans les conduits	[-]
F_p	Facteur de profil de l'écoulement dans les conduits	[-]
I_4	Indice de perméabilité à 4 Pa	[m ³ .h ⁻¹ /m ²]
K_p	Facteur d'élargissement de l'incertitude	[-]
K_α	Facteur de correction	[-]
$k^{\alpha \rightarrow \beta}$	Coefficient de la réaction chimique du 1er ordre	[-]
l	Largeur	[m]
L	Longueur	[m]
m_i, m_i^α	Masse de l'air et masse d'une espèce α	[kg]
$m_{j \rightarrow i}$	Débit massique de la zone j vers la zone i	[kg.s ⁻¹]
N	Taux de renouvellement d'air	[h ⁻¹]
n	Exposant de l'écoulement	[-]
N_{50}	Indice de perméabilité à 50 Pa	[h ⁻¹]
N_c	Nombre des chambres dans la maison	[-]
N_h	nombre d'heure durant lequel HR>75%	[h]

P	Périmètre de la section de la gaine	[m]
$P_{i,0}$ et $P_{j,0}$	Pression de la zone i et j à une hauteur de référence	[Pa]
P_i et P_j	Pression de la zone i et j à une hauteur z	[Pa]
P_r	Probabilité critique P-valeur	[%]
$P_T(z)$	Pression totale à une hauteur z	[Pa]
P_{atm}	Pression atmosphérique	[Pa]
P_{dyn}	Pression dynamique	[Pa]
P_{vent}	Pression du vent	[Pa]
Q_e	Débit d'air entrant	[m ³ .h ⁻¹]
Q_f	Débit de fuite d'air	[m ³ .h ⁻¹]
Q_p	Débits traversant les détalonnages des portes	[m ³ .h ⁻¹]
Q_s	Débit d'air sortant	[m ³ .h ⁻¹]
Q_v	Débit de ventilation	[m ³ .h ⁻¹]
r	Coefficient de corrélation de Pearson	[-]
R^2	Coefficient de détermination	[-]
R_i^α	Coefficient d'élimination du polluant α	[-]
S, S_i^α	Débit de production de polluant	[mg.s ⁻¹]
S_e	Erreur standard	[-]
S_p	Surface du plancher	[m ²]
t	Temps	[h] ou [s]
T	Température de l'air	[K] ou [°C]
T_0	Température de l'air sous les conditions normales de T et P	[K] ou [°C]
u_i	Incertitude composée	[-]
u_x	Incertitude-type	[-]
V_c	Vitesse mesurée au centre de la gaine	[m.s ⁻¹]
V_{FS}	Paramètre de déviation totale de vitesse	[m.s ⁻¹]
V_i et V_j	Vitesse de l'air aux points i et j	[m.s ⁻¹]
V_n	Vitesse nominale	[m.s ⁻¹]
V_{vent}	Vitesse du vent	[m.s ⁻¹]
X_i^α	Concentration d'un polluant α dans une zone i	[kg/kg]
z_n	Hauteur du plan neutre dans une grande ouverture	[m]
ΔP_f	Pertes de charges par frottement	[Pa]
$\Delta P_{PdC,tot}$	Pertes de charges totales	[Pa]
ΔP_s	Pertes de charges singulières	[Pa]
ΔT	Différence de température	[K] ou [°C]

Lettres grecs

ρ	Coefficient de Spearman	[-]
ρ_0	Masse volumique de l'air sous les conditions normales de T et P	[kg.m ⁻³]
ρ_i et ρ_j	Masse volumique de l'air dans la zone i et j	[kg.m ⁻³]
ρ_{ext}	Masse volumique de l'air à l'extérieur	[kg.m ⁻³]
$\varepsilon^a, \varepsilon_p^a$	Efficacité du renouvellement d'air globale et locale	[%]

$\varepsilon^c, \varepsilon_p^c$	Efficacité d'extraction des polluants globale et locale	[-]
τ_n	Constante nominale du temps	[h]
$\langle \bar{\tau} \rangle$	Age moyen de l'air dans une pièce	[h]
$\bar{\tau}_r$	Temps de résidence de l'air dans une pièce	[h]
$\bar{\tau}_p$	Age local moyen de l'air	[h]
ε	Rugosité des gaines de ventilation	[mm]
α	Direction du vent	[degré]
ν	Viscosité de l'air	[-]
σ_x	Ecart-type expérimental	[-]
β	Coefficient de régression	[-]
γ	Constante de régression	[-]
\emptyset	Diamètre de la gaine	[m]
η_i^α	Efficacité de filtration du polluant entre les deux zones	[-]
$\tilde{\lambda}$	Constante de décroissance	[h ⁻¹]

Indices et Exposants

mes	mesuré
sim	simulé

Abréviations

AO	Avec occupation
cfm	Cubic feet per minute (ft ³ /min)
COV	Composés organiques volatiles
CTA	Centrale de traitement d'air
DHA	Distribution hybride de l'air
EAF	Entrée d'air fixe
HR	Humidité relative
hygro	Hygroréglable
PF	Portes fermées
PM	Particulate Matter
PO	Portes ouvertes
PPD	Pourcentage Prévisible d'Insatisfaits (pourcentage prévisible d'insatisfaits)
QAI	Qualité de l'air intérieur
SAF	Sortie d'air fixe
SBM	Syndrome du bâtiment malsain
SO	Sans occupation
S/O	Sans objet
VD	Ventilation par déplacement
VEL	Ventilation par extraction locale
VEP	Ventilation par effet piston
VM	Ventilation par mélange
VMC HB	Ventilation mécanique hygroréglable par extraction B
VMC-A	Ventilation mécanique autoréglable par extraction

VMI-C	Ventilation mécanique par insufflation centrale
VMI-R	Ventilation mécanique par insufflation répartie
VMI-R DC	Ventilation mécanique par insufflation répartie à débit constant
VMI-R HAP	Ventilation mécanique par insufflation répartie hygroréglable avec préchauffage
VMI-R HSP	Ventilation mécanique par insufflation répartie hygroréglable sans préchauffage
VMI-R'	Evacuation par des conduits
VP	Ventilation personnalisée
VS	Ventilation par stratification

INTRODUCTION GENERALE

En 2050 il est prévu que 2/3 de la population mondiale vive dans les zones urbaines, sachant qu'en Europe l'homme passe environ 90% de son temps à l'intérieur d'endroits clos plus ou moins confinés (bureau et lieu de travail, domicile, transports, etc...). Il paraît indispensable de s'assurer que ces endroits restent suffisamment ventilés avec un taux de renouvellement d'air convenable pour assurer une bonne qualité environnementale. Si l'on regarde le monde du bâtiment, celui-ci s'est adapté aux sollicitations de l'environnement (climat, pollution,...) mais également aux critères architecturaux, économiques ou fonctionnels. Il apparaît aujourd'hui une demande sociétale de plus en plus forte de bâtiments ayant à la fois un faible impact environnemental et une demande énergétique très limitée.

Pour répondre à cette demande, quantité de travaux cherchent à innover tant sur les composantes de l'enveloppe que sur les systèmes pouvant apporter une plus-value quant à l'amélioration de la qualité environnementale intérieure tout en assurant une réduction de la facture énergétique.

La ventilation des bâtiments joue un rôle crucial. En effet, celle-ci doit assurer l'hygiène, le confort et la préservation de la qualité de l'air intérieur. C'est pour cela qu'elle est aujourd'hui incontournable d'un point de vue réglementaire car son absence provoque la détérioration progressive de la qualité de l'ambiance et du bâtiment lui-même.

L'objectif principal de ces travaux concerne un système encore peu utilisé en France, bien qu'il soit fréquent en Espagne et, encore plus, en Grande Bretagne. Il s'agit de la ventilation mécanique par insufflation (VMI). Nous cherchons donc ici à évaluer les capacités d'une VMI à assurer, au sein d'une ambiance habitable, une bonne qualité d'air intérieur pour les usagers. Ensuite, nous chercherons à proposer une amélioration du système actuel. Rappelons que, pour une ambiance habitable, l'ampleur et la diversité des phénomènes en jeu (grand nombre de paramètres, conditions environnementales et climatiques en perpétuel changement), nécessitent souvent d'envisager à la fois une approche contrôlée des phénomènes (de type laboratoire), mais également des évaluations en conditions réelles (in situ à l'échelle 1).

Dans un premier chapitre, nous nous sommes intéressés à la problématique concernant la qualité de l'air intérieur et la ventilation des habitations en réalisant une étude bibliographique.

Un second chapitre que nous proposons comme une étude préliminaire, vient évaluer l'apport qu'occasionnerait en termes de qualité de l'air intérieur une insufflation répartie (insufflation dans les pièces de vie et évacuation naturelle par les pièces techniques) par rapport à une insufflation centrale standard. De plus, on a étudié l'influence des mécanismes naturels de ventilation, du tirage thermique et de la pression du vent sur les débits d'air. Toujours dans ce second chapitre, nous avons mené une étude expérimentale. Il s'agit de simulations dans une ambiance contrôlée (cellule Test au LaSIE), qui nous ont permis de mieux appréhender la position optimale et le taux d'insufflation dans une pièce de vie.

Un troisième chapitre s'attache à une mise en situation sous charge climatique réelle (il s'agit d'une maison à échelle réelle). Dans cette partie, nous nous intéressons à l'efficacité de la ventilation mécanique par insufflation répartie (à débit constant et à débit hygroréglable), vis-à-vis de l'évacuation de polluants. Ces derniers pouvant être à l'intérieur de la maison (source interne) ou encore originaire de l'extérieur. Une comparaison avec la ventilation mécanique par extraction hygroréglable est effectuée pour positionner le système en question par rapport à celui recommandé en bâtiment à basse consommation.

Le quatrième chapitre concerne une approche numérique. Il s'agit pour cette partie de faire le choix d'une modélisation appropriée à notre problématique puis de proposer un outil de prédiction pour envisager des études paramétriques qui permettraient de couvrir différents cas de figures simulés pour une période plus ou moins longue dans l'année.

Enfin des conclusions et perspectives viendront parachever ces travaux.

Chapitre I.

QUALITE DE L'AIR INTERIEUR ET VENTILATION DES HABITATIONS

Selon l'organisation mondiale de la santé OMS, les chiffres parus en 2012 sont sans appel : 4,3 millions de décès prématurés seraient liés à la pollution de l'air intérieur et 3,7 millions à celle de l'air extérieur. Un bilan largement revu à la hausse depuis 2008, où l'on avait 3,2 millions de morts au total.

Depuis quelques années, les questions de qualité de l'air intérieur sont donc de plus en plus fréquemment évoquées et la sensibilisation des populations urbaines s'en trouve accrue. Cependant beaucoup de chemin reste à faire car il faut « rendre visible l'invisible » pour que l'air intérieur soit considéré à la hauteur du défi sanitaire et social qu'il représente réellement. En effet, il s'agit d'un véritable challenge qui passe aussi par un équilibre judicieux entre des exigences énergétiques fortes et une ambition non moins primordiale sur la qualité de l'air respiré dans les bâtiments.

L'objectif de ce chapitre I est de réaliser une étude bibliographique qui va nous permettre de définir les différentes articulations liées à la qualité de l'air intérieur et à la ventilation des habitations, puis de positionner à la fin de ce chapitre les orientations et les objectifs que nous voulons atteindre grâce à ces travaux de thèse.

I.1 QUALITE DE L'AIR INTERIEUR

L'homme a construit des habitations pour se protéger de l'environnement extérieur, souvent perçu comme hostile et inconfortable. Aujourd'hui, nos habitations peuvent présenter en elles-mêmes un danger pour notre santé. Notre mode de vie actuel fait que nous utilisons des produits de plus en plus efficaces et puissants, pouvant -à certaines concentrations- être dangereux pour notre santé.

La reconnaissance de l'effet néfaste de la pollution de l'air intérieur sur la santé remonte aux années 60 où les premières mesures de la qualité de l'air intérieur ont été effectuées. Les premières études ont porté sur les problèmes respiratoires causés par la fumée de cigarette à l'intérieur d'une habitation. Ce n'est qu'en 1977 qu'une étude menée au Royaume-Uni (Source) révèle les effets nocifs du dioxyde d'azote provenant des appareils de cuisson au gaz. A la même époque, le formaldéhyde a été décelé comme une cause potentielle de l'asthme. A la fin des années 70 et au début des années 80, les recherches se sont orientées vers l'étude de la présence du radon dans les logements. Celui-ci est apparu comme un problème sanitaire évident dans de nombreux pays situés en zone froide et tempérée. Le radon a été reconnu comme cancérigène par le CIRC (centre international de recherche sur le cancer) en 1987.

Une trentaine d'années d'enquêtes sur la pollution de l'air intérieur a permis d'identifier plusieurs contaminants et sources d'émission. Ces enquêtes forment une base considérable de preuves scientifiques, qui ont déjà servi et qui serviront encore à l'élaboration de politiques nationales et internationales visant à réduire les risques sur la santé des occupants et la durée de vie des bâtiments, dus à la pollution de l'air intérieur.

I.1.1 Polluants intérieurs et sources

La qualité de l'air dans les habitations dépend principalement des sources de polluants présentes à l'intérieur (par exemple les occupants, leurs activités, les meubles et les matériaux de construction, les appareils ménagers,...), mais également des sources extérieures comme le radon et la pollution de l'air extérieur (cf. Figure I.1).

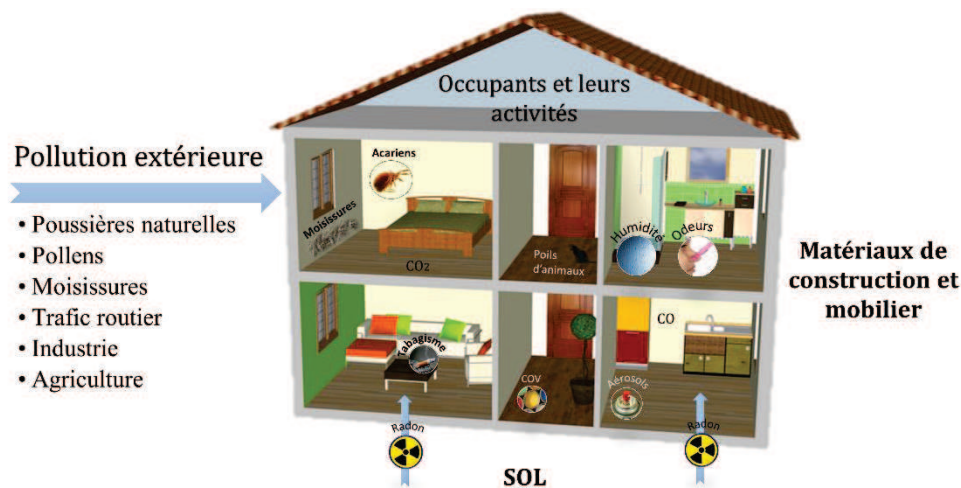


Figure I.1 – Sources de la pollution intérieure

La concentration d'un polluant est influencée par la puissance et la nature de son émission mais aussi par les conditions hygrothermiques. L'importance relative d'une source dépend de la puissance d'émission du polluant associé et de sa dangerosité. Certaines sources, comme les matériaux de construction, dégagent des polluants en continu et à faibles concentrations (les émissions peuvent diminuer ou augmenter au cours du temps) tandis que des sources, liées par

exemple aux activités des occupants, ont des émissions intermittentes. Enfin, les conditions hygrothermiques des habitations contribuent à la variation des concentrations de certains polluants.

Les polluants couramment rencontrés à l'intérieur des habitations sont des substances chimiques, biologiques, radioactives ou encore des particules aéroportées et fibreuses.

1.1.1.1 Polluants chimiques

❖ Composés inorganiques

Le monoxyde et le dioxyde de carbone, le monoxyde et le dioxyde d'azote, le dioxyde de soufre et l'ozone représentent une liste non exhaustive de gaz toxiques pouvant être classés dans les composés inorganiques que l'on trouve à l'intérieur de nos logements. Ils proviennent principalement des appareils de combustion (charbon, essence, fuel, gaz ou bois) et du tabagisme. En guise d'exemple, chaque cigarette fumée émet 50mg de CO. Les sources extérieures comme l'industrie et les automobiles contribuent aussi à la présence de ces gaz toxiques dans nos locaux.

L'ozone O₃, provient principalement de l'air extérieur. C'est un polluant dit secondaire car il résulte de la transformation, sous les effets du rayonnement solaire, de polluants comme le monoxyde de carbone, le dioxyde d'azote et les composés organiques volatiles qui, eux, sont essentiellement produits en zone urbaine par les véhicules.

❖ Composés organiques volatils

Les composés organiques volatiles (COV), sont des substances chimiques organiques contenant du carbone, de l'hydrogène et de l'oxygène et s'évaporant à la température ambiante. On trouve des définitions diverses et détaillées des COV selon les pays, en fonction de leur composition chimique et leur réactivité photochimique. Cependant, ces définitions ne sont pas toujours suivies dans les études de QAI où, souvent, on considère comme des COV tous les composés organiques en phase vapeur qui sont mesurés par les méthodes d'échantillonnage et d'analyse usuelles. En conséquence, certains composés qui ne rentrent pas dans le cadre des définitions standard des COV sont présentés dans un certain nombre d'études comme des COV de l'air intérieur. C'est le cas, par exemple, de l'acétone, du 1,1,1-trichloroéthane, et du perchloroéthylène.

Les COV que l'on trouve souvent dans les bâtiments résidentiels et publics sont les suivants : formaldéhyde, benzène, décane, butoxyéthanol, iso-pentane, limonène, styrène, les xylènes, perchloroéthylène, méthylène, chlorure, toluène, chlorure de vinyle. Ils proviennent essentiellement des matériaux d'aménagement et de décoration (peinture, vernis, adhésifs...), des meubles, des moquettes, des pesticides, etc... Les occupants et leurs activités constituent aussi des sources de COV (les bio-effluents humains, le nettoyage, les produits de soins, la cuisson des aliments et le tabagisme). Les facteurs agissant sur la concentration des COV dans l'air intérieur sont (ASHRAE, 2009a) :

- la quantité et la volatilité des constituants du matériau,
- la distribution de ces constituants entre la surface et le corps du matériau,
- l'âge du matériau,
- les réactions chimiques dans la source, par exemple la conversion des vernis et certaines colles,
- enfin, le facteur le plus important est le climat (chaud ou froid) (Schlink et al., 2010).

1.1.1.2 Polluants biologiques

Les polluants biologiques ou biocontaminants proviennent d'organismes vivants ou sont eux-mêmes des organismes vivants qui sont en grande partie des allergènes. Par définition, un allergène est une substance étrangère qui est capable de provoquer des réactions allergiques dans

le système immunitaire suite à un contact direct avec la peau, une inhalation, ou une ingestion. Parmi les allergènes les plus communs dans les habitats, on trouve les acariens, les pollens, la poussière, les spores de moisissures, les bactéries, les virus et les poils d'animaux. Le Tableau I.1 récapitule quelques polluants biologiques et leurs sources.

Tableau I.1 – Biocontaminants et leurs sources

Biocontaminants	Sources
Pollens	Végétations
Virus	Personnes et animaux
Bactéries	Personnes, animaux, la terre et les débris végétaux
Spores des moisissures (d'origine environnementale)	Ouvertures, occupants, leurs vêtements et leurs chaussures, poussière et matériaux contaminés
Autres allergènes puissants	Salive, peau, poils et leurs glandes anales d'animaux

1.1.1.3 Polluants radioactifs

Le radon 222 (²²²Rn) est un gaz noble, inerte, incolore et inodore résultant de la désintégration de l'uranium naturel-238 et du radium-226. C'est un polluant extrêmement radioactif qu'on trouve dans les espaces closes et dont la radioactivité est de 5.73×10^{15} Bq. Avec une demi-vie de 3.8 jours, il se diffuse à travers les enclaves rocheuses et le sol après sa formation pour émaner dans l'air ambiant en émettant des particules alpha.

La pénétration du radon dans les habitations illustrée par la Figure I.2 se fait à travers les défauts d'étanchéités (fissures et porosité des murs et sols, défauts des joints), les voies de transfert entre les différents niveaux (canalisations, escaliers...) et tout type d'ouvertures. En plus du sol qui reste la principale source, il existe d'autres sources potentielles du radon dans les locaux, comme les matériaux de construction riches en radium (ex. matériaux à base de schiste d'alun utilisés en Suède), l'eau et le gaz naturel.

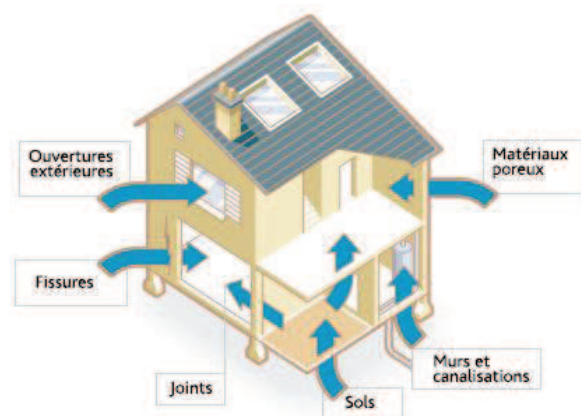


Figure I.2 – Voix de pénétration du radon (IRSN 2014)

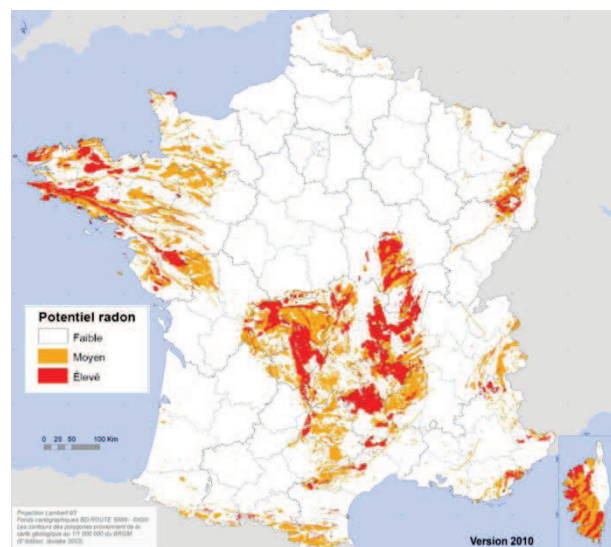


Figure I.3 – Carte du potentiel radon des formations géologiques en France (IRSN 2014)

Le niveau de radon varie d'une région à une autre ainsi que d'une maison à une autre. Il dépend du potentiel radon du sol sur lequel est construit le bâtiment. La Figure I.3 montre la carte nationale de ce potentiel (version 2010), développée par l'institut de radioprotection et de sûreté nucléaire (IRSN, 2014). Le niveau de radon dans les locaux dépend aussi :

- des conditions météorologiques (tirage thermique et l'interaction du vent avec les murs et le toit),
- des caractéristiques de construction (sur sous-sol, terre-plein ou vide sanitaire),
- de la séparation plus ou moins efficace entre le sol et le bâtiment (terre battue, plancher, dalle en béton),
- du système de ventilation utilisé
- et de l'occupation (par exemple, ouverture plus ou moins fréquente des portes et des fenêtres - graphique de droite sur Figure I.4).

Le graphique du gauche de la Figure I.4 montre le pourcentage des habitations parmi 12641 mesurées en fonction du niveau du radon aperçu. Le niveau maximal enregistré au cours de cette campagne est de 4964 Bq.m⁻³.

k

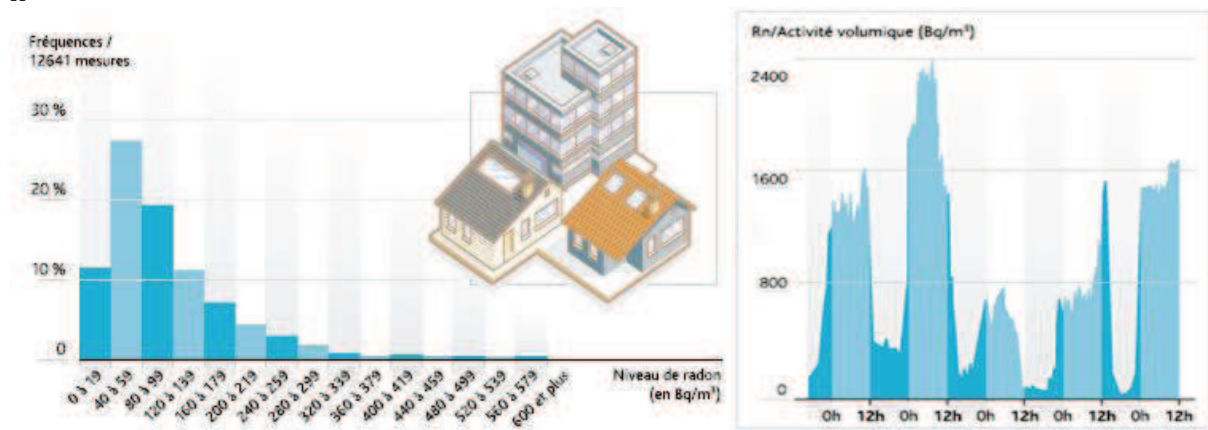


Figure I.4 – L'hétérogénéité de la concentration du radon (IRSN, 2014)

1.1.1.4 Particules et fibres

La pollution particulaire, également connue sous la dénomination PM (Particulate Matter), est un mélange complexe de matières solides et/ou liquides, qui s'étend sur une large gamme de tailles et de compositions chimiques. En guise d'exemple, on trouve dans ce type de mélange des nitrates, des sulfates, des chlorures, des composés carbonés organiques, des métaux lourds (Pb, Cu, Se, Cr, As, Cd), des bio-contaminants, etc.... Les particules sont d'origines anthropiques et naturelles.

En métrologie on distingue les particules grossières dont le diamètre est inférieur à 10 µm, communément appelé PM10, les particules fines PM2.5 (Ø < 2.5 µm), les particules très fines PM1.0 (Ø < 1.0 µm) et ultrafines PM0.1 (Ø < 0.1 µm). Ces particules restent en suspension plus ou moins longtemps, en fonction de leur taille.

Les sources de particules présentes à l'intérieur sont classées selon les activités des occupants. La cuisson des aliments et la fumée de cigarette sont les principales sources de production de particules à l'intérieur. L'acte de fumer une cigarette, d'une durée de seulement quelques minutes, peut produire des particules d'aérosols équivalentes à la quantité émise lors d'une cuisson pendant 30 min. De plus, les particules de la fumée de cigarette restent plus longtemps dans l'air ambiant, jusqu'à 10 heures, ce qui suffit largement à la dispersion des particules de cuisson (Hussein et al., 2006). Un grand nombre de sources de polluants existe dans le bâtiment. Nous pourrions citer plusieurs exemples, et cela passe par le mouvement des occupants (frottement des chaussures sur le plancher), les systèmes de chauffage et appareils de combustion, le ménage (produits de ménages sous forme de pulvérisateurs, aspirateur), l'activation d'une imprimante ou d'une photocopieuse, jusqu'aux bougies et bâtons d'encens brûlés.

En plus de la production interne, l'air extérieur constitue un vecteur important d'aérosols comme les poussières naturelles, les pollens, les moisissures, les particules émises par le trafic routier, l'industrie et l'agriculture. La Figure I.5 montre les tailles des particules qui se trouvent à l'intérieur des habitations, selon les sources (Owen et al., 1992).

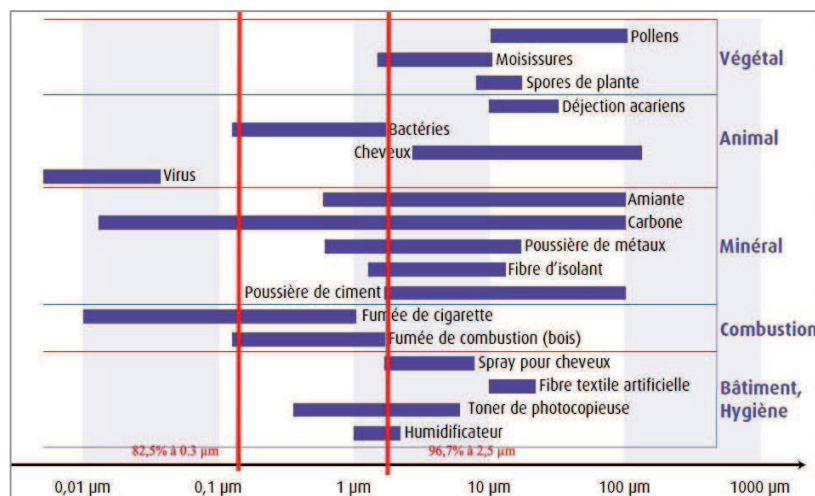


Figure I.5 – Les tailles des particules à l'intérieur des habitations

La pollution particulaire attaque principalement l'appareil respiratoire où les particules pénètrent plus ou moins profondément selon leur taille et selon les individus et leur capacité respiratoire. En général, les plus grosses se déposent surtout par impaction et sont retenues par la voie respiratoire (le nez et la gorge). Les particules fines se déposent par sédimentation dans les bronches et les bronchioles. Les particules les plus fines iront jusqu'aux alvéoles pulmonaires par diffusion et enfin les nanoparticules peuvent arriver jusqu'aux alvéolo-capillaires (cf. Figure I.6).

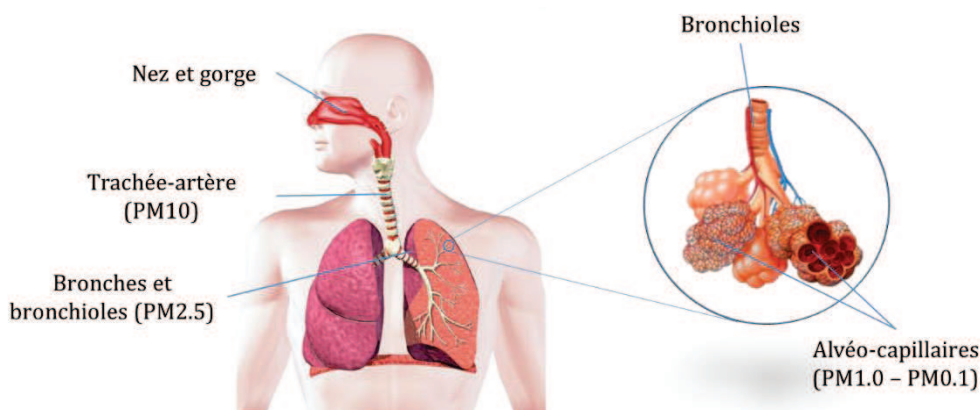


Figure I.6 – Pénétration des particules dans le système respiratoire

Les fibres couramment rencontrées dans les logements sont des particules émises par certains matériaux comme la cellulose, l'amiante, le chanvre, la laine de verre, etc. Ces matériaux se trouvent souvent dans les isolants, revêtements muraux, moquettes et tissus (vêtements et autres).

I.1.2 Effets sanitaires

Au cours de ces dernières années les études des effets de la pollution de l'air intérieur sur la santé des occupants se sont multipliées. Auparavant, on considérait que les problèmes respiratoires et

cardiovasculaires mais les études épidémiologiques récentes s'intéressent aussi à l'influence de la pollution sur le système nerveux (Genc et al., 2012) et sur les fonctions cognitives (van Kempen et al., 2012). De plus, elles prennent en considérations l'âge de la population. Par exemple, l'exposition à certains polluants durant la grossesse augmente le risque de développer des allergies et de l'asthme chez l'enfant, plus tard dans sa vie (Baiz et al., 2011).

Les symptômes de SBM « syndrome du bâtiment malsain » sont les premiers et principaux impacts sanitaires de la plupart des polluants cités dans le paragraphe précédent. SBM est défini par l'OMS (Organisation Mondiale de la Santé, WHO en anglais) comme suit : « Réaction de la majorité des occupants d'un immeuble à leur environnement intérieur, réaction qui ne peut pas être directement reliée à des causes évidentes telles qu'une exposition à une concentration excessive d'un contaminant connu ou à une défectuosité d'un système de ventilation ». Les symptômes de SBM sont : maux de tête, irritation cutanée ou des muqueuses nasales ou oculaire et des voies aériennes, toux, nausées, vomissements, vertiges, difficultés à se concentrer, fatigue et diminution de la sensibilité olfactive.

En plus de ces symptômes, le monoxyde de carbone réduit la capacité du sang à transporter l'oxygène en se fixant sur l'hémoglobine des globules rouges. Cela peut induire des troubles dans la respiration, la vision et le fonctionnement du cerveau. Le dioxyde de soufre, l'oxyde d'azote et l'ozone peuvent, eux, affecter le système respiratoire (toux, sécrétion de mucus) et les fonctions pulmonaires. À des niveaux extrêmement élevés, ces polluants peuvent causer des pertes de connaissance, le coma puis la mort.

Concernant la pollution biologique, les moisissures, les acariens et les allergènes domestiques sont responsables des problèmes respiratoires et entraînent des manifestations allergiques et parfois des infections pulmonaires chez les personnes prédisposées.

Les données des études épidémiologiques sur l'effet des composés organiques volatils restent compliquées à analyser à ce jour, en raison de la multiplicité et du faible niveau ambiant de ces polluants. L'exposition à un mélange de COV a parfois été liée au SBM (Brinke et al., 1998) et d'après l'EPA (agence gouvernementale des États-Unis pour l'environnement), elle entrainerait de la gêne olfactive, des maux de têtes et un malaise général (Otto et al., 1990). De plus, certains COV sont considérés cancérigène pour l'homme (ex. le benzène et le chlorure de vinyle) et peuvent être la raison de la poly-sensibilité chimique (ex. pesticides) (ASHRAE, 2009a).

Enfin, la pollution particulaire est suspectée d'être responsable d'une réponse inflammatoire au niveau des poumons et des crises d'asthme. Elle pourrait aussi aggraver la bronchite chronique en maintenant une inflammation des voies aériennes. De plus elle augmente le risque de cancer des poumons et peut impacter le système reproductif. Des études récentes montrent que l'exposition sur le long-terme, à des niveaux bien au-dessous de la limite annuelle recommandée par l'OMS ($PM_{2.5} < 10 \mu g.m^{-3}$), peut causer le décès. La dernière étude réalisée (WHO, 2013) a permis de relier les particules aux mortalités cardiovasculaire et respiratoire ainsi qu'aux problèmes respiratoires chez les enfants.

La Figure I.7 résume les impacts sanitaires clés de la pollution de l'air et les principaux contaminants responsables.

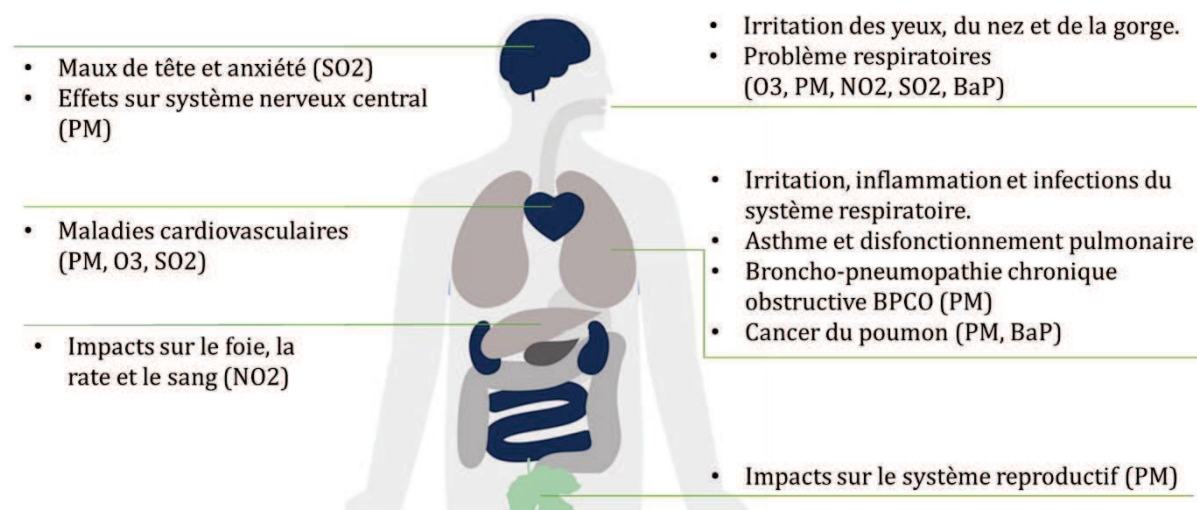


Figure I.7 – Impacts sanitaires de la pollution de l'air (EEA, 2013)

I.1.3 Cas particulier de l'humidité

L'humidité n'est pas un polluant en soi mais, lorsqu'elle dépasse un taux de 60%, elle favorise le développement de certains polluants comme les moisissures, les bactéries et les acariens. De plus, elle entraîne une dégradation de certains matériaux et, par la suite, des émissions de COV. Par conséquent, elle peut conduire à des problèmes respiratoires (asthme, rhinites, toux, douleurs thoraciques...). Par ailleurs, un faible taux d'humidité (inférieur à 30%) a été corrélé à l'irritation des muqueuses des yeux (yeux secs) et des voies respiratoires supérieures (Doty et al., 2004). De plus, combinée avec la saison froide, une faible humidité pourrait aggraver l'effet de certains polluants sur la santé (Qiu et al., 2013).

Les principales sources de production d'humidité sont les occupants et leurs activités telles que la cuisson des aliments, les lessives (lavage, séchage et repassage) et le métabolisme humain. Le Tableau I.2 indique la valeur de la masse d'eau produite par les différentes sources, selon l'annexe 27 de l'agence internationale de l'énergie (Mansson, 2002).

Tableau I.2 – Production du vapeur d'eau selon la source

Source		Production H ₂ O
Métabolisme		
Adulte ≥ 15 ans	Réveillé	55 g/h.p
	Endormi	30 g/h.p
Enfant entre 10 et 13 ans	Réveillé	45 g/h.p
	Endormi	15 g/h.p
Enfant de 2 ans	Réveillé	30 g/h.p
	Endormi	10 g/h.p
Douche		300 g
Cuisine	Petit-déjeuner	50 g/h.p
	déjeuner	150 g/h.p
	Repas	300 g/h.p
Lessive	Lavage	200 g
	Séchage	1000 g

I.1.4 Exposition aux polluants et valeurs guides

Les niveaux réglementaires de certains polluants sont présentés dans le Tableau I.3 (OQAI, 2013). L'arrêté du 22 juillet 2004 relatif aux modalités de gestion du risque lié au radon dans les lieux ouverts au public n'engage aucune action de gestion si la concentration du radon est inférieure à

400 Bq·m⁻³. Cependant, elle exige des actions correctives éventuellement d'envergure qui doivent être conduites dans un délai court si le niveau du radon dépasse les 1000 Bq·m⁻³. Entre ces deux limites, elle recommande d'entreprendre des actions correctives simples.

Pour le monoxyde de carbone, l'arrêté du 15 septembre 2009 relatif à l'entretien annuel des chaudières dont la puissance nominale est comprise entre 4 et 400 kW recommande des investigations concernant le tirage du conduit de fumée et la ventilation du local lorsque la concentration du CO est entre 10 ppm (à partir du 1^{er} juillet 2014) et 50 ppm. Si celle-ci est supérieure à 50 ppm, la chaudière doit être arrêtée jusqu'à la remise en service de l'installation dans les conditions normales de fonctionnement.

D'après l'article R1334-18 de la santé publique, une concentration en amiante de 5 fibres/litre est la valeur seuil de gestion nécessitant d'engager des travaux sur certains matériaux.

Concernant les COV, le décret n° 2011-1727 du 2 décembre 2011 relatif aux valeurs-guides pour l'air intérieur pour le formaldéhyde et le benzène précise des valeurs limites pour une exposition longue durée. Ces valeurs sont 30 µg·m⁻³ à partir du 1^{er} janvier 2015 et 10 µg·m⁻³ à partir du 1^{er} janvier 2023 pour le formaldéhyde. Pour le benzène, 5 µg·m⁻³ est la valeur seuil depuis 2013, cette valeur diminue pour atteindre 2 µg·m⁻³ au début de l'année 2016.

Tableau I.3 – Valeurs règlementaires des polluants

Polluant	Valeur règlementaire	référence
Radon	400 Bq·m ⁻³	arrêté du 22 juillet 2004
Monoxyde de carbone	10 ppm	arrêté du 15 septembre 2009
Amiante	5 fibres/litres	article R1334-18 de la santé publique
Formaldéhyde	30 µg·m ⁻³ (à partir de 2015) 10 µg·m ⁻³ (à partir de 2023)	décret n° 2011-1727
Benzène	5 µg·m ⁻³ 2 µg·m ⁻³ (à partir de 2016)	décret n° 2011-1727

I.2 LA VENTILATION AU COURS DU TEMPS

I.2.1 Avant XIX^{ème} siècle

Avant le 19^{ème} siècle, le concept de la ventilation des bâtiments n'était pas commun. Toutefois, le concept de l'air "impropre" était déjà connu bien avant. Hippocrate postule dans son traité "Des airs, des eaux et des lieux" au IV^{ème} siècle avant JC, que la décomposition de la matière organique des marais et des terres humides crée un air infecté, ou «miasme», qui était le porteur de la peste à Athènes. Il a conseillé l'allumage de vastes foyers sur les places publiques pour brûler une partie des miasmes aériens et provoquer un courant d'air dans l'atmosphère ambiante. Cependant, ils exigeaient une masse énorme de combustible et n'agissaient que sur des surfaces très restreintes.

En outre, dans les premiers traités sur la construction, du 1^{er} siècle avant JC (Dix Livres d'architecture- Vitruve) au XV^{ème} siècle (De l'art du bâtiment-Leon Batista Alberti), l'air vicié est considéré comme une condition naturelle à éviter par une propre planification ou par une sélection de terrains loin des marais.

L'apparition des cheminées est certainement très ancienne. C'était probablement l'appareil de ventilation le plus commun et le plus primitif dans toutes les constructions du monde, pour aspirer la fumée produites par les foyers à combustion ouverts utilisés pour la cuisson des aliments. Les

premières cheminées équipées de conduits ont peu atténué le problème. De nombreuses modifications ont été apportées au conduit lui-même, comme l'ajout de coudes et des obstacles internes, dont beaucoup ont contribué à augmenter la fumée au lieu de la réduire (McDonald, 1984). Aucune amélioration significative dans la conception des cheminées n'a eu lieu avant la fin du XVIII^{ème} siècle, époque où le monoxyde de carbone émis par le charbon a causé la mort de nombreuses personnes dans leur sommeil, avec parmi eux Philippe III d'Espagne. Par contre, les nouvelles inquiétudes, apparues aussi à la fin de XVIII^{ème} siècle, concernant la contamination organique de l'air ont éclipsé le problème de la fumée. Les cheminées n'étaient plus « la solution » pour une bonne qualité de l'air intérieur.

Dans la Rome antique et jusqu'au Moyen Âge, l'aération des bâtiments étaient assurée librement et naturellement par les ouvertures et la perméabilité importante. On ouvrait les volets des fenêtres pour faire rentrer de la lumière et non pas dans un but de ventiler.

Par ailleurs, l'urbanisation croissante de l'Europe occidentale après la Renaissance (XIV^{ème} - XVII^{ème} siècle) a élargi la définition de l'air vicié au-delà d'un miasme organique, quand les polluants et les fumées provenant de la combustion de combustibles fossiles et les procédés de fabrication toxiques ont créé une forte pollution atmosphérique. Ceci a amené les gens à fermer toutes les ouvertures vers l'extérieur pour ne pas être confrontés à la pollution extérieure. Par conséquent, la qualité de l'air était de plus en plus dégradée à l'intérieur des maisons.

Néanmoins, les progrès en chimie au cours des XVII^{ème} et XVIII^{ème} siècles ont provoqué la première modification substantielle dans la compréhension théorique de l'air depuis Empédocle. Plusieurs scientifiques à cette époque ont partagé une conviction commune que l'air respiré était pollué. Paris a été décrit comme «un univers clos, qui reproduit et piège ses propres odeurs horribles" (ASHRAE, 2009a).

1.2.2 Après XIX^{ème} siècle

En 1869, Lewis Leeds de Philadelphie résume la vision du XIX^{ème} siècle d'un miasme généré par l'homme : « Il n'est pas dans l'atmosphère extérieure que nous devons chercher les plus grandes impuretés, mais il est dans notre propre maisons que la Brûlure, malédiction dépérissement de l'air vicié doit être trouvé. Nous sommes ainsi conduits à la conclusion que notre propre souffle est notre plus grand ennemi » (Leeds, 1869). La nature des polluants existants dans l'air et leurs effets nocifs potentiels sur la santé humaine constituera le débat central dans la ventilation des bâtiments jusqu'au début du XX^{ème} siècle.

La ventilation a été considérée comme la seule solution pour éviter le confinement, la démence, et peut-être la mort à cause de l'air intérieur contaminé par l'Homme, même dans des environnements urbains fortement pollués.

L'intérêt de la ventilation est allé croissant après les avancées théoriques dans la compréhension des phénomènes thermiques et a coïncidé avec le développement de la thermodynamique.

Les premiers ventilateurs mécaniques ont été introduits en 1734 par Stephen Hales pour aérer la prison de Newgate, les hôpitaux ainsi que la Chambre des Communes, où une « roue centrifuge » est utilisée. Le taux de mortalité par la « fièvre des prisons » a été considérablement réduit, ce qui a poussé l'usage des ventilateurs de Hales dans ces types d'établissements ainsi que dans les bateaux. Leur emploi se répand également en France, où Hales obtient du roi Louis XV l'autorisation d'installer de tels dispositifs dans les dépôts où sont retenus des prisonniers anglais.

À Londres, le Parlement a servi de site pour des essais expérimentaux sur la ventilation. Ils ont débuté avec des essais d'ouverture de trous dans le plafond, pour évacuer la chaleur générée à partir de bougies. Par la suite, chacun a ajouté ses modifications de conduits, de tours, de chambres, de passages et des perforations, dans des tentatives pour toujours mieux évacuer l'air

"entachée" par les membres du Parlement. Ces modifications ont été souvent malheureuses, l'air frais disponible pour la ventilation passant sur la Tamise malodorante qui était à peine mieux qu'un égout au cours du XIX^{ème} siècle (ASHRAE, 2009a)

Aux États-Unis, le Congrès du Capitole a convoqué un comité consacré à la ventilation du bâtiment. Malgré des critiques sur le gaspillage de 200.000 livres sterling dépensées au Parlement dans les tentatives infructueuses pour améliorer la ventilation, plusieurs propositions ont été soumises en 1871 par des ingénieurs. Le Congrès a choisi l'utilisation d'une source de chaleur dédiée à l'intérieur d'un conduit qui provoque une aspiration permettant d'assurer la ventilation du bâtiment.

Par ailleurs, l'intégration du chauffage et de la ventilation dans le même système de distribution, développée par John Shaw Billings, médecin-chef adjoint de l'armée américaine, a créé un précédent fondamental qui a été soutenu par deux développements à la même époque.

Le premier était la prolifération, dans les grandes villes des États-Unis, de services de quartier fournissant de la vapeur pour les bâtiments urbains et facilitant l'élimination progressive des systèmes de combustion directe pour le chauffage. Le deuxième a été le développement de petits moteurs à vapeur basse pression qui ont donc été rapidement couplés avec le service de vapeur de quartier.

L'apparition de la ventilation mécanique apporte un intérêt nouveau pour établir des normes et des lois aux États-Unis au début du 20^{ème} siècle. Plusieurs textes ont été élaborés pour préciser les débits de ventilation, allant de 4 cfm par personne jusqu'à la recommandation faite par Billings en 1893 de 30 cfm par personne. Celle-ci a été adoptée par les ingénieurs et les fabricants, du fait que seuls les systèmes mécaniques étaient capables d'alimenter des bâtiments avec un tel taux de ventilation.

Les ingénieurs et les fabricants n'ont pas tardé à capitaliser sur l'intérêt du public à la propreté et ont développé des centrales de traitement d'air où la ventilation, le chauffage et même le refroidissement étaient inclus. Le premier dans le domaine fut Willis H. Carrier (Carrier, 1919).

En dépit de la poursuite de travaux d'amateurs sur la ventilation naturelle, tels que ceux de Winslow et du Dr Leonard Colline, pour contester les systèmes mécaniques, la plupart des premières réglementations sur la ventilation se sont étoffées et les CTA sont devenu les systèmes standards pour le conditionnement de l'air intérieur.

1.2.3 La ventilation et la crise énergétique

Au cours de la première moitié du XX^e siècle, la conception et la construction de bâtiments ont subi une transformation radicale dans les pays développés. La densité de la population dans certaines villes a augmenté de façon très importante. L'énergie a été utilisée de manière très dispendieuse et de nombreux bâtiments nécessitaient de la climatisation, même en hiver pour compenser la chaleur produite.

Par la suite, la crise pétrolière de 1973 a exigé des constructions plus étanches et la ventilation, qui est naturelle ou forcée, se préoccupe désormais d'évacuer le surplus d'humidité intérieure et d'assurer le renouvellement d'air nécessaire à la respiration. De plus, les matériaux de construction modernes, contenant par exemple des formaldéhydes, et la découverte de nouvelles sources de pollution telle que le radon, deviennent un motif supplémentaire de ventilation.

Cependant, la ventilation en elle-même est une source de consommation d'énergie. Donc, les exigences des réglementations thermiques à réduire les consommations induisent une réduction des débits d'air des systèmes de ventilation. Au cours des 20 dernières années, le travail des organismes de régulation et de standardisation comme ASHRAE aux États-Unis et aux Canada (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) pour élaborer des

normes a été l'objet de tiraillements entre la nécessité de réduire la consommation d'énergie, ce qui réduit la ventilation, et la nécessité de maintenir la qualité de l'air intérieur, ce qui tend à augmenter la ventilation.

Avant la crise de l'énergie, la stratégie de distribution prédominante était un débit d'air constant. De nouvelles stratégies à débits variables ont commencé à être développées depuis et utilisés vers la fin des années 1960. Elles sont rapidement devenues la solution à la réduction de la consommation d'énergie dans les bâtiments.

Enfin, le développement des codes de calculs aérauliques et thermiques jouent un rôle très important dans le développement et l'optimisation des systèmes de ventilation. Ils permettent de réaliser des analyses et des simulations pour des conditions météorologiques et des scénarii d'occupation variables, ouvrant la voie au calibrage précis des équipements. Quarante ans après le début de la crise de l'énergie, l'amélioration des performances de la ventilation des bâtiments pour répondre aux exigences énergétiques mais aussi pour assurer son rôle principale qui est "une bonne qualité de l'air intérieur", est toujours un sujet de recherche important.

I.3 MODES DE VENTILATIONS EXISTANTS

I.3.1 Principes de la ventilation

Le rôle principal de la ventilation des habitations est de renouveler l'air intérieur en apportant de l'air « neuf » de l'extérieur. Pour ce faire, il existe 4 principes d'aération illustrés par la Figure I.8 : par pièces séparées, par balayage, par balayage partiel et par diffusion.

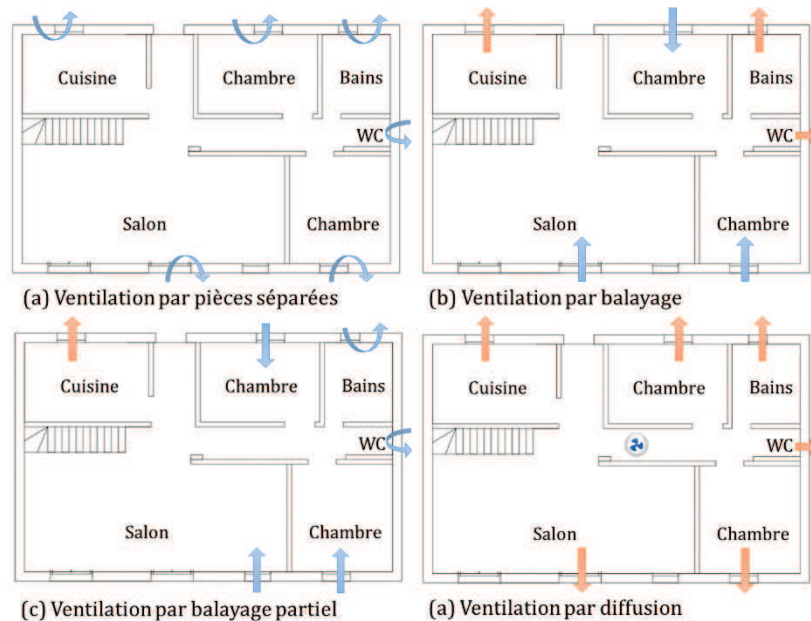


Figure I.8 – Les principes de la ventilation

La ventilation par pièces séparées consiste à installer des entrées et des sorties d'air dans chaque pièce. La ventilation par balayage est définie par la norme française sur la ventilation (cf. paragraphe I.6). Ce principe se base sur le « bon » cheminement de l'air : depuis les pièces les moins polluées vers les pièces les plus polluées. Ainsi, les entrées d'air seront dans les pièces de vie (chambres, salon, bureau,...) et les sorties d'air dans les pièces de services (cuisine, salle de bain/douche et salles d'aisance). Quant au principe du balayage partiel, c'est un mixte des deux types précédents : les entrées et les sorties d'air sont dans des pièces différentes, mais le cheminement n'est pas maîtrisé. Par exemple, on peut avoir des entrées d'air dans les pièces de

vie, une évacuation dans la cuisine et une aération séparée de la salle de bain et les WC (Koffi, 2009). Les entrées et les sorties d'air peuvent être naturelles ou mécaniques.

Enfin, la ventilation par diffusion consiste à introduire l'air mécaniquement par un ou deux points centraux du logement et à l'évacuer par chacune des pièces (pièces de vie et pièces de service).

I.3.2 Systèmes de ventilation

Selon le mécanisme utilisé, on distingue quatre systèmes de ventilation : la ventilation naturelle, la ventilation mécanique simple flux par extraction et par insufflation ainsi que la ventilation mécanique double flux.

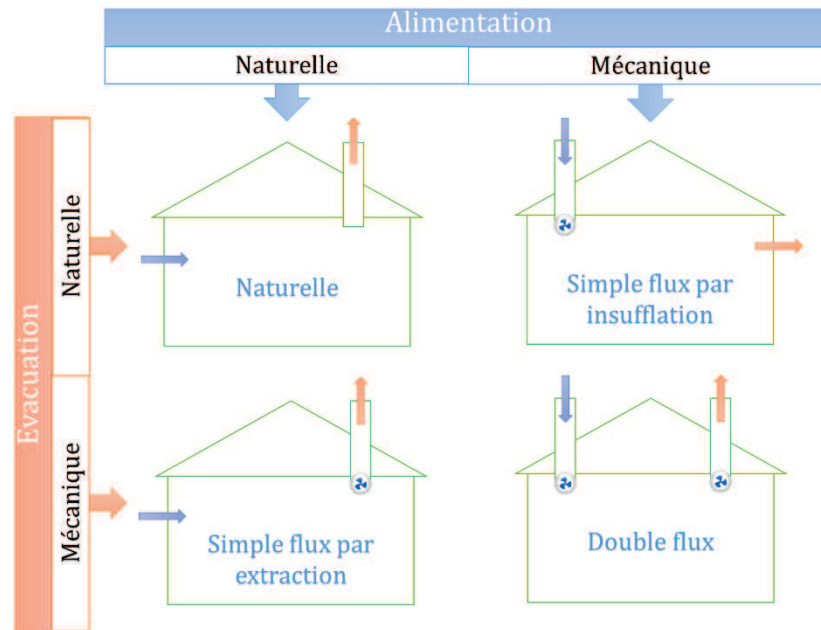


Figure I.9 – Système de ventilation

❖ Ventilation Naturelle

La ventilation naturelle est assurée par les forces motrices naturelles, le vent et le tirage thermique. L'amenée et l'évacuation de l'air s'effectuent naturellement.

L'aération s'effectue par les ouvertures spécialement conçues comprenant des fenêtres, portes, cheminées solaires, tours à vent, les ventilateurs de ruissellement et les ouvertures d'alimentation réglables ou autoréglables situées dans les fenêtres, les murs ou la toiture ainsi qu'à travers les défauts d'étanchéité.

Dans les pièces de services ou autrement dit les pièces humides (salle de bain, toilettes et cuisine), l'air vicié est évacué par l'intermédiaire d'ouvertures d'évacuation réglables vers un conduit vertical débouchant au-dessus de la toiture.

La différence de température entre l'intérieur et l'extérieur induit la différence de la densité de l'air et par conséquent son mouvement. Durant la période froide ($T_{ext} < T_{int}$), l'air chaud à l'intérieur se déplace vers le plafond pour sortir par les ouvertures dans la partie haute du bâtiment. Ce déplacement crée une dépression dans la partie basse qui induit l'introduction de l'air froid de l'extérieur par les ouvertures de la partie basse. Durant la période chaude, le phénomène est inversé mais il reste négligeable car la différence de température est moins importante.

Le vent, selon sa vitesse et sa direction, applique une pression sur les façades et la toiture du bâtiment engendrant par conséquent des flux d'air infiltrant ou exfiltrant l'enveloppe extérieure et les ouvertures.

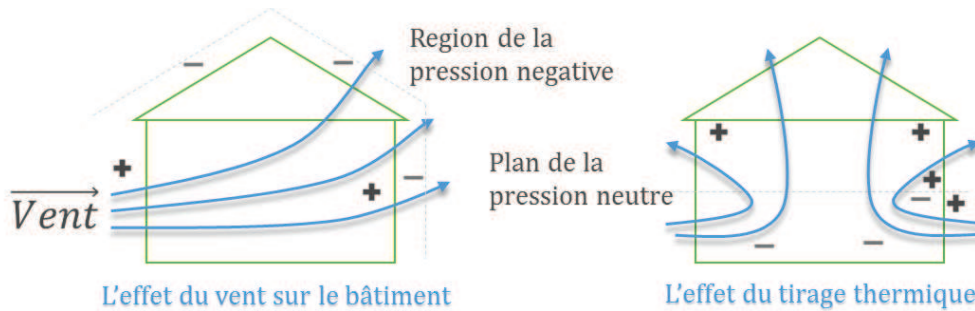


Figure I.10 – Les mécanismes naturels de la ventilation

❖ *Ventilation mécanique simple flux par insufflation*

La ventilation mécanique par insufflation dérive d'une alimentation mécanique et d'une évacuation naturelle à travers des sorties d'air installés dans les murs et les fenêtres ou à travers des conduits de ventilation. Ce système sera l'objet de notre étude et il est détaillé dans le paragraphe suivant.

❖ *Ventilation mécanique simple flux par extraction*

La ventilation mécanique par extraction est un dispositif motorisé permettant le renouvellement de l'air à l'intérieur des pièces d'une maison. Il fonctionne en continu, l'air extérieur pénètre par des entrées d'air naturelle placées dans les pièces de vie (chambre, séjour) généralement au niveau des fenêtres. Cependant, l'évacuation est assurée mécaniquement au moyen de bouches d'extraction (avec ventilateurs d'extraction) placées dans les pièces humides (toilettes, cuisine, salle de bain) qui sont reliées à un moteur.

Il existe deux types de VMC simple flux :

- **VMC simple flux auto-réglable** : le débit d'air est le même quelles que soient les conditions climatiques et le nombre de personnes présentes dans le logement (moins utilisé),
- **VMC simple flux hygroréglable** : le débit d'air varie en fonction du taux d'humidité à l'intérieur du logement.

❖ *Ventilation mécanique double flux*

La VMC double flux, plus complexe et plus chère que la VMC simple flux est moins utilisée aujourd'hui. Tout se passe mécaniquement dans ce système. Il prélève de l'air à l'extérieur et l'insuffle dans le bâtiment par des bouches d'insufflation disposées dans les pièces de vie. L'air est ensuite extrait dans les pièces humides par des bouches d'extraction. Avant que l'air extrait ne soit rejeté à l'extérieur il passe dans un échangeur qui permet de préchauffer l'air neuf. Les calories présentes dans l'air extrait sont donc transmises à l'air insufflé ce qui réduit considérablement le besoin de chauffage de l'habitation.

Cela signifie que ce système nécessite un système à double conduit, l'un assurant l'alimentation par les ouvertures d'alimentation dans les pièces sèches, l'autre assurant l'évacuation dans les pièces humides par l'intermédiaire des ouvertures d'évacuation.

❖ *Ventilation hybride*

La ventilation hybride, également appelée ventilation naturelle assistée est un système constitué des deux modes, naturel et mécanique, et qui est contrôlé pour minimiser la consommation d'énergie tout en maintenant la qualité de l'air intérieur et le confort thermique.

Lorsque les forces motrices naturelles (le vent et la différence de température) ne suffisent pas, la ventilation mécanique se met en route pour augmenter les taux de ventilation. On retrouve ce type de ventilation surtout dans les logements collectifs où des extracteurs mécano-statiques sont installés à la sortie des toitures des conduits verticaux.

I.3.3 Spécifié de la ventilation mécanique par insufflation

La ventilation mécanique par insufflation (VMI), fonctionne en imposant une surpression dans l'habitat (le ventilateur puise de l'air neuf à l'extérieur ou dans les combles, et l'achemine à l'intérieur du bâtiment). Quant à l'évacuation de l'air vicié, elle se fait par des réglottes situées dans les huisseries.

La qualité de l'air est améliorée par filtrage de celui-ci à l'entrée du système de ventilation. La machine qu'on a utilisée au cours de cette étude comprend deux filtres : G4 et F7. Le Tableau I.4 présente l'efficacité spectrale (en fonction de la taille des particules) du filtre F7 neuf, évaluée par le centre technique des industries aérauliques et techniques CETIAT selon la norme française NFX44061.

L'efficacité du filtre est mesurée sur une plage granulométrique de 0,3 μ m à 10 μ m. L'aérosol utilisé pour la mesure est un aérosol de latex (particules solides) neutralisé d'un point de vue électrostatique. Le débit d'essais est fixé à 3400 m³/h. Les incertitudes présentées dans le tableau correspondent à un niveau de confiance de 95%.

Tableau I.4 – Efficacité initiale du filtre (NFX44061)

Taille des particules (μ m)		Efficacité du filtre (%)
Intervalle	Moyenne	
0,3-0,5	0,4	82,1 \pm 0,2
0,5-0,7	0,6	89,9 \pm 0,3
0,7-1,0	0,85	93,3 \pm 0,4
1,0-2,0	1,5	95,3 \pm 0,2
2,0-3,0	2,5	96,7 \pm 0,2
3,0-5,0	4,0	98,4 \pm 0,1
5,0-10	7,5	99,3 \pm 0,2

La VMI permet de préchauffer l'air (entre 12 et 18°C selon le réglage) pour un meilleur confort thermique. En outre, la mise en surpression de l'habitat permet de s'opposer à l'introduction des polluants de l'extérieur, et de réduire le dégagement des gaz par le sol ou par les matériaux de constructions. Le système à pression positive améliore également le tirage thermique des appareils de combustion.

Bien qu'il présente plusieurs avantages, ce système reste peu utilisé encore aujourd'hui en France et il est considéré comme non réglementaire pour la construction neuve, du fait que le débit d'évacuation n'est pas contrôlé. De plus, les études scientifiques sur un tel type de ventilation sont relativement rares à ce jour, et pour l'essentiel nous citerons les trois études ci-après :

Une étude numérique faite par le comité scientifique et technique des industries climatiques (COSTIC) en 2009 sur les atouts et faiblesses de la ventilation mécanique par insufflation en habitat individuel et qui vise à déterminer une configuration du système VMI conforme aux réglementations.

Tout d'abord, une configuration d'insufflation par pièce était choisie par défaut, pour satisfaire le principe de balayage. Puis, des débits d'insufflations types sont définis à l'aide de SIREN, un logiciel de calcul monozone développé par le CSTB et qui est conforme à la norme NF EN 15242 (Août 2007).

Etant donné que la ventilation mécanique contrôlée autoréglable, autorisée par la réglementation française (arrêté du 24 mars 1982) permet d'obtenir des niveaux satisfaisants de qualité de l'air d'un point de vue règlementaire, elle a été choisie comme système de référence pour évaluer la VMI.

Les résultats de cette étude montrent qu'une VMI à débit variable et ayant des sections de grilles d'extraction variables, permet d'être un bon compromis entre qualité de l'air intérieur et débit déprédatif.

Par ailleurs, une étude expérimentale faite par BRE (Building Research Establishment) en 2000 vise à évaluer la ventilation par insufflation dans les maisons individuelles.

Cette étude consiste d'une part à évaluer en détail la performance de la VMI dans une maison test rénovée en 1996 possédant une perméabilité de 4.9 V/h à 50 Pa, et d'autre part, à fournir une étude sur site dans 15 logements situés dans deux régions différentes du Royaume-Unis.

Les résultats ont montré que la VMI était plus efficace dans la maison test que les autres systèmes équipant les 15 logements en termes de réduction du taux d'humidité. De plus, la surpression était au maximum de l'ordre de 2 Pa. Le retour des occupants des maisons étudiées en RU était généralement positif.

Une étude réalisée sur la concentration du radon dans une maison du Calvados (Leleyter et al., 2010), a montré que la présence d'une cheminée dans une maison peut accélérer le transfert du radon et que des aménagements intérieurs et extérieurs simples peuvent réduire de manière significative la concentration en radon à l'intérieur. De plus, cette étude montre que l'installation d'une VMI a contribué à la diminution de la concentration en radon dans les lieux.

I.4 CRITERES D'EVALUATION DES PERFORMANCES DE LA VENTILATION

La première définition de la performance de la ventilation est apparue en 1900. C'est la capacité d'un système à éliminer les contaminants. Avec le temps, le rôle de la ventilation (naturelle, mécanique ou hybride) a dépassé la qualité de l'air intérieur pour atteindre le confort des occupants et l'efficacité énergétique. Avec l'introduction du concept de l'âge de l'air au début de l'année 1980, plusieurs définitions de l'efficacité de la ventilation sont devenues disponibles en utilisant des techniques de gaz traceur et de mesure de concentration.

Ces efficacités sont basées sur la capacité du système de ventilation à renouveler l'air ambiant, éliminer les polluants, réduire la chaleur et protéger les occupants.

En outre, nous pouvons trouver un grand nombre de nouveaux indicateurs de QAI qui ont été développés par des chercheurs japonais (Kato S. and Murakami S., 1988). Il se sont concentrés sur les caractéristiques d'écoulement d'air en particulier les effets de la dilution, l'élimination et la diffusion tels que SVEs (scale ventilation efficiencies) et d'autres comme le nombre de confort N_c et le nombre de qualité de l'air N_q définis dans le paragraphe I.4.5.

Les techniques de mesure sont essentielles pour les études de diagnostic et d'évaluation. Toutefois, étant donné l'efficacité de la ventilation est souvent propres à chaque enceinte, analyse mesure a généralement un rôle de conception limitée.

I.4.1 Concept de l'âge de l'air

Dans les études portant sur l'efficacité des systèmes de ventilation et la qualité d'air intérieur, on utilise souvent « l'âge de l'air ». C'est une approche technique introduite par Sandberg (Sandberg, 1981) et qui est très utilisée.

Par définition, l'âge d'une particule d'air est le temps qu'elle a passé dans une pièce depuis son entrée jusqu'à sa sortie. Plus la durée est longue, plus il sera chargé en polluants ; une meilleure qualité d'air correspond donc à un faible âge de l'air. On distingue entre âge local de l'air, âge moyen de l'air, temps résiduel, temps de résidence, temps de renouvellement d'air et constant de temps nominal (cf. Figure II.10).

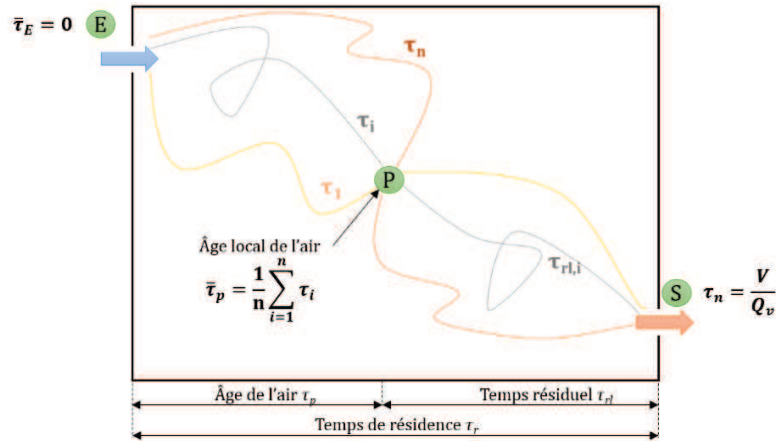


Figure I.11 – Concept de l'âge de l'air

L'âge local de l'air (*local mean age of air*) $\bar{\tau}_p$, est la moyenne des âges des particules d'air présentes à un instant donné en un point P ; donc c'est une mesure de la qualité de l'air en ce point. L'âge moyen de l'air (*room mean age of air*) $\langle \bar{\tau} \rangle$, est la moyenne de la distribution spatiale de $\bar{\tau}_p$ (Liddament, 1993; Mundt et al., 2004). Dans le cas d'un écoulement homogène de l'air à travers la pièce (un mélange parfait), $\bar{\tau}_p$ est la même partout dans la pièce. Ainsi, dans ce cas $\bar{\tau}_p$ est égal à $\langle \bar{\tau} \rangle$. Cependant, si l'écoulement est court-circuité entre l'entrée et la sortie de l'air, $\bar{\tau}_p$ est plus faible dans la zone de passage des flux d'air et plus élevé dans la zone de stagnation.

$$\langle \bar{\tau} \rangle = \sum_p \bar{\tau}_p \quad (I.1)$$

Le temps résiduel (*residual time*) τ_{rl} , est le temps qui reste avant que la particule d'air quitte l'enceinte. Le temps de résidence (*residence time*) τ_r , est le temps mis par une particule d'air depuis son entrée jusqu'à sa sortie de la pièce (entre E et S, cf. Figure II.10).

$$\tau_r = \tau_p + \tau_{rl} \quad (I.2)$$

Le temps de renouvellement (*air change time*) $\bar{\tau}_r$, est la durée réelle écoulée pour changer tout l'air dans la pièce. Quel que soit le système de ventilation et de distribution de l'air, $\bar{\tau}_r$ vaut le double de l'âge moyen de l'air de la pièce $\langle \bar{\tau} \rangle$.

$$\bar{\tau}_r = 2 \times \langle \bar{\tau} \rangle \quad (I.3)$$

Le temps de résidence le plus court possible pour renouveler l'air est la constante nominale du temps τ_n qui n'est que l'âge de l'air à la sortie. τ_n est l'inverse du taux de renouvellement d'air N de la pièce.

$$\tau_n = \frac{V}{Q_v} \quad (I.4)$$

I.4.2 Efficacité du renouvellement d'air

L'efficacité du renouvellement d'air (*air change efficiency*) ε^a , caractérise la capacité d'un système de ventilation à remplacer l'air et la manière de mélanger l'air neuf avec l'air déjà existant dans la pièce (Liddament, 1996). Elle est indépendante de la position et des caractéristiques de distribution et d'émission de polluants. Cet indice est défini comme étant le rapport entre le temps minimal de changement de l'air possible dans la pièce τ_n et le temps actuel de renouvellement de l'air $\bar{\tau}_r$.

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_n}{\bar{\tau}_r} \times 100 = \frac{\tau_n}{2\langle\bar{\tau}\rangle} \times 100 \quad (I.5)$$

L'indice du renouvellement d'air local (*local air change index*) ε_p^a , décrit l'efficacité du renouvellement d'air en un endroit particulier de l'enceinte. Il est défini comme étant le rapport entre la constante du temps nominale et l'âge local de l'air en cet endroit.

$$\varepsilon_p^a = \frac{\tau_n}{\bar{\tau}_p} \quad (I.6)$$

I.4.3 Efficacité d'extraction des polluants

L'efficacité d'extraction de polluants (*contaminant removal efficiency*) ε^c , caractérise la rapidité avec laquelle l'air contaminé est évacué de la pièce. Elle dépend de la position, des caractéristiques de distribution et d'émission de polluants ainsi que des caractéristiques de l'écoulement d'air (ε^a). Cet indice est défini comme étant le rapport entre la concentration à l'extraction C_s et la concentration moyenne de la pièce du contaminant $\langle C \rangle$. Dans le cas où le polluant est présent dans l'air entrant, ce rapport prend en compte la concentration à l'entrée C_e :

$$\varepsilon^c = \frac{C_s - C_e}{\langle C \rangle - C_e} \quad (I.7)$$

L'efficacité d'extraction du polluant peut être exprimée aussi en fonction de la constante du temps nominale et l'âge du contaminant à l'évacuation (*turnover time ou nominal time constant of contaminant*) τ_t^c :

$$\varepsilon^c = \frac{\tau_n}{\tau_t^c} \quad (I.8)$$

Pour évaluer l'efficacité de la ventilation à évacuer les polluants en un point ou une zone particuliers, il existe un indice de qualité de l'air local (*local air quality index*) ε_p^c . Il est défini comme étant le ratio entre la concentration du polluant à l'évacuation et la concentration locale C_p .

$$\varepsilon_p^c = \frac{C_s - C_e}{C_p - C_e} \quad (I.9)$$

L'indice QAI dans la zone d'occupation (zo), la zone de respiration (zr) et l'indice d'exposition personnel (*personal exposure*) s'écrivent, respectivement, comme suit :

$$\varepsilon_{zo}^c = \frac{C_s - C_e}{C_{zo} - C_e} \quad (I.10)$$

$$\varepsilon_{zr}^c = \frac{C_s - C_e}{C_{zr} - C_e} \quad (I.11)$$

$$\varepsilon_{exp}^c = \frac{C_s - C_e}{C_{exp} - C_e} \quad (I.12)$$

I.4.4 Comparaison entre ε^a et ε^c

Les deux indicateurs de l'efficacité de la ventilation décrits précédemment peuvent parfois présenter, dans les mêmes conditions de mesure, une évaluation contradictoire de qualité de l'air intérieur pour la même enceinte. Cette contradiction est due à la « nature » différente de ces indicateurs. L'efficacité de taux de renouvellement d'air indique la qualité de la distribution de l'air parce qu'elle quantifie le type d'écoulement d'air dans la pièce en le comparent à l'écoulement d'air du piston idéal. Tandis que l'efficacité d'extraction du polluant indique le niveau de la pollution dans la chambre. Elle ne dépend pas seulement du flux d'air mais aussi de l'intensité, de la surface et de la position de la source du contaminant par rapport à ce flux. Toutefois, il existe une corrélation entre ε^a et ε^c et qui dépend de la stratégie de ventilation. Celle-ci est forte pour une ventilation par mélange et faible pour une ventilation par déplacement.

En conclusion, ε^a reste plus générale et donne une indication sur la qualité de l'air en gros, sans connaissance de la position de la source du polluant. Si cette dernière est connue, ε^c constitue un indicateur plus pertinent (Novoselac and Srebric, 2003). Ces deux indicateurs peuvent être mesurés à l'aide des techniques de gaz traceur qu'on explicitera dans le Chapitre II.

Le Tableau I.5 présente les valeurs limites de ε^a et ε^c et les différents cas d'écoulement correspondants.

Tableau I.5 – Les efficacités du renouvellement d'air et d'extraction de polluants

Efficacité du renouvellement d'air	$\varepsilon^a = 100\%$	Ventilation à effet piston
	$50\% < \varepsilon^a < 100\%$	Ventilation par déplacement
	$\varepsilon^a = 50\%$	Ventilation par mélange
	$\varepsilon^a < 50\%$	Écoulement court-circuité Zone de recirculation et zone court-circuitée complètement séparées
Efficacité d'extraction de polluant	$\varepsilon^c \rightarrow \infty$	Source de polluant proche de la sortie Pas d'influence de l'écoulement
	$\varepsilon^c = 1$	Ventilation par mélange Pas d'influence de la position de la source de polluant
	$\varepsilon^c \rightarrow 0$	Source de polluant dans la zone de recirculation, qui est séparée de la zone court-circuitée

Ces indices semblent être les plus appropriés pour l'utilisation dans la conception et les normes, car ils sont larges et presque tous les autres indicateurs sont une extension de ces deux-là. En outre, compte tenu des valeurs moyennes ou locales, ε^a et ε^c peuvent fournir des informations sur la qualité globale de la ventilation de la pièce ou dans un point particulier dans la salle ou même à une échelle plus grande, comme la zone de respiration.

En outre, Skaaret a défini trois règles de base pour une ventilation efficace (Skaaret, 1986). Au stade de la conception, la ventilation doit être conçue pour donner : (1) ε^a supérieure ou égale à 50%, (2) un âge local dans la zone de respiration inférieur à l'âge moyen de l'air de la chambre, c'est-à-dire $\varepsilon_p^a > 1$ et (3) ε^c supérieur à 1 et une concentration de contaminants dans la zone d'occupation plus faible que la moyenne ambiante de la chambre c'est-à-dire $\varepsilon_p^c > \varepsilon^c$.

I.4.5 Indice de confort

Le confort de l'occupant est évalué par différents indices de distribution de l'air (T Karimipannah, 2007). On cite l'efficacité d'évacuation de la chaleur définie comme suit :

$$\varepsilon^t = \frac{T_S - T_E}{\langle T \rangle - T_E} \quad (I.13)$$

Avec T_S , T_E et $\langle T \rangle$ sont les températures à l'évacuation, à l'entrée d'air et la température moyenne d'évacuation dans la pièce ou dans la zone d'occupation.

En outre, il existe également les indices définis par Franger PMV (*Predicted Mean Vote*) et PPD (*Predicted Percentage Dissatisfied*). Le premier, défini par la relation (I.15), calcule la réponse moyenne prévisible d'une population concernant la sensation thermique. L'échelle du PMV comporte 7 degrés allant de -3 (très froid) à +3 (très chaud).

$$PMV = (0.303 e^{-0.036 \times M} + 0.028) \times L \quad (I.14)$$

Avec, M est Le taux métabolique, ou la chaleur du corps humain, et est souvent mesurée dans l'unité "Met". Le taux métabolique d'une personne assise et détendue vaut 1 Met, où 1 Met = 58 W·m⁻². L est la charge thermique de l'occupant. Elle est définie comme la différence entre la production de chaleur interne et la perte de chaleur vers l'environnement réel. L prend en compte les températures d'air et des parois, la vitesse et l'humidité de l'air ainsi que le type d'activité et vestimentaire des occupants.

Le deuxième indice PPD, défini par la relation (I.16), est une expansion de l'indice d'insatisfaction PD (*Percentage of Dissatisfied*).

$$PD = 395 \times e^{-1.83 Q_v^{0.25}} \quad (I.15)$$

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-[0.03353 (PMV)^4 + 0.2179 (PMV)^2]} \quad (I.16)$$

Avec, Q_v est le débit de ventilation exprimé en l.s⁻¹

La limite de PPD recommandé pour l'environnement thermique idéal est de 10%, c'est-à-dire que le PMV se situe entre -0.5 et +0.5. Ainsi, de faibles valeurs pour les deux indices garantissent une bonne qualité de l'air intérieur et le confort thermique.

D'autres indices sont définis en combinant les efficacités de la ventilation et les indices de confort pour évaluer la qualité et la performance de la ventilation tels que le nombre de confort N_t et le nombre de qualité de l'air N_c . Ceux-ci sont définis comme étant :

$$N_t = \frac{\varepsilon^c}{PD} \quad (I.17)$$

$$N_c = \frac{\varepsilon^c}{PPD} \quad (I.18)$$

Ces deux nombres peuvent être combinés dans un seul indice pour donner l'indice de distribution de l'air IDA. Cet indice sert à évaluer l'efficacité du système à distribuer d'air pour fournir la qualité de l'air et le confort thermique :

$$IDA = \sqrt{N_t \times N_c} \quad (I.19)$$

I.5 STRATEGIES DE DISTRIBUTION DE L'AIR

Au niveau de la pièce, il existe plusieurs manières connues et utilisées de distribuer l'air pour différents type de bâtiments. Sur la base de la distribution de la concentration, de l'emplacement des terminaux d'air et du mécanisme de ventilation (naturel ou mécanique) utilisé, on trouve dans la littérature plusieurs stratégies que nous décrirons succinctement ci-dessous (Awbi, 2011; Cao et al., 2014).

❖ *Ventilation par mélange (VM) et par déplacement (VD)*

La ventilation par mélange consiste à diluer l'air ambiant vicié en le mélangeant avec de l'air « neuf » soufflé à une vitesse supérieure à 1.5 m.s^{-1} (souvent à $4 \text{ à } 6 \text{ m.s}^{-1}$) (Awbi, 2011). L'objectif est de diminuer la concentration des contaminants de manière à ce que les conditions thermiques et éventuellement les concentrations des contaminants soient uniformes dans tout l'espace ou dans une zone spécifique du local (par ex. la zone occupée). La température et la concentration des contaminants sont homogènes dans tout l'espace.

Par ailleurs, dans ces études l'effet de panaches thermiques sur la distribution de flux d'air est souvent sous-estimé bien que dans de nombreux cas, les flux de convection dominant la situation et les panaches sont le principal moteur.

L'efficacité du renouvellement d'air de cette stratégie est de 50% et l'efficacité d'extraction de polluant varie entre 0.4 et 1.2 selon la position et la forme des terminaux d'air. Soulignons qu'une efficacité de 1 indique un mélange parfait du contaminant.

La ventilation par déplacement, contrairement à VM, est une technique qui vise à remplacer l'air pollué en diffusant l'air « neuf » à faible vitesse (typiquement $< 0.5 \text{ m.s}^{-1}$) dans la partie basse de la pièce et à une température légèrement inférieure à celle de l'air ambiant. L'objectif de cette stratégie est de créer un mouvement d'air ascendant (des panaches thermiques) cela créera des gradients verticaux de vitesse de l'air, de température, mais également de la concentration du contaminant.

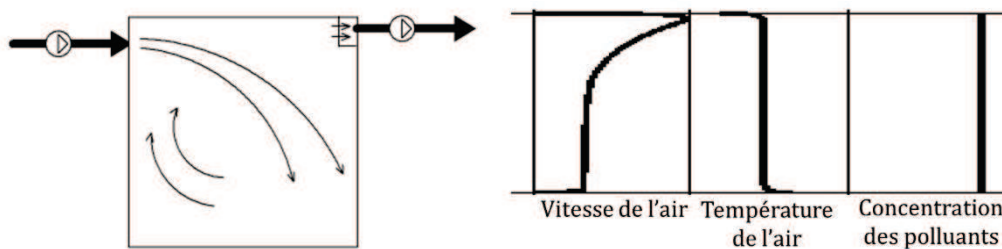


Figure I.12 – Ventilation par mélange

❖ *Ventilation personnalisée (VP)*

Les problèmes de qualité de l'air intérieur rencontrés sur les lieux de travail, en plus de ses effets sur la santé, à des conséquences sérieuses sur la productivité des employés. La ventilation personnalisée a été développée et étudiée comme une solution de contrôle et d'amélioration. Elle consiste d'apporter la quantité d'air nécessaire dans l'endroit approprié. Les études montrent qu'une VP peut fournir avec un débit d'insufflation de moins de 3 l.s^{-1} un air contenant jusqu'à 80% de l'air frais.

En outre, VP permet d'économiser jusqu'à 60% et 51% de l'énergie par rapport à une VM, en climat froid et chaud respectivement, et d'améliorer le niveau de confort thermique. On note que

le Pourcentage Prévisible d'Insatisfaits (PPD) passe de 27% (sans ventilation personnalisée) à 16% (avec une ventilation personnalisée).

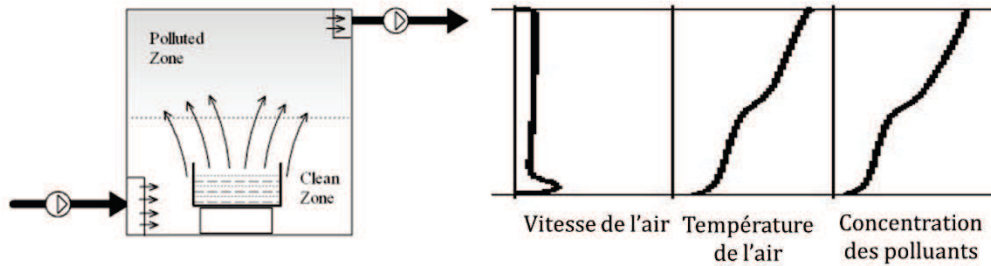


Figure I.13 – Ventilation par déplacement

❖ *Distribution hybride de l'air (DHA)*

La distribution hybride de l'air est une combinaison de la VM et VD qui a été récemment développée afin de combler les points négatifs de la VD, à savoir l'incompatibilité avec certains modes de chauffage qui, ensembles, conduisent à un mélange complet. Dans certains cas, la distance de pénétration de l'air est limitée par la chaleur d'une source de chauffage intense. La ventilation par jets confluents (*confluents jets*) et par jets incidents (*impinging jets*) sont deux modèles de DHA.

La ventilation par jets confluents est formée par des jets circulaires issus de différentes ouvertures dans le même plan et dans des directions parallèles mais à une certaine distance en aval, ils fusionnent et se déplacent en un seul jet.

❖ *Ventilation par stratification (VS)*

La ventilation par stratification est une approche d'aération qui permet de réduire la température des petites et moyennes salles, recommandée par plusieurs gouvernements en Asie de l'Est. Elle est considérée une alternative à faible coût de la climatisation.

Outre le confort thermique, la qualité de l'air et la consommation d'énergie, l'une des questions clés pour évaluer le rendement de ce type de ventilation est de savoir si cette méthode de distribution d'air offre des avantages significatifs dans la lutte contre les infections par voie aérienne.

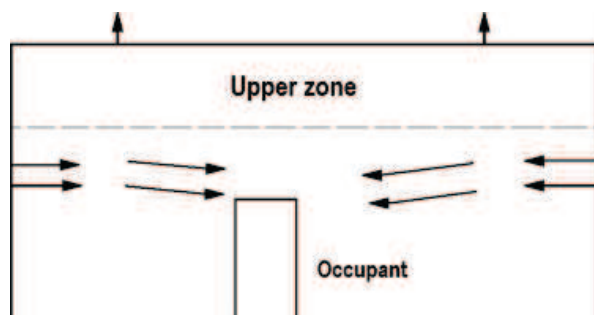


Figure I.14 – Ventilation par stratification

❖ *Ventilation par extraction locale (VEL)*

La ventilation par extraction locale est essentiellement un système d'extraction qui est très efficace dans les pièces où les sources de contaminants sont localisées et identifiées, tels que les locaux industriels ou cuisine. Normalement, une hotte aspirante est placée au-dessus de la source pour éliminer la pollution avant de se propager dans la pièce.

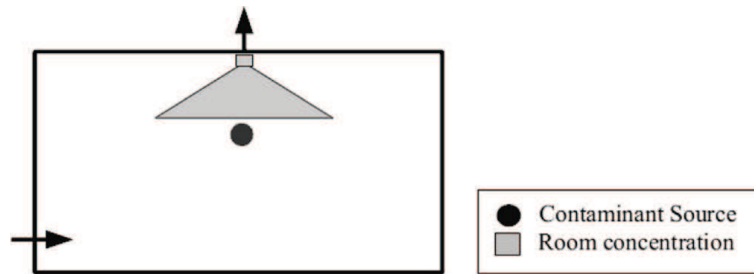


Figure I.15 – Ventilation par extraction locale

❖ *Ventilation par effet piston (VEP)*

Dans ce mode de ventilation, de l'air est alimenté verticalement ou horizontalement à travers toute la chambre à faible vitesse et turbulence (typiquement une vitesse de 0,2 à 0,4 m / s) pour créer un écoulement de type "piston" (Figure I.16). C'est un moyen très efficace pour éliminer les contaminants de la chambre, mais il est également coûteux et nécessite un taux de renouvellement d'air très élevé (200-600 h⁻¹). Par conséquent, il est utilisé dans certaines applications, telles que les chambres et les salles d'opération des hôpitaux.

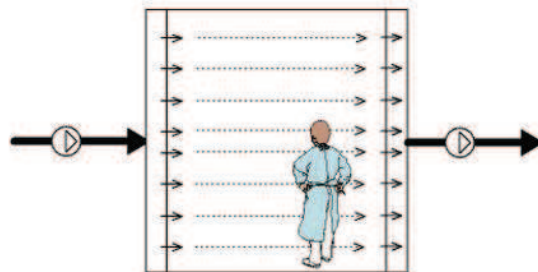


Figure I.16 – La ventilation par effet piston

Le Tableau I.6 montre les indices de qualité de l'air des stratégies de ventilation cités ci-dessus.

Tableau I.6 – Efficacité des stratégies de ventilation (Cao et al., 2014)

Stratégie	N (h ⁻¹)	ε ^a (%)	ε ^c (-)	ε ^t (%)	ε ^c _{exp} (-)	ADI (%)
VM	4-6	50	0.8-1.63	99	1	15.5
VD	4	60-70	1.05-1.25	121	12	15.9
DHA, VEL, VEP	0.5-4	-	1.24-1.44	123	-	15.7-16.1
PV	-	65-90	-	-	-	-
VS	-	-	1.42-1.50	1.5	-	-

I.6 NORMES ET REGLEMENTATIONS APPLICABLES A LA VENTILATION DES HABITATIONS

Le contrôle de la qualité de l'air intérieur est un processus très compliqué du fait qu'elle est un résultat combiné des activités et du comportement des occupants, des sources d'émission des polluants et des moyens de traitement de ces derniers. Les éléments dont les réglementations et les valeurs normes peuvent être conçues et appliquées sont généralement la ventilation et les moyens de contrôle. Toutefois, la définition des exigences nécessaires demande une compréhension de plusieurs phénomènes typiquement rencontrés dans les bâtiments (stratégies opérationnelles des occupants, réactions chimiques et émissions des matériaux et autres). En outre, la réglementation relative à la ventilation des bâtiments doit prendre en compte deux impératifs distincts : la santé et la consommation énergétique. Donc elle doit être basée sur les réglementations thermique et sanitaire.

Plusieurs pays ont mis en place des réglementations, des normes ou des directives appliquées au secteur résidentiel qui lui sont propres. Par exemple, dans de nombreux pays européens, dont la Belgique, le Danemark, la Finlande, l'Allemagne, l'Italie, les Pays-Bas, la Norvège, la Suède et le Royaume-Uni, les normes précisent des exigences minimales de ventilation dans les pièces de vie. Les normes canadiennes CAN/CSA-F326-M91 exigent que les systèmes de ventilation soient conçus de telle sorte que l'air neuf soit distribué dans toute les zones d'occupation sans exception. Aux Etats-Unis, la norme ASHRAE 62.2 précise un taux minimal de renouvellement d'air global, mais elle ne comprend aucun élément sur la répartition de l'air neuf. En France, la réglementation exige des débits d'extraction dans les pièces de service.

L'application de ces directives est obligatoire dans certains pays comme la France et le Danemark. Des contrôles et des mesures peuvent être effectués à la fin des travaux pour vérifier si le système de ventilation est conforme aux normes comme en Suède. S'il ne répond à la réglementation, certains pays comme le Danemark peuvent prévoir des sanctions.

Le tableau ci-dessous, regroupe succinctement les taux de renouvellement (h^{-1}) et les débits d'air ($m^3.h^{-1}$) exigés par les normes dans les différents pays (Limb M.J, 2001; Yoshino H et al., 2004).

Tableau I.7 – Normes de la ventilation des bâtiments

Taux de renouvellement global	Séjour	Chambre	Cuisine	Salle de bain et WC	WC seul
Allemagne : Din 18017, Din 1946, VDI 2088					
Min. 60-120 $m^3.h^{-1}$ Max. 60-180 $m^3.h^{-1}$	1.0-1.5 h^{-1}	-	Min. 40 $m^3.h^{-1}$ Max. 60 $m^3.h^{-1}$	Min. 40 $m^3.h^{-1}$ Max. 60 $m^3.h^{-1}$	Min. 20 $m^3.h^{-1}$ Max. 30 $m^3.h^{-1}$
Angleterre : BS5720-197, BS5925-1991 / Approved Doc F, CIBSE guides A et B					
Rec. 43-65 $m^3.h^{-1}/p$ Min. 29-43 $m^3.h^{-1}/p$	Ouverture : > 1/20 S_p > 40 cm^2	Ouverture : > 1/20 S_p > 40 cm^2	216 $m^3.h^{-1}$ (inter.) 108 $m^3.h^{-1}$ (hotte et VN) ouverture > 1340 cm^2	54 $m^3.h^{-1}$ (inter.)	Ouverture : > 1/20 S_p 3 h^{-1} (inter.)
Belgique : NBN D50-001, 1991					
3.6 $m^3.h^{-1}/m^2 S_p^{(1)}$	Min. 75 $m^3.h^{-1}$ Max. 150 $m^3.h^{-1}$	Min. 25 $m^3.h^{-1}$ Max. 72 $m^3.h^{-1}$ ou 36 $m^3.h^{-1}/p$	Min. 50 $m^3.h^{-1}$ Max. 75 $m^3.h^{-1}$	Min. 50 $m^3.h^{-1}$ Max. 75 $m^3.h^{-1}$	25 $m^3.h^{-1}$
Canada : CAN/CSA-F326-M91, ASHRAE 62.2-2004					
> 0.3 h^{-1} 18 $m^3.h^{-1}/p$	-	-	180 $m^3.h^{-1}$ (inter ⁽²⁾) 108 $m^3.h^{-1}$ (cont ⁽³⁾)	90 $m^3.h^{-1}$ (inter ⁽²⁾) 54 $m^3.h^{-1}$ (cont ⁽³⁾)	-
Danemark : Danish Building Regulation					
> 0.5 h^{-1}	La surface totale des entrées d'air >1.2 $cm^2/m^2 S_p$	-	Entrée d'air naturelle. Extraction : 72 $m^3.h^{-1}$ par la hotte	Entrée d'air naturelle. Extraction : 54 $m^3.h^{-1}$	Entrée d'air naturelle. Extraction : 36 $m^3.h^{-1}$
Finlande : NBC-D2, 2003					
> 1.26 $m^3.h^{-1}/m^2$	21.6 $m^3.h^{-1}/p$ 1.8 $m^3.h^{-1}/m^2$	21.6 $m^3.h^{-1}/p$ 1.8 $m^3.h^{-1}/m^2$	28.8 $m^3.h^{-1}$ (cont) 90 $m^3.h^{-1}$ (GD ⁽⁴⁾)	36 $m^3.h^{-1}$ (cont) 54 $m^3.h^{-1}$ (GD)	25 $m^3.h^{-1}$ (cont) 36 $m^3.h^{-1}$ (GD)
France : Arrêté 24 mars 1982					
-	-	-	20-45 $m^3.h^{-1}$ (cont) 75-135 $m^3.h^{-1}$ (inter)	15-30 $m^3.h^{-1}$	15-30 $m^3.h^{-1}$
Grèce : Greek Legislative Framework Document					
> 8.5 $m^3.h^{-1}/p$	Min. 8.5 $m^3.h^{-1}/p$ Max. 12-17 $m^3.h^{-1}$ 1	-	Min. 34 $m^3.h^{-1}$ Max. 50-85 $m^3.h^{-1}$ 1	Min. 34 $m^3.h^{-1}$ Max. 50-85 $m^3.h^{-1}$ 1	-

Italie : MD 05.07.75					
0.35-0.5 h ⁻¹	15 m ³ .h ⁻¹ /pers	-	1.0 h ⁻¹	1.0-2.0 h ⁻¹	-
Japon :					
> 0.3 ou 0.5 ou 0.7 h ⁻¹	Le taux du renouvellement d'air recommandé est en fonction du niveau d'émission de HCHO				
Norvège : Norwegian building Regulations 1997					
0.5 h ⁻¹	-	-	36 m ³ .h ⁻¹ + 72 m ³ .h ⁻¹ (hotte)	36 m ³ .h ⁻¹ ou 108 m ³ .h ⁻¹	36 m ³ .h ⁻¹
Nouvelle-Zélande : ASHRAE 62-1999					
Min. 25.2 m ³ .h ⁻¹ /p 0.35 h ⁻¹ Ouverture > 5% S _p	-	-	180 m ³ .h ⁻¹ (inter) 43.2 m ³ .h ⁻¹ (cont)	90 m ³ .h ⁻¹ (inter) 36 m ³ .h ⁻¹ (cont)	-
Pays-Bas : NEN 1087					
-	Min. 25.2 m ³ .h ⁻¹ 3.24 m ³ .h ⁻¹ /m ²	3.6 m ³ .h ⁻¹ /m ²	75.6 m ³ .h ⁻¹ /m ²	50.4 m ³ .h ⁻¹ /m ²	25.2 m ³ .h ⁻¹ /m ²
Suède : BBR 94 - BFS 18ch4.1					
> 1.26 m ³ .h ⁻¹ /m ² S _p	-	14.4 m ³ .h ⁻¹ /m ² S _p	36 m ³ .h ⁻¹	36 m ³ .h ⁻¹ / 108 m ³ .h ⁻¹ (GD) 54 m ³ .h ⁻¹	36 m ³ .h ⁻¹
Suisse : SIA 384/2 - SIA 382/1					
-	-	80-120 m ³ /h	-	30-60 m ³ /h	-
USA : ASHRAE 62.2-2010					
0.18×S _p +12.6 m ³ .h ⁻¹ /p	-	-	180 m ³ .h ⁻¹ (inter.) 5 h ⁻¹ Ouverture des fenêtres	-	-

(1) Surface du plancher ; (2) Intermittent ; (3) Continue ; (4) Grand débit ; (5) Débit mécanique ; (6) Ventilation naturelle

❖ La réglementation en Belgique

La norme NBN D50-001-1991, intitulée « Dispositifs de ventilation dans les bâtiments d'habitation », s'applique aux constructions destinées au logement. Elle définit quatre modes de ventilation, selon le mécanisme d'amenée et d'évacuation d'air (naturel et mécanique) qu'elle dénomme A (ventilation naturelle), B (ventilation mécanique par insufflation), C (ventilation mécanique par extraction) et D (ventilation à double flux).

Elle exige en règle générale un débit nominal de 1 l/s pour chaque m² de surface au sol (ce qui correspond à 3.6 m³.h⁻¹/m²). Ce principe s'applique pour tous les locaux habitables : pièces principales et pièces humides. Cependant, le débit à évacuer doit être au moins égal aux valeurs minimales précisées dans le Tableau I.8, sans toutefois dépasser les valeurs maximales préconisées (CSTC, 1999).

Tableau I.8 – Débit nominal de ventilation selon NBN D50-001

	Local	Débit minimal (m ³ .h ⁻¹)	Débit maximal (m ³ .h ⁻¹)
Apport	Séjour	75	150
	Chambres	25	72
	Bureau	25	72
Evacuation	Cuisine	50	75
	Cuisine ouverte	75	75
	Salle de bain	50	75
	Buanderie	50	75
	WC	25	25

❖ La réglementation en Canada

Au Canada, le système de ventilation dans les bâtiments résidentiels doit être conçu selon la section 9.32 du code national du bâtiment (NBC – National Building Code) ou selon la norme CAN/CSA-F326-M91 (R2010) intitulé « Residential Mechanical Ventilation systems ». Les deux sont basées dans une certaine mesure sur la norme ASHRAE 62, toutefois les débits d'air recommandés par la CAN/CSA-F36-M91 restent plus importants.

Publiée en 1989 et revue en 1991, la CAN/CSA-F326-M91 exige que la capacité du système de ventilation (pour un T2, T3 et T4) soit égale à la somme des débits recommandés pour chaque pièce indiqués dans le Tableau I.9. Pour la plupart des maisons, cela aboutit à un taux de renouvellement d'air supérieur à 0,3 h⁻¹. Elle comprend également des exigences sur les débits d'extraction continus ou intermittents dans la cuisine et la salle de bain. Les débits d'extraction intermittents sont, respectivement, 50 et 25 l.s⁻¹ dans la cuisine et la salle de bain et les débits en continu sont 30 et 10 l.s⁻¹(CSA, 1991).

Tableau I.9 – Débit nominal de ventilation selon CSA-F326-M91

Local	Q _v (l.s ⁻¹)	Q _v (m ³ .h ⁻¹)
Chambre principale	10	36
Chambre (autre)	5	18
Séjour	5	18
Salle à manger	5	18
Sous-sol	10	36
Cuisine	5	18
Salle de bain	5	18
WC	5	18

❖ La réglementation aux Etats-Unis

La norme ASHRAE 62.2-2010, « *Ventilation and acceptable indoor air quality in low-rise residential buildings* », définit le rôle et les exigences des systèmes de ventilation naturels et mécaniques.

Elle s'applique aux bâtiments résidentiels, à faible hauteur (inférieur à 3 niveaux), neufs et rénovés. Pour diluer les contaminants provenant d'une source répartie dans la maison et les polluants ponctuels provenant des occupants, le débit de ventilation global recommandé dépend de la surface du plancher (1cfm/100 ft² qui est égal à 0.182 m³.h⁻¹/m²) et du nombre des occupants (7.5 cfm/personne qui vaut 12.75 m³.h⁻¹/personne)

Deux méthodes sont proposées par ASHRAE pour calculer le débit global de ventilation, la première à l'aide de l'équation (I.20) et la deuxième en utilisant le Tableau I.10. Soulignons que l'utilisation du nombre de chambres dans l'estimation des débits se base sur l'hypothèse que deux occupants occupent la chambre principale puis un seul occupant par chambre.

$$Q_v = 0.01S_p + 7.5 (N_c + 1) \quad (I.20)$$

Q_v	Débit volumique de ventilation	[cfm]
S_p	Surface du plancher	[ft ²]
N_c	Nombre des chambres (≥ 1)	[-]

 Tableau I.10 – Débit nominal de ventilation en cfm ($m^3.h^{-1}$) selon ASHRAE 62.2

Local		Nombre des chambres									
		0-1		2-3		4-5		6-7		>7	
<1500	<139	30	(50.4)	45	(75.6)	60	(100.8)	75	(126)	90	(151.2)
1501-3000	139.1-279	45	(75.6)	60	(100.8)	75	(126)	90	(151.2)	105	(180)
3001-4500	279.1-418	60	(100.8)	75	(126)	90	(151.2)	105	(180)	120	(205.2)
4501-6000	418.1-557	75	(126)	90	(151.2)	105	(180)	120	(205.2)	135	(230.4)
6001-7500	557.1-697	90	(151.2)	105	(180)	120	(205.2)	135	(230.4)	150	(255.6)
>7500	>697	105	(180)	120	(205.2)	135	(230.4)	150	(255.6)	165	(280.8)

❖ La réglementation en Angleterre

En Angleterre, l'Approved document F, est un document qui est entré en vigueur en octobre 2010. Il fournit des directives pour répondre aux exigences de la réglementation F concernant la ventilation des bâtiments.

On distingue deux types de ventilation (comme la norme ASHRAE 62.2) : La ventilation globale de l'habitation (*whole house ventilation*) et la ventilation par extraction (*extract ventilation*). Les débits d'air nominaux recommandés pour chaque système, appliqués à des constructions neuves, sont présentés dans le Tableau I.11 (Approved Document F, 2010). À noter que le débit de ventilation minimal doit être au moins $0.3 \text{ l.s}^{-1}/\text{m}^2$ ($1.08 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}/\text{m}^2$) de surface de plancher. Si le taux d'occupation est supérieur à l'hypothèse que le nombre des chambre est égal au nombre d'occupants incrémenté par 1, il faut rajouter 4 l.s^{-1} ($14.4 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$) par occupant.

Tableau I.11 – Débit nominal de ventilation selon Approved doument F

Débits de ventilation par extraction en l.s^{-1} ($\text{m}^3.\text{h}^{-1}$)				
Local	Extraction intermittente	Extraction continue		
Cuisine	30 (108) à côté de la plaque de cuisson 60 (216) ailleurs	13 (46.8)		
Buanderie	30 (108)	8 (28.8)		
Salle de bain	15 (54)	8 (28.8)		
WC	6 (21.6)	6 (21.6)		
Débits de ventilation globale en l.s^{-1} ($\text{m}^3.\text{h}^{-1}$)				
Nombre des chambres				
1	2	3	4	5
13 (46.8)	17 (61.2)	21 (75.6)	25 (90)	29 (104.4)

❖ La réglementation en France

En France, la ventilation dans l'habitat résidentiel est liée à plusieurs normes et réglementations, tels que :

- La norme XP P50-410 (DTU 68.1) Installations de ventilation mécanique contrôlée – Règles de conception et de dimensionnement.
- La norme NF P50-411 (DTU 68.2) Travaux de bâtiment – Exécution des installations de ventilation mécanique.

Ces deux normes ont été remplacées par un nouveau DTU (68.3) publié le 22 juin 2013 et qui a pour mission, de rendre obligatoires leurs recommandations. Ce DTU concerne les systèmes VMC autoréglables et hygroréglables ainsi que les systèmes VMC-gaz.

- La norme NF EN 15242 décrit la méthode de calcul des débits de ventilation des bâtiments, pour des applications telles que les calculs de consommation énergétique, le calcul des charges de rafraîchissement et de chauffage, le confort d'été et l'évaluation de la qualité de l'air intérieur.
- L'arrêté du 30 mai 1989 relatif à la sécurité collective des installations nouvelles de VMC gaz.
- L'arrêté du 25 avril 1985 modifié relatif à la vérification et l'entretien des installations de VMC gaz.
- La décision du 15 avril 1991 relative à la sécurité des installations de VMC gaz et approuvant le document COPREC.
- L'arrêté de mars 1982 relative à l'aération des logements dans l'habitat collectif et individuel.
- L'arrêté du 30 Juin 1999 relatif aux caractéristiques acoustiques des bâtiments d'habitation qui précise les niveaux de bruit à ne pas dépasser
- La réglementation thermique RT 2012 (limite les déperditions par la ventilation)
- L'arrêté du 31 Janvier 1986 relatif à la protection contre l'incendie des bâtiments d'habitation.

La réglementation relative à l'aération des logements dans l'habitat collectif et individuel (arrêté du 24 mars 1982) repose sur la ventilation globale et continue par balayage (l'air neuf est introduit par les pièces de vie pour être évacué par les pièces de services). Dans son article 3, elle précise les débits d'air requis pour les dispositifs de ventilation, qu'ils soient mécaniques ou à fonctionnement naturel. Les débits d'extraction dans chaque pièce de service doivent pouvoir atteindre, simultanément ou non, les valeurs données dans le tableau ci-dessous en fonction du nombre de pièces de vie.

Tableau I.12 – Débit nominal de ventilation selon l'article 3 de l'arrêté du 24 mars 1982

Nombre de pièces principales	Débits d'extraction minimum (m ³ .h ⁻¹)				
	Cuisine	Salle de bain	Autre salle d'eau	WC unique	WC multiple
1	75	15	15	15	15
2	90	15	15	15	15
3	105	30	15	15	15
4	120	30	15	30	15
5 et plus	135	30	15	30	15

L'article 4, modifié par arrêté de 28 octobre 1983, stipule que :

"Des dispositifs individuels de réglage peuvent permettre de réduire les débits définis à l'article 3, sous les conditions suivantes : en règle générale, le débit total extrait et le débit réduit de cuisine sont au moins égaux aux valeurs données par le tableau suivant :"

Tableau I.13 – Débit nominal réduit selon l'article 4 de l'arrêté du 24 mars 1982

Q _v (m ³ .h ⁻¹)	Nombre des pièces principales						
	1	2	3	4	5	6	7
Débit total minimal	35	60	75	90	105	120	135
Débit minimal en cuisine	20	30	45	45	45	45	45

Une réduction supplémentaire est apportée aux débits recommandés si le système de ventilation permet de moduler automatiquement le débit d'air, de telle façon que les taux de pollution et d'humidité de l'air intérieur ne constituent aucun danger pour la santé ni pour le bâtiment. Un tel dispositif doit être autorisé par la direction de l'habitat, de l'urbanisme et des paysages DHUP, et les débits sont donnés dans les Avis Techniques. En tout état de cause, le débit total extrait est au moins égal à la valeur donnée par le Tableau I.14.

Tableau I.14 – Débit nominal réduit pour des dispositifs de modulation Arrêté du 24 mars 1982

Q_v ($m^3.h^{-1}$)	Nombre des pièces principales						
	1	2	3	4	5	6	7
Débit total minimal	10	10	15	20	25	30	35

Comme nous pouvons le remarquer, les valeurs et les niveaux de renouvellement d'air varient considérablement selon le pays.

La Figure I.17 présente les débits d'air minimaux, calculés selon les réglementations de 15 différents pays pour une maison japonaise de superficie $125.9 m^2$ et de volume $302.1 m^3$. Les plans de cette maison de 2 niveaux sont présentés également sur la figure. Cette étude montre que les taux de renouvellement d'air obtenus se rapprochent de $0.5 h^{-1}$, niveau exigé par la norme japonaise. De plus, $0.5 h^{-1}$ est la valeur minimale recommandée pour la protection de la santé. (Seppänen et al., 1999).

La Figure I.18 présente les taux de renouvellements d'air en h^{-1} dimensionnés selon les réglementations de 16 pays européens pour deux types de logements :

- un T2 de $50 m^2$ comportant un séjour, une chambre, une cuisine, une salle de bain et 1 WC. Le nombre des occupants est 2.
- un T4 de $90 m^2$ comportant un séjour, 3 chambres, une cuisine, une salle de bain et 1 WC. Le nombre des occupants est 4.

Cette étude montre que les exigences de ventilation résultent d'un taux de renouvellement d'air inférieur à $0.5 h^{-1}$ pour environ un tiers des pays et inférieur à $0.6 h^{-1}$ pour environ deux tiers des pays. Cette dernière valeur est calculée à titre informatif selon l'annexe B de la norme européenne NF EN 15251 pour les modèles de maisons étudiées.

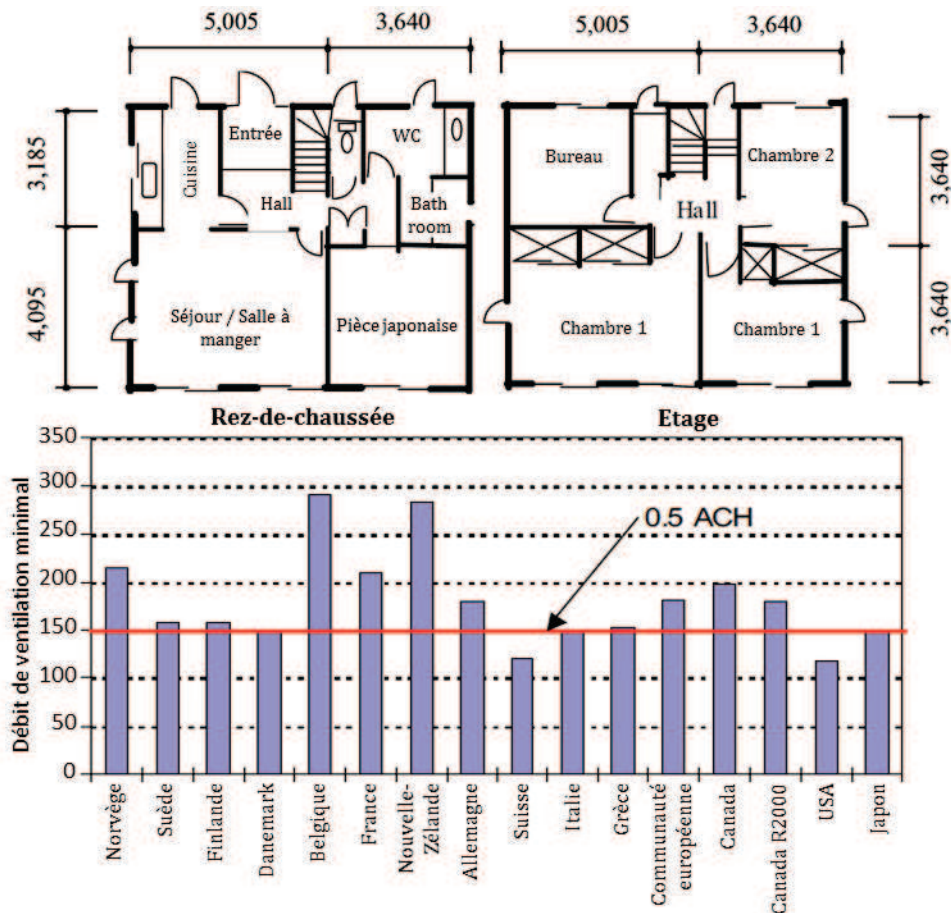


Figure I.17 – Comparaison des réglementations par (Yoshino H et al., 2004)

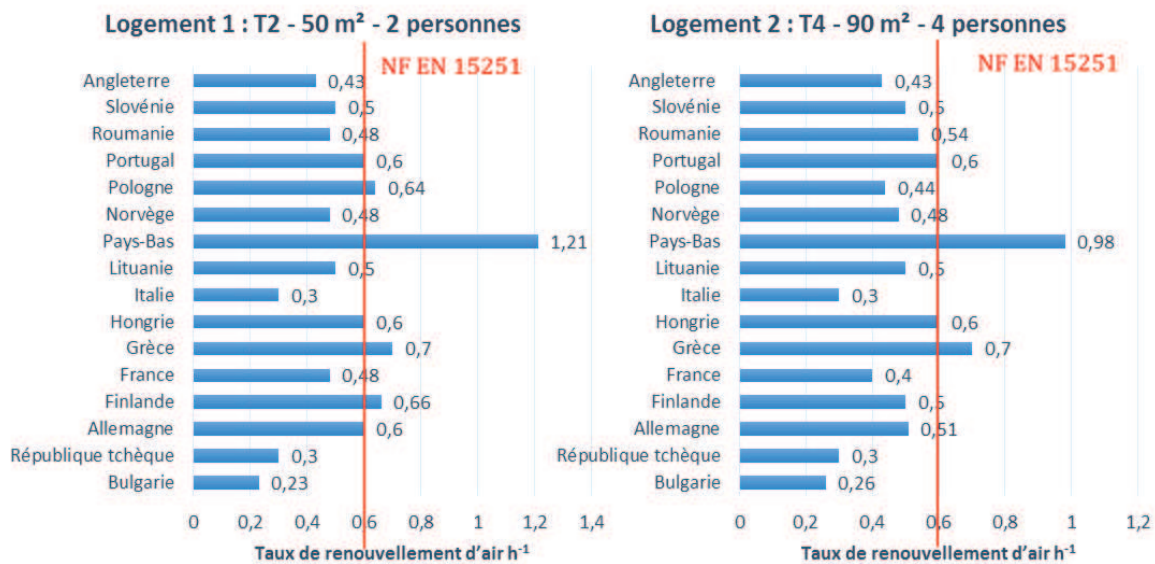


Figure I.18 – Comparaison des réglementations par (Brelh, 2012)

I.7 SYNTHÈSE

On a présenté dans ce chapitre les différents types et sources polluants rencontrés dans l'environnement intérieur d'une habitation et leurs effets sur la santé des occupants.

Une des principales solutions pour diluer la pollution et maintenir une bonne qualité de l'air intérieur est la ventilation. Selon le principe de distribution de l'air et selon le mécanisme de l'amenée et de l'évacuation de l'air, plusieurs stratégies et systèmes de ventilation existent.

Pour que la ventilation soit efficace et puisse accomplir son premier rôle (renouveler l'air intérieur en apportant de l'air propre), des réglementations et des recommandations ont été établies pour définir des directives liées à l'installation, au fonctionnement et au contrôle des systèmes de ventilation.

En France, la réglementation préconise des débits extraits dans les pièces de service. Donc, la ventilation mécanique par insufflation, qui contrôle l'amenée de l'air sans agir mécaniquement sur l'évacuation, ne s'y conforme pas.

Nos travaux sont donc une caractérisation de ce système en termes de qualité de l'air intérieur et une contribution à la recherche des pistes d'amélioration. Dans le chapitre suivant, on présente deux études préliminaires. La première est une simulation numérique visant à évaluer la différence qu'apporte une insufflation répartie (par pièce) par rapport à une insufflation centrale et la deuxième est une investigation expérimentale visant à trouver la position optimale de la bouche d'insufflation dans une pièce de vie.

Chapitre II.

ÉTUDES PRELIMINAIRES

Ce second chapitre est une contribution préliminaire aux chapitres III et IV. Les deux études présentées ici ont été réalisées dans le but de mieux orienter les étapes principales de ces travaux de thèse.

Les systèmes standard de ventilation par insufflation existant en France utilisent le concept de l'insufflation centrale et, par conséquent, ne respectent pas le principe réglementaire de balayage (Arrêté de mars 1982).

Nous proposons dans ce chapitre d'étudier, en premier lieu, la différence en termes de qualité de l'air intérieur qu'apporterait une insufflation répartie (insufflation dans les pièces de vie et évacuation naturelle par les pièces techniques) par rapport à une insufflation centrale standard. Cette étude, numérique, est basée sur un modèle aéraulique développé sous le logiciel CONTAM. Elle nous permettra d'évaluer les performances de ces deux systèmes d'insufflation au sein d'une maison individuelle et de les comparer à un système de référence qui est la ventilation mécanique par extraction. Nous étudierons aussi l'influence des mécanismes naturels de ventilation, tirage thermique et pression du vent, sur les 3 systèmes en jeu. De plus, nous étudierons pour la VMI deux options différentes : une sortie fixe d'une part et une sortie par des conduits de ventilation d'autre part.

En second lieu, nous proposons également d'étudier et de caractériser la ventilation mécanique par insufflation répartie dans une ambiance réelle. Cependant, avant d'installer le système VMI sur un site expérimental à l'échelle 1, nous avons au préalable réalisé une étude expérimentale réduite, dont l'objectif est de nous aider à optimiser la position d'une bouche d'insufflation dans une pièce de vie. Cette étude expérimentale a été menée dans une cellule test au laboratoire du LaSIE, où nous avons évalué l'efficacité de la ventilation par insufflation et par extraction en fonction de l'emplacement de la bouche de ventilation.

II.1 ETUDE NUMÉRIQUE

Le système de ventilation mécanique par insufflation existant actuellement (et développé par Ventilairsec) est centralisé. Il existe un ou deux points d'insufflation au milieu d'un logement (généralement dans le hall) pour assurer l'aération des toutes les pièces. L'air passe sous les détalonnages des portes intérieures pour s'évacuer par les petites ouvertures en partie haute des fenêtres. Par ailleurs, l'Arrêté de mars 82 recommande le principe de balayage de l'air par la ventilation : l'air doit transiter des pièces de vie vers les pièces techniques.

Pour cette raison, nous avons décidé d'étudier la différence en termes de qualité de l'air intérieur entre les deux principes de la ventilation mécanique par insufflation dans une maison-type individuelle :

- par diffusion : insufflation centrale et évacuation naturelle par chacune des pièces de la maison, qu'on nommera VMI-C,
- par balayage : insufflation répartie (un point d'insufflation dans chaque pièce de vie) et évacuation par des sorties fixes dans les locaux techniques, qu'on nommera VMI-R.

Nous étudions également dans les mêmes conditions, et comme un système de référence, la ventilation mécanique par extraction. En outre, nous évaluons l'influence du tirage thermique et du vent (vitesse et direction) sur le comportement de ces 3 stratégies.

II.1.1 Approches de modélisation du bâtiment

Aujourd'hui, il est clair que le bâtiment a un grand impact sur la consommation énergétique, sur les émissions de dioxyde de carbone dans l'atmosphère et sur la santé de l'Homme. Il représente 44% de l'énergie finale consommée en France (Commissariat général au Développement durable, 2009). De plus la mauvaise qualité de l'air intérieur en France représente 19 milliards €/an de budget (ANSES, 2014). Pour ces raisons, il y a un besoin très fort d'améliorer les connaissances concernant les phénomènes physiques en jeu, et d'apporter des solutions techniques permettant un confort et une sécurité sanitaire optimale. Les études numériques, basées sur les modèles les plus représentatifs de la réalité, restent des outils incontournables de prédiction et d'aide à la décision.

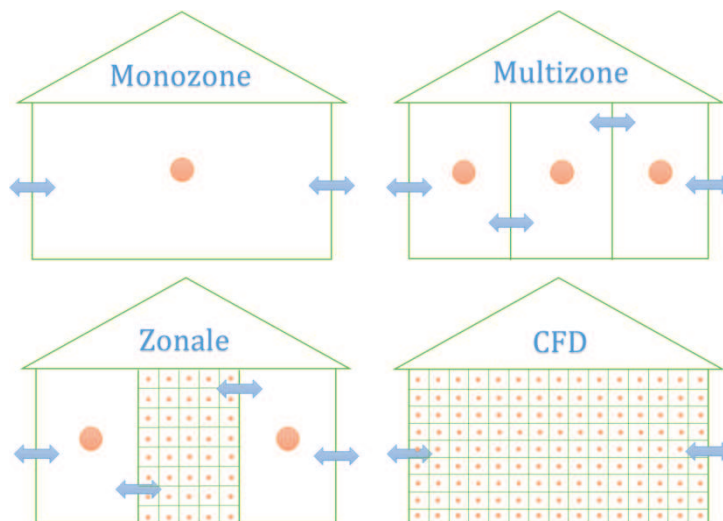


Figure II.1 - Représentation du problème selon l'approche numérique

Le développement des logiciels de simulation numérique, modélisant les transferts de chaleur et de masse dans les bâtiments, remonte à maintenant plusieurs décennies. Les modèles élaborés se sont complexifié et raffiné au fil du temps. On trouve actuellement des approches bien plus

flexibles et modulaires : la description du problème, l'identification de phénomènes et de leurs liens, l'affectation de modèles, la résolution et l'analyse deviennent des mondes distincts. La validité et la précision de la prédiction du comportement de certains codes aérauliques, thermiques et thermo-aéraulique des bâtiments ont été vérifiées à travers de multiples travaux de comparaison numérique et expérimentale.

Selon le niveau de finesse adopté, on distingue quatre catégories d'approches présentées Figure II.1. Du plus simple vers le plus complexe, on peut citer : Mono-zone, Multi-zone, Zonal et code de champs CFD (Computational Fluid Dynamics). Soulignons qu'une zone est définie comme étant un espace aux caractéristiques physiques homogènes.

❖ *L'approche Monozone*

C'est une approche simple utilisée pour une évaluation globale des débits d'air et des performances énergétiques au niveau du bâtiment. Ces modèles sont basés sur des hypothèses simplificatrices et représentent le bâtiment comme étant une enveloppe incluant une zone unique dont les propriétés thermo-physiques sont uniformes (température, pression, concentrations...). Ils nécessitent des données générales sur l'enveloppe et les systèmes de chauffage et de ventilation. Parmi ces modèles on trouve notamment :

- un modèle empirique comme celui utilisé par la norme européenne de calcul des déperditions calorifiques de base (NF EN 12831, 2004) où le renouvellement d'air à travers l'enveloppe est uniquement évalué grâce à la perméabilité à l'air de l'enveloppe,
- un modèle du LBL (Sherman and Grimsrud, 1980) qui introduit la prise en compte des phénomènes physiques moteurs (tirage thermique et vitesse du vent),
- un modèle plus détaillé qui prend en compte les phénomènes physiques moteurs mais aussi amorce une distribution des défauts d'étanchéité et des entrées d'air sur l'ensemble de l'enveloppe. Ce type de modèle est utilisé par la norme européenne de calcul des débits d'air dans les bâtiments y compris les infiltrations (NF EN 15242, 2007).

Ces modèles constituent une approche certes « du premier ordre » mais permettent cependant de se faire une bonne idée du fonctionnement global d'un bâtiment. Par contre, ils ne conviennent pas pour les études de l'efficacité de ventilation et du confort local comme dans notre cas.

❖ *L'approche Multizone*

L'approche multi-zone prend en compte le fait qu'un bâtiment est constitué de plusieurs zones (par exemple plusieurs pièces) qui communiquent entre elles ou avec l'extérieur via des liens aérauliques, comme les défauts d'étanchéité, les entrées et sorties, les portes, ainsi que tout moyen de communication inter-pièces. Cette approche est souvent assimilée à un réseau électrique schématisé par des nœuds et des résistances. Les nœuds représentent les zones ayant des caractéristiques parfaitement homogènes et les résistances représentent les pertes de charge causées par le passage du flux d'air via les connexions aérauliques entre les zones.

En se basant sur l'hypothèse d'un mélange parfait dans chaque zone (température, concentration et pression de référence uniformes), les modèles multi-zones résolvent les équations de conservation de la masse et de l'énergie et permettent de calculer les débits d'air entre les différentes zones par des corrélations empiriques ou semi-empiriques entre le débit et la pression différentielle au niveau des connexions aérauliques. Soulignons que la pression varie d'une façon hydrostatique par rapport à la pression de référence et que la température, calculée à l'aide d'un couplage thermo-aéraulique ou renseignée par l'utilisateur, sert à calculer la pression due au tirage thermique entre deux zones. Cette approche est donc adaptée pour simuler des appartements complets, voire même des bâtiments. Néanmoins, elle présente des limites si des informations locales (température, vitesse d'air, pression...) sont requises, en particulier lorsqu'il s'agit de grands volumes (un théâtre par exemple).

Cette approche est utilisée par la méthode Th-CE de la réglementation thermique française (RT 2012, 2012) et par des codes de calcul aéraulique couramment utilisés comme COMIS(Feustel and Rayner-Hooson, 1990), et CONTAM. Le premier est issu d'un projet international de coopération dans le cadre de l'IEA (International Energy Agency) et le second (Walton and Dols, 2013), a été développé par le NIST (National Institute of Standards and Technology Building and Fire Research Laboratory). On trouve aussi des codes de calcul thermique comme TRNSYS, développé par le « Solar Energy Laboratory » de l'Université du Wisconsin au début des années 70.

❖ *L'approche Zonale*

Il s'agit d'une approche dite « intermédiaire » car elle est plus fine que les approches mono et multizone, mais moins complexe que l'approche CFD ci-dessous. Elle permet d'étudier de manière détaillée une zone précise d'un bâtiment, pour évaluer les effets des systèmes de ventilation et de chauffage sur son ambiance comme, par exemple, dans le cas d'un écoulement de type jet à la sortie d'un convecteur, ou pour évaluer les écarts entre des systèmes différents comme, par exemple, un chauffage par convection et un plancher chauffant.

Elle repose sur le même principe que celui de l'approche multizone (plusieurs zone de propriétés physiques homogènes) mais en ajoutant un partitionnement plus fin dans la sous-zone à étudier en détails. Celle-ci est divisée en un ensemble de volumes de contrôles plus petits qui, eux aussi, sont soumis à l'hypothèse d'un mélange parfait.

Ce modèle est bien adapté 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.

❖ *L'approche CFD*

L'approche la plus sophistiquée est le code des champs communément dite CFD (Computational Fluid Dynamics). Cette approche permet d'appliquer un maillage très fin au volume étudié et de résoudre, par la méthode des éléments ou volumes finis, un ensemble d'équations différentielles non linéaires aux dérivées partielles basées sur les équations de Navier-Stokes. Ces dernières sont la description la plus précise des écoulements visqueux et des transferts de chaleur et de masse associés.

Malheureusement, cette méthode est très gourmande en temps et puissance de calcul, et nécessite une connaissance poussée des phénomènes physique de la part de l'utilisateur. Son utilisation pour la prédiction des écoulements d'air à l'intérieur des bâtiments s'est développée depuis quelques années, grâce au développement des ressources de calcul informatique.

Parmi les codes CFD on trouve notamment Saturne, développé depuis 1997 par EDF, OpenFOAM, développé par l'Impérial College London, Fluent et Star-CCM+, développé par CD-adapco en 2004

II.1.2 Choix de l'outil de modélisation

Dans le cadre de notre étude, nous nous intéressons à l'efficacité de la ventilation et de la distribution de l'air dans les différentes pièces d'une maison de type 4, de surface au sol 96 m². Les modèles mono-zone ne répondent donc pas, à nos besoins. La modélisation de type CFD, étant très pénalisante en temps calcul, ne reste possible que pour des volumes raisonnables. Au vu du nombre et des dimensions des zones étudiées ici, nous n'opterons pas pour ce niveau d'approche. La modélisation nodale, et en particulier l'approche multizone, est un bon compromis entre les modèles mono-zone et les codes de champs, aussi bien au niveau des temps de calcul que de la précision des résultats.

Le choix de l'outil s'est, par conséquent, logiquement porté sur le code multizone de calcul aéraulique CONTAM qui nous permet d'évaluer le comportement des systèmes de ventilation et la qualité de l'air à l'intérieur du logement. Bien que CONTAM ne traite pas les phénomènes de

transfert de chaleur, il permet d'imposer la température dans chaque zone (celle-ci peut être constante ou variable). De même, on peut faire varier les températures extérieures en régime transitoire en utilisant des fichiers météorologique séquentiels ou annuels. Ces températures peuvent également être renseignées directement par un code thermique en réalisant un couplage entre les deux modèles. Il s'agit là d'ouvertures et de perspectives possibles par rapport à notre contribution : le choix de CONTAM permettra dans le futur et au-delà du présent travail, un couplage avec le code thermique multizone TRNSYS pour des exploitations thermo-aérauliques plus réalistes.

Comme nous l'avons évoqué précédemment, le modèle multizone est basé sur l'hypothèse d'homogénéité pour chaque nœud, ce qui suppose que les zones sont bien mélangées et que la température, la pression et les concentrations de polluants sont uniformes dans chaque zone. CONTAM utilise donc les pressions limites et les températures d'air des différentes zones pour déterminer :

- les débits d'air résultants des différents phénomènes en jeu : infiltration, exfiltration, flux d'air entre les pièces dans un bâtiment où l'aération est assurée par des dispositifs mécaniques, la pression du vent sur l'enveloppe du bâtiment, et le tirage thermique,
- les concentrations des contaminants portés par les flux d'air, qui vont interagir avec l'ambiance (adsorption, filtration, dépôt, remise en suspension,...) selon des mécanismes parfois très complexes,
- les prédictions d'une éventuelle exposition des occupants aux contaminants véhiculés par l'air et, donc, le risque potentiel des habitants ou résidents.

II.1.3 Configuration du cas d'étude

❖ Description de la maison simulée



Figure II.2 – Caractéristiques de la maison simulée

La maison étudiée est de plain-pied, de hauteur sous plafond égale à 2.5 m. Elle est formée de 3 chambres, un séjour, une cuisine, une salle de bain, un WC et un hall. Le plan de la maison et les caractéristiques des différentes pièces sont présentés Figure II.2.

Deux perméabilités à l'air de l'enveloppe sont étudiées :

- 1.3 m³/h.m², valeur par défaut pour une maison individuelle selon la RT 2005,
- 0.6 m³/h.m², valeur exigée par la RT 2012 pour une maison individuelle, ou pour obtenir le label BBC Effinergie.

❖ *Description des systèmes de ventilation*

La ventilation mécanique autoréglable par extraction VMC-A, fait référence au système de ventilation issu de l'arrêté du 24 mars 1982. Les débits d'extraction par les pièces techniques, exigés par le même arrêté pour une maison de type 4 (4 pièces principales, qui est notre cas) sont 45/120 m³.h⁻¹ en cuisine, 30 m³.h⁻¹ dans la salle de bain et 15 m³.h⁻¹ pour les toilettes. Un débit global donc de 165 m³.h⁻¹ en pointe et 90 m³.h⁻¹ à minima. Le passage en débit de pointe dans la cuisine (de 45 à 120 m³.h⁻¹) s'effectue pendant 30 min lors de la production d'humidité, donc typiquement durant la préparation du déjeuner et du dîner.

Concernant les entrées d'air libres, la norme XP P 50-410 (DTU 68.1, 1995) recommande que chaque pièce principale soit équipée d'au moins une entrée d'air. La somme des modules de ces entrées d'air doit être égale ou supérieure à 22 m³.h⁻¹ lorsque la dépression maximale du logement est égale à 20 Pa, et à 30 lorsque cette dépression est égale à 10 Pa. Dans notre cas, nous considérons 2 entrées d'air de module M22 (22 m³.h⁻¹) dans le séjour et une de module M22 dans chacune des chambres.

La ventilation mécanique par insufflation centrale VMI-C, est la stratégie de soufflage la plus utilisée en France et en Grande-Bretagne. Il s'agit d'insuffler en un point central le plus haut, dans le couloir de la maison par exemple, et d'évacuer l'air vicié par chaque pièce de la maison à travers des sorties autoréglables.

En l'absence de valeurs directives de débits d'insufflation dans la réglementation française et dans le but de pouvoir comparer, nous avons choisi pour la VMI-C le même débit de ventilation global que pour la VMC-A. Le débit insufflé est donc, dans le hall, de 90 m³.h⁻¹ en standard, et il passe à 165 m³.h⁻¹ en débit de pointe. Les évacuations d'air sont réparties dans toutes les pièces comme suit : M15 dans les chambres et les toilettes, M30 dans le séjour et la salle de bain et M45 dans la cuisine.

La ventilation mécanique par insufflation répartie VMI-R, est un système d'insufflation qui respecte le principe de balayage de la réglementation française. Il consiste à insuffler dans les chambres et le séjour et à évacuer par les pièces humides : la cuisine, la salle de bain et les toilettes. Nous assurons aussi, dans cette configuration, le même débit global de ventilation qu'avec la VMC-A et la VMI-C. Ce débit est réparti dans les pièces de vie en fonction du nombre des occupants. Les coefficients de répartition sont les suivants : $\frac{1}{8}$ dans chacune des chambres 1 et 2, $\frac{2}{8}$ dans la chambre 3 et $\frac{4}{8}$ dans le séjour. Concernant les sorties d'air dans les pièces humides, elles sont distribuées de la façon suivante : M45 dans la cuisine, M30 dans la salle de bain et M15 dans les toilettes.

Le Tableau II.1 récapitule la distribution des débits mécanique (en gras) et les débits théoriques estimés dans toutes les pièces et pour les 3 configurations.

Tableau II.1 – Répartition des débits d'air pour les 3 configurations étudiées

	Séjour	Cuisine	Chambre1	Chambre2	Chambre3	Bain	WC	Hall
VMC-A	2 × M22	45/120	M22	M22	M22	30	15	
VMI-C	M30	M45	M15	M15	M15	M30	M15	90/165
VMI-R	30/120	M45	20	20	20	M30	M15	-

Outre cela, nous étudions la différence qu'impose une évacuation par des conduits de ventilation verticaux dans le cas de la VMI-R. Les débits d'insufflation dans les pièces principales restent les mêmes. Nous utilisons dans la modélisation des tuyaux en acier galvanisé d'une rugosité moyenne, $\epsilon=0.15$ mm (ASHRAE, 2009b).

Les sorties de la cuisine et de la salle de bain sont reliées directement à l'extérieur par une conduite verticale de longueur 2 m et de diamètres 125 mm (pour la cuisine) et (80 mm pour la

salle de bain). La gaine des toilettes est de longueur 2.30 m de longueur et comprend deux coudes de 90° dont le coefficient de perte de charge est de l'ordre 0.30 (ASHRAE, 2009b).

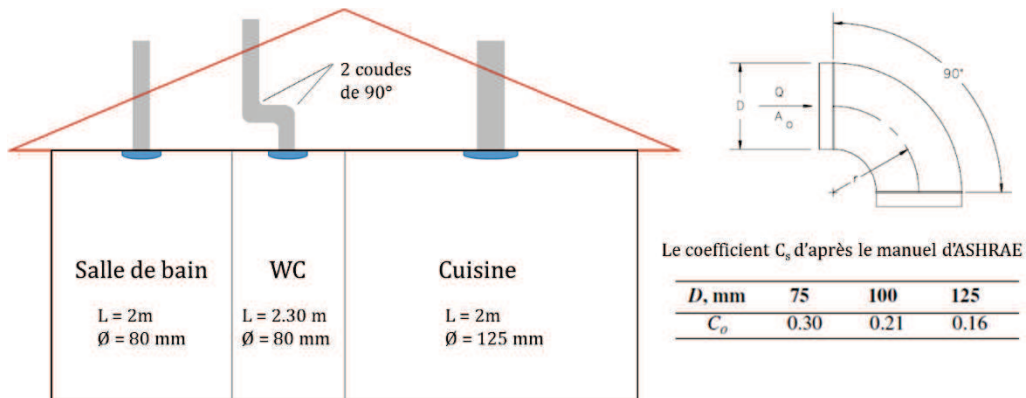


Figure II.3 – Réseau d'évacuation de la VMI-R

❖ *Météorologie*

Les simulations numériques des 3 configurations étudiées sont réalisées avec les mêmes conditions climatiques. Nous nous sommes intéressés à évaluer l'influence de chacun des paramètres moteurs de manière individuelle. Pour ce faire, 18 cas, présentés Tableau II.2, ont été étudiés. Ces cas incluent les 2 perméabilités de l'enveloppe évoqués plus haut.

Tableau II.2 – Les cas étudiés

Cas	I_4 (m ³ /h.m ²)	V_{vent} (m/s)	D_{vent} (m/s)	T_{ext} (°C)
1	1.3	0	-	-5
2	0.6	0	-	-5
3	1.3	0	-	20
4	0.6	0	-	20
5	1.3	0	-	30
6	0.6	0	-	30
7	1.3	2	Nord	20
8	0.6	2	Nord	20
9	1.3	8	Nord	20
10	0.6	8	Nord	20
11	1.3	8	Est	20
12	0.6	8	Est	20
13	1.3	8	Sud	20
14	0.6	8	Sud	20
15	1.3	8	Ouest	20
16	0.6	8	Ouest	20
17	0.6	8	Nord	-5
18	0.6	8	Nord	30

II.1.4 Scénarios d'occupation et d'émission de polluants

Les simulations sont menées pendant une journée du week-end (24 heures) pour une famille de 4 personnes, 2 parents et 2 enfants. Nous avons choisi le weekend parce que les occupants sont plus présents dans la maison que durant un jour de la semaine. Ainsi, la production des polluants est plus importante. Le premier enfant de 19 ans occupe la chambre 1 et le deuxième de 13 ans occupe la chambre 2 tandis que les parents occupent une chambre commune (n°3). Les scénarios d'occupation des différentes pièces de la maison par les membres de cette famille sont schématisés par la Figure II.4.

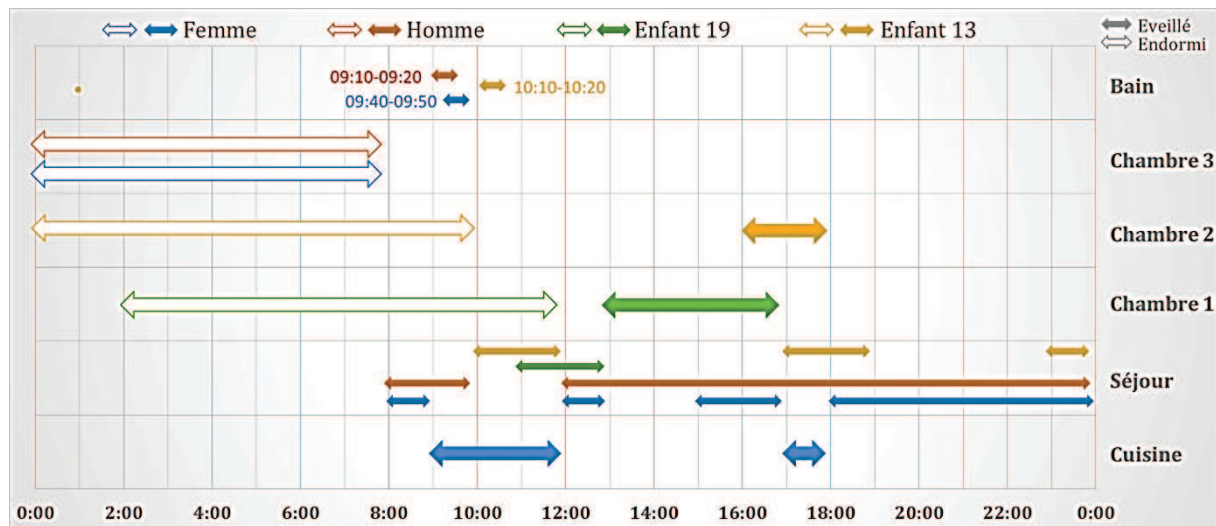


Figure II.4 – Scénarios d'occupation des différentes pièces de la maison

Trois types de sources de polluants et trois polluants associés ont été choisis pour cette étude :

- l'occupant : le dioxyde de carbone CO₂ et la vapeur d'eau H₂O produite par leur métabolisme,
- les activités de l'occupant, comme la cuisson des aliments, la douche, le lavage et le séchage de la lessive : la vapeur d'eau H₂O,
- les matériaux de construction : l'alpha-pinène (C₅H₈)₂, un COV produit par le parquet contenant du bois de pin.

Les caractéristiques de ces polluants sont présentées par le Tableau I.4 :

Tableau II.3 – Caractéristique des polluants simulés à 20°C et 1 atm

Polluant	CO ₂	H ₂ O	(C ₅ H ₈) ₂
Masse molaire (kg/kmol)	44	18	136
Diffusivité dans l'air (m ² /s)	16×10 ⁻⁶	25.2×10 ⁻⁶ (à 25°C)	6×10 ⁻⁶
C _{ext} (mg/m ³)	731.8	8719.2	0

Les productions métaboliques du CO₂ et du H₂O, varient selon qu'il s'agit d'un adulte ou d'un enfant, et selon si la personne présente est éveillée ou endormie. Les productions sont donc propres à chaque occupant et au scénario d'occupation, pièce par pièce. L'émission du H₂O par les activités des occupants est à la fois localisée et déterminée pour une durée précise. La préparation des repas dans la cuisine dure 1 heure et génère 50 g/personne lors du petit-déjeuner, 150 g/personne lors du déjeuner et 300g/personne lors du dîner. La prise de douche se fait dans la salle de bain, elle génère 300 g de vapeur d'eau par personne, et a par conséquent un taux d'émission de 0.5 g/s, correspondant à une douche de 10 mn. Les concentrations ambiantes de fond de ces deux polluants sont 731.8 mg.m⁻³ soit 400 ppm de CO₂ et 8719.2 mg.m⁻³ d'H₂O soit 50% d'humidité relative à 20°C.

Par ailleurs, l'alpha-pinène est un gaz passif dont la distribution est guidée par le champ thermo-aéraulique. Il est émis continuellement dans les pièces de vie avec un taux d'émission de 0.015 µg/s/m². La valeur-seuil de risque sanitaire est de 1000 mg/m³ (Koffi, 2009).

À noter que les scénarios d'occupation et d'émission de polluants utilisés dans cette étude sont inspirés des scénarios utilisés dans les travaux de l'annexe 27 de l'AIE (Mansson, 2002) et dans les travaux de thèse de Juslin Koffi (Koffi, 2009).

Tableau II.4 – Scénarios d’émission des polluants

Polluant	Source		Production		Durée	Horaire	
CO ₂	Métabolisme	Adulte (>15ans)	Eveillé	18 (l/h/pers)	En fonction du scénario d'occupation des pièces		
			Endormi	12 (l/h/pers)			
		Enfant (10-13 ans)	Eveillé	12 (l/h/pers)			
			Endormi	8 (l/h/pers)			
H ₂ O	Métabolisme	Adulte (>15ans)	Eveillé	55 (g/h/pers)	En fonction du scénario d'occupation des pièces		
			Endormi	30 (g/h/pers)			
		Enfant (10-13 ans)	Eveillé	45 (g/h/pers)			
			Endormi	15 (g/h/pers)			
	Activités	Repas	Petit-déjeuner	100 g	1 h	09h à 10h	
			Déjeuner	50 g	1 h	10h à 11h	
			Déjeuner	600 g	1 h	11h à 12h	
			Dîner	900 g	1 h	17h à 18h	
		Douche		300 (g/pers)	10 (min/pers)	à 09h10 à 09h40 à 10h10	
		Lavage		200 g	2 h	08h à 10h	
Séchage		1000 g	2 h	10h à 12h			
(C ₅ H ₈) ₂	Matériau		0.015 (µg.s ⁻¹ /m ²)		Continue		

II.1.5 Description générale du modèle sous CONTAM

Concernant le logiciel CONTAM, celui-ci possède une interface graphique nous permettant de représenter le bâtiment sous forme simplifiée (cf. Figure II.5). Le modèle configuré comporte les différentes zones de la maison, la perméabilité à l’air de l’enveloppe, un système de ventilation, les terminaux de ventilations associés (bouche d’insufflation ou d’extraction et les sorties ou entrées d’air), les occupants et les sources d’émission de polluant.

Les pertes de charge entre les différentes zones sont modélisées par un détalonnage de porte fermée de largeur 90 cm et hauteur 1.5 cm.

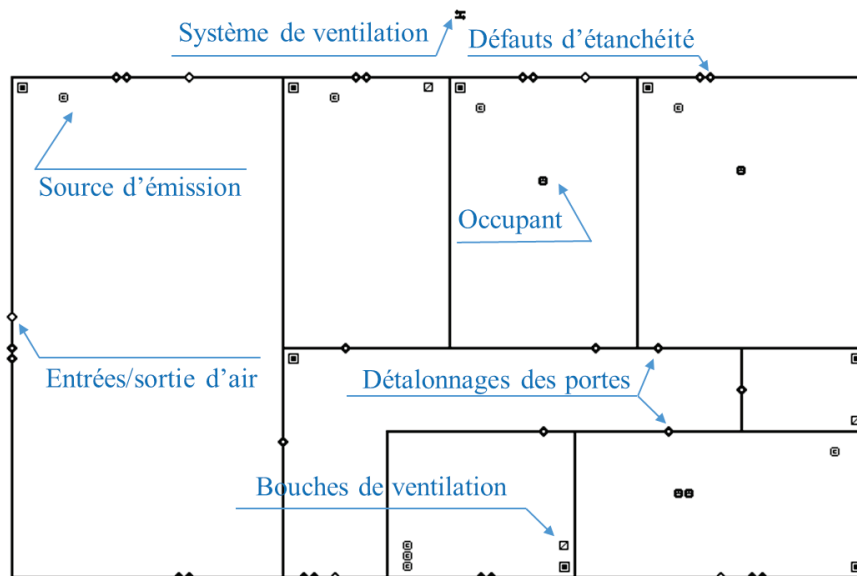


Figure II.5 – La schématisation de la maison dans CONTAM

II.1.6 Modélisation des champs de pression

La modélisation de la qualité de l'air intérieur passe tout d'abord par le calcul des flux d'air à travers le bâtiment, qui sont responsables de la distribution des polluants dans l'ambiance. Pour ce faire, CONTAM se base sur l'algorithme développé par AIRNET (Walton, 1989). D'une manière générale, tout flux d'air d'un point à un autre résulte d'une différence de pression entre ces deux points. En outre, la pression en un point situé à une hauteur « z » est égale à la somme des pressions statique, dynamique et hydrostatique en ce point. Il est donc essentiel de correctement modéliser le champ de pression, dans le bâtiment et à ses surfaces extérieures, pour pouvoir en déduire la répartition des flux d'air.

La pression est définie par l'équation suivante de Bernoulli :

$$\underbrace{P_T(z)}_{\text{Pression totale}} = \underbrace{P_0}_{\text{Statique à hauteur de référence}} + \underbrace{\frac{\rho V^2}{2}}_{\text{Dynamique}} + \underbrace{\rho g z}_{\text{Hydrostatique}} \quad (\text{II.1})$$

Ainsi, dans CONTAM, chaque flux d'air transitant d'une zone 'i' à une autre 'j', via les connexions aérauliques (fissures, perméabilité, grandes ouvertures,..), est fonction de la chute de pression ΔP entre ces deux zones, exprimée par les équations :

$$Q = f(\Delta P) \quad (\text{II.2})$$

$$\Delta P = \left(P_{i,0} + \frac{\rho_i V_i^2}{2} \right) - \left(P_{j,0} + \frac{\rho_j V_j^2}{2} \right) - (\rho_i - \rho_j) \times g \times (z_i - z_j) \quad (\text{II.3})$$

Avec,

Q	Débit d'air volumique ou massique	(m ³ .h ⁻¹) ou (kg.s ⁻¹)
$P_{i,0}$ et $P_{j,0}$	Pressions de référence des zones i et j	(Pa)
ρ_i, ρ_j	Masse volumique de l'air des zones i et j	(kg.m ⁻³)
g	Accélération de la pesanteur	(m.s ⁻²)
V_i et V_j	Vitesse de l'air à l'entrée et la sortie de la connexion	(m.s ⁻¹)
z_i et z_j	Altitude de la connexion	(m)

Par convention, $\Delta P = P_i - P_j$ alors si cette valeur est positive, le flux d'air induit est de la zone i vers la zone j.

Deux zones peuvent être connectées à des hauteurs différentes de leur hauteur de référence. Les altitudes des liens aérauliques sont donc utilisées pour calculer la différence de pression hydrostatique, en d'autre terme, celle induite par le tirage thermique. En effet, la variation de la température induit une variation de la masse volumique de l'air et par la suite une variation de la pression hydrostatique. D'après l'équation des gaz parfaits la masse volumique de l'air à une température T est calculée par la relation suivante :

$$\rho = \frac{\rho_0 T_0}{T} \quad (\text{II.4})$$

Avec ρ_0 et T_0 respectivement la masse volumique et la température de l'air sous conditions normales de température et de pression (CNTP : 293.15 K et 101325 Pa), soit 1.2929 kg.m⁻³ et 273.15 K.

La pression engendrée par le tirage thermique est le 3^{ème} terme de l'équation (II.3) qui est le suivant :

$$P_{\text{tirage thermique}} = g(\rho_j z_j - \rho_i z_i) \quad (\text{II.5})$$

Lorsqu'il s'agit du transfert entre l'intérieur et l'environnement extérieur, un autre phénomène peut influencer fortement la valeur des débits d'air. Il s'agit de la pression du vent exercée sur l'enveloppe du bâtiment, ou toute ouverture extérieure, et qui joue un rôle déterminant. En effet, le vent autour du bâtiment, génère un champ de vitesses et de pressions caractérisé par des coefficients dits coefficients de pression C_p . Le C_p est un nombre sans dimension exprimant le rapport entre, d'une part, la pression dynamique en un point de la façade du bâtiment et, d'autre part, la pression dynamique en un point de référence situé dans une zone dont l'écoulement est non perturbé. Les façades situées face au vent sont en surpression ($C_p > 0$) alors que les façades sous le vent sont en dépression ($C_p < 0$). Cette pression est quantifiée par l'équation ci-dessous :

$$P_{vent} = C_p \times \frac{1}{2} \rho_{ext} V_{vent}^2 \quad (II.6)$$

Les coefficients de pression C_p dépendent du type de construction et de l'orientation du bâtiment par rapport au vent. L'évaluation précise de ce paramètre est assez délicate, il peut être déterminé expérimentalement, par des mesures effectuées in-situ sur le bâtiment, ou en soufflerie sur une maquette à échelle réduite du bâtiment, ou encore numériquement à l'aide des modèles numériques comme CPCALC+ intégré à COMIS et C_p -Generator.

En outre, basés sur un certain nombre de mesures expérimentales, des données sur C_p sont disponibles. Le guide 5 de l'AIVC (Air Infiltration and Ventilation Centre) par exemple, rassemble plusieurs fichiers de valeurs de C_p pour différentes formes et tailles de bâtiments et pour plusieurs orientations du vent (Omre and Leksmono, 2002). Par ailleurs, en plus de fournir des bases de données de coefficients de pression du vent pour une variété de bâtiments, le manuel d'ASHRAE propose une corrélation spécifique pour les bâtiments rectangulaires à hauteur, basée sur un certain nombre d'études. Cette corrélation fournit des coefficients de pression du vent en fonction de sa direction, moyennés sur une façade du bâtiment. Cette corrélation prend la forme suivante :

$$C_p = C_{p0} \ln(1.248 - 0.703 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) - 1.175 \sin^2(\alpha) - 0.131 \sin^3(2\alpha G) + 0.769 \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + 0.07 G^2 \sin^2\left(\frac{\alpha}{2}\right) + 0.717 \cos^2\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (II.7)$$

Avec :

- α est la direction du vent, mesurée perpendiculairement à la paroi,
- C_{p0} est le coefficient de pression du vent sur la façade vers laquelle le vent souffle dans la direction normale ($\alpha = 0$).
- $G = \ln(\text{longueur de la façade de calcul} / \text{longueur de la façade adjacente})$

En ce qui concerne notre étude, nous avons utilisé des fichiers de C_p de la bibliothèque de CONTAM basés sur cette corrélation avec un C_{p0} de 0.6 et un rapport longueur/largeur : 2 (pour la maison simulée, le rapport est 1.52). Les valeurs de C_p en fonction de la direction du vent pour les façades longues et courtes sont présentées par le Tableau II.5.

Tableau II.5 – Les coefficients de pression C_p

	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°	270°	300°	330°
long	0.603	0.48	0.183	-0.34	-0.632	-0.37	-0.452	-0.37	-0.632	-0.34	0.183	0.48
court	0.603	0.459	0.057	-0.517	-0.638	-0.34	-0.226	-0.34	-0.638	-0.517	0.057	0.459

Enfin, en ajoutant la pression du vent à l'équation (II.3), elle peut être réarrangée pour obtenir la pression différentielle entre l'intérieur et l'extérieur suivant :

$$\Delta P = P_{i,0} - P_{j,0} + P_{tirage\ thermique} + P_{vent} \quad (II.8)$$

II.1.7 Modélisation des débits d'air

Pour le calcul des débits d'air à travers les connexions aérauliques, CONTAM propose plusieurs modèles :

- pour les flux d'air unidirectionnels (par la loi de puissance ou par la loi quadratique),
- pour des flux d'air bidirectionnels,
- pour les flux forcés et ventilateurs,
- pour les flux splines cubiques

Dans notre cas d'étude, les flux d'air à travers les composants aérauliques (défauts d'étanchéité, entrées/sorties d'air et détalonnages des portes) sont caractérisés par les modèles de la loi empirique de puissance suivant :

$$Q = C(\Delta P)^n \quad (\text{II.9})$$

Le coefficient C est fonction de la forme des composants aérauliques, des pertes de charges et de la modification des lignes de courant au passage de ceux-ci. L'exposant n est fonction de la nature de l'écoulement, il varie entre 0,5 pour les écoulements turbulents et 1 pour les écoulements laminaires.

Le coefficient C est considéré dans CONTAM comme une constante C_α , déterminé à CNTP, multiplié par un facteur de correction K_α pour tenir compte des propriétés locales de l'air. Alors, l'équation précédente, pour une ΔP positive ou négative, s'écrit :

$$Q = (\text{signe } \Delta P) K_\alpha C_\alpha [\Delta P]^n \quad (\text{II.10})$$

Le facteur de correction K_α est calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$K_\alpha = \left(\frac{\rho_0}{\rho}\right)^{n-1} \left(\frac{v_0}{v}\right)^{2n-1} \quad (\text{II.11})$$

ρ et v sont la masse volumique et la viscosité de l'air pour une pression et température données. Elles sont déterminées par les formulations ci-dessous. En CNTP, $\rho_0 = 1.2041 \text{ kg.m}^{-3}$ et $v_0 = 1.5083 \times 10^{-5} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$.

$$v = \mu/\rho \quad (\text{II.12})$$

$$\mu = 3.7143 \times 10^{-6} + 4.9286 \times 10^{-8} T \quad (\text{II.13})$$

$$\rho = P/(287.055T) \quad (\text{II.14})$$

II.1.7.1 Débits via les défauts d'étanchéité de l'enveloppe

Pour calculer les débits à travers les défauts d'étanchéité de l'enveloppe extérieure, nous introduisons une surface de fuite équivalente A_f . Cette surface est utilisé dans (ASHRAE, 2009b) pour caractériser les surfaces de fuite de l'enveloppe et est déterminée à partir de l'équation de puissance (II.9) et celle du débit théorique à travers un orifice de section A suivant pour donner l'expression (II.16):

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (\text{II.15})$$

$$A_f = \frac{C}{C_d} \sqrt{\frac{\rho}{2}} \Delta P^{n-\frac{1}{2}} \quad (\text{II.16})$$

Q	Débit d'air volumique	[m ³ .h ⁻¹]
A	Section de l'orifice	[m ²]
C _d	Coefficient de décharge	[-]

CONTAM utilise cette valeur afin de calculer le coefficient C_α (m³.s⁻¹.Pa⁻ⁿ) à partir de l'expression suivante :

$$C_{\alpha} = A_f C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\Delta P)^{\frac{1}{2}-n} \tag{II.17}$$

Les surfaces de fuite calculées pour les perméabilités étudiées dans notre cas sont 1.4 cm²/m² (I₄ = 1.3 m³.h⁻¹.m⁻²) et 0.64 cm²/m² (I₄ = 1.3 m³.h⁻¹.m⁻²) avec n = 0.6667 et C_d=1 pour une différence de pression de référence de 4 Pa.

II.1.7.2 Débits via les portes fermées

Deux possibilités existent pour représenter les détalonnages des portes dans CONTAM, soit comme une surface de fuite, soit comme une fente de longueur L=90 cm et de largeur l=2 cm. Concernant le débit d'air à travers une fente, CONTAM le modèle suivant :

$$Q = kl(\Delta P)^n \tag{II.18}$$

Avec n = 0.5 + 0.5 exp(-L/2) et k = 0.0097(0.0092)ⁿ. Le coefficient C_α est donc estimé à partir de l'équation (II.19).

$$C_{\alpha} = \sqrt{\rho_0} l 0.0097(0.0092)^n \tag{II.19}$$

En se basant sur plusieurs tests, nous avons choisi de représenter les détalonnages par une surface de fuite de 180 cm². Les conditions de référence, tirées de la librairie de CONTAM, sont n=0.5, C_d=1 pour différence de pression de 37.5 Pa.

II.1.7.3 Débits via les terminaux de ventilation

Les débits d'extraction et d'insufflation sont imposés dans nos simulations. Par contre, les entrées et sortie d'air autoréglables sont modélisées à l'aide de la loi de puissance. Le coefficient C et l'exposant n de l'écoulement sont connus et introduits directement dans le modèle.

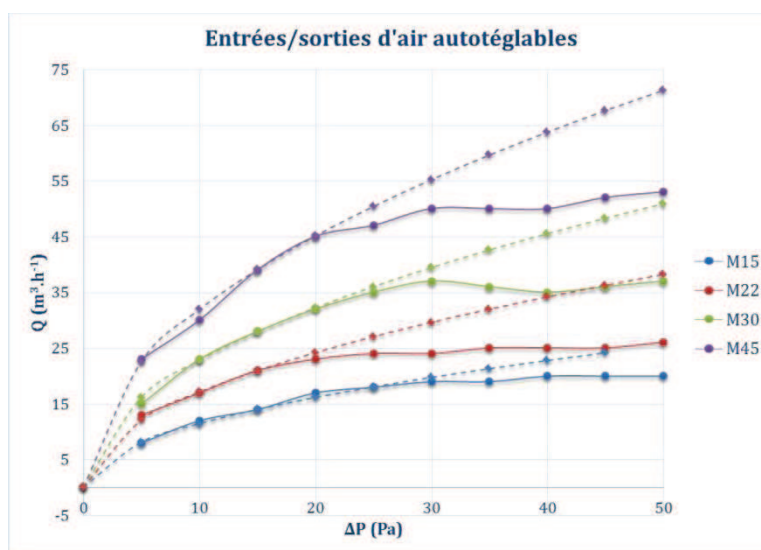


Figure II.6 – Caractéristique aérauliques des entrées/sorties d'air autoréglables

En se basant sur les caractéristiques aérauliques réelles des modules d'air 15, 22, 30 et 45 m³/h, nous estimons à l'aide des courbes de tendances les valeurs de C pour un n fixé à 0.5. La Figure II.6 montre que les courbes réelles et les tendances extrapolées sont très proches pour des valeurs de ΔP inférieures à 20 Pa. Les pressions rencontrées dans le bâtiment sont souvent dans cet intervalle, ce qui valide l'extrapolation pour de tels niveaux de pression

Néanmoins, on dépasse les 20 Pa lorsque la vitesse du vent est supérieure à 6 m.s⁻¹. Pour les cas d'étude correspondant à une vitesse du vent de 8 m.s⁻¹, les débits d'air libres seront donc surestimés par rapport à ceux que l'on aurait avec des entrées d'air réellement autoréglables. Dans ce qui suit, on considèrera donc qu'il s'agit d'entrées et de sorties d'air fixes, dont les surfaces d'ouverture correspondent aux coefficients estimés suivants : C(M15)=0.0011, C(M22)=0.0015, C(M30)=0.002 et C(M45)=0.0028.

II.1.7.4 Débits via les conduits de ventilation

Les débits dans les conduits de ventilation dépendent des pertes de charges régulières (ou par frottement) dues à la rugosité des parois et aux dimensions géométriques, et des pertes de charges singulières dues aux modifications locales de la géométrie des conduits (coudes, raccords en T ou Y, vannes, réductions...).

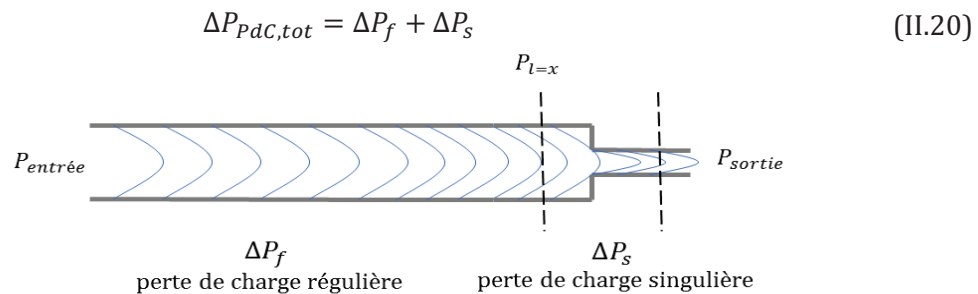


Figure II.7 - Pertes de charges dans une conduite

Les pertes de charges par frottement sont calculées à l'aide de l'équation de Darcy (ASHRAE, 2009b):

$$\Delta P_f = f \frac{L}{D_h} \left(\frac{1}{2} \rho V^2 \right) \tag{II.21}$$

Avec,

<i>f</i>	Facteur de frottement	[-]
<i>L</i>	Longueur du conduit	[m]
<i>ρ</i>	Masse volumique de l'air	[Kg.m ⁻³]
<i>D_h</i>	Diamètre hydraulique	[m]
<i>V</i>	Vitesse du flux d'air dans le conduit	[m.s ⁻¹]

Le diamètre hydraulique d'un conduit est égal à 4A/P, où A et P sont l'aire et le périmètre de la section de la gaine. Pour une section circulaire, on trouve que le diamètre hydraulique n'est autre que le diamètre réel.

Pour calculer le facteur de frottement *f*, CONTAM utilise l'équation non-linéaire de Colebrook suivant :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.44 + 2 \log \left(\frac{D_h}{\epsilon} \right) - 2 \log \left(1 + \frac{9.3}{R_e \times \frac{\epsilon}{D_h} \times \sqrt{f}} \right) \tag{II.22}$$

ε est la rugosité et *R_e* est le nombre Reynolds du conduit.

Les pertes de charges singulières sont déterminées à l'aide du coefficient C_s introduite par l'utilisateur, par l'expression :

$$\Delta P_s = C_s \left(\frac{1}{2} \rho V^2 \right) \quad (\text{II.23})$$

Le coefficient des pertes de charges singulière C_s dépend du nombre de Reynolds Re et du type de singularité considéré. De nombreuses données sont disponibles dans la littérature pour évaluer C_s à partir des caractéristiques géométriques de la singularité.

On obtient donc, la somme totale de pertes de charges suivante :

$$\Delta P_{PdC,tot} = \left(f \frac{L}{D_h} + \Sigma C_s \right) \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (\text{II.24})$$

Or, le débit volumique traversant une section A d'un conduit avec une vitesse moyenne V_{moy} est égal à :

$$Q \text{ (m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{)} = V_{moy} \times A \quad (\text{II.25})$$

D'après les équations (II.24) et (II.25) on obtient :

$$Q = \sqrt{\frac{2 A^2 \Delta P}{\rho \left(\frac{fL}{D_h} + \Sigma C_s \right)}} \quad (\text{II.26})$$

Dans le cas des conduits à tirage thermique, la différence de pression est engendrée par la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur. D'après les (II.4) et (II.5), elle s'écrit en fonction de la température comme suit :

$$\Delta P = \rho_0 \times g \times h \left(\frac{T_0}{T_0 + T_{int}} - \frac{T_0}{T_0 + T_{ext}} \right) \quad (\text{II.27})$$

Finalement, dans CONTAM, il suffit donc d'introduire la somme des coefficients des pertes de charge singulières et la rugosité du conduit, ici, $\varepsilon = 0.15 \text{ mm}$ et $\Sigma C_s = 0.60$ (paragraphe II.1.3).

II.1.8 Modélisation des polluants

Le modèle des transferts de polluants dans CONTAM, comme dans la plupart des modèles multizones, est une implémentation des équations définies par Axley (Axley, 1988). Il est basé sur la conservation de la masse de toutes les espèces présentes dans un volume de contrôle aux caractéristiques physiques homogènes. Dans notre cas, une zone représente un volume de contrôle (selon la définition décrite par II.1.1).

La concentration X_i^α d'une espèce α dans une zone « i », est le rapport entre la masse de cette espèce m_i^α et la masse de l'air m_i dans cette zone. Cette dernière n'est que la somme des masses de toutes les espèces formant l'air : $m_i = \sum_\alpha (m_i^\alpha)$. Soulignons que dans CONTAM, une « concentration » se réfère à un rapport massique (kg/kg) plutôt qu'à rapport par volume d'air.

$$X_i^\alpha = \frac{m_i^\alpha}{m_i} \quad (\text{II.28})$$

Un polluant α dans une zone « i », peut être généré ou éliminé directement dans la zone (sources, réactions chimiques...) ou être transféré depuis/vers les autres zones adjacentes « j » et

depuis/vers l'extérieur. Il peut également être éliminé par des moyens spécifiques (filtres) lors du transfert depuis l'extérieur. Le bilan massique instantané de α dans la zone « i » s'écrit donc :

$$\frac{dm_i^\alpha}{dt} = S_i^\alpha + \sum_{j=1, j \neq i}^N \dot{m}_{j \rightarrow i} (1 - \eta_i^\alpha) X_j^\alpha + m_i \sum_{\beta} k^{\alpha \rightarrow \beta} X_i^\beta - \sum_{j=1, j \neq i}^N \dot{m}_{i \rightarrow j} X_i^\alpha - R_i^\alpha X_i^\alpha \quad (\text{II.29})$$

S_i^α	Débit d'émission de la source de polluant α	[kg.s ⁻¹]
$\dot{m}_{j \rightarrow i}$	Débit massique d'air d'une zone j à une zone i	[kg.s ⁻¹]
η_i^α	Efficacité de filtration du polluant entre les deux zones	[-]
$k^{\alpha \rightarrow \beta}$	Coefficient de la réaction chimique du 1 ^{er} ordre entre le polluant α et un polluant β	[-]
R_i^α	Coefficient d'élimination du polluant α	[-]

Un coefficient $k^{\alpha \rightarrow \beta}$ est positif pour la génération de α et négative pour l'élimination de α . Le coefficient d'élimination du polluant R_i^α est le débit par lequel un polluant est réduit ; il peut être le coefficient du dépôt des particules aux parois ou le coefficient d'élimination d'un purificateur de l'air.

II.1.9 Mise en œuvre du modèle numérique sans effets moteurs naturels

Nous comparons ici les performances des trois stratégies de ventilation, VMC-A, VMI-C et VMI-R, sans les effets dus au tirage thermique et au vent. Ceci correspond aux cas 3 et 4 (Tableau II.2), où la température à l'intérieur est imposée égale celle de l'extérieur (20°C) et où la vitesse du vent est imposée nulle.

II.1.9.1 Evolution de la concentration en CO₂

Les concentrations de CO₂ simulées durant la journée et dans les différentes pièces de la maison sont présentées Figure II.8.

Nous constatons que dans les chambres, où la production de CO₂ est la plus forte, la VMI-R présente des concentrations plus faibles que les deux autres stratégies de ventilation. La VMI-C reste sur des concentrations plus élevées.

Les taux de renouvellement d'air qui y sont assurés par la VMI-R sont de 0.71 h⁻¹ pour les chambres 1 et 2 (enfants) et 0.78 h⁻¹ pour la chambre 3 (parents). La VMC-A assure, elle, 0.4, 0.5, et 0.6 h⁻¹ pour respectivement les chambres 1, 2, et 3. Enfin, concernant la VMI-C, nous obtenons 0.27 h⁻¹, 0.44 h⁻¹ et 0.48 h⁻¹ pour respectivement les chambres 1, 2, et 3.

En ce qui concerne le séjour, les concentrations en CO₂ sont très proches pour les 3 systèmes étudiés, avec une légère supériorité dans le cas de l'insufflation centrale. Les taux de renouvellement d'air y sont de 0.30, 0.32, et 0.39 h⁻¹ pour respectivement la VMI-C, VMI-R, et VMC-A.

Dans la cuisine, les deux VMI présentent la même évolution de CO₂, avec des niveaux plus faibles pour l'insufflation "centrale", qui s'explique par l'absence de CO₂ provenant des autres pièces. Les résultats obtenus entre 00h et 09h montrent que l'évacuation, par la cuisine, du CO₂ produit dans les autres pièces est équivalente dans le cas de la VMI-R et dans celui de la VMC-A. Par contre, le CO₂ produit dans la cuisine pour les créneaux de 09h-12h et de 17h-18h est évacué nettement plus rapidement par la VMC-A, qui assure le taux de renouvellement d'air le plus élevé. Celui-ci est de 1.93 h⁻¹ contre 0.55 h⁻¹ pour l'insufflation centrale et 0.66 h⁻¹ pour l'insufflation répartie.

Enfin, dans les pièces techniques, on constate que la concentration de CO₂ est quasi-identique pour la VMI-R et la VMC-A, ce qui signifie que ces deux systèmes ont un comportement similaire face à

l'évacuation des polluants générés dans les pièces de vie. Par contre, dans le cas de la VMI-C, nous ne détectons pas de trace de CO₂ : cela s'explique par le fait que ce système ne s'appuie pas sur le principe de balayage ce qui, d'un point de vue numérique, se traduit par le fait que ces deux zones ne sont connectées qu'à l'extérieur et au hall où est insufflé l'air neuf. Les taux de renouvellement d'air y sont de l'ordre de 2.7 h⁻¹ pour la VMC-A, 0.9 h⁻¹ pour la VMI-C et de 1.1 h⁻¹ pour la VMI-R.

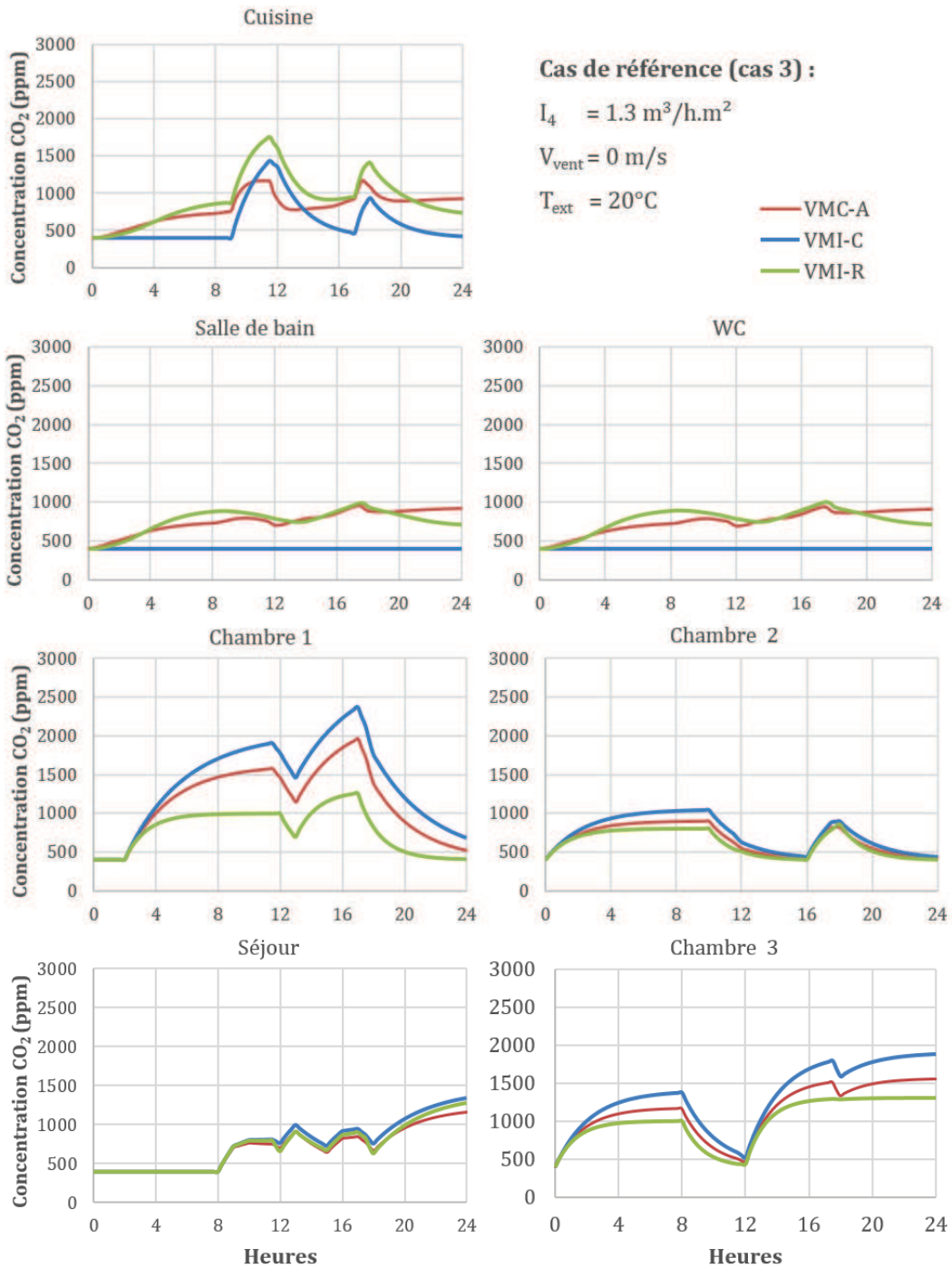


Figure II.8 – Graphes de concentration de CO₂ pour le cas 3

II.1.9.2 Evolution du taux d'humidité

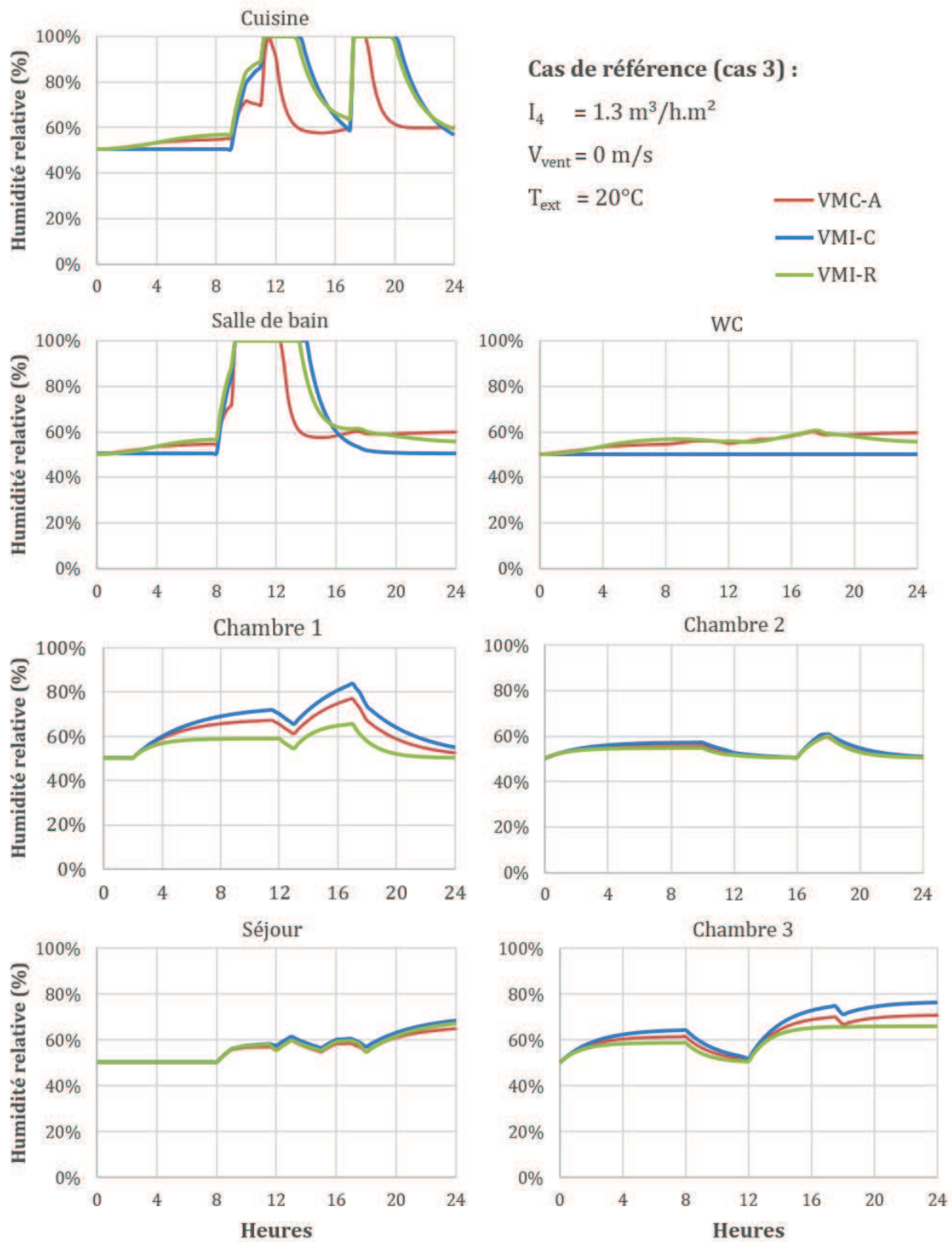


Figure II.9 – Graphes du taux d'humidité relative pour le cas 3

Concernant la production et la propagation de la vapeur d'eau à travers la maison, la Figure II.9 montre les courbes de l'évolution de l'humidité relative dans les différentes pièces.

D'après ces graphes, on constate que pour les 3 stratégies étudiées, l'évolution du taux d'humidité est semblable dans les pièces de vie où la production est faible (séjour et chambre 2). Par contre, dans les chambres 1 et 3, les niveaux varient fortement en fonction du système. La VMI-C présente des valeurs élevées, suivie par la VMC-A (84% contre 76% dans la chambre 1 et 75% contre 71% dans la chambre 3). La VMI-R parvient à maintenir des taux d'humidité relative acceptables (65% dans la chambre 1 et 66% dans la chambre 3).

Dans la salle de bain et la cuisine, le taux d'humidité relative atteint les 100% durant la production, avant de décroître et de se stabiliser à 50-60%. Ce taux reste plus longtemps à saturation, environ 2h, dans les configurations avec VMI que dans le cas d'une VMC. Concernant les toilettes, le vapeur d'eau a le même comportement que le CO₂ pour les 3 stratégies de ventilation étudiées.

II.1.9.3 Comparaison des 3 stratégies sur la base d'indicateurs QAI

Dans le but de comparer les nombreux cas étudiés (cf. Tableau II.2), nous utiliserons les indicateurs suivants :

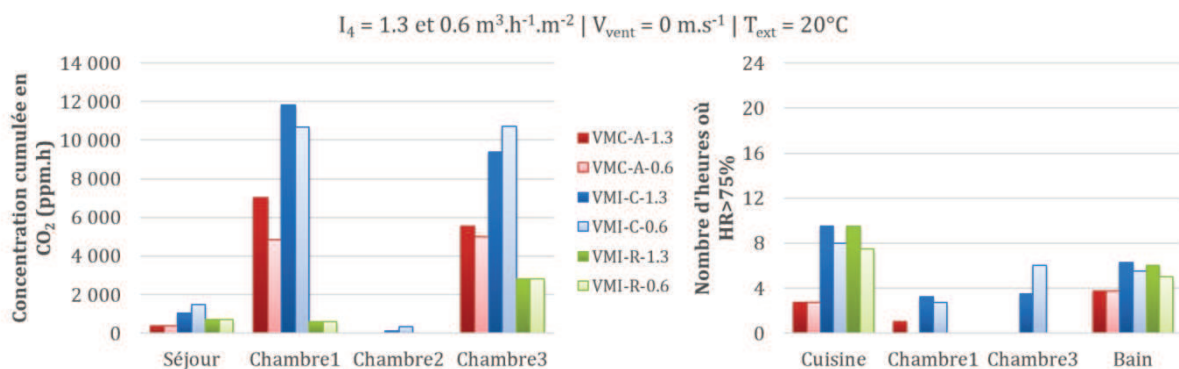
- la concentration maximale d'Alpha-pinène atteinte dans les pièces d'émissions,
- le nombre d'heures pour lequel l'humidité relative dépasse les 75% dans les pièces de services ou toute autre pièce jugée pertinente,
- la concentration de CO₂ cumulée à base 1000 en ppm.heures dans les pièces de vie.

A noter que la valeur seuil recommandée de la production de CO₂ dans les bâtiments varie selon la réglementation, par exemple la réglementation finlandaise recommande une concentration maximale de 1200 ppm, alors que ASHRAE recommande 1000 ppm.

La concentration en base 1000 s'obtient par la formule suivante :

$$C_{cum} [ppm.h] = \sum (C_{(>1000)} - 1000).dt \tag{II.30}$$

La Figure II.10, présente les deux paramètres mentionnés ci-dessus pour les cas 3 et 4, toujours donc sans l'effet du tirage thermique ni du vent.



Le séjour, ainsi que les chambres des adultes (parents et leur enfant de 19 ans) présentent des concentrations cumulées en CO₂ plus importantes que la chambre de l'enfant de 13 ans. Cela est dû, au fait que nous passons plus de temps dans les chambres, d'une part, et que les adultes produisent plus de CO₂, d'autre part.

Concernant le comportement des systèmes de ventilation, nous constatons que la VMI-R, présente un temps d'exposition très faible dans les chambres, tandis que, dans le séjour, son comportement est proche de celui de la VMC et de la VMI-C.

On trouve dans les chambres 1 et 3 respectivement, 7040 et 5540 ppm.h pour la VMC-A, 11824 et 9387 ppm.h pour la VMI-C contre 596 et 2815 ppm.h pour la VMI-R.

Les pièces où le vapeur d'eau est produit présentent un nombre d'heure nettement plus élevé en mode évacuation libre qu'en mode évacuation forcée. Les valeurs dans la cuisine et la salle de bain sont respectivement 9.5 et 6.0 h pour la VMI-C, 9.5 et 6.3 h pour la VMI-R contre 2.8 et 3.8 h pour la VMC-A. Cependant, en mode VMI-R, ce nombre est nul dans les chambres des adultes ce qui n'est pas le cas avec la VMI-C (3.3 h en Chambre 1 et 3.5 h en chambre 3) ni avec la VMC-A (1 h en Chambre 1).

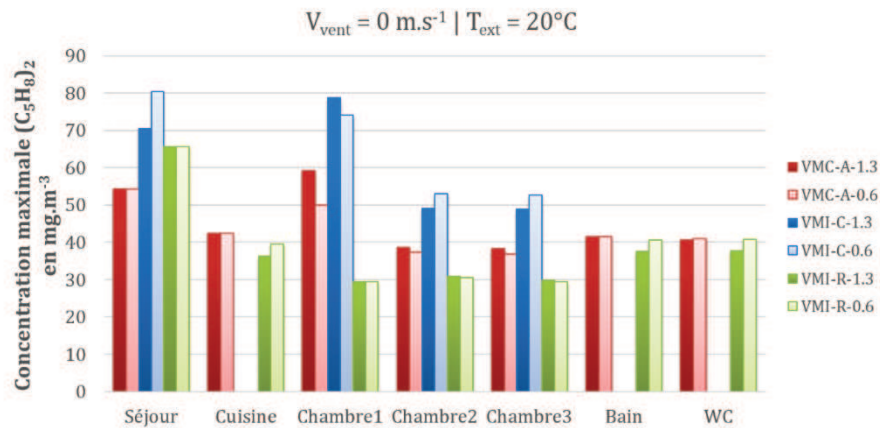


Figure II.11 – Cas 3 et 4 : Concentration maximale de l'alpha-pinène

Concernant le 3^{ème} polluant (Alpha-pinène), la Figure II.11 illustre les concentrations maximales atteintes au cours de la journée dans les différentes pièces de la maison. Rappelons que ce polluant est produit seulement dans les pièces de vie.

Les résultats montrent des niveaux plus élevés dans ces pièces dans le cas de l'insufflation centrale. La VMI-R assure dans les chambres des niveaux plus faibles que ceux des autres systèmes, ce qui n'est pas le cas dans le séjour du fait que le taux de renouvellement assuré par la VMC est plus élevé.

Quant aux pièces de service, aucune trace de l'alpha pinène n'est détectée dans le cas de l'insufflation centrale, toujours en raison du principe de diffusion. La VMI-R présente des concentrations maximales très proches de la VMC-A (une différence maximale de 4 mg.m⁻³), ce qui indique un comportement semblable envers les polluants produits dans les autres pièces.

❖ Influence de la perméabilité à l'air de l'enveloppe

Le Tableau II.6 montre les débits traversant les détalonnages des portes et les débits de fuite par pièce, ceci pour chaque système de ventilation, et pour les deux niveaux de perméabilité à l'air investigués (1.3 et 0.6 m³.h⁻¹.m⁻² à 4 Pa).

Pour les 3 stratégies, l'amélioration de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe engendre un débit de fuite plus faible et par la suite un débit plus important par les entrées et sorties d'air. Cette augmentation est de l'ordre de 1.5 fois pour la VMC-A et VMI-R et 1.4 pour la VMI-C. Par contre, les débits d'air qui passent sous les portes fermées sont répartis selon les variations de pression induites par la modification de la perméabilité. Ils peuvent subir une augmentation ou une diminution. Nous pouvons voir l'influence de ces variations sur les concentrations cumulées en CO₂ et sur le nombre d'heures correspondant à des valeurs d'humidité supérieures à 75 % (Figure II.10), ainsi que sur la concentration maximale d'alpha-pinène (Figure II.11). Par exemple, pour la VMI-C, nous constatons une diminution de ces trois indicateurs dans la chambre 1, mais une augmentation dans la chambre 3.

Cependant, en ce qui concerne l'influence du niveau de la perméabilité sur le taux de renouvellement d'air (Figure II.12), celle-ci est nulle dans les pièces comportant une bouche d'insufflation ou une bouche d'extraction mécanique. En effet, dans ce cas le renouvellement d'air ne dépend que du débit de ventilation et du volume de la pièce. En outre, dans les pièces contenant des entrées ou sorties d'air libre, l'influence est négligeable à la fois pour la VMC-A et VMI-C tandis que, pour la VMI-R, l'influence évaluée demeure plus importante avec une augmentation de 0.36 h⁻¹.

Tableau II.6 – Cas 3 et 4 : Répartition des débits d'air par pièce (m³.h⁻¹)

	VMC-A				VMI-C				VMI-R			
	Q _p		Q _f		Q _p		Q _f		Q _p		Q _f	
	1.3	0.6	1.3	0.6	1.3	0.6	1.3	0.6	1.3	0.6	1.3	0.6
Séj	-36.7	-36.8	25.3	19.7	28.1	24.5	-21.4	-15.2	-2.4	-7.8	-27.6	-22.2
Cui	41.0	42.1	4.0	2.9	12.8	15.7	-2.9	-2.1	15.4	20.9	-3.7	-3.0
Ch1	-9.8	-11.7	4.0	3.1	7.3	7.8	-3.4	-2.4	-15.6	-16.5	-4.4	-3.5
Ch2	-15.8	-16.4	10.1	7.8	12.4	11.4	-8.5	-6.0	-9.1	-11.2	-11.0	-8.8
Ch3	-15.4	-16.0	9.7	7.5	12.0	11.2	-8.2	-5.8	-9.5	-11.6	-10.5	-8.4
SdB	26.7	27.6	3.3	2.4	9.3	11.1	-2.6	-1.8	11.3	14.9	-3.3	-2.6
WC	13.1	13.6	1.9	1.4	5.5	6.5	-1.6	-1.1	6.6	8.7	-2.0	-1.6

Q_p : débit traversant les détalonnages des portes

Q_f : débit de fuite

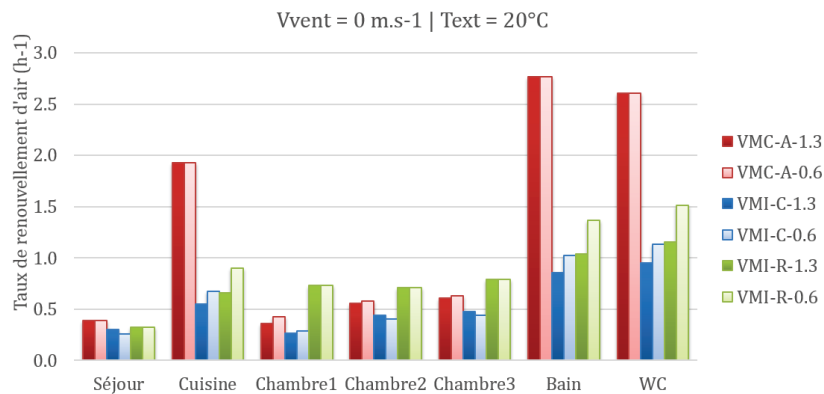


Figure II.12 – Cas 3 et 4 : Taux de renouvellement d'air par pièce

Par conséquent, une meilleure étanchéité permet, dans le cas de la VMI-R et VMC-A, de réduire les niveaux de pollution et dans le cas de la VMI-C, elle les augmente dans les pièces de grande taille et les diminue dans les petites (voir Figure II.10 et Figure II.11).

II.1.10 Analyse de l'effet du tirage thermique

Dans cette partie, nous analysons les résultats des cas simulés 1 à 6 (cf. Tableau II.2). Trois différences de température avec l'extérieur sont imposées pour les cas de référence (cas 3 pour une perméabilité I₄=1.3 et cas 4 pour une perméabilité I₄=0.6) :

- ΔT₁ = -25°C
- ΔT₂ = 0°C (cas de référence)
- ΔT₃ = 10°C

Pour pouvoir comparer l'effet du tirage thermique sur la répartition des flux d'air dans la maison, les résultats sont rapportés à ceux des cas de référence. Les débits sont alors adimensionnés et représentés par la Figure II.13.

Variation des débits par rapport au cas de référence

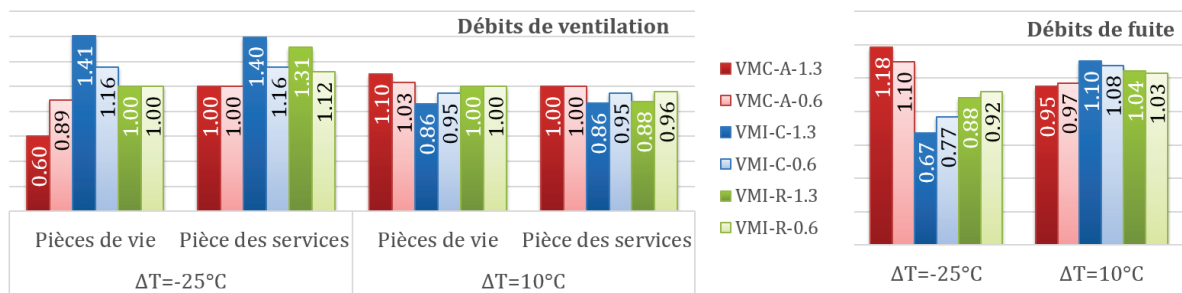


Figure II.13 – L'influence du tirage thermique sur les flux d'air

D'après les résultats obtenus on voit que lorsque la différence de température est négative, les débits de fuites dans le cas du système par extraction augmentent (1.18 fois le débit de référence) et les débits par les entrées d'air diminuent ($0.60 \times Q_{f, \text{ref-1.3}}$). L'inverse se produit dans le cas de l'insufflation : le débit de fuite diminue (VMI-C : $0.67 \times Q_{f, \text{ref-1.3}}$ et VMI-R : $0.88 \times Q_{f, \text{ref-1.3}}$) et le débit de ventilation augmente (VMI-C : $1.41 \times Q_{V, \text{ref-1.3}}$ et VMI-R : $1.31 \times Q_{V, \text{ref-1.3}}$). En effet, l'air chaud et dense monte en hauteur en induisant une sur surpression dans la partie haute du bâtiment et une dépression dans la partie basse. Cela induit la réduction du débit d'air traversant les entrées situées en partie haute des murs dans le cas de la VMC mais favorise la sortie d'air dans le cas de la VMI.

En présence d'une différence de température de 10 °C, nous observons l'influence qui s'inverse par rapport au cas précédant, avec cependant des proportions plus faibles.

$I_4 = 1.3 \text{ et } 0.6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \mid V_{\text{vent}} = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \mid T_{\text{ext}} = -5^\circ\text{C}$

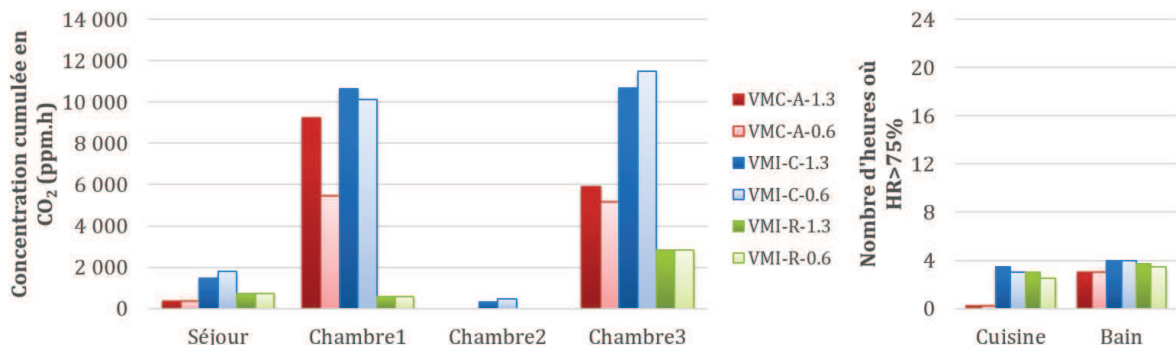


Figure II.14 – Cas 1 et 2 : Concentration cumulée en CO₂ et nombre d'heure où HR > 75%

$I_4 = 1.3 \text{ et } 0.6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \mid V_{\text{vent}} = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \mid T_{\text{ext}} = 30^\circ\text{C}$

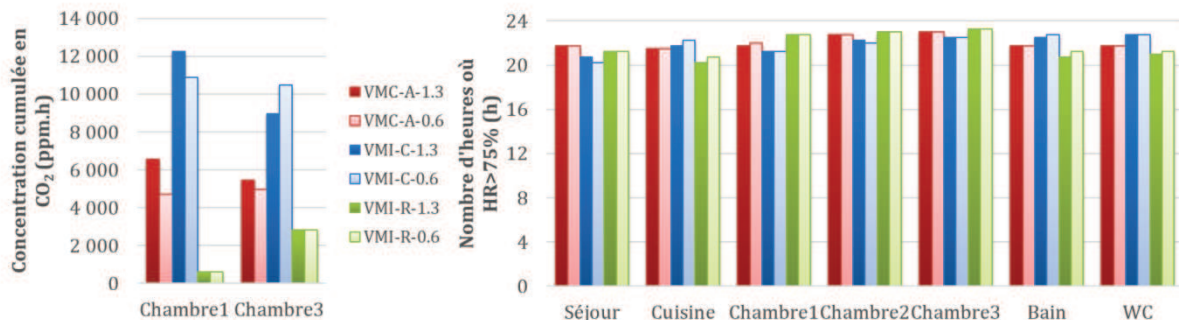


Figure II.15 – Cas 4 et 6 : Concentration cumulée en CO₂ et nombre d'heure où HR > 75%

L'influence du tirage thermique sur le taux de renouvellement d'air des différentes pièces reste négligeable. On aperçoit une augmentation maximale de 0.21 h⁻¹ dans le cas de la VMI-R (toilettes, ΔT négative).

Les concentrations cumulées en CO₂ illustrées dans la Figure II.14 et la Figure II.15 montrent que les niveaux sont plus faibles lorsque la différence de température est négative, mais légèrement plus élevés lorsque celle-ci est positive.

Concernant le nombre d'heures où l'HR>75%, l'augmentation des débits de ventilation de la VMC-A et VMI-C dans les chambres, a permis de réduire le taux d'humidité afin qu'il ne dépasse pas les 75%. Dans les autres pièces, le nombre d'heures a également diminué. Par contre, pour une T_{ext}=30°C, l'humidité relative à l'intérieur dépasse les 75% durant au moins 20 heures durant la journée et ceci pour les 3 stratégies.

II.1.11 Analyse de l'effet du vent

Les figures ci-dessous représentent la variation des débits d'air passant par les terminaux de ventilation (Bouche de ventilation mécanique, entrées et sorties d'air libres) et des débits passant sous les portes intérieures par rapports aux cas de références (cas 3 pour I₄=1.3 et cas 4 pour I₄=0.6) et ceci pour chaque système étudiés. Les valeurs présentées sont les débits adimensionnés pour chaque pièce, exprimés par la relation (II.31).

$$q_{cas\ i} = \frac{Q_{cas\ i}}{Q_{cas\ de\ référence}} \tag{II.31}$$

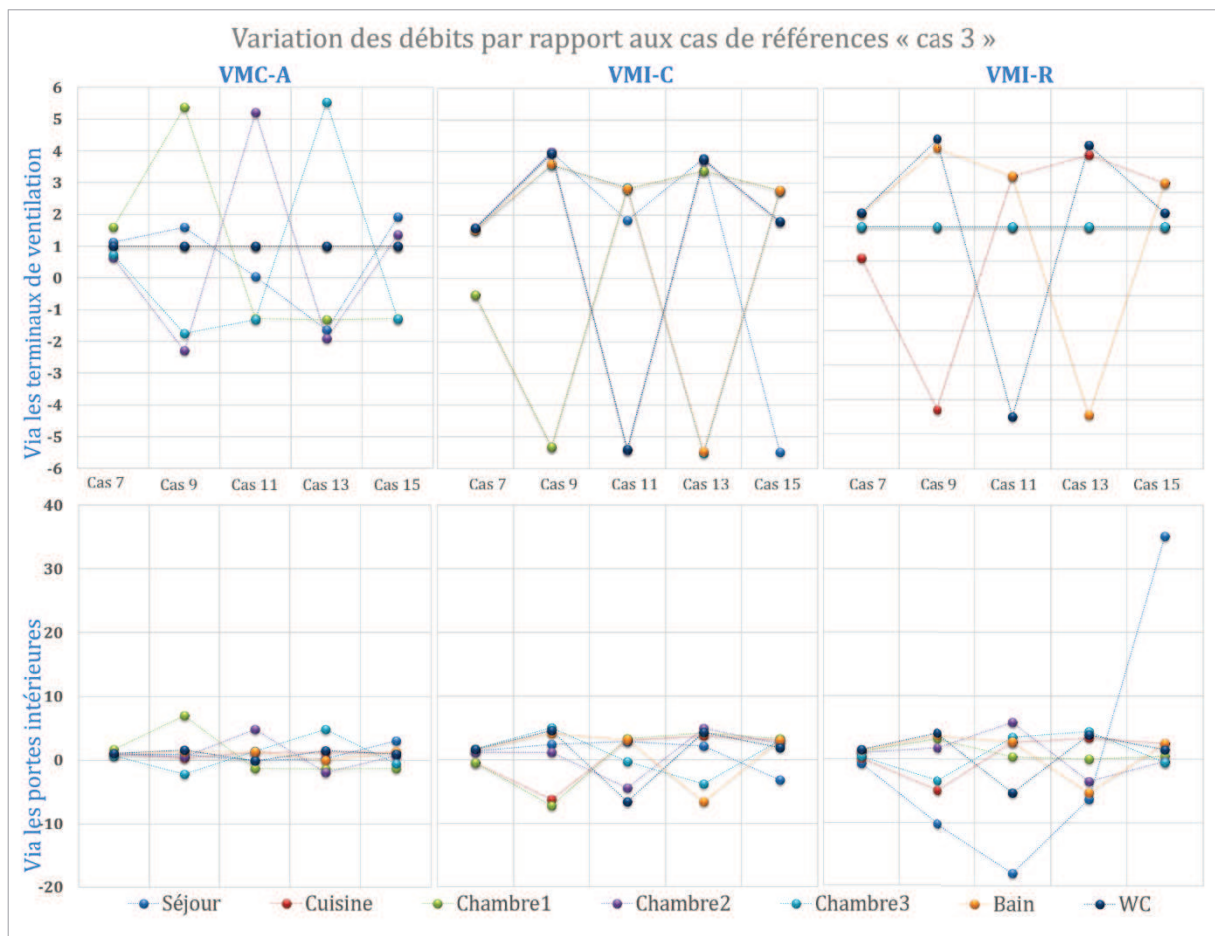


Figure II.16 - Influence du vent sur les flux d'air pour I₄ = 1.3 m³.h⁻¹.m⁻²

Pour la perméabilité $1.3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$, la Figure II.16 montre que les débits à travers les entrées (EAF) et sorties (SAF) d'air fixes dépendent fortement de la vitesse et de la direction du vent ainsi que du positionnement des façades au vent.

Pour la VMC-A, les débits d'air traversant les EAF peuvent être augmentés d'un facteur 5, ou changer complètement de direction (pour sortir au lieu de rentrer) avec des débits atteignant jusqu'à 2 fois les débits de références. Par exemple, un vent venant du Nord à $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ cause une légère augmentation des débits des pièces face au vent ($Q_{v\text{-ch1}} : 1.3Q_{\text{ref}}$). Cependant, à $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, il cause une augmentation beaucoup plus importante ($Q_{v\text{-ch1}} : 5.4Q_{\text{ref}}$). Concernant les autres pièces, selon leur position et leur degré de perméabilité, les débits sont soit multipliés comme dans le cas du séjour ($Q_{v\text{-sej}} : 1.1Q_{\text{ref}}$ avec $V_{\text{vent}} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ et $1.6Q_{\text{ref}}$ avec $V_{\text{vent}} = 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) soit réduits voir changés de direction, comme pour le cas de la chambre 2 ($Q_{v\text{-sej}} : 0.6Q_{\text{ref}}$ avec $V_{\text{vent}} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ et $-2.3Q_{\text{ref}}$ avec $V_{\text{vent}} = 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$).

Dans les pièces où a lieu l'extraction mécanique es (cuisine, salle de bain et WC), les débits adimensionnés valent 1, du fait que dans ce cas il s'agit d'un rapport entre des débits mécaniques imposés. Cependant, les débits d'infiltration de ces pièces changent et sont influencés fortement par le vent. Nous pouvons voir cette influence sur les débits traversant les portes intérieures ainsi que sur la pression au niveau du plancher. Dans la cuisine par exemple, la pression passe de -1.2 Pa avec un $Q_{p\text{-cui}}$ de $41 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour le cas 3 (cas de référence) à -2 Pa avec un $Q_{p\text{-cui}}$ de $38.1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour le cas 7 ($V_{\text{vent}} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) et à -13.5 Pa avec un $Q_{p\text{-cui}}$ de $11.5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour le cas 9 ($V_{\text{vent}} = 8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$).

Pour la VMI-C, nous constatons que les flux d'air traversant les SAF situé dans les pièces face au vent ont changé de direction et augmenté d'intensité, pour là aussi dépasser 5 fois le débit de référence. Dans les pièces sous le vent, les débits augmentent également mais dans une moindre mesure (4 fois plus). Prenons par exemple le cas 9 : le débit passant par la SAF de la chambre 1 (orientée nord) vaut $-5.3 Q_{\text{ref}}$ alors que celui de la salle de bain (orientée sud) vaut $3.6 Q_{\text{ref}}$.

Pour la VMI-R, les débits de ventilation des pièces de vie n'ont pas changé du fait qu'ils sont imposés. Ce n'est pas le cas des pièces de service où, en fonction du vent, les flux d'air pourront rentrer au lieu de sortir par les SAF situés face au vent. Dans la cuisine, $Q_{v\text{-cui}}$ est équivalent à $-4.3 Q_{\text{ref}}$ lorsque le vent vient du nord et souffle à $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (cas 9), alors que, $Q_{v\text{-bain}}$ est équivalent à $3.3 Q_{\text{ref}}$. Par ailleurs, nous constatons que les débits traversant la porte de séjour ont cru jusqu'à 35 fois plus. En effet, les débits d'infiltration de cette pièce sont très élevés car elle constitue une grande partie de la surface froide (selon la RT2005) de la maison.

La Figure II.17 présente les mêmes résultats que la figure précédente, mais pour une étanchéité à l'air moindre ($0.6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$). Le comportement des systèmes de ventilation par rapport au vent est semblable à celui avec une perméabilité plus importante. Cependant, le niveau d'influence est bien sûr plus faible. L'augmentation des débits ne dépasse pas un facteur 4 pour la VMC-A et la VMI-C, et un facteur 3 pour la VMI-R.

Les indicateurs de QAI (concentration cumulée C_{cum} en CO_2 et nombre d'heure N_h de dépassement de 75% HR) pour les cas 7 à 16 sont présentés par les graphes ci-dessous.

Pour une vitesse du vent de $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (voir Figure II.18) nous constatons que les concentrations dans le séjour ne sont pas très influencées du fait que sa perméabilité est élevée et ceci dans le cas des 3 systèmes.

La chambre 1 qui est face au vent, subit une aération supplémentaire dans le cas de la VMC-A. La C_{cum} en CO_2 diminue de 7040 à 1604 ppm.h et le taux d'humidité ne dépasse plus les 75%. Dans le cas de la VMI-C, la pression du vent s'oppose à la sortie d'air des pièces face au vent ce qui induit une réduction du taux de renouvellement d'air et par la suite une accumulation du CO_2 et de l'humidité (par ex. dans la chambre 1, C_{cum} et N_h augmentent de 11824 à 30022 ppm.h et de 3.3 à 16 h resp.).

Le taux de renouvellement d'air de la chambre 3 située sous le vent a diminué dans le cas de la VMC-A. C_{cum} et N_h ont augmenté (de 5540 à 11916 ppm.h et de 0 à 7 h). Pour la VMI-C, les pièces sous le vent ont augmenté leur taux de renouvellement. C_{cum} et N_h dans la chambre 3 passent de 9387 ppm.h et 6.3 h à 3744 ppm.h et 5 h.

Concernant la VMI-R, le taux de l'humidité relative des pièces de service face au vent a augmenté (la cuisine : N_h est passé à 15 h au lieu de 9.5 h dans le cas d'absence du vent). L'inverse est vari pour les pièces sous le vent (Bain : N_h est passé à 5 h au lieu de 6 h).

Le renouvellement d'air, lorsqu'il est assuré par un débit mécanique (pièces de services dans le cas de la VMI-A et pièces de vie dans le cas de la VMI-R), prédomine sur l'effet du vent.

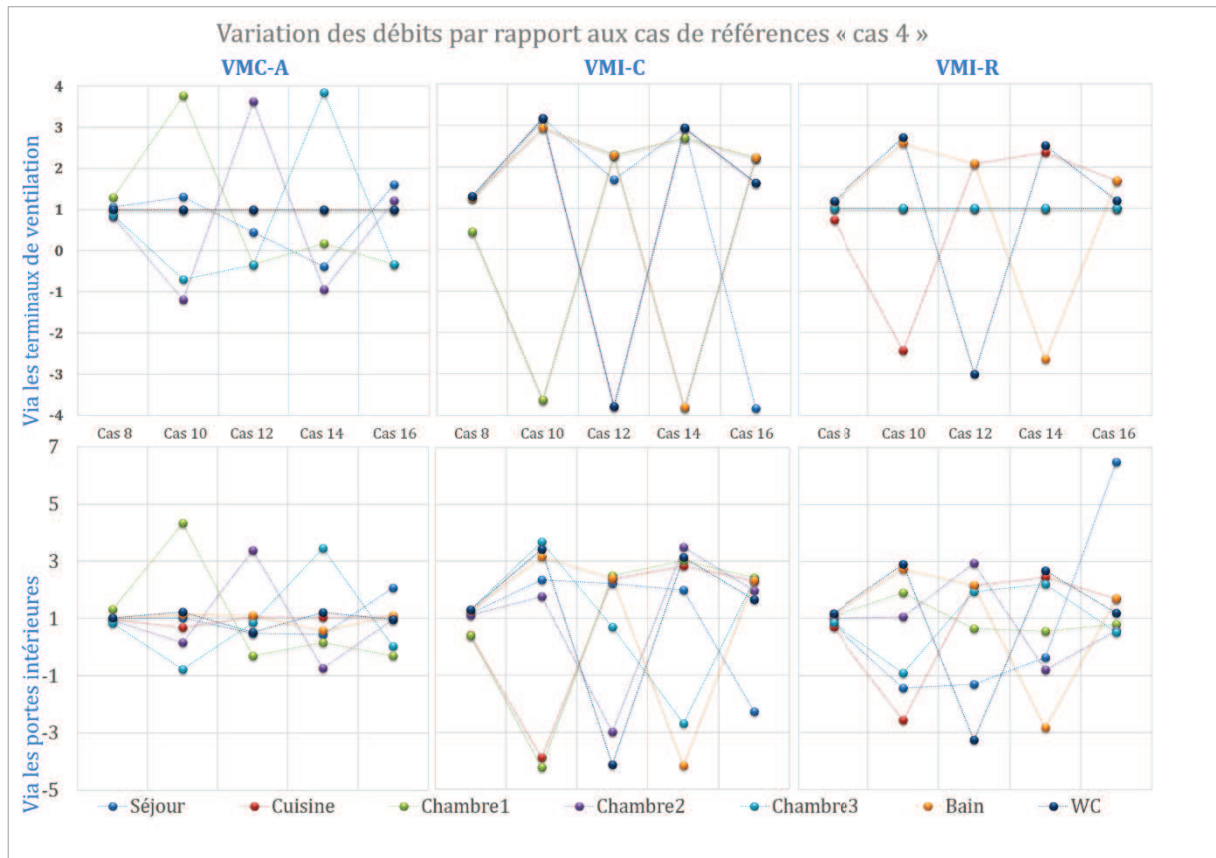


Figure II.17 - Influence du vent sur les flux d'air pour $I_4 = 0.6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$

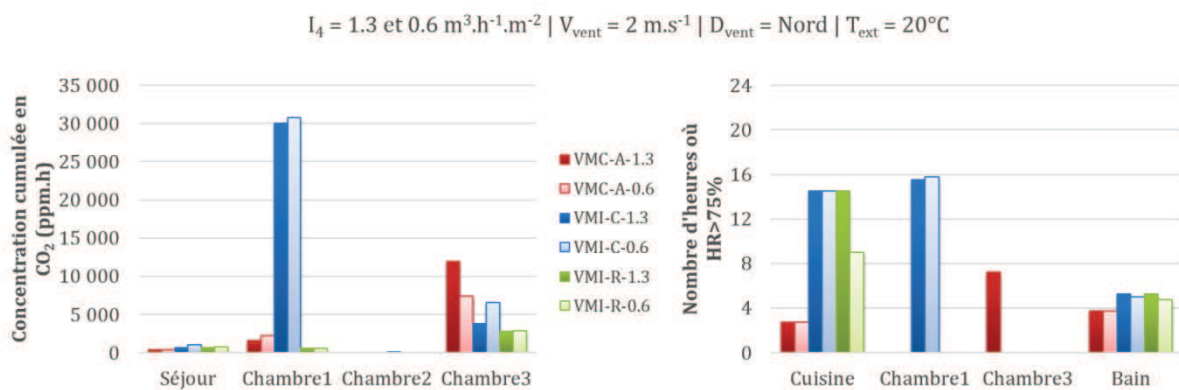


Figure II.18 - Cas 7 et 8 : Concentration cumulée en CO_2 et nombre d'heure où $\text{HR} > 75\%$

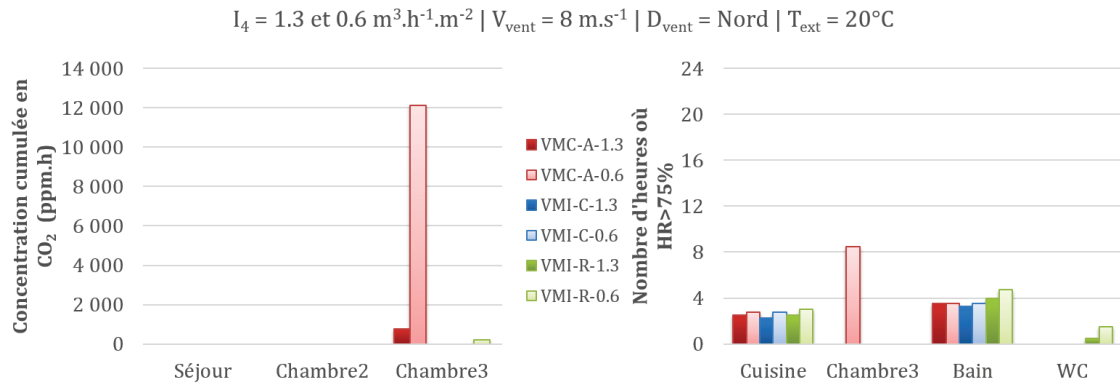


Figure II.19 – Cas 9 et 10 : Concentration cumulée en CO₂ et nombre d'heure où HR > 75%

Toujours pour la même direction du vent (nord) et sans tirage thermique mais avec un vent plus fort ($8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), la Figure II.19 présente les résultats des cas simulés 9 et 10. Le vent fort a engendré une ventilation naturelle du bâtiment. La distribution de l'air dans les différentes pièces a donc complètement changé (cf. Figure II.16 : via les portes intérieures). C_{cum} et N_h ont diminué partout et pour les 3 systèmes à l'exception de la VMC-A dans le cas 10 ($I_4 = 0.6$). En effet, l'étanchéité de l'enveloppe qui est plus importante dans ce cas a réduit les débits de fuite, par rapport au cas 9, dans les pièces sous le vent (chambre 3 : Q_f passe de $-2.5Q_{f,\text{ref}}$ pour le cas 9 à $-0.9Q_{f,\text{ref}}$ pour le cas 10 avec $Q_{f,\text{ref}}$ est le débit de fuite pour les cas de référence, cas 3 et 4). Pour cela, les polluants venant des autre pièces vont s'accumuler dans la chambre 3 plus ceux produits sur place. Pour ce cas, C_{cum} et N_h sont égales à 12124 ppm.h et 9 h contre 781 ppm.h et 0 h pour le cas 9.

Les résultats des cas simulés 11 à 16 montrent l'influence de la direction du vent, lorsque celui-ci est à $8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ et ils sont présentés par la Figure II.20, Figure II.21, et Figure II.22.

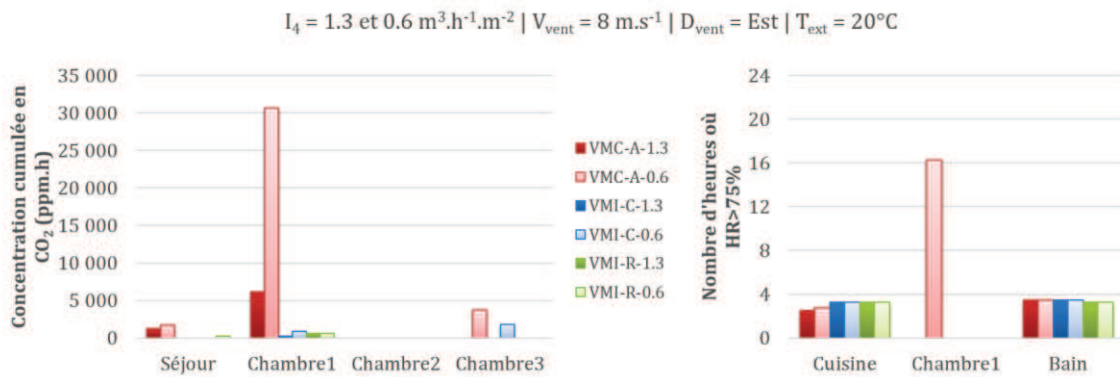


Figure II.20 – Cas 11 et 12 : Concentration cumulée en CO₂ et nombre d'heure où HR > 75%

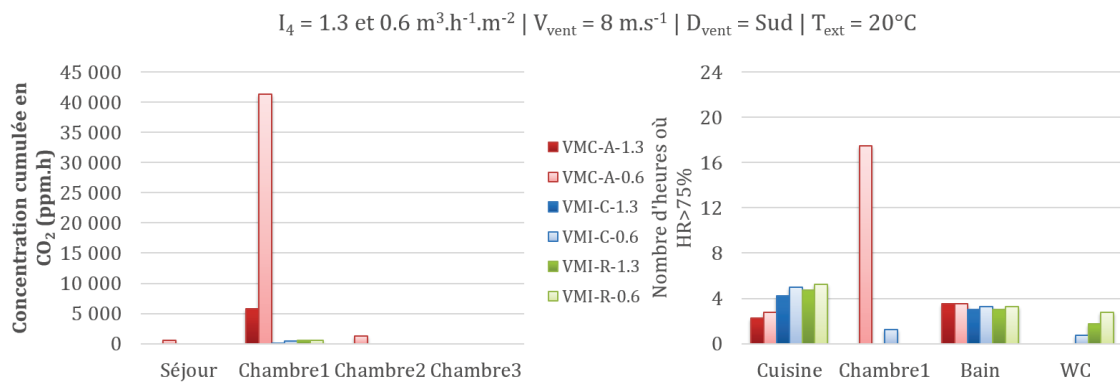


Figure II.21 – Cas 13 et 14 : Concentration cumulée en CO₂ et nombre d'heure où HR > 75%

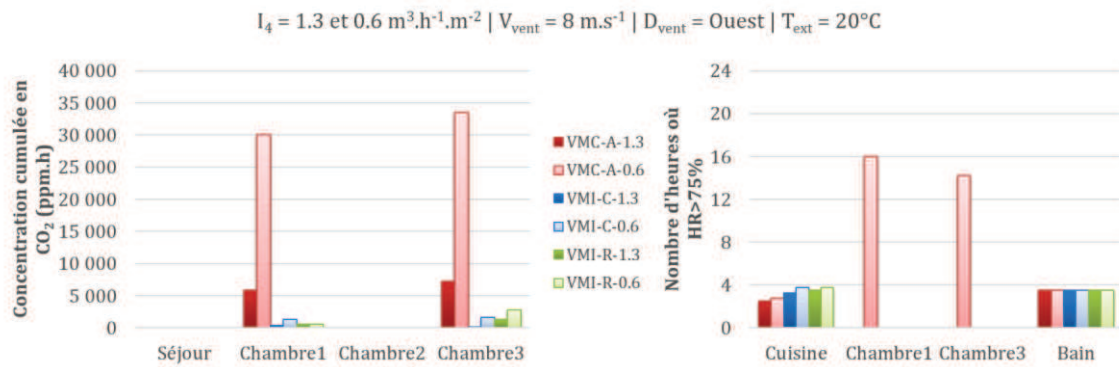


Figure II.22 – Cas 15 et 16 : Concentration cumulée en CO₂ et nombre d'heure où HR > 75%

II.1.12 Analyse de l'effet d'une évacuation par conduits pour la VMI-R

L'influence des pressions motrices générées par le vent et la température peuvent, comme nous l'avons vu, perturber la distribution de l'air à l'intérieur du logement et provoquer des flux d'air dans un sens indésirable. Pour cela, l'évacuation par des conduits verticaux est étudiée succinctement comme un moyen d'utiliser ces forces motrices pour améliorer les débits de sortie de la ventilation mécanique par insufflation répartie (VMI-R').

Les dimensions minimales des conduits à retenir pour la ventilation naturelle et hybride sont fournies par les normes NF EN 1505 (section rectangulaire) et NF EN 1506 (section circulaire). Cependant, dans cette étude les dimensions des gaines, données par le paragraphe II.1.3II.1.3, sont inspirées de la ventilation mécanique par extraction.

Le coefficient de pression du vent appliqué aux terminaux de toiture est présenté dans la Figure II.23. Elle correspond à un bâtiment à faible hauteur (inférieur à 3 étage), de rapport longueur/largeur est égal à 2 et entouré par des obstacles de même taille. Ce coefficient est négative quelle que soit la direction du vent, ce qui veut dire qu'il y a une dépression (voir équation (II.6)) au niveau de ces terminaux.

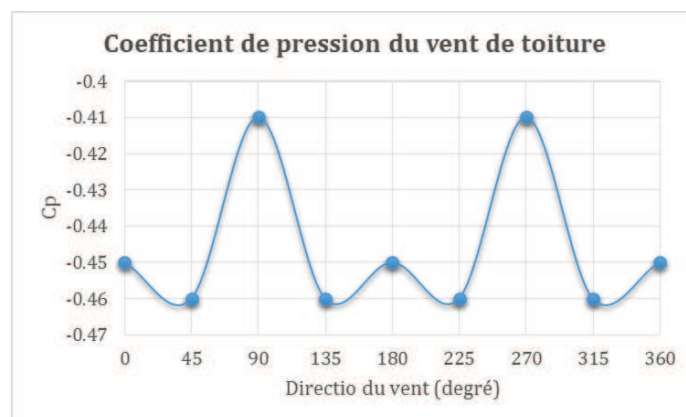


Figure II.23 – Coefficient de pression du vent de la toiture

La Figure II.24 présente les débits d'évacuation des pièces techniques de la VMI-R (évacuation par SAF) et la VMI-R' (évacuation par des conduits) pour les cas d'étude cités ci-dessous. Ces cas correspondent à la perméabilité $0.6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$.

- Cas 2 : $T_{\text{ext}} = -5^\circ\text{C}$, $V_{\text{vent}} = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- Cas 4 : $T_{\text{ext}} = 20^\circ\text{C}$, $V_{\text{vent}} = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- Cas 6 : $T_{\text{ext}} = 30^\circ\text{C}$, $V_{\text{vent}} = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,
- Cas 8 : $T_{\text{ext}} = 20^\circ\text{C}$, $V_{\text{vent}} = 2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,

- Cas 17 : $T_{ext} = -5^{\circ}C$, $V_{vent} = 8 m.s^{-1}$,
- Cas 18 : $T_{ext} = 30^{\circ}C$, $V_{vent} = 8 m.s^{-1}$.

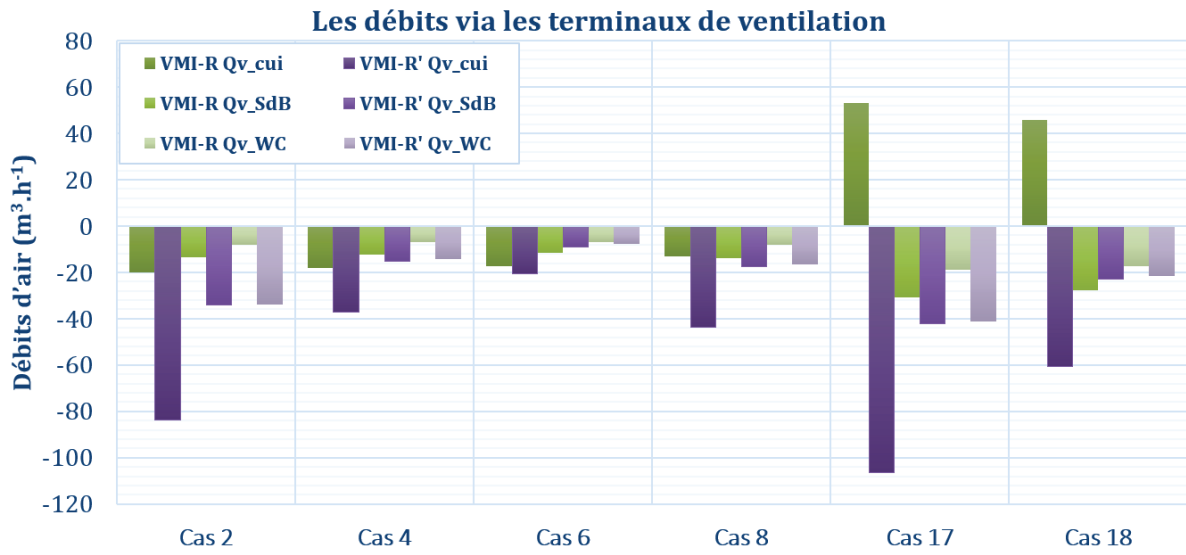


Figure II.24 – L’influence d’une évacuation par des conduits

On constate que pour tous les cas, les débits sont plus importants avec des conduits qu’avec des sorties d’air fixes (ainsi qu’avec des sorties autoréglables du fait que les débits de celle-ci sont inférieurs ou égaux aux débits des SAF) et cela grâce à la pression hydrostatique et au tirage thermique. Pour le cas 4 par exemple où le tirage thermique et l’effet du vent sont nuls, les débits assurés par les gaines sont plus importants grâce à la pression hydrostatique (effet de la hauteur) et à la section plus grande du terminal. Pour le cas 2, le tirage thermique ($\Delta T = -25^{\circ}C$) a assuré des débits arrivant jusqu’à 4 fois plus dans la cuisine ($83 m^3.h^{-1}$) et les toilettes ($34 m^3.h^{-1}$) et 2.5 fois plus dans la salle de bain ($34 m^3.h^{-1}$) qu’avec les SAF.

Tableau II.7 – Les débits traversant les détalonnages des portes

$Q_p (m^3.h^{-1})$	Séjour	Cuisine	Chambre 1	Chambre 2	Chambre 3	Bain	WC
VMI-R : Evacuation par des sorties d’air fixes							
Cas 2	-9.7	22.8	-16.8	-11.9	-12.3	16.1	9.4
Cas 4	-7.8	20.9	-16.5	-11.2	-11.6	14.9	8.7
Cas 6	-7.2	20.3	-16.4	-11.0	-11.3	14.4	8.5
Cas 8	-6.4	14.8	-17.7	-11.3	-9.9	17.1	10.2
Cas 17	3.2	-65.5	-34.2	-15.8	8.7	39.4	24.7
Cas 18	2.2	-56.4	-32.3	-15.2	6.6	35.8	22.6
VMI-R' : Evacuation par des conduits verticaux							
Cas 2	-51.6	80.1	-23.4	-28.5	-28.2	31.5	32.3
Cas 4	-21.7	38.2	-18.7	-16.7	-16.8	16.0	15.0
Cas 6	-11.4	23.1	-17.1	-12.6	-12.9	11.4	9.0
Cas 8	-25.7	41.8	-22.1	-19.5	-16.0	18.6	17.4
Cas 17	-62.3	87.7	-41.2	-38.5	-20.7	40.3	41.9
Cas 18	-34.9	45.9	-36.8	-28.9	-8.9	25.9	23.9

Lorsque la température extérieure est élevée (cas 6), les débits via les conduits deviennent comparables à ceux via les SAF. Ils sont plus faibles que dans les cas 2 et 4, car la différence de pression totale au niveau des conduits a diminué : la pression du tirage thermique s’est inversée et s’oppose à la pression hydrostatique.

Pour les cas 17 et 18 où le vent est à 8 m.s^{-1} , la dépression induite par le vent favorise l'évacuation par les conduits. On constate que pour la cuisine, la pièce face au vent, le flux d'air est sortant et de l'ordre de $106 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec une $\Delta T = -25^\circ\text{C}$ et de $60 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ avec une $\Delta T = +10^\circ\text{C}$.

Le Tableau II.7, regroupe les débits d'air traversant les portes intérieures fermées de toutes les pièces de la maison et ceci pour les deux configurations d'évacuation de la VMI-R. Le principe de balayage est respecté dans tous les cas grâce à l'ajout des conduits d'évacuation.

II.1.13 Synthèse

Au vu de ces résultats, nous constatons qu'en l'absence des effets moteurs naturels qui provoquent des flux d'air entrants ou sortant, la ventilation mécanique par insufflation répartie présente une meilleure efficacité globale du renouvellement d'air qu'une insufflation centrale. Ce constat est, en particulier, vérifié pour l'évacuation des polluants. De plus, celle-ci est plus efficace que la ventilation par extraction en ce qui concerne le problème du confinement des chambres où l'on passe généralement la majorité du temps. Cependant, cette dernière assure une meilleure évacuation de l'humidité et des polluants produits dans les pièces de services.

En outre, une meilleure étanchéité à l'air de l'enveloppe extérieure améliore l'efficacité des systèmes de ventilation basés sur le principe de balayage (l'amenée de l'air neuf dans les pièces de vie et l'évacuation dans les pièces de service).

Par ailleurs, l'influence du tirage thermique est réelle dans les pièces où l'aération n'est pas mécanique. Elle est donc plus importante sur la VMI-C que sur la VMI-R, du fait de la présence d'une sortie d'air libre dans chaque pièce et, également, du fait que la surpression imposée est plus faible. En outre, le tirage thermique en hiver assure une ventilation naturelle qui se rajoute à la ventilation par insufflation et augmente les taux de renouvellement d'air. A contrario, il s'oppose à la ventilation par extraction ce qui provoque une réduction du renouvellement d'air. L'effet inverse se produit en été, mais il est moins marqué en raison de différences de températures plus faibles. Une meilleure étanchéité d'enveloppe réduit l'effet du tirage thermique.

En ce qui concerne l'effet du vent, les résultats montrent que -lorsque celui-ci est important- il influence significativement le comportement du système de ventilation, la distribution de l'air entre les pièces, ainsi que les niveaux de pollution. Cette influence varie selon la direction du vent et il augmente avec la perméabilité de l'enveloppe. Ainsi, les systèmes par insufflation ne maintiennent pas la surpression, et la dépression croît fortement dans le cas des systèmes d'extraction. Toutefois, il a été constaté que le degré d'influence est plus faible dans le cas d'une VMI-R.

L'effet du tirage thermique est négligeable devant l'effet du vent. Notons cependant que la hauteur de la maison utilisée dans le modèle numérique est faible (2.5 m). De plus, les entrées et sorties d'air simulées ne sont pas autoréglables pour un vent de 8 m/s et le débit augmente exponentiellement avec la pression différentielle. On envisagera, dans des prolongements ultérieurs de l'étude, de modéliser les entrées d'air autoréglables à l'aide d'un modèle cubique spline plus proche de la réalité, où les données aérauliques de l'entrée d'air (débit en fonction de la différence de pression) seront reliées par une fonction polynomiale définie par morceaux sur plusieurs intervalles $[\Delta P_{i-1}, \Delta P_i]$.

Enfin, pour améliorer l'évacuation dans les pièces techniques et également éviter la circulation depuis ces pièces vers les pièces de vie, les conduits verticaux utilisés dans la ventilation naturelle et hybride peuvent être une solution intéressante.

II.2 ETUDE EXPERIMENTALE

Après avoir décidé d'étudier la stratégie VMI-R de la ventilation mécanique par insufflation, et avant de caractériser ses performances dans un environnement réel, nous devons déterminer la position et le débit optimum de soufflage dans une pièce de vie afin d'obtenir la meilleure distribution de l'air. Pour ce faire, une prospection expérimentale de l'efficacité de la ventilation, en termes de renouvellement d'air et d'extraction de polluants, a été menée dans une cellule test, représentant une pièce de vie. Cette prospection inclue différentes configurations d'insufflation et différents taux de renouvellement d'air. De plus, l'efficacité de la ventilation mécanique par extraction, utilisé comme un système de référence, a été évaluée dans les mêmes conditions de mesure.

Pour évaluer l'efficacité du renouvellement d'air et l'efficacité d'extraction de polluant qui sont basées sur le concept de l'âge de l'air décrit dans le chapitre I, on utilise les techniques du gaz traceur.

II.2.1 Description de la cellule-test

La cellule-test utilisée pour réaliser les essais expérimentaux se situe au laboratoire LaSIE à La Rochelle. Cette cellule est destinée à des études sur la qualité de l'environnement intérieur. Elle est entourée par une cellule-garde qui est isolée du reste du bâtiment. Cette cellule-garde est contrôlée en température et ventilée mécaniquement (insufflation et extraction) à l'aide d'une centrale de traitement d'air (CTA).

La cellule-test, de 35m³ (4,28 × 3,14 × 2,6), présentée Figure II.25, est composée de panneaux en acier inoxydable amovibles. Il est donc possible de sélectionner la position de soufflage de l'air, ainsi que la position de l'évacuation, parmi de nombreuses positions au niveau des parois et du plafond. La perméabilité à l'air (N_{50}) de la cellule, pour une différence de pression de 50 Pa, est d'environ 1,4 h⁻¹. Ceci correspond à une perméabilité de 0,23 m³.h⁻¹.m⁻² sous 4 Pa. Les panneaux amovibles constituant les parois sont étanchéifiés à l'aide de joints en silicone. La pièce est donc très étanche.

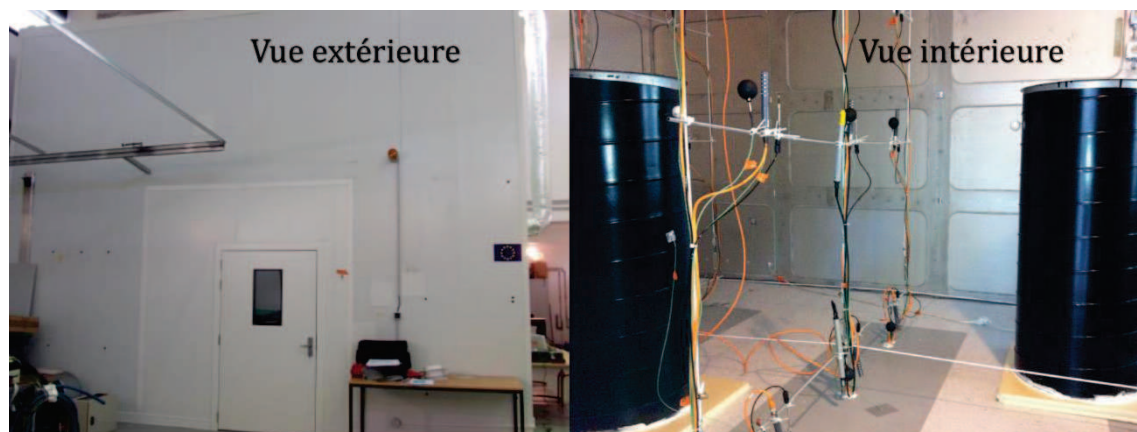


Figure II.25 – Vues extérieure et intérieure de la cellule-test

II.2.2 Configurations étudiées

Trois configurations d'insufflation et d'extraction présentées par la Figure II.26 sont étudiées :

- Configuration A : insufflation/extraction par le plafond,
- Configuration B : insufflation/extraction murale au-dessus de la porte,
- Configuration C : insufflation/extraction murale en face de la porte.

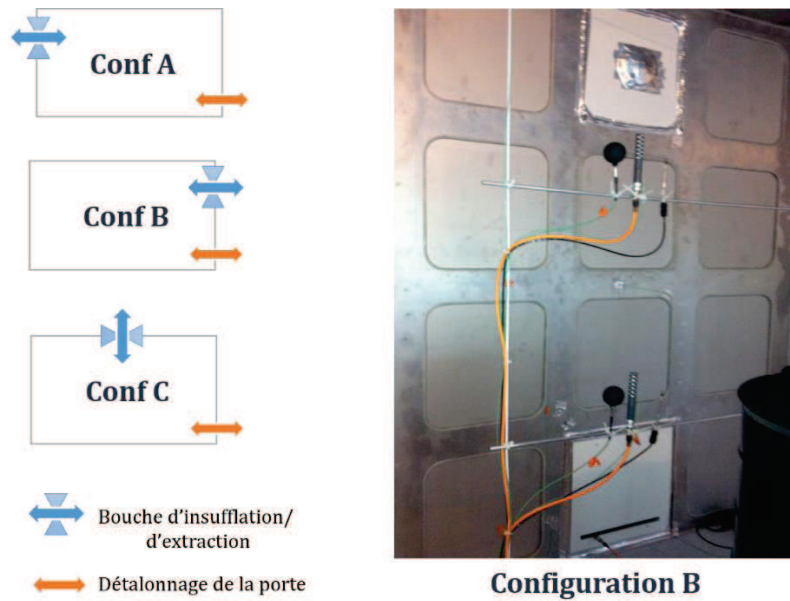


Figure II.26 – Les positions de soufflage et d'extraction étudiées

Les terminaux de ventilation utilisés dans cette étude sont présentés par la Figure II.27. La section de la bouche de ventilation mécanique varie selon la configuration. Pour A et B, une partie de l'air est délivrée vers le plafond avec un angle de 270°, l'autre partie est fournie axialement. Pour C, 10% de l'air est insufflé axialement et la partie restante est diffusée vers le plafond sur un angle de 360°. L'évacuation de l'air est assurée par une fente de dimensions 2 × 41.5 cm, représentant le détalonnage de la porte.

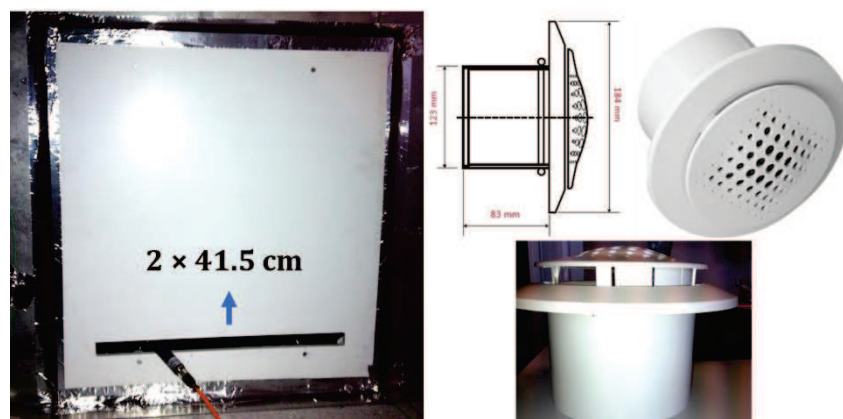


Figure II.27 – Les terminaux de ventilation

Quatre débits de ventilation sont testés pour assurer les taux de renouvellement d'air : 0.5, 1.0, 1.5 et 2.5 h⁻¹, correspondants aux débits de ventilation de l'ordre de 17, 35, 52 et 88 m³/h et cela pour chacune des configurations A, B et C.

II.2.3 Mesure des paramètres physiques de l'ambiance

❖ Mesure de la température

Les températures de l'air dans la zone d'occupation et au niveau de l'entrée et de la sortie d'air ainsi que les températures surfaciques sont mesurées à l'aide de thermocouples de type-K à soudure apparente (chromel-alumel). La plage de mesure de ce type de capteurs se situe entre 0

et 250°C avec une précision de $\pm 0.3^\circ\text{C}$. Les capteurs sont fixés sur les parois à l'aide d'adhésifs en aluminium ayant une émissivité (0.05) proche des parois en acier inoxydable de la cellule-test (0.15).

❖ *Mesure de la vitesse de l'air*

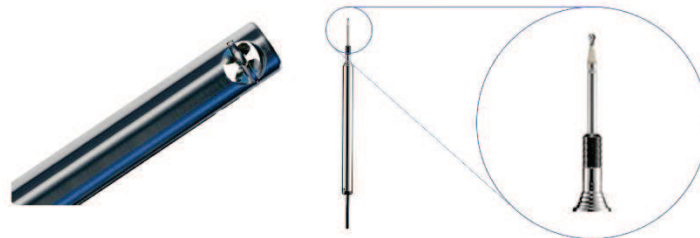


Figure II.28 – Anémomètre à moulinet (gauche) et anémomètre thermique (droite)

Pour mesurer les débits de ventilation, un capteur de vitesse à moulinet HÖNTZSCH-ZS25 est utilisé (Figure II.28). Le principe de fonctionnement de ces anémomètres se base sur le mouvement rotatif de l'hélice produit par le passage du flux d'air dans la conduite et qui y est proportionnel. En effet, la fréquence de rotation de l'hélice est transformée via une loi proportionnelle à une vitesse rotative puis à la vitesse du flux d'air au point de mesure.

La machine de ventilation (VMI par insufflation ou VMC par extraction) est installée dans la cellule garde. Une gaine rigide de diamètre 100 mm et de longueur 3 m a été raccordée à la machine (via une réduction) puis, de l'autre côté, à une gaine souple qui est raccordée à son tour à la bouche de ventilation se trouvant dans la cellule-test. Le rôle de la gaine rigide est d'obtenir un écoulement établi à une certaine distance des perturbations présentes dans le réseau. D'après la norme ISO 5167, le point de mesure doit être situé à $8 \times D$ en amont et $3 \times D$ en aval (selon la direction du flux d'air). Le fournisseur de l'appareil de mesure recommande jusqu'à $15 \times D$ en amont et $5 \times D$ en aval (cf. Figure II.29). Cette condition est respectée dans notre cas ($20 \times D$ en amont et $10 \times D$ en aval).

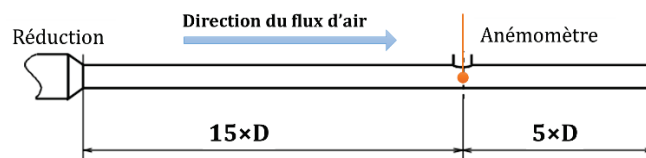


Figure II.29 – Distance recommandée en amont et en aval du point de mesure

La valeur mesurée par l'anémomètre est la vitesse au point de mesure. Pour calculer la vitesse du flux d'air moyenne traversant la section de mesure, on introduit un facteur de profil F_p . Le fournisseur des anémomètres propose des valeurs de F_p en fonction du diamètre de la conduite, pour un diamètre de 100 mm, $F_p = 0.849$ (Höntzsch, 2012). La vitesse moyenne est alors calculée en multipliant la vitesse mesurée au centre de la conduite par F_p :

$$V_{moy} = F_p \times V_c \tag{II.32}$$

Pour mesurer la vitesse de l'air dans la zone d'occupation et au niveau de l'entrée et de la sortie d'air, nous utilisons des anémomètres thermiques omnidirectionnels STI 8475 (Figure II.28). Le principe de ces appareils est de chauffer le fil ou la boule (en platine) par un courant électrique (effet Joule) à une température supérieure de celle de l'air dans la gaine. L'élément chaud est refroidi par échange convectif, la chute de sa température est déterminée par la mesure de sa résistance (mesure de la chute de tension) qui dépend de l'effet Joule dissipé, de la vitesse et des propriétés physique de l'air. En d'autres termes, la vitesse de l'air est calculée en convertissant le signal de sortie de l'appareil à l'aide de cette équation :

$$V = \frac{E_{out} - E_0}{E_{FS} - E_0} \times V_{FS} \quad (II.33)$$

V	Vitesse d'air mesurée	[m.s ⁻¹]
V_{FS}	Paramètre de déviation totale de vitesse	[m.s ⁻¹]
E_{out}	Signal de tension ou intensité de sortie mesurée	[V] ou [A]
E_0	Tension ou intensité de sortie à débit nul	[V] ou [A]
E_{FS}	Déviaton totale de tension ou intensité	[V] ou [A]

Les caractéristiques techniques de ces deux anémomètres sont présentées par le Tableau III.7 suivant :

Tableau II.8 – Caractéristiques des anémomètres

Anémomètre	Plage de mesure	Incertitude
Thermique omnidirectionnelle, STI 8475	0.05-2.5 m/s	18 < x < 28°C : ± 3.0 % de la valeur mesurée x < 18°C et x > 28°C : 0.2 % par °C ± 1.0 % de la pleine échelle
À moulinet, HÖNTZSCH-ZS25	0.3-20 m/s	x < 10 m/s : 1.5 % pleine échelle ± 0.15 m/s 10 < x < 20 m/s : ± 0.30 m/s

❖ *Mesure du dioxyde de carbone*

Le gaz traceur idéal utilisé pour évaluer les débits de ventilation, la qualité d'air intérieur et l'efficacité de ventilation doit posséder les propriétés suivantes :

- non inflammable ni explosif ;
- non toxique ;
- sa masse volumique doit être proche de celle de l'air ;
- ne réagit pas avec les différents composants du bâtiment ;
- facilement détectable, de préférence à des faibles concentrations ;
- une concentration faible dans l'environnement extérieur et s'il existe des sources naturelle à l'intérieur de l'habitat produisant ce gaz, leur émission doit être inférieure à celle utilisée pour les mesures ;
- enfin, coût abordable.

Soulignons, qu'aucun gaz traceur connu sur le marché ne peut satisfaire l'ensemble des propriétés citées ci-dessus. Le gaz le plus utilisé pour ces types de test est l'hexafluorure de soufre (SF₆). Il est néanmoins le plus puissant gaz à effet de serre : il a un potentiel de réchauffement global 23 900 fois supérieur à celui du dioxyde de carbone et peut persister dans l'atmosphère jusqu'à 3200 ans. De plus, le règlement CE N° 842/2006 du Parlement Européen et du Conseil du 17 mai 2006 relatif à certains gaz à effet de serre fluorés a interdit certaines applications du SF₆ dans les pneumatiques, les chaussures, les fenêtres à usages domestiques, etc. Pour ces raisons, nous avons choisi le CO₂.

Les concentrations de CO₂ ont été mesurées au niveau de l'entrée et la sortie d'air ainsi que dans zone d'occupation à l'aide du Vaisala GMM 222 schématisé par la Figure II.30. Cet appareil mesure des concentrations entre 0 et 3000 ppm avec une incertitude de 1.5% de la pleine échelle et 2% de lecture. Il est constitué d'un émetteur et d'un récepteur infrarouge. La différence entre l'énergie infrarouge émise et reçue permet de quantifier la concentration du CO₂ du fait que ce dernier a une capacité importante à l'absorber.

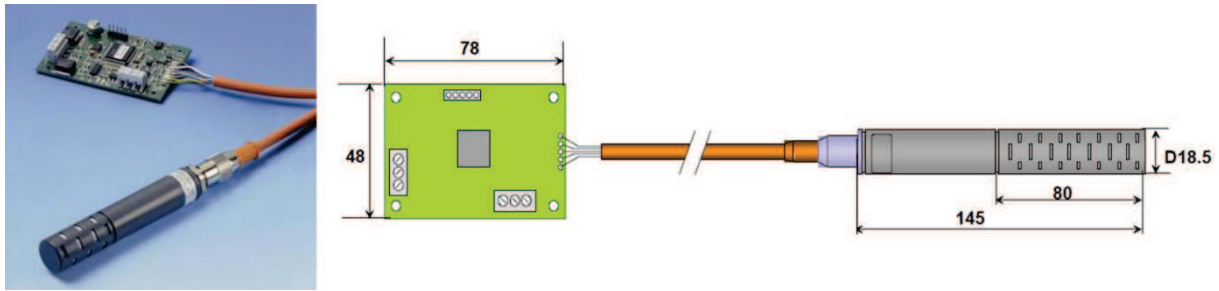


Figure II.30 – Capteur de dioxyde de carbone

II.2.4 Instrumentation de la cellule-test

Les capteurs sont distribués sur 30 points de mesure (27 dans la zone d'occupation, 2 dans l'entrée et la sortie d'air et 1 dans la gaine entre la machine et la bouche de ventilation). Notons qu'une zone d'occupation est une partie de la pièce où les occupants sont susceptibles d'être présents. Elle est située à 50 cm des parois verticales, sa limite inférieure est au niveau du sol et sa limite supérieure est à 80 cm sous le plafond (cf. Figure II.31).

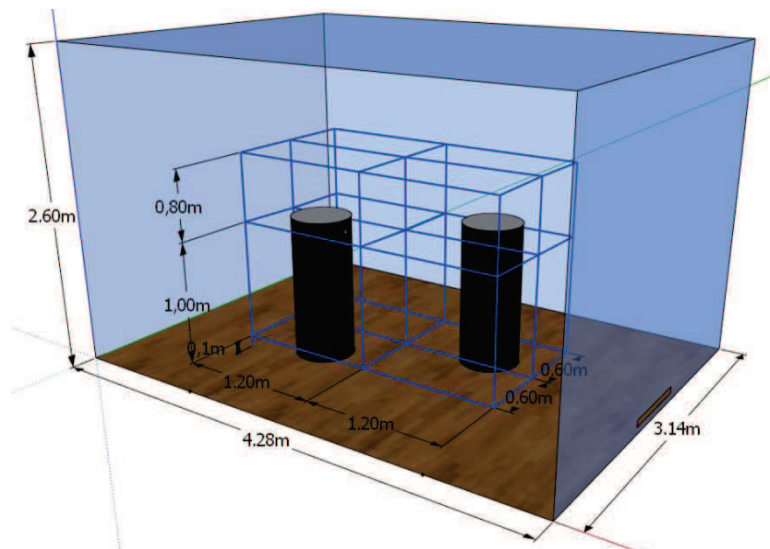


Figure II.31 – Sketch de la cellule-test

La température et la vitesse de l'air ainsi que la concentration de dioxyde de carbone sont enregistrés à neuf positions horizontales sur trois hauteurs différentes :

- 0,1 m correspondant à la hauteur des chevilles,
- 1,1 m correspondant à la tête d'une personne assise ,
- 1,7 m correspondant à la tête d'une personne debout.

De plus, la température de l'air et la concentration de dioxyde de carbone sont mesurées au niveau de l'entrée et de la sortie d'air. La température des parois est mesurée afin de s'assurer que les essais sont réalisés dans des conditions isothermes. Le débit d'air insufflé/extrait est déterminé en mesurant la vitesse de l'air dans le conduit de ventilation.

Deux mannequins cylindriques installés dans la pièce nous ont servi pour représenter les occupants et pour injecter le dioxyde de carbone, à une hauteur de 1.1 m, via un dispositif de diffusion (cf. Figure II.25).

Enfin, les mesures ont été effectuées toutes les 30 secondes et acquies sur deux enregistreurs de données Campbell Scientific CR1000 ; le premier pour les mesures du CO₂ et de la vitesse de l'air

et le deuxième pour les mesures de la température de l'air (voir Figure II.32). Concernant les mesures du débit d'air, elles sont effectuées par un capteur portable à affichage direct.



Figure II.32 – Centrale d'acquisition et multiplexeurs

II.2.5 Protocole expérimental

Il existe différentes techniques de mesure par gaz traceur. La classification est faite en fonction de la méthode d'injection et du contrôle du gaz :

- **La méthode de décroissance (Step-down)** : une quantité de gaz est injectée dans un local et un mélange est effectué pour établir une concentration uniforme dans la zone. La décroissance de la concentration sous l'effet de la ventilation sera mesurée.
- **L'injection constante (Step-up)** : l'émission du gaz se fait à un débit constant et la croissance de concentration est mesurée jusqu'au régime établi.
- **L'injection par impulsion (Pulse)** : l'injection du gaz se fait par impulsion sur une courte durée, et la concentration est mesurée généralement dans un endroit éloigné de l'émission pour éviter les perturbations.
- **La méthode de la concentration constante** : l'émission du gaz est contrôlée de sorte qu'on maintient une concentration constante du gaz traceur dans la pièce. La variation en débit d'injection du gaz est mesurée.

Ces techniques sont divisées en deux grandes catégories : les méthodes de régime permanent (*steady-state methods*) qui mesurent directement le débit d'air et les méthodes transitoires (*transient methods*) qui évaluent la constante de temps nominale, τ_n ou le taux de renouvellement d'air, N .

Une étude réalisée sur la précision et la reproductibilité de la méthode de décroissance et de la méthode par impulsion (sur les mesures de l'âge local et l'âge moyen de l'air) montre que, la précision de la première est plus faible (-17% vs. -4%) mais que sa reproductibilité est plus élevée (± 9 à $\pm 13\%$ vs. ± 19 à $\pm 24\%$). Cependant, l'erreur due aux effets combinés de la précision et la reproductibilité varie entre -28 et +20% pour la méthode par impulsion et entre -26 et -8% pour la méthode de décroissance (J. S. Zhang, 1995).

Le Tableau II.9 résume les relations de calculs de l'âge local $\bar{\tau}_p$ et moyen ($\bar{\tau}$) de l'air ainsi que l'âge de contaminant τ_f selon la technique de gaz traceur utilisée.

Tableau II.9 – Equations de l'âge de l'air selon la méthode de mesure (Mundt et al., 2004)

Technique	Le gaz traceur est entièrement mélangé dans la pièce		Source du gaz traceur localisée
	Âge local de l'air $\bar{\tau}_p$	Âge moyen de l'air $\langle \bar{\tau} \rangle$	Âge du contaminant τ_t^c
Step-down	$\bar{\tau}_p = \int_0^\infty \frac{C_p(t)}{C_p(0)} dt$	$\langle \bar{\tau} \rangle = \frac{\int_0^\infty t \cdot C_s(t) dt}{\int_0^\infty C_s(t) dt} = \frac{1}{\tau_n} \int_0^\infty \frac{C_s(t)}{C_s(0)} dt$	$\tau_t^c = \int_0^\infty \frac{C_s(t)}{C_s(0)} dt$
Step-up	$\bar{\tau}_p = \int_0^\infty \left(1 - \frac{C_p(t)}{C_s(\infty)}\right) dt$	$\langle \bar{\tau} \rangle = \frac{1}{\tau_n} \int_0^\infty t \cdot \left(1 - \frac{C_s(t)}{C_s(\infty)}\right) dt$	$\tau_t^c = \int_0^\infty \left(1 - \frac{C_s(t)}{C_s(t_0)}\right) dt$
Pulse	$\bar{\tau}_p = \frac{\int_0^\infty t \cdot C_s(t) dt}{\int_0^\infty C_s(t) dt}$	$\langle \bar{\tau} \rangle = \frac{1}{2 \cdot \tau_n} \frac{\int_0^\infty t^2 \cdot C_s(t) dt}{\int_0^\infty C_s(t) dt}$	$\tau_t^c = \frac{\int_0^\infty t \cdot C_s(t) dt}{\int_0^\infty C_s(t) dt}$

Pour notre étude, la méthode de décroissance de la concentration est utilisée pour mesurer la capacité de la configuration mise en place à renouveler l'air dans la pièce. Le protocole de mesure est le suivant :

- Injection du CO₂ et mise en marche du ventilateur pour obtenir un mélange homogène dans la pièce
- Arrêt de l'injection et du mixage, après avoir atteint un niveau convenable (plus élevé que la concentration de fond), et mise en marche du système de ventilation.

Les concentrations en CO₂ durant la décroissance sont enregistrées. Ainsi, elles sont utilisées pour calculer l'âge local $\bar{\tau}_p$ et moyen $\langle \bar{\tau} \rangle$ de l'air et, par suite, l'efficacité du renouvellement d'air locale ε_p^a et globale ε^a , respectivement à l'aide des équations (I.5) et (I.6).

Cependant, pour évaluer la capacité du système de ventilation à extraire les polluants, la méthode d'injection constante est également utilisée. Les démarches suivies sont :

- Mise en marche du système de ventilation
- Injection d'une façon continue du CO₂ par les deux occupants à un débit de 18 l/h/occupant.
- Arrêt de l'injection après avoir éteint l'état de stabilité dans la cellule.
- La ventilation reste en marche durant la période de décroissance.

Lorsque le régime permanent est établi, les concentrations de CO₂ aux 27 points de mesures ainsi qu'à l'entrée et la sortie d'air sont utilisées pour calculer les efficacités d'extraction du polluant locales ε_p^c . Ensuite, l'efficacité globale d'extraction du polluant est déduite de la moyenne de ces concentrations (par l'équation (I.7)).

Par ailleurs, certains tests sont répétés afin d'évaluer la reproductibilité de nos mesures à l'aide de la relation (II.34). Elle est appliquée aux valeurs calculées de l'âge moyen de l'air $\langle \tau \rangle$ et de la constante nominale du temps τ_n . Cela signifie que les valeurs mesurées sont reproductibles à $\xi\%$ avec un niveau de confiance de 95%.

$$\xi = \frac{\pm 2\sigma}{\tau_x} \tag{II.34}$$

Dans cette relation τ_x est $\tau_{n,mes}$, ou $\langle \bar{\tau} \rangle$ et σ est l'écart-type des τ_x mesurés calculé comme suit :

$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (\tau_{x,i} - \bar{\tau}_x)^2}$; n est le nombre de test réalisé qui vaut 2 dans notre cas et $\bar{\tau}_x$ est la moyenne des τ_x .

Pour pouvoir évaluer la précision des mesures, nous avons besoin d'une valeur référence. Seule la précision de la constante nominale du temps τ_n pourrait donc être évaluée, car théoriquement τ_n est égale à l'inverse du taux de renouvellement N. Cependant, même s'il n'existe pas une valeur

de référence pour $\bar{\tau}_p$ ni pour $\langle \bar{\tau} \rangle$, on considère qu'ils possèdent une précision de même ordre de grandeur que celle de τ_n , du fait qu'ils sont affectés par les mêmes facteurs d'erreur systématiques impliqués dans la procédure de mesure (ex. la non-homogénéité du gaz traceur au début des tests) (J. S. Zhang, 1995).

La constante nominale du temps est l'âge local de l'air à l'évacuation. Elle est donc calculée à l'aide de la concentration du gaz traceur C_s .

$$\tau_{n,mes} = \int_0^{\infty} \frac{C_s(t)}{C_s(0)} dt \tag{II.35}$$

La précision η est estimée à l'aide de la relation suivante :

$$\eta = \frac{\tau_{n,mes} - \tau_{n,th}}{\tau_{n,th}} \tag{II.36}$$

Enfin, la barre d'erreur présentée sur les graphes est le pourcentage d'erreur obtenu par combinaison de la reproductibilité et la précision.

II.2.6 Analyse du renouvellement d'air

II.2.6.1 Influence du taux de renouvellement d'air N

La configuration A est choisie pour étudier l'influence du taux de renouvellement d'air sur l'efficacité du système de ventilation à remplacer l'air de la pièce par un air neuf. La Figure II.33 présente l'âge moyen de l'air $\langle \bar{\tau} \rangle$ pour la VMI et la VMC.

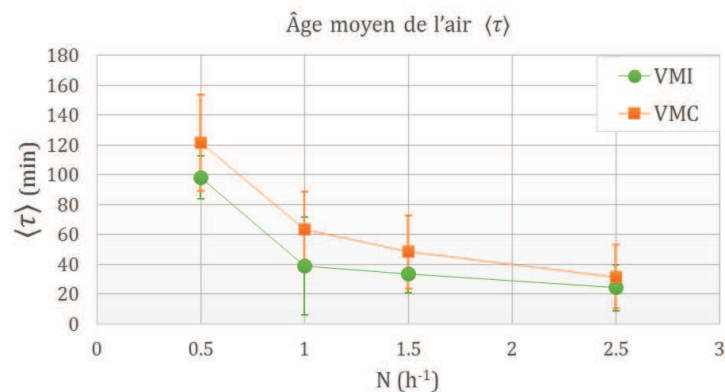


Figure II.33 – L'âge moyen de l'air en fonction du N

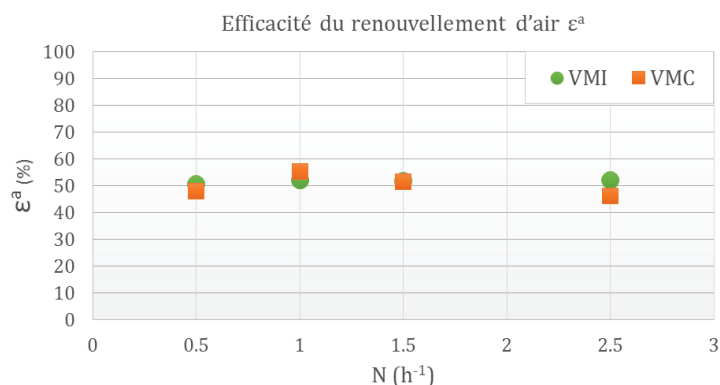


Figure II.34 – L'efficacité du renouvellement d'air en fonction de N

Pour la VMC, $\langle \bar{\tau} \rangle$ diminue avec l'augmentation du taux de renouvellement d'air, ce qui revient au fait que la vitesse de l'air dans la pièce est proportionnelle au débit d'extraction. Par conséquent, en augmentant N , l'air 'neuf' atteint plus vite les différents endroits de la pièce et remplace l'air 'ancien'. Il est en outre remarquable que, pour 0.5 h^{-1} (un taux de renouvellement d'air généralement utilisé pour les logements), $\langle \bar{\tau} \rangle$ soit beaucoup plus élevé que pour les autres N . La différence entre 0.5 et 1.0 h^{-1} (58 min) est presque deux fois supérieure à celle comprise entre 1.0 et 2.5 h^{-1} (32 min). La VMI présente la même décroissance de $\langle \bar{\tau} \rangle$ que la VMC, mais avec des valeurs plus faibles. La différence varie entre 10 min pour 2.5 h^{-1} et 24 min pour 0.5 h^{-1} .

En ce qui concerne l'efficacité du renouvellement d'air ε^a , on constate (Figure II.34) qu'elle varie légèrement autour de 50% et n'est pas influencée par le débit de ventilation, et ceci pour les deux systèmes étudiés. Une telle valeur correspond à la valeur usuelle de la ventilation par mélange. Les deux systèmes présentent la même efficacité, bien que la mesure de l'âge moyen de l'air montre que la VMI renouvelle l'air plus rapidement que la VMC. On peut penser que la valeur de τ_n estimée de la VMC est inférieure à la valeur réelle. En effet, la surpression maintenue par la VMI a engendré des fuites d'air par les défauts de perméabilité ce qui a contribué à l'évacuation du CO_2 . La concentration mesurée au niveau de la sortie est donc inférieure à la concentration évacuée. De plus, les bandes d'erreur de mesure pour la VMI varient entre 13 et 15% pour les différents N sauf pour 1 h^{-1} , elle est de l'ordre de 33%. Dans le cas de la VMC, elles varient entre 21 et 32%.

Ces erreurs peuvent provenir de la sous-estimation de $\langle \bar{\tau} \rangle$ par la méthode de décroissance. En effet, cela revient au fait que la concentration du CO_2 au niveau de l'entrée d'air est inférieure aux concentrations à d'autres endroits de la pièce en raison de l'approvisionnement constant en air extérieur. Théoriquement, cette méthode nécessite, qu'au début de la décroissance, la concentration du gaz traceur soit uniforme dans la pièce, y compris au niveau de l'entrée et de la sortie d'air. Une concentration plus faible à l'entrée signifie que, à l'instant $t=0$, il existe déjà de l'air 'neuf' et qui aura besoin de moins de temps pour atteindre la région d'occupation et la sortie, ce qui entraîne une sous-estimation de l'âge moyen de l'air. En outre, ces erreurs peuvent être causées par la faible précision des mesures des débits de ventilation qui nous ont servis pour calculer $\tau_{n,th}$.

II.2.6.2 Influence de la position du terminal de ventilation

L'efficacité de la ventilation dépend du schéma d'écoulement d'air dans l'espace qui, à son tour, est relié à la position des terminaux d'entrée et de sortie d'air. La Figure II.35 illustre la comparaison entre les trois configurations A, B et C pour un taux de renouvellement d'air de 1.0 h^{-1} .

Pour la VMC, les résultats montrent que la configuration A présente l'âge moyen d'air $\langle \bar{\tau} \rangle$ le plus faible (64 min), suivie par B (76 min) puis C (89 min). Pour la VMI, A présente également le plus faible $\langle \bar{\tau} \rangle$ (39 min), tandis qu'il est le même pour B et C (48 min). Considérant la comparaison des deux mécanismes (insufflation / extraction), il se trouve que pour la VMC, $\langle \tau \rangle$ est globalement plus élevé que pour la VMI (même explication que dans le paragraphe précédent).

L'efficacité du renouvellement d'air assuré par les configurations A et B, pour les deux systèmes, est caractéristique d'une ventilation par mélange (ε_a proche de 50%). Pour la configuration C, ε_a est d'environ 44% dans le cas de la VMC qui indique que le flux d'air est légèrement court-circuité. Pour la VMI, ε_a est d'environ 62%, ce qui signifie que la configuration de ventilation a tendance à assurer un écoulement unidirectionnel (Novoselac and Srebric, 2003).

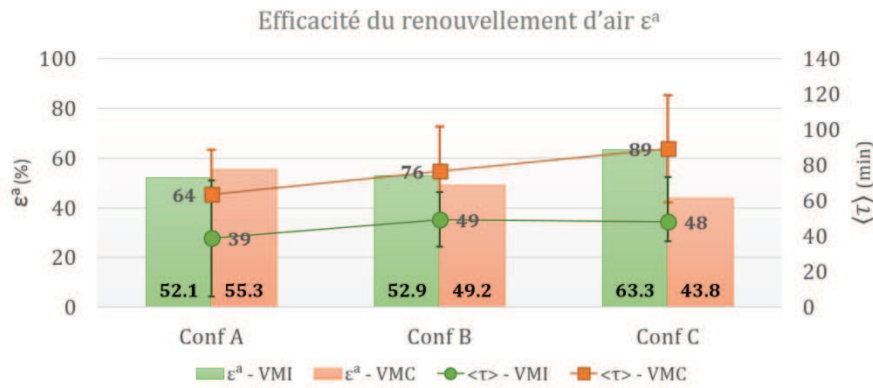


Figure II.35 – L'efficacité du renouvellement d'air en fonction de la position du terminal de ventilation

II.2.7 Analyse de l'extraction de polluant

II.2.7.1 Influence du taux de renouvellement d'air N

Les résultats suivants fournissent des informations sur la capacité des systèmes de ventilation étudiés d'extraire le polluant émis par une source spécifique (dans notre cas, 2 occupants libérant 18 L/h de CO₂).

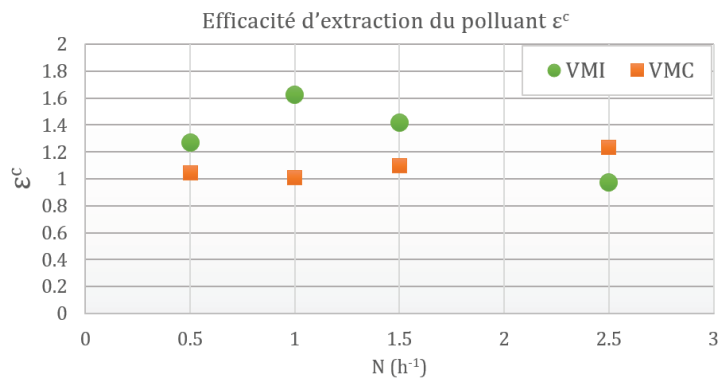


Figure II.36 – L'efficacité d'extraction du polluant en fonction de N

Dans la Figure II.36, l'efficacité d'extraction des contaminants est tracée en fonction du taux de renouvellement d'air. On constate que la VMC présente une efficacité proche de 1 quel que soit le débit de ventilation. Ceci indique que le mélange d'air est complet et instantané et que la position de la source de polluant n'a pas d'influence (Novoselac and Srebric, 2003). En revanche, pour la VMI ϵ^c augmente de 1.3 pour 0.5 h⁻¹ jusqu'à une valeur maximale de 1,6 pour 1.0 h⁻¹, puis diminue avec N jusqu'à atteindre 1 à 2.5 h⁻¹. On pense qu'en augmentant le débit de ventilation, le flux d'air est court-circuité et la source de polluant se trouve dans la zone de recirculation, qui est complètement séparée de la zone de by-pass.

Ce comportement différent des deux systèmes peut être dû à des raisons différentes : la position, la forme, et le type des terminaux d'air. La VMI a une entrée mécanique circulaire positionnée dans le haut du mur et une sortie rectangulaire libre en bas du mur, alors que c'est l'inverse pour la VMC.

II.2.7.2 Influence de la position du terminal de ventilation

Pour 1.0 h⁻¹, la Figure II.37 illustre l'efficacité d'extraction du polluant pour les trois configurations étudiées. Les résultats montrent que, pour les configurations A et B, la VMI présente une efficacité

plus importante tandis que, pour la configuration C, c'est la VMC qui est la plus efficace. En effet, pour la VMI dans la configuration C, la bouche d'insufflation du plafond envoie l'air radialement et elle est située directement au-dessus des occupants. Ainsi, l'air 'neuf' ne peut pas atteindre rapidement la source de polluant. Enfin, nous pouvons conclure que la configuration A avec une ventilation par insufflation présente la plus haute ε^c (elle est égale à 1.4).

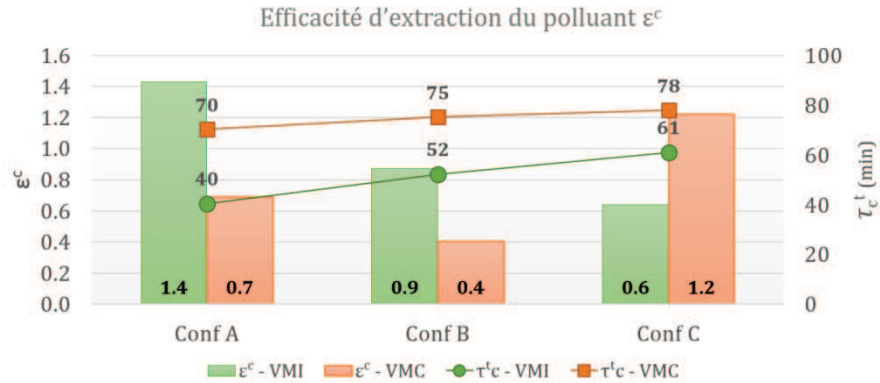


Figure II.37 – L'efficacité d'extraction du polluant en fonction de la position du terminal de ventilation

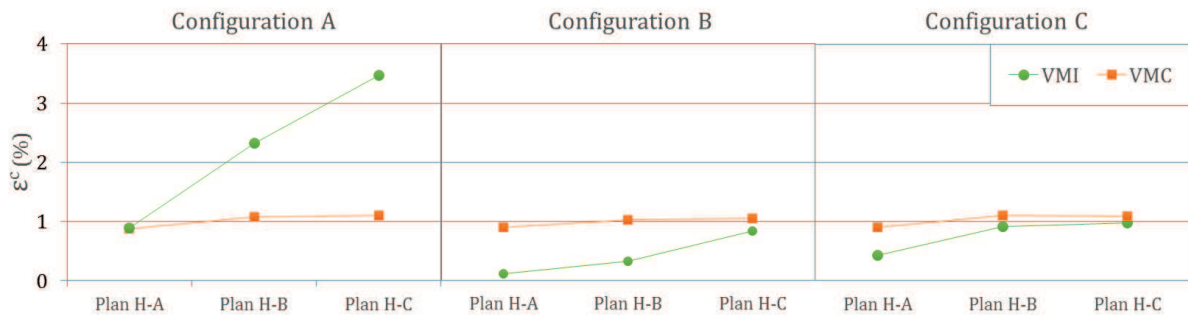


Figure II.38 – L'efficacité d'extraction du polluant en fonction de la configuration et à différentes hauteurs

La Figure II.38 montre l'efficacité d'extraction de polluants assurée par les deux systèmes de ventilation dans les 3 configurations, à des niveaux horizontaux différents (plan H-A : 0.1 ; plan H-B : 1.1 et plan H-C : 1.8 m), correspondant à un N de 1.0 h⁻¹. Ces niveaux représentent les chevilles, la tête en position assise et la tête en position debout de l'occupant. Comme nous l'avons vu dans le 1^{er} chapitre, ε_{Zr}^c dans la zone de respiration (plan H-B et H-C) est considéré comme un indice de QAI.

Pour la configuration A, les mesures indiquent que pour la VMC, ε^c est égal à 1 dans les zones de respiration d'une personne debout ou assise tandis que, pour la VMI, ε^c est supérieure à 1 (2.5 à 1.1 m et de 3.5 à 1.7 m de hauteur). Cette efficacité répond aux règles de Skaaret pour une ventilation efficace (Skaaret, 1986). Ces résultats peuvent être expliqués par le fait que l'entrée d'air de la VMI est dans la partie supérieure de la paroi, donc l'air 'neuf' pousse le CO₂ vers le bas (vers la sortie d'air). A contrario, dans le cas de la VMC, l'entrée se trouve dans la partie inférieure de la paroi, de sorte que le polluant est poussé vers le haut (vers les zones de respiration) avant d'atteindre la bouche d'extraction.

Pour les deux autres configurations, la VMC assure toujours un ε^c proche de 1 aux trois hauteurs. Ce qui indique que le mélange du CO₂ est complet et instantané. La position des occupants n'a pas d'influence. Ceci est le cas de la VMI dans la configuration C ; ε^c est de l'ordre de 1 dans les zones de respiration. Pour la configuration B, où l'insufflation est située en-dessus de l'évacuation sur la même paroi, ε^c est inférieur à 1 ce qui indique que les deux occupants se trouvent dans la zone de recirculation. Le polluant met donc beaucoup de temps avant d'être évacué.

II.2.8 Synthèse

Dans cette étude, l'efficacité de la ventilation mécanique par insufflation dans une pièce de vie a été étudiée, en fonction de la position du diffuseur par rapport au détalonnage de la porte et en fonction du taux de renouvellement d'air. De plus, une comparaison avec la stratégie d'extraction a été réalisée. Deux indicateurs ont été pris en compte : l'efficacité du renouvellement d'air et l'efficacité d'extraction du polluant.

Les résultats montrent que 1 h^{-1} pourrait être un taux de renouvellement d'air approprié pour ventiler les pièces de vie. En outre, le soufflage au milieu de la pièce par le plafond (la configuration C) semble être la plus efficace en termes de renouvellement de l'air. Le soufflage mural opposé à l'évacuation par la porte (la configuration A) est, quant à lui, plus indiqué pour éliminer les contaminants libérés dans la zone d'occupation.

La raison pour laquelle les deux indicateurs ne donnent pas la même tendance est que les comportements de l'air et du polluant sont différents, surtout lorsque le polluant n'est pas uniformément réparti.

Enfin, une étude réalisée sur l'âge moyen de l'air $\langle \bar{\tau} \rangle$ selon les conditions environnementales de température (isotherme, été et hiver) a montré que l'efficacité du renouvellement d'air ne change pas de façon significative pour les 3 situations (Meiss et al., 2013). Les résultats de ε^a obtenus dans notre cas, où les conditions sont isothermes, sont applicables pour les périodes de chauffe et de climatisation.

II.3 CONCLUSION

Au vu des nombreux résultats à la fois numériques et expérimentaux obtenus dans ce second chapitre, et qui ont fait l'objet des deux synthèses précédentes, nous avons décidé de caractériser et d'étudier la ventilation mécanique par insufflation répartie dans une maison réelle. La société Ventilairsec a par conséquent mis à disposition une maison située à Mériadec (près de Vannes, MorBihan). L'idée étant que, à partir de ces premières investigations mettant en œuvre la VMI, nous pourrions entreprendre une mise en pratique directe et pour des conditions réelles de fonctionnement d'une maison.

La maison proposée a alors été conditionnée pour répondre à notre étude. Des diffuseurs d'air ont été installés dans les pièces de vie (séjour et chambres). Le choix de la position des diffuseurs par rapport au détalonnage de la porte a également été calé selon les informations issues de l'expérimentation préalablement menée au LaSIE (cellule-test). De même, nous avons installé des conduits d'évacuation dans les pièces de service (cuisine, salle de bain et toilettes).

Chapitre III.

EVALUATION EXPERIMENTALE DES PERFORMANCES D'UNE VMI EN ENVIRONNEMENT REEL

Ce chapitre 3 de la thèse propose une étude expérimentale réalisée à l'échelle réelle. Une maison individuelle à deux niveaux de type BBC a été équipée par différents instruments de mesure afin de réaliser des suivis de mesures sous charge climatique en perpétuel changement.

L'objectif de cette étude est de caractériser et d'évaluer le comportement de la ventilation mécanique par insufflation répartie VMI-R dans un environnement réel et de juger sa capacité à satisfaire les exigences en qualité de l'air intérieur en la comparant à un autre système de ventilation existant en France : en l'occurrence la ventilation mécanique simple flux hygroréglable B (VMC-HB) en l'occurrence.

En premier lieu, on présente la maison qui a été choisie pour les expérimentations, les systèmes de ventilation étudiés, les moyens de métrologie mis en œuvre ainsi que la méthodologie et les protocoles de travail développés.

En deuxième lieu, on expose les résultats des essais réalisés en commençant par les mesures de la perméabilité à l'air de l'enveloppe de la maison et d'une des chambres, puis nous poursuivrons par l'évaluation de l'homogénéité des concentrations et l'efficacité de la ventilation dans différentes pièces. On poursuit par la présentation de l'étude des transferts d'un polluant gazeux à l'intérieur de la maison, puis par l'étude des transferts des particules fines depuis l'extérieur vers l'intérieur.

III.1 MAISON EXPÉRIMENTALE ET SON ENVIRONNEMENT

III.1.1 Présentation de la maison

La maison expérimentale (Figure III.1) se situe dans le lotissement Parc de Kergohanne, à Mériadec-Pluneret, dans le département du Morbihan (56), dont la zone climatique est H2a. L'orientation de la maison est illustrée dans la Figure III.2. Cette demeure a été construite en 2010, labélisée BBC Option EFFINERGIE, et est conforme à la RT2005 au sens ThCE. C'est un logement F5, sur 2 niveaux, de 109 m² de surface habitable au total. Le rez-de-chaussée comprend un séjour avec une cuisine ouverte, une chambre, des toilettes, une douche et une petite pièce pour le rangement (considérée comme placard). L'étage comprend 3 chambres et une salle de bain. Les plans de la maison sont présentés par la Figure III.3 et la Figure III.4.



Figure III.1 – La maison choisie pour les expérimentations



Figure III.2 – L'orientation de la maison expérimentale

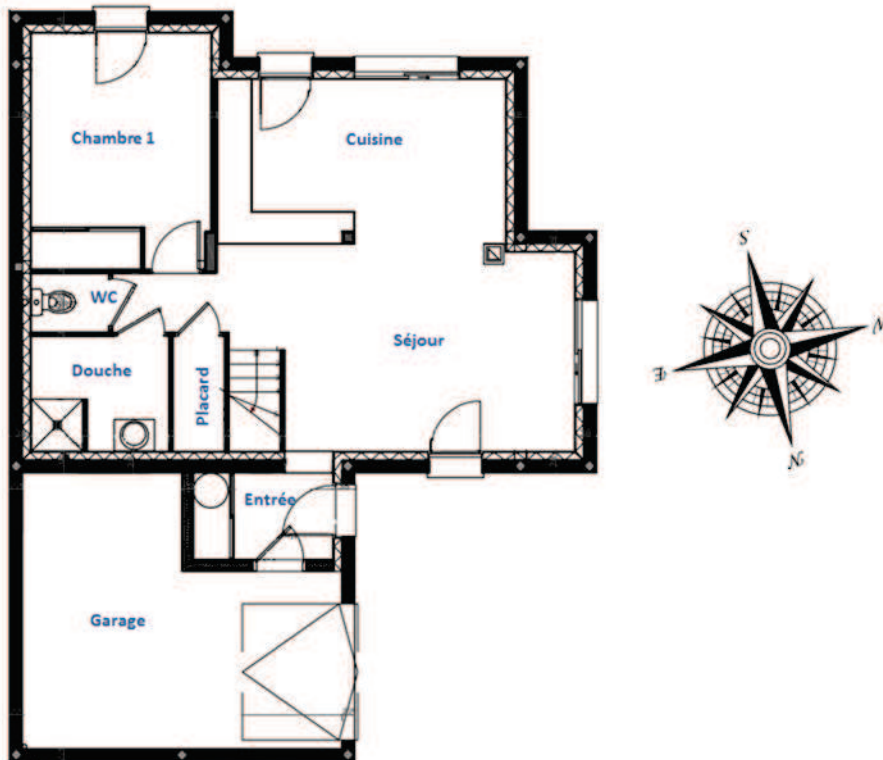


Figure III.3 – Plan du rez-de-chaussée de la maison expérimentale

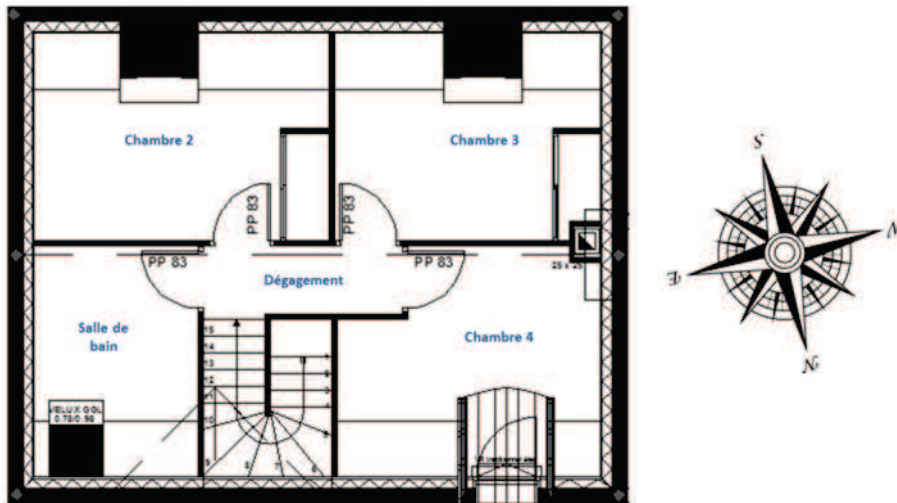


Figure III.4 – Plan de l'étage de la maison expérimentale

Face aux difficultés techniques importantes qu'imposerait l'installation d'une bouche de ventilation dans la chambre 1 du rez-de-chaussée, cette possibilité a été abandonnée. Par conséquent, nous avons dû rendre étanche la porte de cette chambre pour l'exclure de la zone d'étude. De cette manière, nous ramenons la maison à un type 4, de surface au sol 96 m². Pour assurer le passage d'air à travers les portes fermées, on a raboté les portes intérieures. Les détalonnages ainsi réalisés sont de 1.5 cm pour les pièces de vie et de 2 cm pour les pièces techniques. Les dimensions des pièces principales sont présentées Tableau III.1.

Tableau III.1 – Caractéristiques des pièces de la maison expérimentale

Pièce	Surface (m ²)	Volume (m ³)
Cuisine	13.12	19.28
Séjour	19.92	21.85
Chambre 2	12.91	26.13
Chambre 3	11.67	24.25
Chambre 4	11.69	28.78

Le chauffage de la maison est assuré par aérothermie. Elle dispose d'un plancher chauffant alimenté par une pompe à chaleur de puissance calorifique 6,250 W et puissance absorbée 1,563 W, donc un COP nominal de 4 et 2.5 à -7°C. Cette dernière est composée d'un module hydraulique (situé dans le garage) raccordé à une unité extérieure. Grâce à son système thermodynamique, elle récupère les calories naturellement présentes dans l'air extérieur et les transferts au circuit de chauffage. Lorsqu'il n'y a pas suffisamment de calories dans l'air extérieur, un appoint électrique est possible, dont la puissance est 6 kW.

La pompe à chaleur utilise du fréon R134a, qui est un liquide frigorigène à basse température d'ébullition. Quand celle-ci est obtenue, le fréon se transforme en gaz. Cette transformation produit de l'énergie servant à chauffer l'eau en circulation dans le réseau secondaire desservant le plancher chauffant de la maison (Figure III.5).

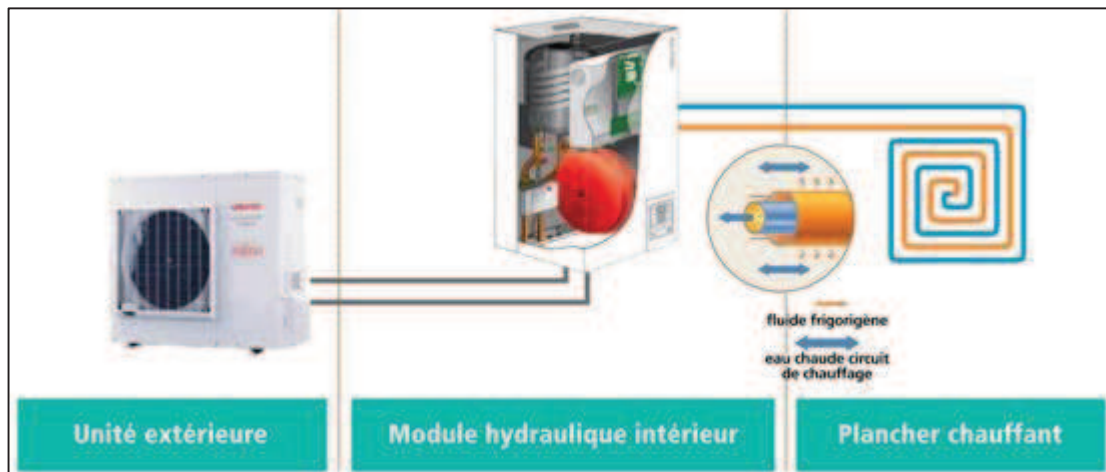


Figure III.5 – Principe de fonctionnement de la pompe à chaleur (www.atlantic.fr)

III.1.2 Systèmes de ventilations étudiés

Nous avons étudié deux systèmes de ventilation, la ventilation mécanique par insufflation répartie (VMI-R), que nous proposons comme amélioration à la VMI standard classique (non répartie), et la ventilation mécanique par extraction hygroréglable de type B (VMC HB).

III.1.2.1 La ventilation mécanique par extraction VMC HB

Le ventilateur utilisé pour la VMC HB est présenté par la Figure III.6. Ce type de ventilation comprend des bouches d'extraction hygroréglables ainsi que des entrées d'air hygroréglables. La régulation des débits est à l'aide d'un capteur hygrométrique (tresse en nylon) intégré.



Figure III.6 – Le ventilateur de la VMC HB

L'étude est basée, d'une part sur la réglementation française relative à l'aération des logements dans l'habitat collectif et individuel (JORF, 1982), et d'autre part sur l'avis technique de la ventilation hygro-réglable du constructeur qui s'appuie sur le Cahier des Prescriptions Techniques Communes des systèmes de ventilation hygro-réglables, CPT VMC hydro, (CSTB, 2011). En effet, le système HB utilisé est configuré selon les éléments ci-dessous :

- Dans la cuisine : une bouche d'extraction, reliée au ventilateur à l'aide d'un conduit flexible de diamètre 100 mm et un conduit rigide de même diamètre et de longueur 1,10 m.
- Dans la douche au rez-de-chaussée et la salle de bain à l'étage : une bouche d'extraction, reliée au ventilateur à l'aide d'un conduit flexible de diamètre 80 et un conduit rigide de même diamètre et de longueur 0,96 m.
- Dans le séjour et les chambres : une entrée d'air hygro-réglable installée au-dessus des fenêtres (2 dans le séjour et 1 dans chaque chambre).

Le Tableau III.2 synthétise les caractéristiques hygroaérauliques des bouches mises en place dans les différentes pièces du logement (voir aussi en annexe). Sous une pression de 10 Pa, les tolérances minimale et maximale en m³/h sont indiquées pour chacun des débits. La précision de mesure de l'humidité relative est de ±5%.

Tableau III.2 – Caractéristiques hygroaérauliques des bouches de la VMC HB.

Pièce	HR _{min} -HR _{max} (%)	Q _{min} (m ³ /h)	Q _{max} (m ³ /h)	Q _{temp} (m ³ /h)
Cuisine	36-76	-0/20/+6	-0/60/+18	-0/135/+15
Salles d'eau	20-60	-0/5/+3	-0/45/+13	-0/30/+9
Séjour et chambres	46-61	-0/4/+3	-0/32/+4	-

III.1.2.2 La ventilation mécanique par insufflation répartie VMI-R

Pour assurer la distribution de l'air depuis le ventilateur jusqu'aux pièces principales, un caisson de distribution métallique a été relié à la VMI® grâce à un conduit rigide. Ainsi, le réseau d'insufflation comporte (Figure III.8) : la VMI® (moteur, résistances électriques, électronique, et deux filtres G4 et F7), le caisson de distribution, des gaines rigides et souples ainsi que des bouches de ventilation. Quant à l'évacuation, le réseau d'extraction de la VMC HB a été utilisé pour extraire l'air de la cuisine et de la salle de bain en remplaçant la bouche hygro-réglable par une sortie d'air fixe. L'évacuation de l'air se fait donc de manière naturelle, sans ventilateur, via la sortie présentée

par la Figure III.7. Dans la douche, la sortie d'air était directement connectée à l'extérieur à l'aide d'un perçage dans le mur et d'une bouche fixe (Figure III.9).

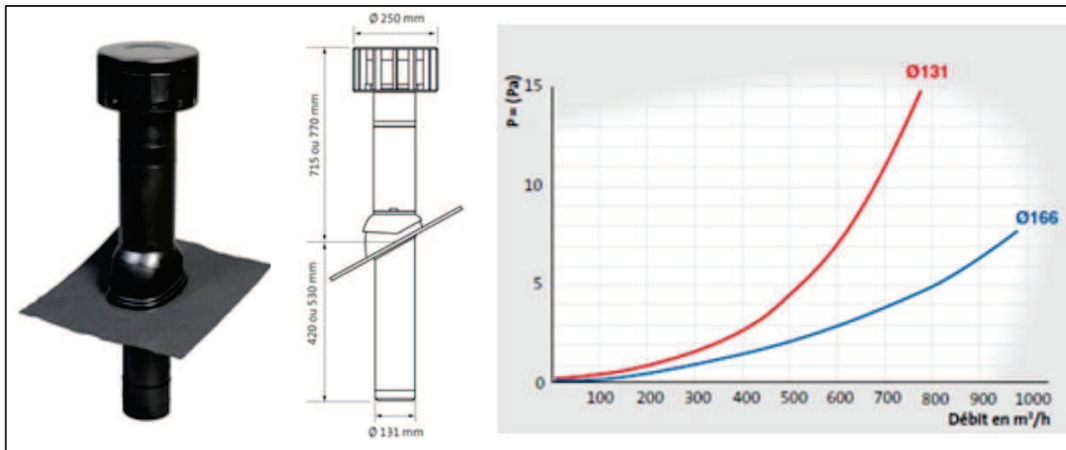


Figure III.7 – La sortie de la toiture

L'emplacement des bouches d'insufflation dans les chambres est inspiré de l'étude effectuée en cellule-test contrôlée, au sein du laboratoire LaSIE. Cette étude liée à la qualité de l'air au sein des ambiances ventilées s'est focalisée sur l'emplacement des bouches de soufflage ou d'extraction (II.2). Soulignons l'existence d'un plancher chauffant au niveau du séjour de la maison, ce qui nous a obligés à positionner la bouche d'insufflation du côté de la cuisine comme le montre la Figure III.10.



Figure III.8 – VMI-R : réseau de distribution de l'air



Figure III.9 – L'évacuation de la VMI-R dans les toilettes



Figure III.10 – La bouche d'insufflation au rez-de-chaussée

En ce qui concerne le choix du débit d'insufflation, le Tableau III.3 regroupe les débits de renouvellement d'air calculés pour une maison individuelle de type 4 en se référant à différents standards, normes et réglementations mentionnés plus haut (paragraphe I.6). Donc, pour respecter le débit global de ventilation recommandé par l'arrêté de mars 1982, nous avons choisi un débit total d'insufflation de $104 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ réparti selon le Tableau III.4.

Tableau III.3 – Débit global à insuffler dans la maison

Pays	Document	Débit total (m^3/h)
Belgique	NBN D50-001-1999	225
Etats Unis	ASHRAE 62.2-2007*	53-102
Canada	CAN/CSA-F326-M91 (R2010)	57-180
Angleterre	Approved document F (2010)	76
France	Arrêté 24 mars 1982	104-180
Ventilairsec	0.5 V/h	92

* Entre temps une nouvelle version est sortie en 2013

Tableau III.4 – La répartition des débits d'insufflation dans les pièces

Pièce	Séj	Ch2	Ch3	Ch4	Total (m^3/h)
Débit (m^3/h)	41	21	21	21	104

Par ailleurs, trois stratégies de VMI-R ont été testées, la VMI-R DC, VMI-R HSP et VMI-R HAP. La première correspond à un débit d'insufflation global constant ($104 \text{ m}^3/\text{h}$). Par contre, les deux dernières correspondent à un débit hygroréglable sans ou avec préchauffage. Le pilotage du débit insufflé en fonction du taux d'humidité mesuré par la sonde de la télécommande est présenté par le Tableau III.5. Il s'agit d'une augmentation ou d'une diminution de la vitesse nominale de fonctionnement V_n , spécifiée à l'installation.

Tableau III.5 – Pilotage du débit hygroréglable de la VMI

Humidité relative (%)	Vitesse du moteur	Débit (m^3/h)
$\%HR < 30$	V_{n-2}	64
$30 \leq \%HR < 40$	V_{n-1}	83
$40 \leq \%HR < 60$	V_n	104
$60 \leq \%HR < 70$	V_{n+1}	124
$70 \leq \%HR$	V_{n+2}	143

En conclusion, le Tableau III.6 récapitule les stratégies de ventilations étudiées au cours de nos expérimentations.

Tableau III.6 – Description des stratégies de ventilation étudiées

Stratégie	caractéristique	Entrée d'air	Sortie d'air
VMI-R DC	Débit Constant	Constant	$f(Q_{ins}, \Delta P_{vent}, \Delta P_{\Delta T})$
VMI-R HAP	Hygro Avec Préchauffage	$f(HR_{SdB})$	$f(Q_{ins}, \Delta P_{vent}, \Delta P_{\Delta T})$
VMI-R HSP	Hygro Sans Préchauffage	$f(HR_{SdB})$	$f(Q_{ins}, \Delta P_{vent}, \Delta P_{\Delta T})$
VMC HB	Hygro	$f(HR_{pièces\ de\ vie})$	$f(HR_{pièces\ de\ service})$

III.2 MOYENS ET MÉTHODOLOGIES DE MESURE

La Figure III.12 montre le schéma d'instrumentation de la maison. Elle a été équipée avec différents capteurs décrits dans les paragraphes qui suivent pour mesurer les paramètres suivants :

A l'extérieur de la maison :

- température et humidité relative de l'air,
- vitesse et direction du vent,
- pression atmosphérique.

A l'intérieur de la maison :

- température et humidité relative de l'air,
- température des parois,
- pression différentielle entre l'intérieur et l'extérieur,
- débits de ventilations,
- concentration en gaz traceur, particules, radon, composés organiques volatiles.

Une centrale d'acquisition Campbell Scientific CR1000 a été utilisée pour l'enregistrement des conditions climatiques (station météo et pyranomètre), des débits de ventilation (anémomètres thermiques), des températures des parois (thermocouples) et enfin des pressions différentielles (manomètres). Trois modules de multiplexages (deux AMT25 et un AM16/32) ont été reliés à la centrale pour connecter tous les capteurs. La communication se fait par un signal analogique et à une fréquence d'une minute. Les autres paramètres ont été mesurés par des capteurs portables.

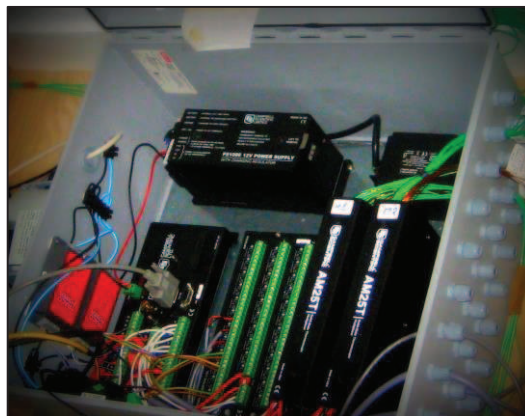


Figure III.11 – Centrale d'acquisition

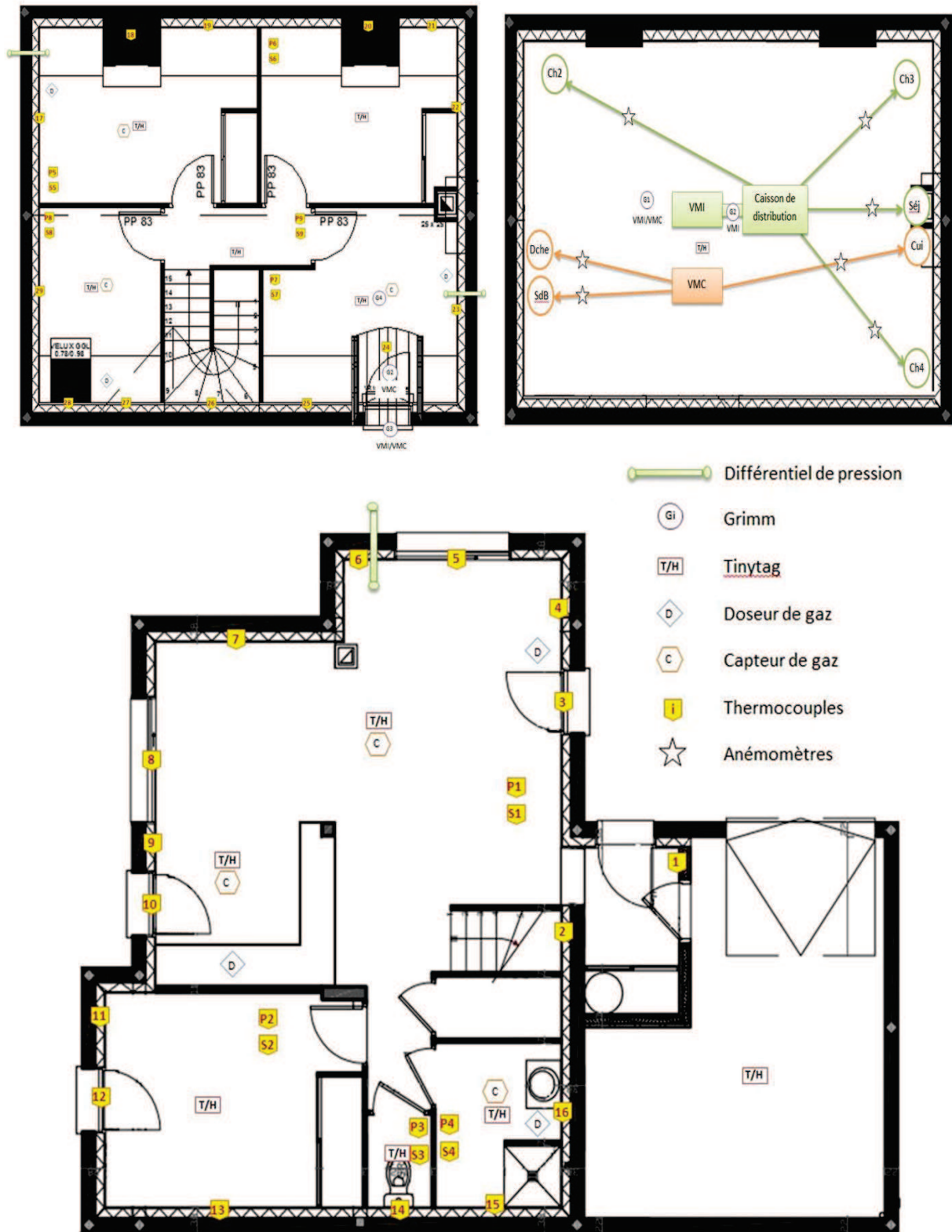


Figure III.12 – Le plan d'instrumentation

III.2.1 Mesure des conditions climatiques

La station météo que nous avons choisie pour notre étude est du type « Vaisala WXT520 ». Celle-ci permet d'enregistrer la pression barométrique, la température et l'humidité relative de l'air extérieur ainsi que la vitesse et la direction du vent. Les caractéristiques de cet appareil sont présentées dans le Tableau III.7.

Tableau III.7 – Caractéristiques de la station météo XWT520

Paramètre mesuré	Plage de mesure	Précision
Température	-52...+60°C	A 20°C : $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$
Humidité relative	0...100%HR	Entre 0 et 90%HR : $\pm 3\%\text{HR}$ Entre 90 et 100%HR : $\pm 5\text{MHR}$
Vitesse du vent	0...60 m/s	Entre 0 et 35m/s : $\pm 0.3\text{m/s}$ Entre 35 et 60m/s : $\pm 5\%$
Direction du vent	Azimut 0...360°	$\pm 3^{\circ}$
Pression barométrique	600...1100 hPa	Entre 0 et 30°C : $\pm 0.5\text{hPa}$ Entre -52...+60°C : $\pm 1\text{ hPa}$

Le flux du rayonnement solaire est mesuré à l'aide du pyranomètre SMP3 de Kipp&Zonen. Celui-ci est conforme à l'ISO 9060 :1990 en seconde classe. Cet appareil est conçu pour mesurer l'irradiance solaire sur un plan horizontal, qui résulte de la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus de l'hémisphère au-dessus de l'instrument. La plage spectrale du SMP3 est entre 300 et 2800 nm pour une sensibilité de moins de 3% entre -20 et +50 °C.



Figure III.13 – Pyranomètre SMP 3

Pour éviter les obstacles entourant la maison et afin d'obtenir des mesures plus pertinentes, la station météo et le pyranomètre ont été implantés sur le toit de la maison, au point le plus haut comme l'indique la Figure III.14



Figure III.14 – L'emplacement de la station météo et du pyranomètre

III.2.2 Mesure de la température et de l'humidité relative

La température et l'humidité de l'air intérieur sont mesurées par des capteurs TINYTAG Ultra 2 model TGU-4500 (Figure III.15). Ces instruments utilisent une thermistance CTN (10K NTC thermistor), pour la mesure de température, et un capteur capacitif (*capacitive sensor*), pour la mesure de l'humidité. Ils permettent de mesurer des températures d'air comprises entre -25 et 85°C avec une précision de $\pm 0,4$ °C à 25°C et des humidités relatives entre 0 et 95% avec une précision de ± 3 % HR à 25°C.



Figure III.15 – Tinytag Ultra 2

❖ Cas de la température surfacique

Les températures des surfaces intérieures de l'enveloppe de la maison sont mesurées à l'aide de thermocouples de type K, classe 1 (Figure III.16). Deux sortes de thermocouples ont été utilisées : avec une soudure chaude apparente dont le câble est en PTF et avec une plaquette de 4x8 mm dont le câble est nu. Ces sondes mesurent une température entre -40 et +375 °C avec une tolérance de $\pm 1,5$ °C.

Au milieu de chaque paroi (mur, plafond et plancher), une sonde est fixée à l'aide d'un ruban adhésif blanc dont l'émissivité (0.93) est proche à celle de la peinture blanche des murs, du plafond (0.77) et du carrelage en grès émaillé du plancher (0.87) ("Émissivité," 2014; Pajani, 2012). De plus, une pâte thermique a été utilisée pour assurer le transfert conductif de la chaleur entre la paroi et la sonde

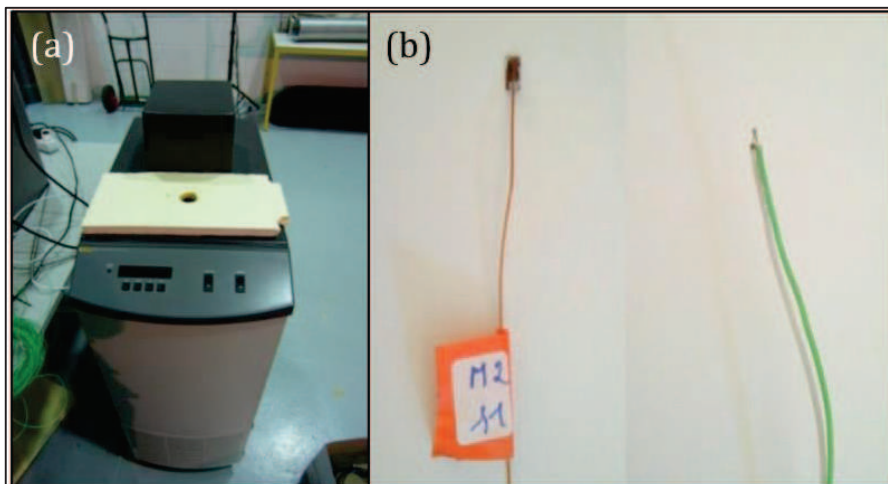


Figure III.16 – a) Bain d'huile thermostaté et b) Thermocouples de type K

Un étalonnage des thermocouples à l'aide d'un bain à huile thermostaté (voir la figure ci-dessus) a été réalisé avant leur mise en œuvre. Cette méthode d'étalonnage consiste à comparer les valeurs mesurées par les capteurs à étalonner à celles d'un étalon de référence. Ici, une sonde à résistance de platine PT100 de précision $\pm 0,15$ °C. Les thermocouples et la PT100 sont plongés suffisamment dans le bain, à profondeur identique, afin de minimiser les effets de la température ambiante. Les mesures sont réalisées par paliers de températures du bain à huile (5, 10, 20, 30,

40, 50 et 60°C) et, pour chaque température, l'acquisition des données est effectuée toutes les 5 secondes pendant 20 minutes.

La formule correctrice appliquée pour chaque thermocouple i est la suivante :

$$T_{i,cor}(= T_{PT100}) = AT_{i,mes} + B \quad (III.1)$$

A et B sont la pente et l'ordonnée à l'origine de l'approximation linéaire reliant les deux températures. Le coefficient de détermination R^2 est de l'ordre de 0.9999 pour les 50 sondes étalonnées.

$$x_i = T_{i,mes} - T_{i,cor} = (1 - A)T_{i,mes} - B \quad (III.2)$$

Une fois calculé l'écart x_i par rapport à la référence, l'incertitude est ramenée à celle de la PT100 ($\pm 0,15^\circ\text{C}$), à laquelle on ajoute l'incertitude de la chaîne de mesure et d'acquisition ($\pm 0,1^\circ\text{C}$) pour obtenir l'incertitude composée donnée ci-dessous :

$$u_i = \sqrt{x_i^2 + 0.15^2 + 0.1^2} \quad (III.3)$$

Pour une température surfacique, par exemple de 17°C , l'incertitude des 50 thermocouples varie entre 0.18°C et 0.23°C .

III.2.3 Mesure des débits de ventilation

III.2.3.1 Anémomètres thermiques

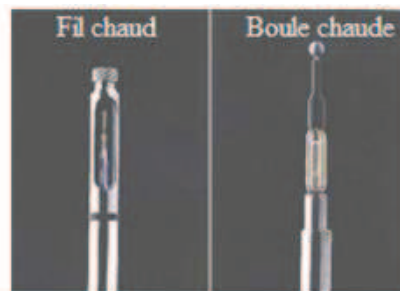


Figure III.17 - Les anémomètres thermiques

Tableau III.8 - Spécifications des anémomètres thermiques

Sondes	Boule chaude : Omnidirectionnelle 8475	Fil chaud : Unidirectionnelle 8455
Plage de mesure	0.05-2.5 m/s	0.125-50 m/s
Incertitude	18 < x < 28°C : ± 3.0 % de la mesure ± 1.0 % de la pleine échelle x < 18°C et x > 28°C : ajout de 0.2 % par °C	20 < x < 26°C : ± 2.0 % de la mesure ± 0.5 % de la pleine échelle x < 20°C et x > 26°C : ajout 0.5 % par °C
Répétabilité	S/O	< ± 1.0 % de la mesure
Temps de réponse	5 s	0.2 s

Les débits d'air d'insufflation et d'extraction sont mesurés à l'aide d'anémomètres à fils chauds (unidirectionnels) et de boules chaudes (omnidirectionnelles). Ces capteurs sont des anémomètres thermiques (Figure III.17), très sensibles et plus précis que d'autres appareils utilisés pour mesurer le débit dans un conduit comme, par exemple, les anémomètres à hélice, à coupelles rotatives (moulinet) et tube de Pitot. De plus, leur plage de mesure se situe entre 0,05 et 50 m/s : ils sont par conséquent bien adaptés pour des vitesses comprises entre 1 et 5 m/s,

vitesse typiques dans les conduits de ventilation. Le principe de fonctionnement de ces anémomètres est décrit dans le chapitre 2 (paragraphe II.2.3). Les spécifications de ces sondes sont présentées par le Tableau III.8.

III.2.3.2 Position des sondes de mesure

La sonde de mesure doit être au moins localisée à une distance de 5*D en amont et de 3*D en aval pour que l'écoulement soit établi (8D et 3D d'après la norme ISO 5167).

Afin de calculer un débit d'air moyen dans le conduit qui soit le plus proche de la réalité, nous déterminons le facteur de profil ou autrement dit le coefficient de correction du débit F_p . Pour ce faire, il existe plusieurs méthodes de mesure :

- **Normes NF X 10-113** : à partir de la vitesse en un seul point.
- **PrEN 16211** « Mesurage de débit d'air dans les systèmes de ventilation-Méthodes » et **prRev EN 12599** « Ventilation for buildings - Test procedures and measurement methods to hand over air conditioning and ventilation systems » : à partir de la mesure en différents points sur un même diamètre selon incertitude et accès. Ces deux techniques sont facilement applicables sur site. Toutefois, la prRev EN 12599 n'est pas adaptée aux systèmes de ventilation français (autoréglable et hygroréglable)
- **Normes NF X 10-112** : Log-Tchebycheff, cette méthode est souvent utilisée dans les laboratoires du fait de sa précision. Elle a en revanche un coût élevé en temps car elle nécessite un nombre important de points de mesure.

On a utilisé la méthode de Log-Tchebycheff ainsi que la norme PrEN 16211 pour réaliser les mesures dans les conduits de 80 mm de diamètre de la VMC, afin de disposer de mesures précises. Par ailleurs, des valeurs moyennes sont enregistrées sur 2 min car, d'après la norme NF EN 13182, la mesure nécessite au moins 60 s (respectivement 180 s) en chaque point si le point de mesure est proche du diffuseur (resp. loin).

III.2.3.3 Calcul de la vitesse débitante moyenne

La méthode de Log-Tchebycheff sert à calculer la vitesse débitante en moyennant les vitesses mesurées. Elle se base sur l'hypothèse que la forme mathématique de la loi de répartition des vitesses est logarithmique à la périphérie et polynomiale au centre de l'écoulement.

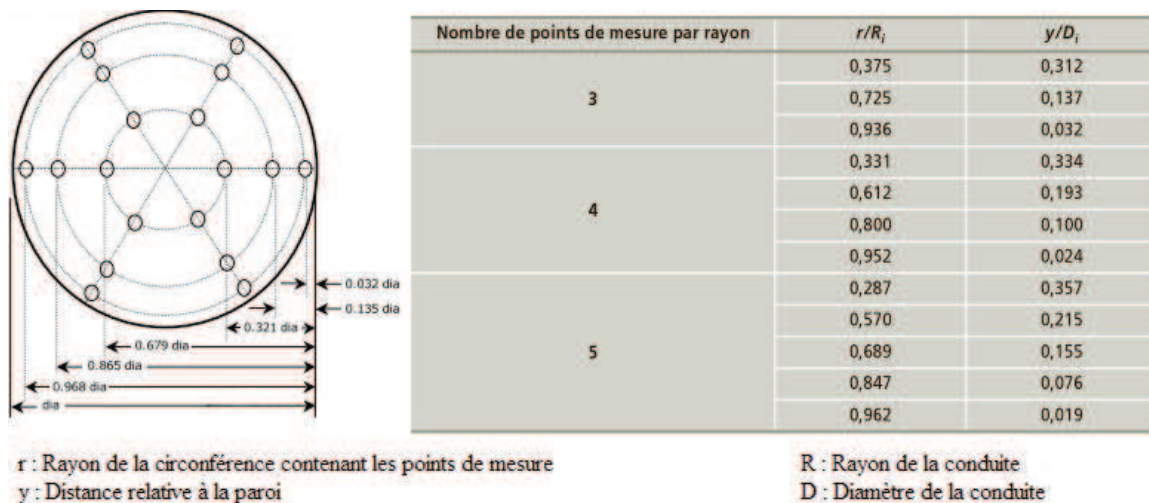


Figure III.18 – Répartition "Log-Tchebycheff" pour une conduite circulaire

Pour une conduite circulaire, la position des points de mesure correspond à la distance relative y/D en partant de la paroi. Pour nos mesures, nous prenons 3 axes et 6 points par axe, répartis comme indiqué sur la Figure III.18.

En outre, le projet de norme européenne 16211, d'origine Scandinave, comporte des méthodes de mesure de débits d'air dans les réseaux de ventilation, avec les protocoles et incertitudes associés. Ces méthodes sont simples à utiliser sur site.

La Figure III.19 montre la position des points de mesure pour des conduits de diamètre 100, 125 et 160 mm respectivement.

Diameter Nominal "D" mm	Position of measurement points	a mm	b mm	c mm	d mm	Figure
100	$a=0,29 \cdot D$ $b=0,71 \cdot D$	29	71			
125		36	89			
160		46	114			

Figure III.19 – Répartition "PrEN 16211" pour une conduite circulaire

Pour chaque méthode, la vitesse débitante dans une section est égale à la moyenne arithmétique des vitesses locales mesurées.

$$V_{moy} = \frac{\sum v_i}{n} \quad (III.4)$$

V : Vitesse débitante de l'air

v_i : Vitesse de l'air au point i

n : Nombre total de points de mesure de la vitesse

D'après l'équation (II.32), le facteur de profile F_p de la vitesse mesurée au milieu de la conduite V_c est calculé de la façon suivante :

$$F_p = \frac{V_{moy}}{V_c} \quad (III.5)$$

III.2.4 Mesure de la pression différentielle

Le capteur utilisé pour mesurer la pression différentielle est un micro-manomètre « FCO 12 ». Il s'agit d'un appareil de mesure de précision pour les faibles pressions différentielles. Avec cet appareil on peut mesurer des différences de pression allant jusqu'à 19.99 mmH₂O, la précision de la mesure étant de 0.1 mmH₂O.

La pressurisation des bâtiments est la différence des pressions statiques entre l'intérieur et l'extérieur. Cette pression différentielle n'est pas uniforme dans le logement, elle est fortement dépendante de la vitesse et de la direction du vent, de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur, des débits de ventilation mécanique (insufflation et extraction) dans les différentes pièces de l'habitat, ainsi que du cloisonnement des espaces (ASHRAE, 2009a). Ces différences de pression engendrent les infiltrations et les exfiltrations à travers l'enveloppe du bâtiment. Elles constituent donc un élément très important dans l'estimation de la qualité de l'air intérieur, car elles peuvent accélérer ou freiner l'élimination des polluants. Pour cela, il est important de les mesurer. Pour ce faire, il faut que le capteur soit perpendiculaire à la direction

du vent ce qui est très difficile à assurer en permanence à l'échelle du bâtiment. Aussi avons-nous utilisé une boîte perforée remplie de coton, comme illustré Figure III.21, afin de protéger l'extrémité extérieure du manomètre de l'effet du vent. Les mesures sont prises au rez-de-chaussée, dans le séjour et la douche et à l'étage, dans la chambre 4.

Lorsque les portes sont toutes ouvertes et la vitesse du vent ne dépasse pas 3 m/s, la différence entre les trois pressions différentielles mesurées (en enlevant l'effet de la hauteur-pressure hydrostatique) est inférieure à 0.5%. Donc, c'est bien la pression statique qui est mesurée.



Figure III.20 - Différentiel de pression FCO 12



Figure III.21 - Mesure de la pression statique

III.2.5 Mesure des particules

III.2.5.1 Compteurs de particules

Pour mesurer les concentrations de particules, nous utilisons des compteurs OPC (Optical Particles Counter), fabriqués par GRIMM aérosol technik GmbH & o. KG en Allemagne : modèle 1.108.

La Figure III.22 et la Figure III.23 présentent l'équipement et son principe de dénombrement par laser. Cet instrument est équipé de sondes de température, de vitesse et d'humidité relative afin de contrôler les conditions du déroulement des expérimentations. La mesure se déroule comme suit : l'air chargé en particules est aspiré par une pompe de débit constant (1.2 L/mn), puis passe dans la cellule de mesure optique où chaque particule sera détectée individuellement par photométrie. En fait, la particule traverse un faisceau laser et produit une diffraction de la lumière qui est mesurée dans un angle de 90° par un photo-détecteur. Un analyseur de pics permet ensuite de classer les particules selon leurs tailles.

La taille des particules mesurées varie de 0,3 à 20,0 μm de diamètre. Les mesures de concentration se font simultanément et sont classées en 15 catégories comme suit : 0,3-0,4 μm ; 0,4-0,5 μm ; 0,5-0,65 μm ; 0,65-0,8 μm ; 0,8-1,0 μm ; 1,0-1,6 μm ; 1,6-2,0 μm ; 2,0-3,0 μm ; 3,0-4,0 μm ; 4,0-5,0 μm ; 5,0-7,5 μm ; 7,5-10,0 μm ; 10,0-15,0 μm ; 15,0-20,0 μm et >20,0 μm .

La concentration limite du GRIMM 1.108 est de 2.10^6 p/l (100 mg/m^3) avec une précision de 1 p/l et une reproductibilité de $\pm 2 \%$.



Figure III.22 – GRIMM 1.108

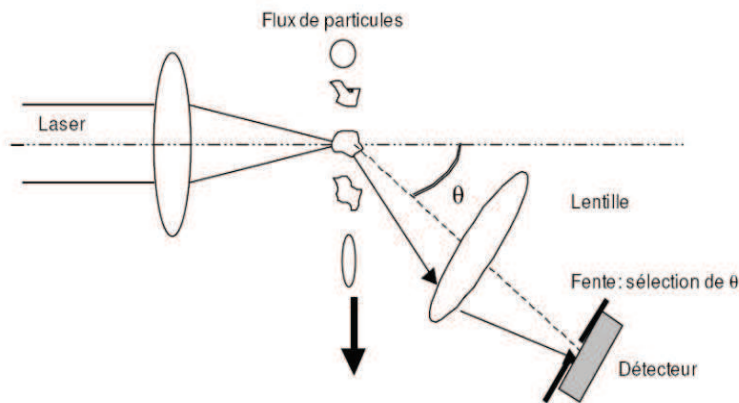


Figure III.23 – Principe de mesure de GRIMM

III.2.5.2 Mise en place

Le nombre limité des GRIMMs (4 compteurs), nous a obligés à choisir une seule pièce de la maison pour réaliser cette étude. Notre choix s'est porté sur la chambre 4 car, d'une part les chambres sont l'endroit où on passe la grande partie de la journée et, d'autre part cette chambre présente une architecture différente des autres qui nous a simplifiée l'installation des compteurs. Dans le cas des deux systèmes de ventilation, deux compteurs sont installés comme présenté Figure III.24.

- au centre de la pièce, à une hauteur de 1,10 m afin de mesurer la concentration intérieure,
- sur l'appui extérieur de la fenêtre, au niveau de l'entrée de l'air hygroréglable de la VMC, pour enregistrer la concentration extérieure.



Figure III.24 – L'emplacement des GRIMMs 1.108 dans la chambre 4

En se basant sur une étude (Burkart et al., 2010) réalisée sur deux modèles de GRIMMs, le 1.108 et le 1.109, nous avons préféré utiliser la distribution en nombre des particules (particules/litre) du fait qu'on ne possède pas d'informations concernant la composition chimique et la forme des

particules pour la conversion en une distribution massique ($\mu\text{g}/\text{m}^3$). Les mesures ont montré que la concentration des particules de diamètre supérieur à $3,0 \mu\text{m}$ est très faible, par conséquent nous n'avons pas étudié en détails la plage de diamètres [$3,0-20,0 \mu\text{m}$].

L'intervalle [$0,3-3,0 \mu\text{m}$] regroupe les particules fines (PM1 et PM2.5), les plus problématiques du fait que, d'une part, elles persistent longtemps dans l'air et que, d'autre part, elles pénètrent jusqu'aux alvéoles du système respiratoire humain (Marano, 2012). La durée des tests s'est étalée entre 1 et 4 jours et l'intervalle d'enregistrement des concentrations est de 1 minute.

Par ailleurs, l'efficacité du filtre de l'appareil de ventilation par insufflation donnée par le fabricant (0Tableau I.4) est basée sur des tests réalisés dans un laboratoire indépendant selon la norme française NF-X-44061. Toutefois, la performance du filtre reste inconnue dans les logements, où l'environnement est sûrement différent du celui du laboratoire. En effet, la méthode d'essai en laboratoire se base sur des concentrations en particules, des compositions des particules, des débits d'air, des pertes de charges, une température et taux d'humidité probablement différents de ceux que le filtre va rencontrer lorsqu'il est installé dans un système réel (ASHRAE, 2007). Pour cela, nous avons décidé de mesurer l'efficacité du filtre dans les combles où la machine est installée, en mesurant les concentrations de particules en amont et en aval de la VMI.



Figure III.25 – L'emplacement des Grimm 1.108 dans les combles

Nous utilisons deux compteurs, ils sont installés comme illustré par la Figure III.25 :

- le 1^{er} est installé très proche du filtre G4 pour mesurer la concentration à l'entrée de l'appareil
- et le 2^{ème} mesure la concentration à la sortie de l'appareil à l'aide d'un tuyau en Inox de 4 cm de longueur, afin d'éviter toute perte causé par les tuyaux (les particules qui se collent aux parois)

Cependant, la réalisation précise de ces essais présente plusieurs défis (Stephens and Siegel, 2012) :

1. Deux compteurs de particules sont nécessaires pour mesurer les concentrations en amont et en aval du filtre simultanément, ce qui nécessite un calibrage précis des instruments,
2. L'accès physique aux emplacements immédiatement en amont et en aval du filtre dans le système réel n'est pas possible,
3. Le prélèvement isocinétique est difficile à réaliser au niveau du système, ce qui peut conduire à une représentation inexacte des différentes tailles de particules. Notons qu'un prélèvement isocinétique consiste à collecter des particules dans un flux en mouvement qui se déplace à la même vitesse dans la buse de prélèvement comme partout dans le flux. Cela peut augmenter la précision et la fiabilité des résultats,
4. Le lieu de l'échantillonnage dans la gaine peut conduire à des erreurs dues à un écoulement non-mélangé et à de fortes turbulences près du ventilateur.

III.2.5.3 Etalonnage et étude d'incertitude

Les GRIMMs utilisés dans cette étude ont été étalonnés il y a moins de deux ans, mais dans des périodes différentes. De plus, la fréquence d'utilisation propre à chacun des GRIMMs est différente, car ils ont très rarement été utilisés simultanément. Afin d'obtenir des résultats avec le minimum d'erreur possible, nous avons effectués des tests d'étalonnage des compteurs de particules avant chaque campagne de mesure. Ces tests ont servi pour la correction des données de mesure ainsi que pour l'étude d'incertitude.

Théoriquement, la vérification des compteurs de poussières consiste à envoyer un aérosol de particules très poly-dispersé d'une façon homogène vers le compteur en test et vers un compteur de référence. Un comptage comparatif entre les deux appareils puis un ajustage sont effectués pour calibrer le compteur en test. Ces démarches sont normalement réalisées par un centre technique et métrologique des aérosols et non par l'utilisateur. Dans notre cas, nous avons procédé à une comparaison et à une correction des données mesurées en utilisant le GRIMM n°1 « G₁ », qui a été étalonné le plus récemment (mars 2012), comme compteur de référence. Afin de mesurer une concentration ambiante homogène de particules, les prises d'air des 4 GRIMMs (1, 2, 3 et 4) ont été introduites dans une boîte perforée de $0.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ à l'aide de tuyaux en téflon de 6 cm de longueur. Un petit ventilateur a été rajouté pour brasser l'air.

Concernant les différents tests d'étalonnage qui ont été effectués, nous avons distingué deux regroupements. Le premier dénommé « Test Etalon A » regroupe tous les tests réalisés avant la campagne de mesure de la VMI-R. Quant au second regroupement, il s'intitule « Test Etalon B » et rassemble pour sa part tous les tests qui ont été réalisés avant la campagne de mesure de la VMC-hygro.

Les écarts relatifs « e_r » entre les concentrations mesurées par le GRIMM n°i « G_i » et par le GRIMM G₁ sont calculés pour chaque taille de particules. La moyenne de ces écarts, donnée par l'équation (III.6) est utilisée pour corriger les données de mesure des erreurs systématiques. Cette erreur est définie dans le guide (GUM, 2008) comme suit : « c'est la moyenne qui résulterait d'un nombre infini de mesurages du même mesurande, effectués dans les conditions de répétabilité, moins une valeur vrai du mesurande »

$$\bar{e}_r = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{C_{G_i} - C_{G_1}}{C_{G_1}} \quad (\text{III.6})$$

Le résultat de mesure après correction des effets systématiques connus reste une estimation de la valeur réelle en raison de la correction imparfaite et de l'incertitude provenant des effets aléatoires. Pour cela, nous déterminons l'incertitude-type élargie de type A (voir annexe). Le facteur d'élargissement k_p correspond à un certain niveau de confiance p (GUM, 2008). Dans notre cas, k_p=2 pour un niveau de confiance atteignant 95%.

Si la valeur mesurée à l'instant *i* est *x_i* et la moyenne sur *n* observations est \bar{x} , alors l'incertitude-type *u_x* de type A est l'écart-type expérimental σ_x . Celui-ci est défini par l'équation (III.7):

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{III.7})$$

Rappelons que dans les calculs des incertitudes de mesure, le mesurande doit être fixe comme lorsque l'on effectue un étalonnage de thermocouples (III.2.2). Notons qu'il reste difficile dans notre cas de stabiliser la concentration des particules tout au long d'un intervalle de temps pouvant être important. Par conséquent, nous avons choisi des « bandes de mesure » où la

concentration mesurée était à peu-près constante et nous les avons utilisées pour calculer les incertitudes.

Les « incertitudes-type » mises en place grâce à notre procédure ont la même unité que la mesure donnée par les GRIMMs (p/l) et sont présentées par taille de particules et par compteur dans le Tableau III.9. Les GRIMMs G₁ et G₂ seront utilisés par la suite pour mesurer la concentration particulaire à l'entrée et à la sortie des systèmes de ventilation respectifs. Dans le cas de la VMI, le GRIMM G₁ est placé dans les combles pour mesurer la concentration au niveau de l'entrée d'air libre, puis concernant la VMC, c'est dans la chambre que la mesure est réalisée. Les GRIMMs G₃ et G₄ seront installés à l'extérieur et à l'intérieur de la chambre dans les deux cas. Enfin, les résultats de mesure seront exprimés sous la forme suivante :

$$X = x \pm k_p u_x = x \pm 2\sigma_x \quad (III.8)$$

Tableau III.9 – Incertitudes-type des GRIMMs (en P/l)

	0.3-0.4	0.4-0.5	0.5-0.65	0.65-0.8	0.8-1.0	1.0-1.6	1.6-2.0	2.0-3.0
VMI - Etalon A								
G1- Sortie VMI	497	159	87	47	36	26	18	13
G2- entrée VMI	564	159	92	50	37	27	16	14
G3- extérieur	587	166	83	48	38	31	13	17
G4- intérieur	609	152	91	45	32	27	11	12
VMC - Etalon B								
G1- entrée VMC	1048	242	104	61	98	59	17	10
G3- extérieur	924	236	142	106	111	77	18	17
G4- intérieur	895	197	121	62	96	56	13	10

Dans ce qui suit, nous n'indiquerons pas la plage de confiance ($\pm 2\sigma_x$) à côté de chaque mesure pour des raisons de surcharge des tableaux.

III.2.6 Mesure de gaz traceur

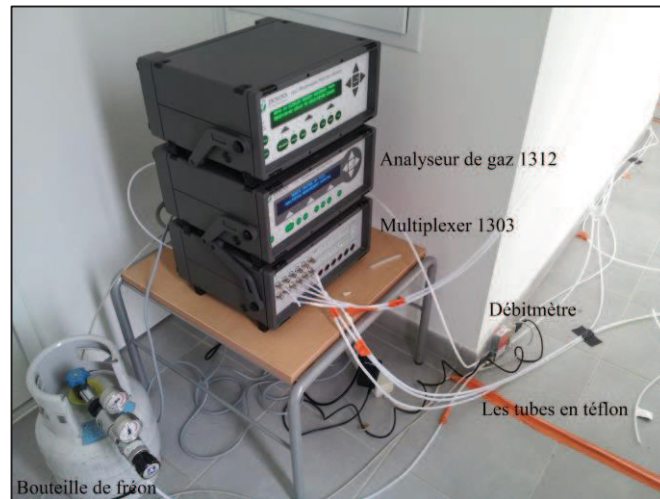


Figure III.26 – Système du gaz traceur.

Le système de mesure de gaz traceur utilisé dans notre étude est présenté dans la Figure III.26. Il est composé des matériels suivants :

- un analyseur de gaz 1312 (INNOVA®),
- un multiplexeur 1303 (INNOVA®),
- un débitmètre EL-FLOW « Bronkhorst® »,
- six longs tubes en téflon pour la mesure (6 tubes),

- une bouteille de fréon R134,
- un ordinateur pour contrôler l'analyseur plus le multiplexeur et enregistrer les données.

❖ *Gaz traceur*

Les propriétés du gaz traceur idéal utilisé pour évaluer les débits de ventilation, la qualité d'air intérieur et l'efficacité de ventilation sont décrites dans le chapitre 2 (paragraphe II.2.3). Il ne doit pas être dangereux pour l'homme ni pour la nature, ne doit pas être présent dans ni réagir avec l'environnement d'étude et bien sûr il doit être mesurable.

Dans l'étude expérimentale préliminaire du chapitre 2, le dioxyde de carbone a été utilisé comme gaz traceur. La concentration du CO₂ à l'entrée d'air a été mesurée pour distinguer les niveaux de concentrations du fond (*background level*) des niveaux provenant de l'injection et de la propagation du gaz traceur. Cependant, dans cette étude à l'échelle 1, il est compliqué de contrôler et mesurer la concentration du fond. Pour cela, un autre gaz traceur a été utilisé, le fréon (R134a).

Celui-ci est de la famille des hydrofluorocarbures (HFC). Il n'a pas d'impact sur la couche d'ozone (ODP=0), son potentiel de réchauffement global est de 1430 et sa durée de vie dans l'atmosphère est d'environ 14 ans. De plus, sa densité est plus faible que celle du SF₆. Le Tableau III.10 compare les caractéristiques du SF₆ et du fréon R134a (Air Liquide, 2009; EPA, 2010; Salomon et al., 2007).

Tableau III.10 – Caractéristiques des gaz traceurs

Gaz	Formule chimique	Masse molaire (g/mol)	Masse volumique (g/l)	Densité/air à CNTP	C _{max} acceptable (ppm)	Durée de vie (ans)
SF ₆	SF ₆	146	6.256	5.11	1000	3200
R134a	CH ₂ FCF ₃	102	4.275	3.5	1000*	14

* La limite d'exposition moyenne, pondérée sur huit heures, exprimée en particules par minutes

❖ *Moniteur et doseur du gaz*

L'échantillonnage et l'analyse de gaz sont assurés à l'aide de l'INNOVA® 1312 et l'INNOVA® 1303. Le moniteur INNOVA® 1312 est un analyseur quantitatif de gaz dont le principe de mesure est basé sur la méthode photo-acoustique de détection infrarouge illustrée par la Figure III.27. Le gaz à analyser est exposé à une onde lumineuse infrarouge modulée de longueur d'onde présélectionnée. Les molécules de gaz absorbent une partie de l'énergie lumineuse et la convertissent en un signal acoustique qui sera détecté par des microphones. Cet appareil dispose de 5 filtres optiques afin de mesurer d'une façon sélective 5 différents gaz et la vapeur d'eau. Ses spécifications sont les suivants : une répétabilité de 1% de la valeur mesurée, une dérive de gamme de ±2.5% de la valeur mesurée par période de 3 mois, une influence de température et de pression de respectivement ±0.3% et -0.01% de la valeur mesurée.

Le multiplexeur INNOVA® 1303 est quant à lui un échantillonneur et doseur multipoints de gaz qui fonctionne dans un environnement de température entre 5 et 40°C et une humidité relative jusqu'à 90% à 40°C. Il comporte 6 voix de prélèvements et il est relié à l'analyseur pour pouvoir mesurer la concentration en gaz désirée dans 6 endroits différents, dans un périmètre de 50 mètres. Le 1303 aspire, à l'aide d'une pompe intégrée, un échantillon d'air et l'envoi au 1312 pour analyse, en passant par une valve. Pendant que ce dernier effectue l'analyse de l'échantillon, le 1303 aspire un nouvel échantillon sur la voie suivante. Une fois l'analyse terminée, le 1312 rejette l'échantillon à l'extérieur et en reprend un autre dans le multiplexeur et ainsi de suite. Des tubes en téflon PTFE (Poly Tetra Fluoro Ethylene) ont été utilisés afin de diminuer l'adsorption du gaz entre le point de mesure et la chambre d'analyse.

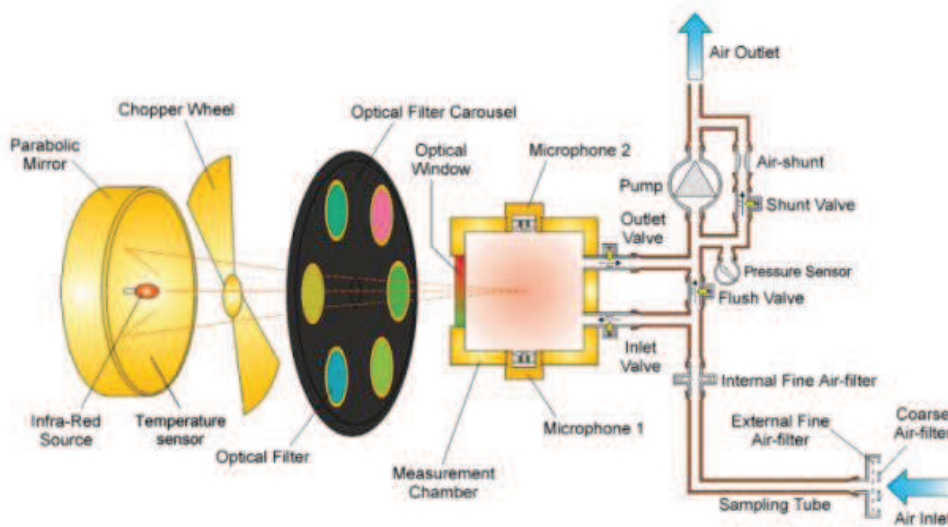


Figure III.27 – Principe de système de mesure par spectroscopie photo-acoustique PAS

Le dosage du fréon est assuré par un débitmètre/régulateur (Figure III.28) de débit massique thermique EL-FLOW® Select de marque Bronkhorst High-Tech. . Il a été calibré pour un débit maximal d'injection de 5 mg/s afin d'assurer une concentration maximale inférieure à 1000 ppm mais aussi suffisante pour l'étude durant la période d'injection dans les pièces. L'incertitude est 0.1% de la pleine échelle.



Figure III.28 – Débitmètre et régulateur de débit massique.

❖ *Technique de mesure*

Le principe d'utilisation du gaz traceur en multizone est basé sur la conservation de la masse du gaz et de l'air ainsi que sur les 3 hypothèses suivantes :

1. La concentration du gaz traceur est homogène dans chaque zone (le flux d'air entrant dans une pièce, ne modifie pas l'homogénéité du gaz traceur, on considère qu'un mélange parfait est immédiatement réalisé),
2. La pression atmosphérique est constante,
3. L'émission du gaz traceur ne change pas avec la densité de l'air.

Les différentes techniques existantes de gaz traceur ont été décrites dans le chapitre 2 (paragraphe II.2.5). Pour cette étude, nous avons utilisé les méthodes de décroissance de la concentration et d'injection constante afin de réaliser les tests suivants :

1. Tests préliminaires, pour vérifier l'homogénéité de l'air dans les pièces dans le but de valider le choix de points de mesures,
2. Etude de transfert d'un polluant localisé.

III.3 MESURES PRÉLIMINAIRES

III.3.1 Evaluation de la perméabilité à l'air

La perméabilité à l'air de l'enveloppe de la maison expérimentale vaut $0,51 \text{ m}^3/(\text{h.m}^2)$ et avait été mesurée par un bureau d'étude à la fin de la construction. Ainsi, la maison avait été certifiée BBC-Effinergie au niveau perméabilité à l'air (cf. Figure III.29). Toutefois, elle avait été habitée pendant 2 ans et, par mesure de précaution mais également dans le but d'avoir des mesures récentes et précises, nous avons jugé nécessaire d'effectuer de nouveaux tests avant les campagnes expérimentales.

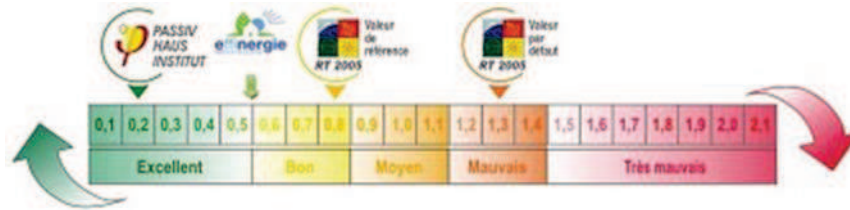


Figure III.29 – Echelle d'appréciation de la perméabilité sur la base d'I₄

Ainsi, nous avons quantifié la perméabilité à l'air globale de l'enveloppe extérieure de la maison, puis celle de l'enveloppe de la maison en isolant la chambre 1 située au rez-de-chaussée. A la fin des expérimentations, nous avons refait le test pour s'assurer que les quelques modifications apportées à la maison durant cette période n'avaient pas changé sa perméabilité à l'air. On trouve dans le Tableau III.11 une description des différents tests réalisés.

Tableau III.11 – Description des tests de BlowerDoor

Test	Au début/fin des expérimentations	Méthode	Chambre 1
Test A	Début	Dépressurisation	Inclue
Test B	Début	Dépressurisation	Exclue
Test C	Début	Pressurisation	Exclue
Test D	Fin	Dépressurisation	Exclue
Test E	Fin	Pressurisation	Exclue

Par ailleurs, nous nous intéressons également au degré d'étanchéité de chacune des pièces de la maison, afin de mieux répartir les différents niveaux de perméabilité dans chacune des zones de la maison pour les simulations numériques à venir sur le logiciel CONTAM. Pour cela, nous avons commencé par mesurer la perméabilité à l'air de la chambre 2 (enveloppe extérieure et cloisons intérieures). La mise en place du dispositif ainsi que du protocole expérimental est une procédure longue et compliquée. Nous nous sommes donc limités à une campagne de mesures menée avec le maximum de précautions et de précisions pour ne pas avoir à les refaire.

III.3.1.1 Dispositif de mesure

La porte soufflante ou « BlowerDoor » est utilisée pour évaluer la perméabilité à l'air de l'enveloppe de la maison étudiée. Son principe est d'imposer des plages de différences de pression statique et de mesurer les débits qui passent à travers le ventilateur. Ceux-ci correspondent aux débits de fuite à travers l'enveloppe du bâtiment.

Ce dispositif de mesure est composé des appareils suivants :

- un ventilateur axial puissant pour assurer une différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur, équipé de plusieurs anneaux amovibles,
- un cadre en aluminium ajustable pour installer la porte sur toutes les formes des portes,

- une bâche étanche,
- un différentiel de pression DG-700 et un régulateur de pression,
- un ordinateur portable pour piloter la « Blower Door ».

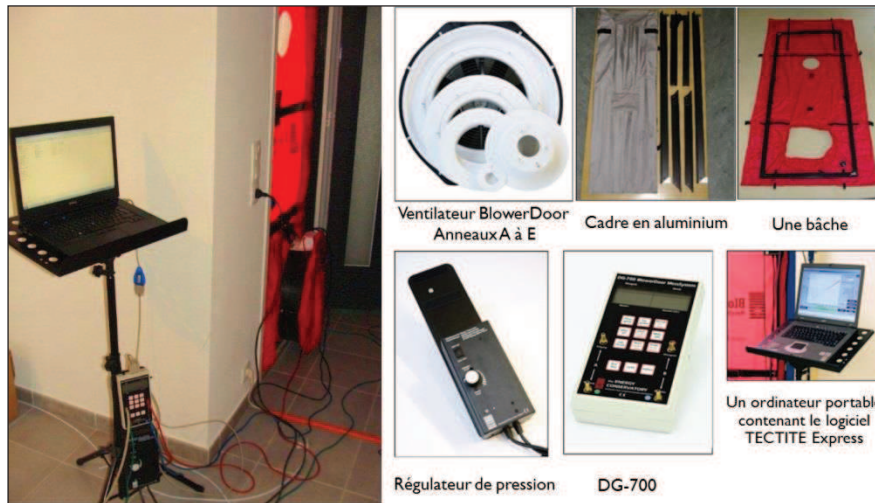


Figure III.30 – Blower Door

Le ventilateur peut assurer un débit volumique allant de 19 m³/h avec l'anneau E jusqu'à 7200 m³/h sans anneaux, et pour une différence de pression de 50 Pa. La précision de mesure est $\pm 4\%$ sur les débits et de ± 0.5 Pa sur la pression.

III.3.1.2 Protocole expérimental

La norme NF EN 13829 (NF EN 13829, 2001) définit les méthodes de mesure de la perméabilité à l'air de l'enveloppe globale d'un bâtiment et de certaines de ces parties. Elle spécifie la mise en œuvre d'une pressurisation ou d'une dépressurisation mécanique du local étudié, et décrit la mesure des débits d'air qui en résultent dans une plage de différences de pression statique intérieur-extérieur. Les différents tests ont donc été réalisés sur la base de cette norme. Notons qu'afin d'obtenir une valeur précise de la perméabilité à l'air, il est recommandé d'effectuer les deux types de tests (pressurisation et dépressurisation) et de moyennner les résultats.

Avant de lancer un test, les conditions d'application de la norme sont vérifiées :

- la vitesse du vent n'excède pas 6 m/s,
- la différence de pression à débit nul entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment est inférieure à 5 Pa,
- la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur multipliée par la hauteur du bâtiment ne dépasse pas 500 m.K.

Notons que la société américaine pour les essais et les matériaux ASTM (American Society for Testing and Materials) recommande (partie 8.5 de la norme E779), une vitesse du vent située entre 0 et 2 m/s et une température extérieure comprise entre 5 et 35°C (ASTM E779, 2010).

La procédure de mesure comprend les étapes suivantes :

- arrêt de la ventilation mécanique,
- fermeture de toutes les ouvertures dédiées à un usage spécifique et donnant à l'extérieur : portes, fenêtres, bouches de ventilation, entrées d'air, etc.,
- ouverture de toutes les portes intérieures (sauf celles du placard et de la chambre 1, ici non étudiés) pour avoir le minimum de perte de charge intérieure
- remplissage des siphons d'eau pour éviter une remontée d'air par les canalisations,
- mise en place du dispositif « Blower Door » et des équipements de mesure,

- mesure du débit de fuite pour 5 paliers minimums de différence de pression.

Pour mesurer la perméabilité de la chambre 2, la pression des autres pièces de la maison doit être identique à celle de l'extérieur (pression atmosphérique). Pour cela, les portes intérieures et extérieures ainsi que toutes les fenêtres ont été ouvertes.

Deux essais en pressurisation ont eu lieu : le premier concerne l'enveloppe totale de la chambre 2, le second a été réalisé après avoir recouvert les murs de la chambre 2 donnant à l'extérieur par une bâche de polyane comme le montre la Figure III.31.

Pour tous les tests nous utilisons la méthode d'essai notée A, décrite par la norme française. Cette méthode consiste à effectuer le test d'étanchéité en phase finale de la construction, dans les conditions d'utilisations normales du bâtiment. Soulignons que la méthode B impose un examen minutieux de tous les défauts d'étanchéité possibles dans le logement. Pour le neuf, il est réalisable lorsque la maison est hors d'eau et hors d'air (aucun percement). Ce qui n'est pas notre cas.



Figure III.31 - Bâche de polyane pour étanchifier les murs

III.3.1.3 Résultats et analyse

La perméabilité à l'air d'un bâtiment est décrite généralement en fonction du débit de fuite d'air Q_f (m^3/h) à travers l'enveloppe, sous une pression différentielle de référence ΔP_{ref} (Pa). Une loi de puissance (III.9) régit cet écoulement qui dépend de la différence de pression ΔP (Pa) entre l'intérieur et l'extérieur, de la nature de l'écoulement représentée par l'exposant de l'écoulement n ainsi que de la forme et taille des orifices et défauts d'étanchéité qui sont représentées par le coefficient de débit d'air C_{env} [$m^3/(h.Pa^n)$].

$$Q_f = C_{env} \Delta P^n \quad (III.9)$$

Le coefficient C_{env} et l'exposant n sont déterminés par régression linéaire des couples de mesure débits/pressions, en appliquant la technique des moindres carrés. Notons que, lorsque n tend vers 1, cela équivaut à un écoulement laminaire et que, lorsqu'il tend vers 0.5, on tend vers un écoulement turbulent.

En plus de débit de fuite, il existe d'autres indicateurs pour caractériser la perméabilité. Les plus fréquemment utilisés sont au nombre de 3 :

- **La surface de fuite équivalente, A_f (m^2).** Elle correspond à l'aire équivalente d'une ouverture par laquelle passerait un débit d'air Q_f sous une pression de référence ΔP_{ref} . Elle est déduite d'une combinaison entre l'équation d'écoulement par un orifice de surface A sous une pression ΔP (III.11) et la loi de puissance (III.9).

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (\text{III.10})$$

$$A_f(\Delta P_{ref}) = \frac{C_{env}}{C_d} * \frac{1}{3600} * (\rho/2)^{0,5} * (\Delta P_{ref})^{(n-0,5)} \quad (\text{III.11})$$

ρ est la masse volumique de l'air qui vaut 1,204 kg/m³ à 20°C et 1 atmosphère.

C_d est le coefficient de décharge de l'ouverture de référence, c'est le rapport entre le débit réel et le débit théorique à travers l'ouverture. Il dépend donc implicitement du nombre de Reynolds. La norme ASTM (ASTM E779, 2010) aux Etats-Unis utilise un C_d de 1,0 sous une pression de référence de 4 Pa tandis que la norme canadienne CGSB (Canadian General Standards Board) utilise un C_d de 0.611 pour des orifices à bords vifs sous 10 Pa (CAN/CGSB-149.10-M86, 1986).

- **L'indice de perméabilité à l'air sous 4 Pa, I_4 [m³/(h.m²)].** C'est le débit de fuite de l'enveloppe sous 4 Pa rapporté à l'aire des parois froides A_{PF-RT} , les parois déperditives hors plancher bas (RT 2012, 2012). Ce facteur est principalement utilisé en France, où l'on considère que la différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur d'un bâtiment est de l'ordre de 4 Pa en général.

$$\frac{Q_f(\Delta P = 4 Pa)}{A_{PF-RT}} \quad (\text{III.12})$$

- **Le taux de renouvellement d'air, N_{50} (V/h ou h⁻¹).** C'est le débit de fuite de l'enveloppe sous 50 Pa rapporté au volume total des zones chauffées du bâtiment.

$$\frac{Q_f(\Delta P = 50 Pa)}{V} \quad (\text{III.13})$$

❖ *Perméabilité à l'air de la maison*

Les couples $\{\Delta P, Q_f\}$ et les droites de régression obtenues par la linéarisation de l'équation (III.9), pour les tests réalisés avant (B et C) et après (D et E) la campagne de mesure, sont présentés Figure III.32. Les paramètres de l'équation C_{env} et n , le coefficient de corrélation R^2 et le débit de fuite calculé sous 4 Pa sont regroupés dans le Tableau III.12.

Les essais ont été réalisés la même journée, dans des conditions de température, de vent et de pression identiques. Pour les tests B et C, la température est de 20°C à l'intérieur, 17°C à l'extérieur et la force du vent est de 1 à l'échelle de Beaufort (<2 m/s). Pour les tests D et E réalisés après la campagne, on mesure 17°C à l'intérieur et 11°C à l'extérieur et le vent fluctuait entre 5.4 et 6.9 m.s⁻¹.

Les tests réalisés avant la campagne de mesure montrent que les débits de fuites mesurés en dépression sont très proches de ceux mesurés en surpression, ce qui est rassurant et montre que les essais ont été bien menés. Cependant, plusieurs tests ont été effectués à la fin. Les résultats obtenus montrent qu'à même valeur absolue de pression différentielle, les débits de fuites étaient légèrement supérieurs lorsque la maison est soumise à une dépression plutôt qu'à une surpression. L'explication viendrait du fait que, entre temps, nous avons installé la VMC ce qui nécessite des trous dans l'enveloppe. Ils ont été bouchés bien évidemment, mais malgré tout le niveau de perméabilité se retrouve légèrement perturbé.

Le coefficient du débit C_{env} et l'exposant de l'écoulement n sont proches pour tous les tests. Ce dernier est très proche de la valeur caractéristique de l'écoulement de l'air à travers l'enveloppe de bâtiments couramment obtenu dans la littérature (0.667).

Le Tableau III.13 synthétise les indicateurs de perméabilité obtenus à l'issue des tests réalisés dans la maison expérimentale en incluant la précision sur le calcul de la surface équivalente.

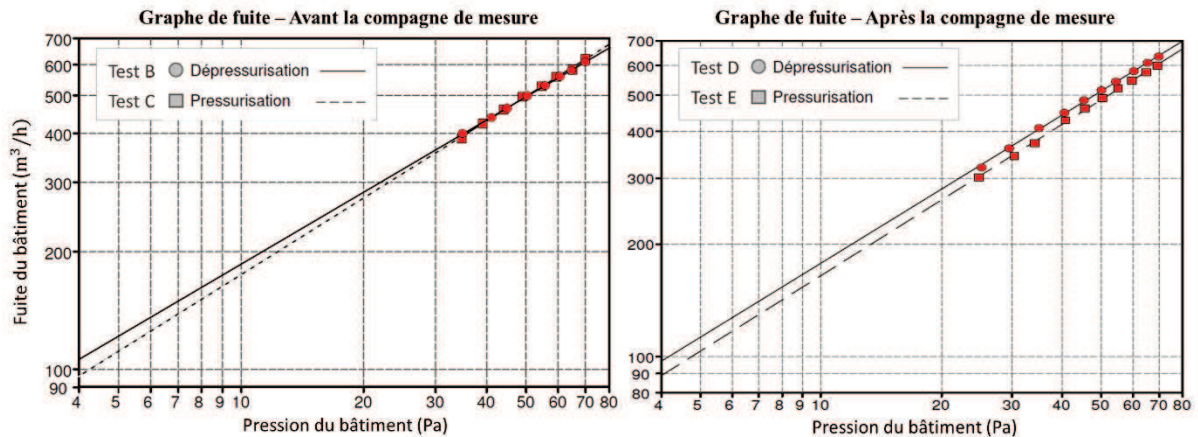


Figure III.32 - Les graphes de fuites d'air de l'enveloppe de la maison

Tableau III.12 - Les paramètres de la loi de puissance

Test	Q_f (m^3/h) sous 4 Pa	C_{env} [$m^3/(h.Pa^n)$]	n	R^2
B	106	$45.2 \pm 1.4\%$	0.612 ± 0.004	0.99990
C	95	$39.0 \pm 6.2\%$	0.651 ± 0.016	0.99828
D	95	$38.7 \pm 2.9\%$	0.658 ± 0.007	0.99949
E	87	$34.9 \pm 3.6\%$	0.672 ± 0.009	0.99925

Tableau III.13 - La perméabilité à l'air de l'enveloppe exprimée en fonction des indicateurs

Test	I_4 [$m^3/(h.m^2)$]	N_{50} (h^{-1})	A_L (cm^2) sous 4 Pa (ASTM)	A_L (cm^2) sous 10 Pa (CGSB)
Bureau d'étude	0.51	2.19	115	195.20
A	0.53	2.01	$122.3 \pm 4.4\%$	$218.2 \pm 2.9\%$
B	0.60	2.36	$114.2 \pm 0.9\%$	$207.4 \pm 0.6\%$
C	0.54	2.36	$103.5 \pm 4.1\%$	$194.9 \pm 2.7\%$
D	0.55	2.43	$104.8 \pm 1.9\%$	$198.5 \pm 1.2\%$
E	0.51	2.31	$95.8 \pm 2.4\%$	$183.9 \pm 1.5\%$

Nous constatons que la perméabilité à l'air de l'enveloppe de la maison n'a pas beaucoup changé au cours du temps. Elle passe de $0.51 m^3/h.m^2$ et d'une surface de fuite de $115 cm^2$ sous 4 Pa (valeurs mesurées par le bureau d'étude, avant de livrer la maison) à $0.53 m^3/h.m^2$ et $122 cm^2$ après deux années d'occupation. Par contre, les tests réalisés avant de commencer les expériences sans prendre en compte la chambre 1, indiquent une perméabilité de $0.57 m^3/h.m^2$ et une surface de fuite entre 103.5 et $114.2 cm^2$. Cette augmentation est due au fait que les cloisons intérieures, qui sont considérées dans ces tests comme des parois donnant à l'extérieur, sont plus perméables que les murs extérieurs. Les mesures après les expérimentations indiquent qu'il n'y a pas eu de changement dans la perméabilité de l'enveloppe.

Pour les simulations numériques nous retenons une surface de fuite équivalente de $104.5 cm^2$, égale à la moyenne des surfaces calculées durant les tests B, C, D et E.

❖ Perméabilité à l'air de la chambre 2

La Figure III.33 montre les résultats $\{\Delta P, Q_f\}$ des tests avec la « Blower Door ». Nous constatons que les débits mesurés en étanchéifiant l'enveloppe extérieure de la chambre sont légèrement plus bas qu'en absence de bâche de polyane. En effet, le débit de fuite à 50 Pa passe de 74 à 67 $m^3.h^{-1}$. Il y a donc une différence de 7 $m^3.h^{-1}$. A 4 Pa, les courbes de régression se rejoignent à 15.2

$m^3.h^{-1}$. Ceci montre que l'enveloppe extérieure de la chambre 2 est très étanche par rapport aux cloisons intérieures où passe la majorité des fuites. Le Tableau III.14 regroupe les paramètres de la loi de puissance et les indices de perméabilité (I_4 , N_{50} et A_L sous 4 et 10 Pa) des deux tests. C_{env} et n sont environ $6.4 [m^3/(h.Pa^n)]$ et 0.627 pour l'enveloppe globale de la chambre et $6.7 [m^3/(h.Pa^n)]$ et 0.590 pour les cloisons. Ces valeurs sont proches, notamment en prenant en compte les barres d'erreurs, ce qui confirme que la perméabilité des cloisons constitue à peu près toute la perméabilité de l'enveloppe de la chambre.

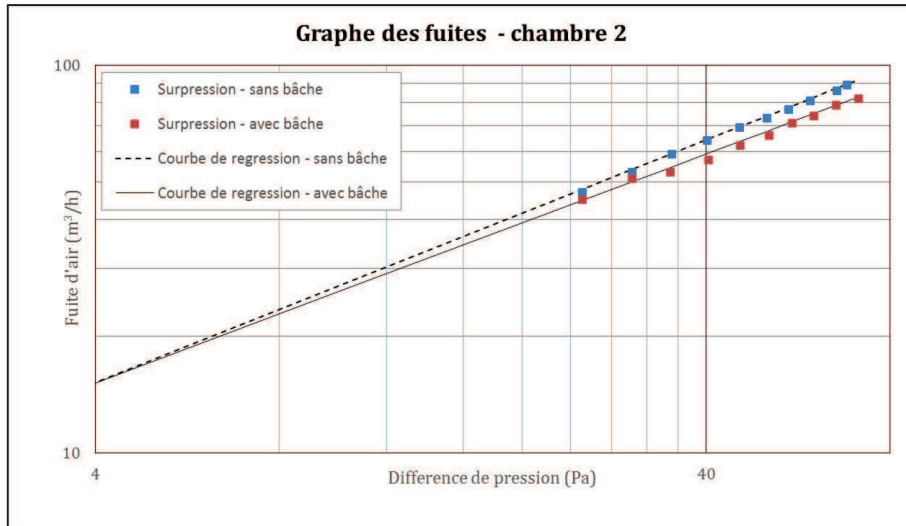


Figure III.33 – La graphe de fuites d’air de l’enveloppe de la chambre 2

Nous utilisons dans le Chapitre IV, la valeur $0.38 m^3/h.m^2$ pour représenter la perméabilité interne de la maison expérimentale.

Tableau III.14 – Les caractéristiques de fuites d’air de la chambre 2

Test	C_{env}	n	R^2	I_4	N_{50}	$A_L, 4 Pa$	$A_L, 10 Pa$
Sans-bâche	$6.4 \pm 1.8\%$	0.627 ± 0.004	0.99980	0.40	3.33	$16.4 \pm 1.1\%$	$30.2 \pm 0.7\%$
Avec-bâche	$6.7 \pm 8.2\%$	0.590 ± 0.021	0.99502	0.38	3.01	$16.3 \pm 5.3\%$	$29.1 \pm 3.5\%$

III.3.2 Evaluation de l’homogénéité des concentrations



Figure III.34 – Tests préliminaires : Points de mesure

Compte tenu du nombre limité de voies du matériel de mesure, la concentration en fréon a été évaluée en un seul point dans chaque pièce. Aussi, des mesures préliminaires étaient-elles nécessaires pour s'assurer que le point choisi soit représentatif de toute la zone. Ces tests ont été réalisés au rez-de-chaussée (séjour/cuisine) ainsi qu'à l'étage (chambre n°4 et salle de bain). La position et la hauteur des points de mesure sont présentées dans la Figure III.34.

Les Figure III.35, Figure III.36 et Figure III.37 illustrent la distribution des concentrations en fréon pour les trois différents tests réalisés. Les mesures réalisées au rez-de-chaussée montrent que durant la phase d'émission, on a des concentrations plus élevées et instables dans la « zone séjour » que dans la « zone cuisine ». Notons qu'en mode VMI-R, la perturbation est plus importante qu'en mode VMC hygro et que le point C donne une concentration maximale inférieure aux autres points, du fait qu'il est proche de la bouche d'insufflation. Suite à ces tests nous avons choisi de réaliser deux points de mesure durant les tests d'évaluation du transfert de masse : un premier point au milieu du séjour (le point D) et un second au milieu de la cuisine (le point A). En revanche, dans la chambre et la salle de bain, les perturbations sont moins fortes et présentes surtout à côté des portes. De plus, le point qui se trouve proche de l'entrée d'air de la VMC dans la chambre donne une concentration légèrement moins importante que les autres.

Par ailleurs, durant la phase de décroissance, les résultats montrent clairement que les concentrations sont quasiment homogènes pour tous les tests réalisés. La seule exception est le test de la VMI, pour lequel nous constatons que dans la salle de bain, le point D situé au niveau du détalonnage de la porte décroît plus rapidement que les autres points. A la lumière de ces tests, nous choisissons les centres des pièces (1.25m) pour installer les mats de mesure.

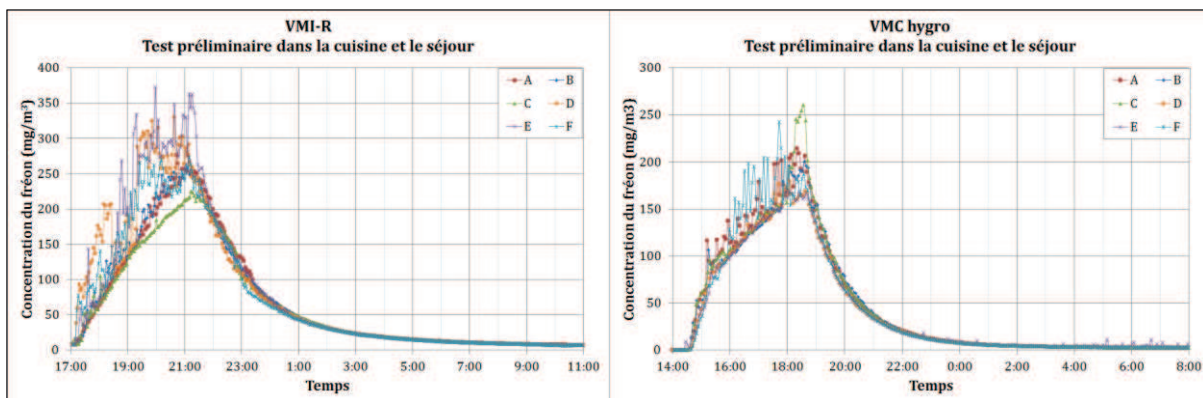


Figure III.35 – Test préliminaire : Cuisine/Séjour

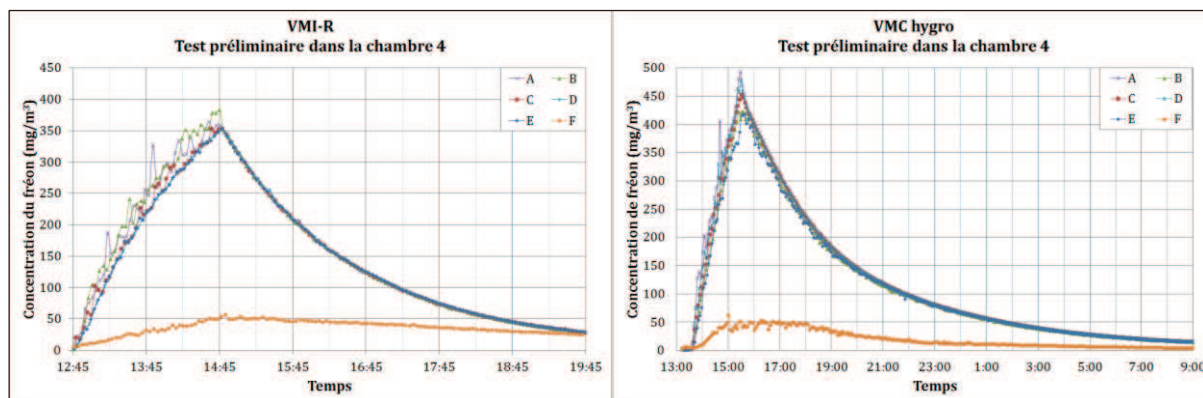


Figure III.36 – Test préliminaire : chambre 4

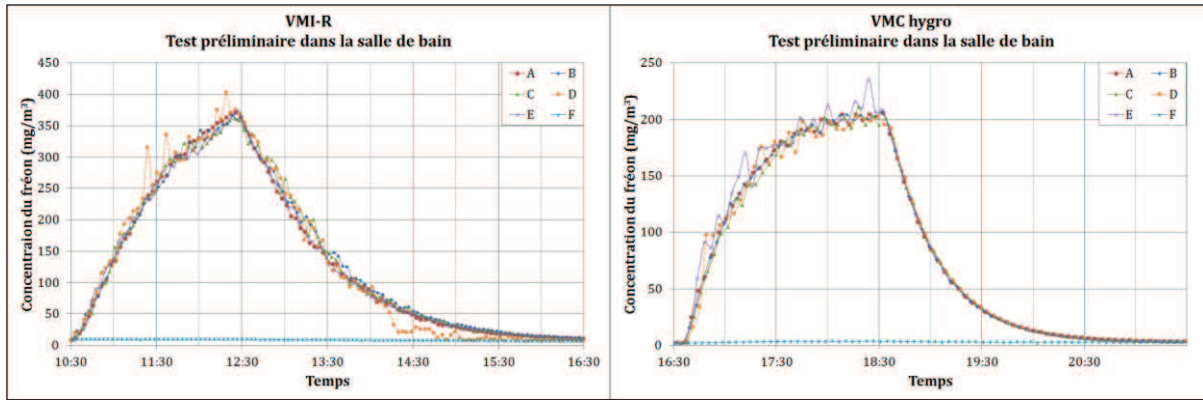


Figure III.37 – Test préliminaire : Salle de bain

III.3.3 Evaluation de l'efficacité des systèmes de ventilation

Les données de mesure des tests d'homogénéité des concentrations sont utilisées pour évaluer le taux et l'efficacité de renouvellement d'air assurés par les systèmes de ventilation étudiés.

Le taux de renouvellement d'air N est calculé à l'aide de la moyenne de débit d'air mesuré Q_{mes} et le volume de la pièce concernée ($N=Q_{mes}/V$).

L'âge local de l'air est calculé durant la phase décroissante pour chaque point de mesure. Par la suite, l'âge moyen de l'air ($\bar{\tau}$) est évalué et l'on connaît l'âge nominal de l'air τ_n qui est l'inverse de N . L'efficacité ϵ^a est donc évaluée d'après la relation (I.5).

Les résultats sont présentés dans le Tableau III.15.

Tableau III.15 – Taux et efficacité de renouvellement d'air

Pièce	Volume (m³)	VMI-R				VMC HB			
		Q_{mes} (m³.h⁻¹)	N (h⁻¹)	λ (h⁻¹)	ϵ^a (%)	Q_{mes} (m³.h⁻¹)	N (h⁻¹)	λ (h⁻¹)	ϵ^a (%)
Cuisine/Séjour	80	35	0.44	0.43	48	78	0.98	0.60	31
Chambre 4	22	18	0.79	0.51	32	S/O	S/O	0.21	S/O
Salle de bain	14	21	1.49	0.97	33	41	2.99	1.67	28

On constate que l'efficacité mesurée est inférieure à 50% pour la plupart des tests, ce qui est le signe d'un mélange non-homogène. Pourtant, les courbes de gaz traceur (Figure III.35 - Figure III.37) montrent que les concentrations sont homogènes.

En effet, pour utiliser la technique de l'âge de l'air, il doit exister certaines conditions qui sont spécifiées par ASHRAE standard 129 (ANSI/ASHRAE, 1997) :

- le débit de ventilation doit être constant (une différence de $\pm 10\%$ est acceptable);
- l'infiltration, l'exfiltration et tout échange avec l'extérieur doivent être limités.

Lorsque ces conditions sont satisfaites, et que la concentration du gaz traceur est nulle à l'extérieur et à l'instant initial, l'équation de conservation de masse dans un point p de la pièce 'source' conduit à la formule (III.14) durant la phase d'émission et (III.15) durant la phase de décroissance (Figure III.38).

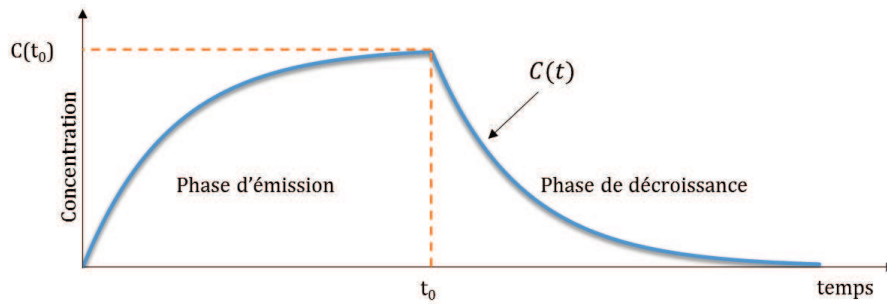


Figure III.38 - L'évolution de la concentration du gaz traceur

$$C_p(t) = -\frac{S}{Q}(1 - e^{-\lambda t}) \quad (\text{III.14})$$

$$C_p(t) = C_p(t_0)e^{-\lambda(t-t_0)} \quad (\text{III.15})$$

La pente de la courbe exponentielle λ n'est autre que l'inverse de l'âge local de l'air au point P :

$$\frac{1}{\lambda} = \int_{t_0}^{\infty} \frac{C_p(t)dt}{C_p(t_0)} = \bar{\tau}_p \quad (\text{III.16})$$

Dans le cas d'un mélange parfait, la concentration est homogène partout dans la pièce et elle vaut la concentration à l'extraction. En d'autres termes, $\bar{\tau}_p = \langle \bar{\tau} \rangle = \tau_n$ et $N = \lambda$. Comme nous pouvons le constater, λ et N dans notre cas sont différents (jusqu'à 44%).

Pour notre étude, et toute étude à l'échelle 1, il est difficile de satisfaire ces conditions. De plus, comme indiqué dans le chapitre II et l'étude de (J. S. Zhang, 1995), les incertitudes de l'estimation de l'âge moyen de l'air par la méthode de décroissance sont importantes. D'autant plus qu'il y a des incertitudes liées à la mesure du débit moyen, à cause des probables fuites du réseau aéraulique, puis à son utilisation pour calculer N .

En ce qui concerne l'efficacité d'extraction du polluant, la concentration à la sortie n'a pas été enregistrée. L'état de stabilité n'est pas atteint dans la plupart des tests, ce qui a rendu impossible d'évaluer ε^c .

III.4 ETUDE DE TRANSFERT D'UN POLLUANT A L'INTERIEUR DE LA MAISON

III.4.1 Cas étudiés

Comme nous l'avons vu au premier chapitre, il existe deux catégories de sources de polluants dans les habitations. Des sources qui sont uniformément réparties dans le logement et des sources localisées. Dans cette partie, nous avons étudié la performance de la VMI-R à débit constant et de la VMC HB en termes de transfert de polluants émis par une source localisée. En outre, l'effet de l'ouverture et de la fermeture des portes sur la performance des systèmes en termes d'élimination de l'espèce polluante a également été évalué. Pour ce faire, nous utilisons le fréon pour simuler les polluants gazeux et nous mesurons sa propagation dans les différentes pièces de la maison.

L'émission du gaz traceur se fait dans :

- **la cuisine**, à midi, pour simuler l'effet des cuissons. On injecte du fréon et on produit de la vapeur d'eau pendant une heure. Cette dernière est émise à l'aide d'une casserole remplie d'eau placée sur une plaque chauffante.

- **le séjour**, pour simuler la présence des occupants durant le repas ou devant la télévision. Le gaz traceur est injecté pendant 4 heures.
- **les chambres 2 et 4**, pour simuler les occupants pendant leur sommeil ; l'émission de gaz traceur dure donc 8 heures.
- **la Salle de bain**, pour simuler la prise de la douche le matin par 4 occupants. L'injection de gaz traceur et la production d'humidité à l'aide de l'eau chaude de la douche durent une heure au total. On considère que la durée moyenne d'une douche par un occupant est de 15 min. Notons que le scénario du code SIREN établit une durée de 30 min/personne pour simplifier. En outre, une durée de 20 min/personne a été utilisée dans le projet ANR QUAD-BBC en vue de tenir compte de l'occupation des toilettes (QUAD-BBC, 2012).
- **Le WC**, pour simuler les odeurs. On y injecte pendant une heure du fréon, à n'importe quel moment de la journée.

Le Tableau III.16 synthétise les scénarios étudiés dans nos expérimentations.

Tableau III.16 – Les scenarios

Lieu de la source	Début du test	Débit d'injection	Durée d'injection
Salle de bain	09:00	2,5 mg/s	1 h
Cuisine	13:00	5 mg/s	1 h
Séjour	19:00	5 mg/s	4 h
Chambre 4	22:00	2,5 mg/s	8h
Chambre 2	22:00	2,5 mg/s	8h
Douche	non précis	2,5 mg/s	1h

Ces scénarios ont été étudiés dans le cas de chacune des stratégies de ventilation décrites au paragraphe III.1.2.

Tableau III.17 – Les débits de ventilation mesurés pour les différents cas.

Scénario	VMI-R DC	VMI-R HSP	VMI-R HAP	VMC HB
Portes fermées				
Salle de bain	103	126	108	132
Cuisine	102	120	97	133
Séjour	103	98	81	126
Chambre 4	105	100	98	149
Chambre 2	104	-	-	104
Douche	106	-	77	129
Portes ouvertes				
Salle de bain	105	98	88	157
Cuisine	105	95	82	135
Séjour	103	-	75	154

Bien que l'étude soit réalisée dans une maison réelle, exposée à un environnement non-contrôlé, afin de s'approcher le plus possible des conditions réelles dans les logements, nous avons essayé d'avoir des conditions de mesure pas trop écartées permettant d'établir une comparaison entre les systèmes mis en place. Pour cela, nous avons réalisé les tests à des horaires identiques et nous avons enregistré continuellement les conditions météorologiques. Par contre, les débits de ventilation globaux et moyens mesurés n'étaient pas équivalents comme nous pouvons le remarquer dans le Tableau III.17. Sous l'effet de charges climatiques extérieures, l'obtention de débits identiques reste très difficile. Pour tous les scénarios, la VMC H présente des débits plus élevés que ceux de la VMI-R dans tous ses modes.

En mode hygroréglable, les débits de la VMI-R varient entre 75 et 126 m³/h et ceux de la VMC entre 104 et 157 m³/h. Notons que, dans ce mode, le pilotage du débit de la VMI-R est réalisé en fonction de l'humidité relative mesurée par le capteur intégré à la télécommande. Cette dernière a été positionnée dans la salle de bain à l'étage. Comme nous l'avons mentionné auparavant, la

variation du débit se fait en augmentant ou en diminuant la vitesse nominale de l'appareil d'un échelon. Un temps de décalage existe entre la variation de l'humidité dans la pièce et sa détection par le capteur (à cause de son inertie) et également avant l'envoi du signal à l'appareil (à cause du temps de veille de la télécommande, 10 min). Dans le cas de la VMC, la variation du débit s'effectue au niveau des bouches d'extraction, donc en fonction de l'humidité relative dans les pièces de services. Au cours des différents cas étudiés, l'humidité varie entre 50 et 70% ce qui donne- en se basant sur les caractéristiques aérauliques (voir le Tableau III.2)- des débits globaux entre 105 (+49) et 145 (+48) m³/h.

Soulignons que les mesures expérimentales (données météorologiques, débits d'air, température et humidité relative de l'air intérieures et la pression différentielle) se trouvent en annexe.

III.4.2 Répétabilité des mesures

Plusieurs tests ont été réalisés deux à trois fois afin de s'assurer de la répétabilité des résultats. La difficulté majeure de telles manipulations est la non-répétabilité exacte des conditions météorologiques, notamment la variation de la vitesse et de la direction du vent.

Tableau III.18 – Conditions de mesures : répétabilité du test Cui-PF

VMI-R DC	T _{int, Cui} (°C)	HR _{int, Cui} (%)	T _{ext} (°C)	HR _{ext} (%)	V _{vent} (m/s)	D _{vent} (degré)
Cui-PF(1)	18	63	12	79	2 (0 à 6)	S-E
Cui-PF(2)	18	60	13	78	2 (0 à 5)	S-E

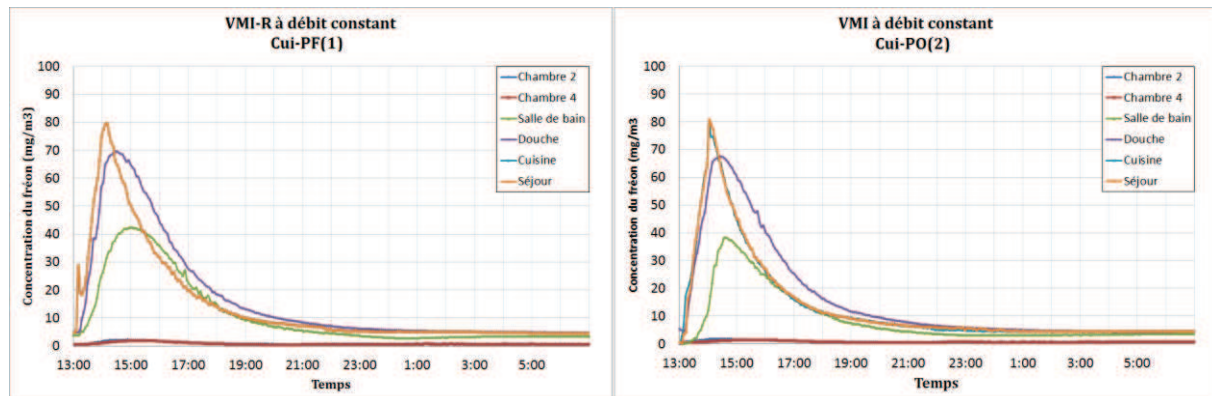


Figure III.39 – Répétabilité du test de VMI-R DC : transfert depuis la cuisine, portes fermées

Le Tableau III.18 montre deux tests en mode VMI-R DC, de même scénario, réalisés dans des conditions environnementales très proches. Il s'agit du transfert depuis la cuisine avec portes fermées (Cui-PF). Le 1^{er} test est réalisé le 27 septembre à 13:00 et le 2^{ème} le lendemain, le 28 septembre à 13:00. Dans le premier cas, la vitesse moyenne du vent est de 2 m/s avec une forte fluctuation entre 2 et 6 m/s de 13:00 à 19:00, puis elle diminue à moins de 1 m/s et se stabilise légèrement après 19:00. Dans le second cas, elle fluctue entre 2 et 5 m/s de 13:00 à 19:00 puis elle diminue à moins de 1.5m/s et se stabilise. Les courbes de concentration du fréon, présentées par la Figure III.39, montrent que les niveaux de concentration atteints en fin d'injection dans les différentes pièces de mesure et la décroissance sont comparables. Ces résultats montrent bien la répétabilité des essais dans des conditions climatiques similaires.

Tableau III.19 – Conditions de mesures : répétabilité du test Ch4-PO

VMC HB	T _{int, Ch4} (°C)	HR _{int, Ch4} (%)	T _{ext} (°C)	HR _{ext} (%)	V _{vent} (m/s)	D _{vent} (degré)
Ch4-PO(1)	17	59	10	86	2 (0 à 4)	N-O/N
Ch4-PO(2)	16	66	10	86	2 (0 à 8)	N-E/S-O

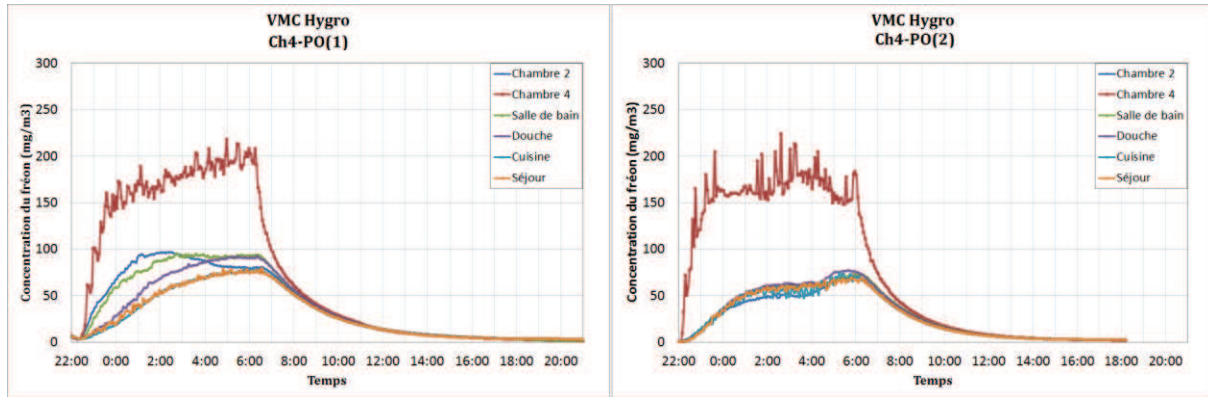


Figure III.40 – Répétabilité du test de VMC HB : transfert depuis la chambre 4, portes ouvertes

Par ailleurs, deux autres tests VMC HB de transfert depuis la chambre 4 avec portes ouvertes, réalisés les 15 et 22 novembre à 22:00, sont présentés dans le Tableau III.19. À première vue, les conditions de mesure semblent proches. Cependant, leurs profils sont différents. En effet, pendant la période d'injection, la température extérieure lors du test Ch4-PO(1) augmente de 5 à 8°C, pour une humidité relative de 90 %HR et un vent calme ($< 2 \text{ m/s}$). Pour le test Ch4-PO(2), un changement brusque a été constaté dans le climat extérieur à 04:00. La température a chuté de 13.5 à 9.5 °C tandis que l'humidité relative de l'air augmentait de 75 à 90 %HR. En outre, la vitesse du vent qui fluctuait fortement (4 à 8 m/s) a également chuté et s'est stabilisée autour de 1 m/s . De plus, les humidités relatives intérieures au cours du 1^{er} test sont inférieures à celles du 2^{ème}, ce qui a eu pour effet d'augmenter le débit d'extraction et de réduire les concentrations de manière notable dans le deuxième cas.

La différence entre températures intérieure et extérieure est quant à elle de l'ordre de 10 et 8°C pour Ch4-PF(1) et de 2 °C pour Ch4-PF(2) avant 4:00 et de 6°C après cette heure. On voit l'influence de ce changement brusque à 4:00 sur les courbes de fréon (Figure III.40), dans le deuxième test, où la concentration dans la chambre 4 a diminué tandis que celles des autres pièces ont augmenté après que le vent se soit calmé.

III.4.3 Indices de comparaison

Afin d'évaluer et de comparer les comportements des différents systèmes de ventilation étudiés, nous avons utilisé les courbes de concentrations de gaz et les indices de comparaisons suivants :

- $C_{max} (\text{mg}/\text{m}^3)$: concentration maximale atteinte dans la pièce où nous injectons du fréon,
- $\widetilde{C}_{max}(\%)$: pourcentage de la concentration maximale atteinte dans les pièces de mesure par rapport à la pièce source traduisant le transfert du polluant dans la maison. En d'autres termes c'est le ratio de C_{max} :

$$\widetilde{C}_{max}(\%) = \frac{\text{Concentration maximale atteinte dans la pièce "i"}}{\text{Concentration maximale atteinte dans la pièce d'émission}} = \frac{C_{max,i}}{C_{max}} \times 100$$

- $\tilde{\lambda}(1/h)$: constante de décroissance.
- N_h : nombre d'heures où l'humidité relative dépasse 75%

Comme nous avons vu dans le paragraphe III.3.3, la méthode de l'âge de l'air pour calculer le taux de renouvellement n'est pas applicable dans notre cas. Surtout que, d'une part, on étudie des systèmes de ventilation hygroréglables (dont le débit varie suivant l'humidité de l'air) et que, d'autre part, la maison est exposée aux conditions climatiques extérieures qui varient couramment. On ne peut pas contrôler l'échange avec l'extérieur. De plus, il est compliqué

d'évaluer les débits de ventilation pour les configurations « portes ouvertes » à cause des multiples entrées et sorties d'air.

Face à ce constat, nous avons choisi d'introduire un coefficient, noté $\tilde{\lambda}$, qui sert à évaluer la rapidité d'évacuation du polluant en prenant en compte l'ouverture et la fermeture des portes, ce qui va nous permettre de comparer les deux systèmes de ventilation. Notons bien que le taux de renouvellement d'air N n'est pas calculable dans le cas des portes ouvertes à cause de flux d'air dans les 2 directions (rentrant et sortant).

$$\tilde{\lambda} = \frac{1}{\tilde{\tau}}; (1/h) \tag{III.17}$$

$\tilde{\tau}$ est le temps, mesuré en heures, pour lequel la concentration du fréon dans la pièce où se trouve l'injection décroît de 63.2%. Une valeur élevée de $\tilde{\lambda}$ correspond à une meilleure évacuation du polluant. Dans le cas d'une ventilation par déplacement, où le débit de ventilation est constant et les débits de fuites sont négligeables, $\tilde{\lambda}$ n'est autre que le taux de renouvellement d'air N. En effet, dans ce cas la décroissance de la concentration s'exprime selon l'équation (III.15). Alors lorsque $t = \langle \tau \rangle = \tau_n$, $C = e^{-1} \times C(t_0) = 36.8\% C_{max}$.

La Figure III.41 schématise la différence entre λ , N, et $\tilde{\lambda}$ pour le test préliminaire dans la salle de bain en mode VMC HB. Les courbes correspondantes à λ et N sont obtenues par les équations d'évolution de la concentration en phase d'émission et de décroissance, (III.14) et (III.15). Pour la première (rouge), le coefficient λ est la pente de droite d'équation (III.18). Notons que le débit Q utilisé pour la phase d'émission est celui mesuré Q_{mes} (non pas celui calculé à l'aide de λ). La deuxième (bleue), λ est remplacé par N dans les équations de C(t).

$$\lambda(t - t_0) + \ln\left(\frac{C_p(t)}{C_p(t_0)}\right) = 0 \tag{III.18}$$

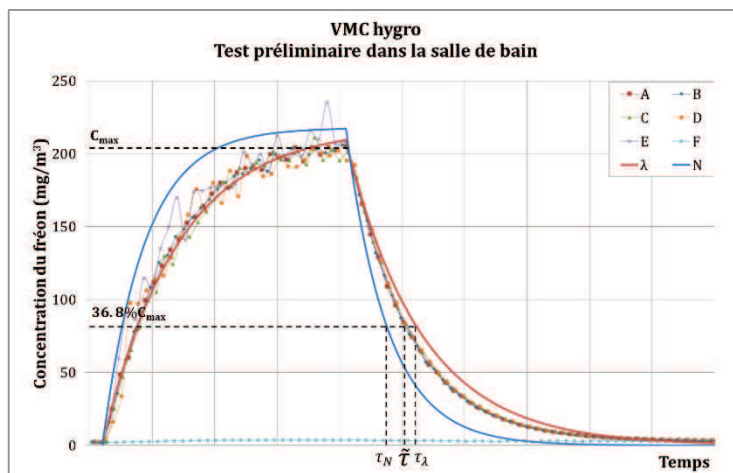


Figure III.41 - La différence entre λ , $\tilde{\lambda}$ et N

Tout d'abord, nous étudions le transfert du gaz traceur en ayant toutes les portes intérieures fermées.

III.4.4 Transferts de polluants depuis la cuisine et le séjour

III.4.4.1 Emission du côté cuisine

L'émission du gaz traceur et la production de vapeur d'eau dans la cuisine est une simulation des odeurs et des polluants gazeux produits durant la cuisson et la présence des occupants pendant le déjeuner.

Le Tableau III.20 regroupe les données de mesure (valeurs moyennées sur la durée du test) et les indices de comparaison associés aux tests de transfert de polluant depuis la cuisine ainsi que leurs essais de répétabilité.

Tableau III.20 – Données de mesure : Cuisine, portes fermées

Cui-PF	VMI-R DC 1	VMI-R DC 2	VMI-R HSP	VMI-R HAP 1	VMI-R HAP 2	VMC HB
T _{ext} (°C)	14	15	9	10	0	9
HR _{ext} (%)	59	71	74	79	59	81
V _{vent} (m.s ⁻¹)	4 (0 à 5)	2 (0 à 5)	2 (0 à 4)	4 (3 à 7)	4 (1 à 8)	1 (0 à 2)
D _{vent} (Degré)	SE, S	SE	NO, NE	SE	NO	fluctuant
Q _{tot} (m ³ .h ⁻¹)	103	105	121	99	76	136
Q _{Séj-in} (m ³ .h ⁻¹)	33	34	40	34	30	S/O
Q _{Cui-ev} (m ³ .h ⁻¹)	31	29	36	38	47	65
T _{int} (°C)	18	18	19	15	20	17
HR _{int} (%)	67	62	45	66	27	52
N _h (heures)	0	0	0	0	0	0
C _{max} (mg.m ⁻³)	75	79	78	80	83	82
λ (h ⁻¹)	0.48	0.54	0.67	0.70	0.66	0.66
λ̃ (h ⁻¹)	0.49	0.59	0.73	1.07	0.71	0.67

Les courbes de gaz traceur présentées Figure III.42 montrent que la concentration maximale atteinte dans la cuisine, après une heure d'injection de fréon, est quasiment similaire dans les quatre stratégies étudiées. Elle varie de 75 mg.m⁻³ (VMI-R DC 1) à 83 mg.m⁻³ (VMI-R HAP 2). Le taux d'humidité n'a pas dépassé les 75% durant tous les tests, ce qui est dû en grande partie à l'important volume que représentent la cuisine et le séjour réunis. Ce volume permet d'absorber l'humidité produite par la vaporisation du litre et demi d'eau présent dans la casserole.

Le taux de renouvellement d'air λ et la constante de décroissance λ̃ sont très proches (une différence maximale de 0,06 h⁻¹) sauf dans le cas de la VMI-R HAP 1, où la différence est de l'ordre de 0,37 h⁻¹. Ceci s'explique par l'intensité, la direction et les fluctuations du vent. En effet, durant ce test, le vent venait du sud-est avec une vitesse variant entre 3 et 7 m.s⁻¹. Pour cette direction, la pièce cuisine/séjour n'est protégée par aucun obstacle, ce qui a perturbé et réduit les concentrations en fréon. Par contre, pour le test de répétabilité, VMI-R HAP 2, le vent venait du nord-est, emplacement où se situe le garage qui représente dans ce cas de figure un obstacle. La forte intensité du vent n'a donc pas eu une grande influence sur le gaz traceur.

Notons que la constante de décroissance est plus importante pour les systèmes hygroréglables. En moyenne, λ̃ est de l'ordre de 0,51, 0,67 et 0,66 h⁻¹ dans le cas de VMI-R DC, VMI-R H et VMC HB respectivement.

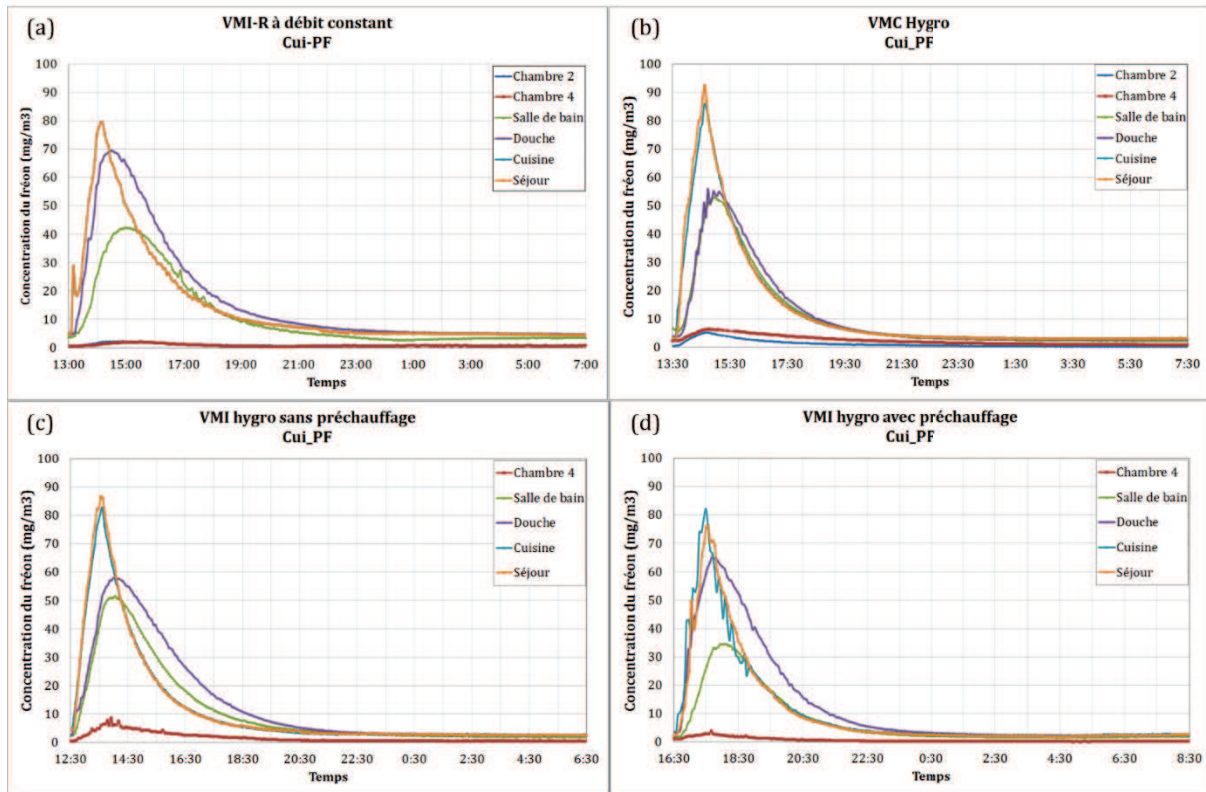


Figure III.42 – Courbes de concentration de gaz traceur : Cuisine, portes fermées

En ce qui concerne le transfert du polluant émis de la cuisine vers les autres pièces, les résultats montrent que le niveau du gaz traceur est presque identique dans la cuisine et dans le séjour. Le polluant émis est évacué plus par la douche au rez-de-chaussée ainsi que par la salle de bain à l'étage sauf dans le cas de la VMC. Bien que le débit d'extraction soit différent ($45 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour SdB et $25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour la Dche) on retrouve le même niveau de fréon ($52 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$).

Le transfert vers les chambres à l'étage est faible. Les concentrations maximales enregistrées sont inférieures à celle de la cuisine de 10%. Elles sont plus élevées dans le cas de la VMC HB et la VMI-R HSP (en raison du tirage thermique, voir ci-après).

Illustration de l'effet du tirage thermique :

Pour les tests de VMI HAP, les concentrations maximales atteintes dans la salle de bain et la douche (Figure III.42-d) sont respectivement de 49 et 55 mg/m^3 ($\tilde{C}_{max} = 62$ et 71 % resp.). Cependant, dans le cas HSP (Figure III.42-c), elles sont de l'ordre de 32 et 62 mg/m^3 ($\tilde{C}_{max} = 40$ et 77 % resp.). De plus, on détecte plus de fréon dans la chambre 4 dans le cas sans préchauffage.

La variation de \tilde{C}_{max} entre ces deux tests s'explique par l'effet du tirage thermique. En effet, la différence de température entre le rez-de-chaussée et l'étage dans le cas de la VMI-R HAP est inférieure à 1°C . Cependant au cours du test de la VMI-R HSP, le chauffage de la maison et le préchauffage de la VMI ont été arrêtés. La différence moyenne de température entre la cuisine et la salle de bain est montée à 7°C .

III.4.4.2 Emission du côté séjour

L'émission de fréon dans le séjour est réalisée pour simuler la présence des quatre occupants durant la soirée. L'injection dure 4 h, avec un débit de $5 \text{ mg} \cdot \text{s}^{-1}$ de fréon. Les conditions de mesure et les résultats des tests pour les différentes stratégies étudiées sont présentés Tableau III.21 et Figure III.43.

Tableau III.21 – Données de mesure : Séjour, portes fermées

Séj-PF	VMI-R DC	VMI-R HSP	VMI-R HAP	VMC HB
T_{ext} (°C)	S/O	6	3	4
HR_{ext} (%)	S/O	78	82	91
V_{vent} (m.s ⁻¹)	S/O	3 (0 à 5)	2 (1 à 3)	1 (0 à 2)
D_{vent} (Degré)	S/O	SSO	ONO	fluctuant
Q_{tot} (m ³ .h ⁻¹)	104	98	81	127
$Q_{Séj-in}$ (m ³ .h ⁻¹)	S/O	36	31	S/O
Q_{Cui-ev} (m ³ .h ⁻¹)	S/O	35	40	65
T_{int} (°C)	17	15	20	17
HR_{int} (%)	79	47	37	51
C_{max} (mg.m ⁻³)	193	250	219	200
$\tilde{\lambda}$ (h ⁻¹)	0.44	0.62	0.54	0.60

Durant la phase d'émission, on constate, dans les cas de la VMI-R (DC, HSP et HAP), des fluctuations fortes de la concentration en fréon dans le séjour. Ceci est dû au fait que les bouches d'insufflation et d'évacuation se situent toutes les deux, pour des contraintes architecturales, du côté cuisine c'est à dire loin du point d'injection (cf. Figure III.12).

Les concentrations maximales atteintes à la fin d'injection pour les différentes stratégies dépendent surtout du débit d'évacuation dans la pièce cuisine/séjour. En moyenne, les valeurs mesurées sont : 193 mg·m⁻³ pour la VMI-R DC (le débit d'évacuation est inconnu à cause d'un problème d'acquisition), 250 mg·m⁻³ pour la VMI-R HSP ($Q_{cui-ev} = 35 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$), 219 mg·m⁻³ pour la VMI-R HSP ($Q_{cui-ev} = 40 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$), et 200 mg·m⁻³ dans le cas de la VMC HB ($Q_{cui-ev} = 65 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

En ce qui concerne la rapidité de ces systèmes de ventilation à réduire C_{max} de 63.2%, la constante de temps $\tilde{\lambda}$ est de l'ordre de 0.44, 0.62 0.54 et 0.60 h⁻¹ respectivement. La performance de la VMI-R est proche de la VMC, bien que le débit de ventilation global de cette dernière soit plus important.

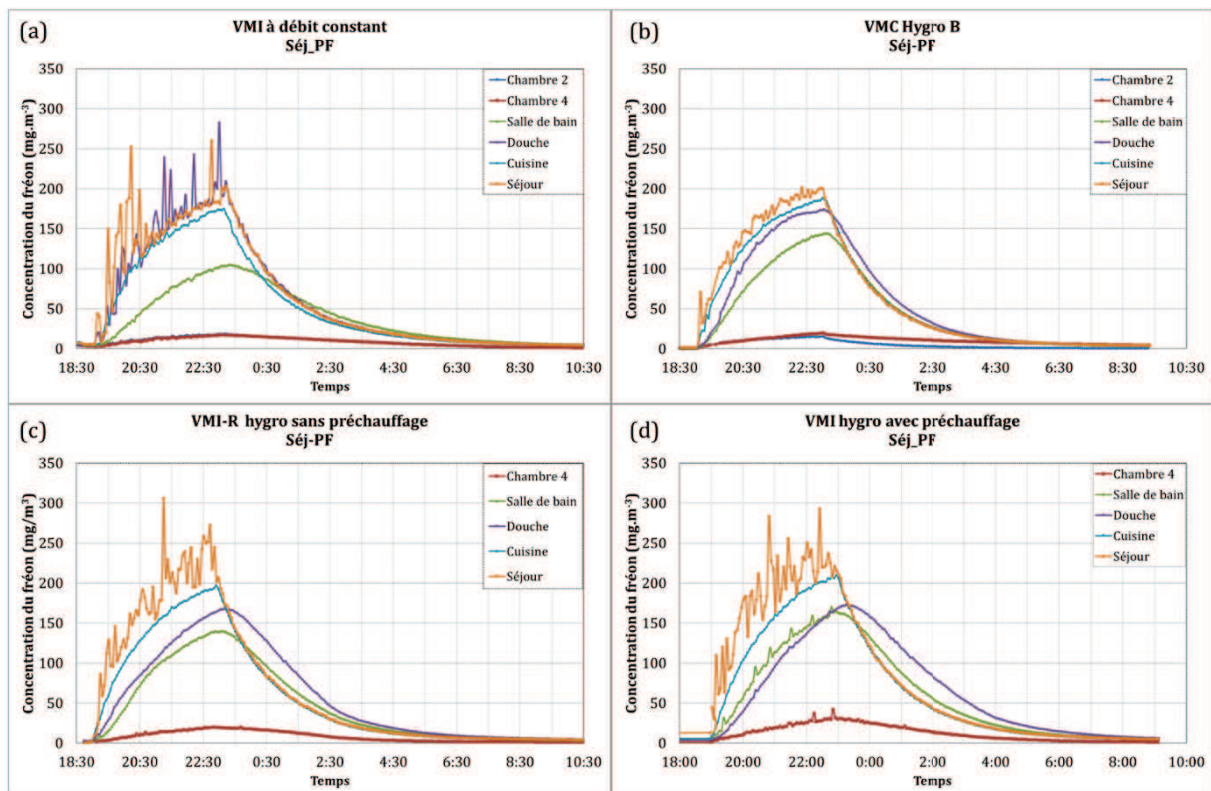


Figure III.43 – Courbes de concentration de gaz traceur : Séjour, portes fermées

La Figure III.44 présente les valeurs de \widetilde{C}_{max} pour les différentes pièces de la maison. Le transfert est comparable pour les 3 stratégies hygro, où d'une part, l'évacuation du fréon par la douche est plus importante que par la salle de bain et d'autre part, le transfert vers les chambres est inférieur à 10%. Notons qu'au cours du test VMI-R HSP, le vent venant du SSO avec une vitesse moyenne de $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (pendant la phase d'émission) a contribué à l'évacuation du fréon émis dans le séjour par les défauts d'étanchéité, ce qui a diminué le pourcentage de transfert vers les autres endroits de la maison. Concernant le test de la VMI à débit constant, le manque de données nous empêche d'expliquer pourquoi le gaz traceur est évacué de manière significative par la douche plus que par la cuisine.

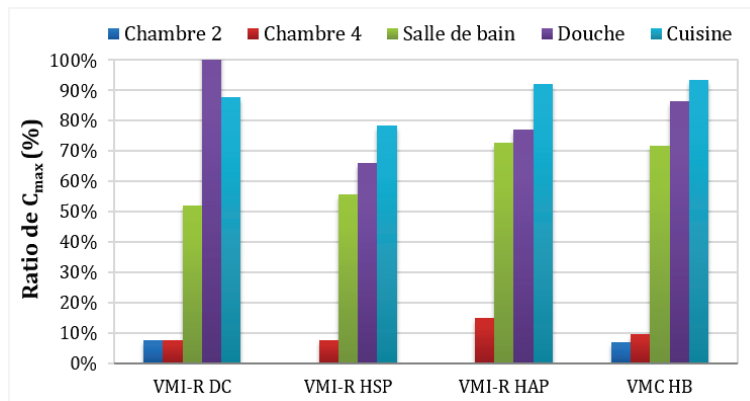


Figure III.44 – Pourcentage de transfert \widetilde{C}_{max} : Séjour, Portes fermées

III.4.5 Transferts de polluants depuis les salles d'eau

III.4.5.1 Emission dans la salle de bain à l'étage

Dans cette configuration les stores sont ouverts et le chauffage par le plancher est en marche. Au début de l'injection l'eau chaude est ouverte à partir de la douche afin de produire de l'humidité pendant la première heure de chacun des tests.

Tableau III.22 – Données de mesure : Salle de bain, portes fermées

SdB-PF	VMI-R DC	VMI-R HSP	VMI-R HAP	VMC HB
T_{ext} (°C)	13	4	4	8
HR_{ext} (%)	77	82	69	77
V_{vent} ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)	2 (0 à 5)	3 (1 à 4)	4 (2 à 6)	2 (0 à 3)
D_{vent} (Degré)	N, ESE	ONO	OSO	S
Q_{v-tot} ($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	103	115	108	132
Q_{v-SdB} ($\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$)	27	29	30	48
T_{int} (°C)	22	23	22	21
HR_{int} (%)	95	83	76	93
N_h (heures)	3.8	2.4	1.8	2.7
C_{max} ($\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$)	268	204	200	176
λ (h^{-1})	1.43	1.43	1.67	2.5

Les résultats présentés Figure III.45 montrent que la concentration maximale atteinte est de $268 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ pour la VMI-R DC, $204 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ pour la VMI-R HSP, $200 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ pour la VMI-R HAP et $176 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ pour la VMC hygro. En outre, après l'arrêt de l'injection du gaz traceur et de la production de vapeur d'eau, la VMC HB a mis 25min pour faire décroître la concentration du fréon de 63.2% tandis que la VMI-R a mis à peu près 36 à 42min pour les trois stratégies DC, HSP et HAP. Cela peut être expliqué par la différence entre les débits de ventilation : le débit moyen d'extraction dans la salle de bain est de $48 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ avec la VMC HB contre $29 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ en moyenne avec la VMI-R.

Soulignons que ce débit d'évacuation libre de la VMI-R est entre 20 et 45 m³·h⁻¹. Pour des taux d'humidité élevés, il est supérieur à 35 m³·h⁻¹.

Le débit total de ventilation dans le cas de la VMI-R HSP est plus élevé que dans celui de la VMI-R HAP car l'humidité dans la salle de bain était plus importante (83 contre 76 %HR).

En ce qui concerne le nombre d'heures où l'humidité relative dépasse 75%, les différences s'expliquent par l'humidité relative extérieure et le débit de ventilation.

En outre, dans tous les cas, le gaz traceur émis dans la salle de bain est extrait en quasi-totalité vers l'extérieur sans qu'il se propage dans les autres pièces. Cela montre que, telle que conçue et dans les conditions d'étude, la VMI-R peut assurer une bonne extraction de polluant émis dans ce type de pièces.

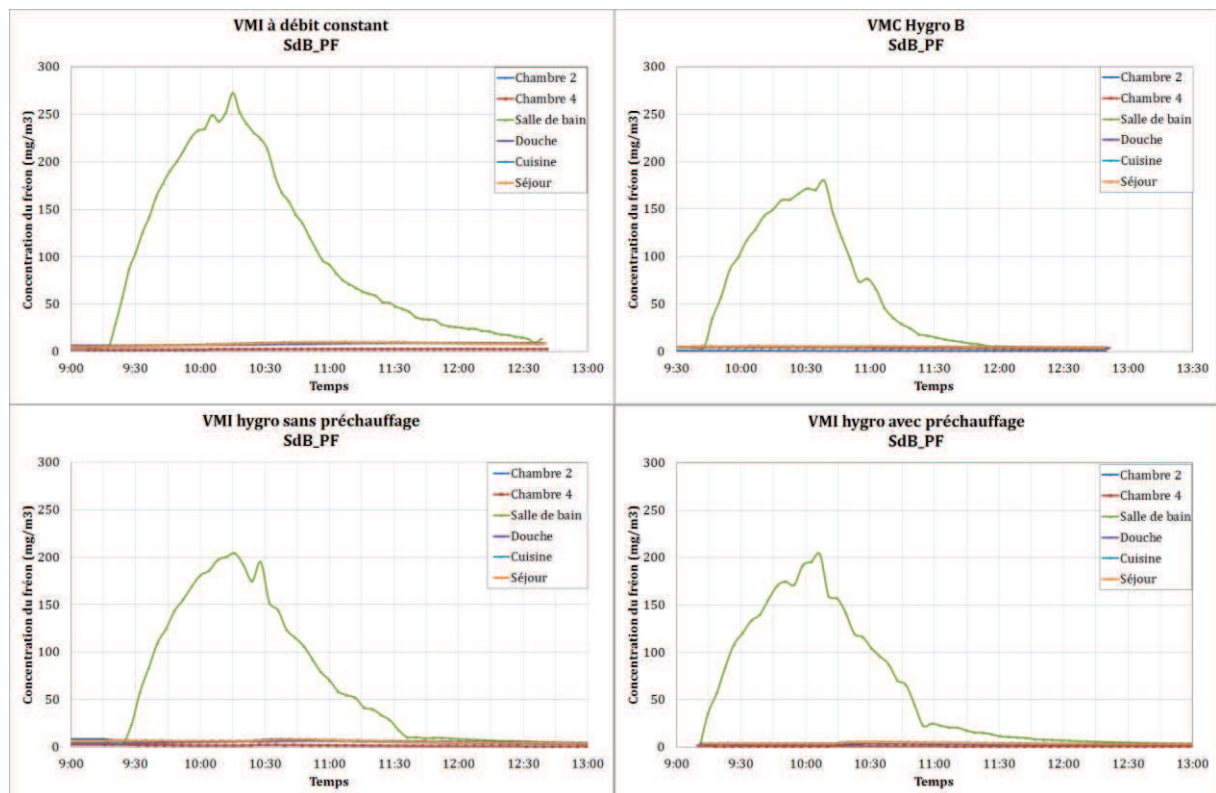


Figure III.45 – Courbes de concentration de gaz traceur : Salle de bain, portes fermées

III.4.5.2 Emission dans la douche au rez-de-chaussée

L'étude de transfert depuis la douche est réalisée pour évaluer la différence qu'impose une évacuation à travers une sortie d'air fixe. Le fréon, simulant les odeurs et les polluants gazeux émis dans ces pièces, est injecté pendant une heure à un débit de 2.5 mg·s⁻¹. Les conditions de mesure et les résultats de la VMI-R (DC et HAP) et VMC HB ainsi que leurs tests de répétabilité sont regroupés dans le Tableau III.23.

Les résultats montrent que le fréon injecté est évacué directement de la douche vers l'extérieur sans qu'il y ait eu un transfert vers les autres pièces, et ceci pour toutes les stratégies étudiées (cf. Figure III.46, pour les deux tests, VMI-R DC 1 et VMC HB 2). Les niveaux enregistrés à la fin de l'injection varient entre 315 (VMC HB) et 410 mg·m⁻³ (VMI-R HAP).

Tableau III.23 – Données de mesure : Douche, portes fermées

Dche-PF	VMI-R DC 1	VMI-R DC 2	VMI-R HAP	VMC HB 1	VMC HB 2
T _{ext} (°C)	15	14	0	10	12
HR _{ext} (%)	75	86	58	82	71
V _{vent} (m.s ⁻¹)	4 (1 à 7)	4 (1 à 7)	5 (2 à 8)	1 (0 à 2)	3 (2 à 5)
D _{vent} (Degré)	SE, NE	SE, NE	NO	NO	NE
Q _{tot} (m ³ .h ⁻¹)	106	105	77	154	129
Q _{Dche} (m ³ .h ⁻¹)	S/O	S/O	S/O	30	25
T _{int} (°C)	17	17	18	17	17
HR _{int} (%)	73	73	36	64	58
C _{max} (mg.m ⁻³)	344	369	410	332	315
λ (h ⁻¹)	1.14	1.20	1.20	1.98	1.89
λ̃ (h ⁻¹)	1.11	1.11	1.15	1.88	1.88
Q _{cal} (m ³ .h ⁻¹)	13	14	14	23	22

Dans l'ensemble des cas, la constante de décroissance et le taux de renouvellement sont quasi-similaires et la phase décroissante est très proche d'une exponentielle. Par conséquent, le débit d'évacuation de la douche a pu être estimé, il est de l'ordre de 14 m³.h⁻¹ dans le cas de la VMI-R et 23 m³.h⁻¹ dans le cas de la VMC HB. Pour cette dernière, la différence entre les débits mesuré et calculé tiennent en partie à une légère fuite dans le réseau aéraulique. Un débit plus important assure une évacuation plus rapide du polluant. En conséquence, la VMI-R met près de 53 min pour faire décroître la concentration maximale de 63.2%, alors que la VMC H ne prend que 32 min.

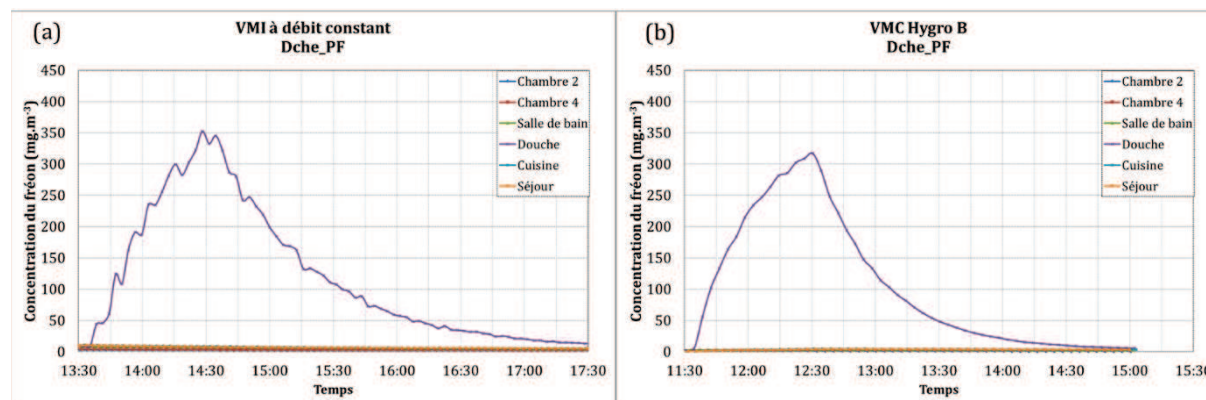


Figure III.46 – Courbes de concentration de gaz traceur : Douche, portes fermées

III.4.6 Transferts de polluants depuis les chambres

III.4.6.1 Emission dans la chambre 4

La Figure III.47 présente les courbes de concentration en gaz traceur des 4 tests suivants : VMI-R à débit constant 1 et 2, VMI-R hygro et VMC HB. Les données de mesure et les indices C_{max} et λ̃ de ces tests ainsi que des quelques tests de répétabilité sont synthétisées dans le Tableau III.24.

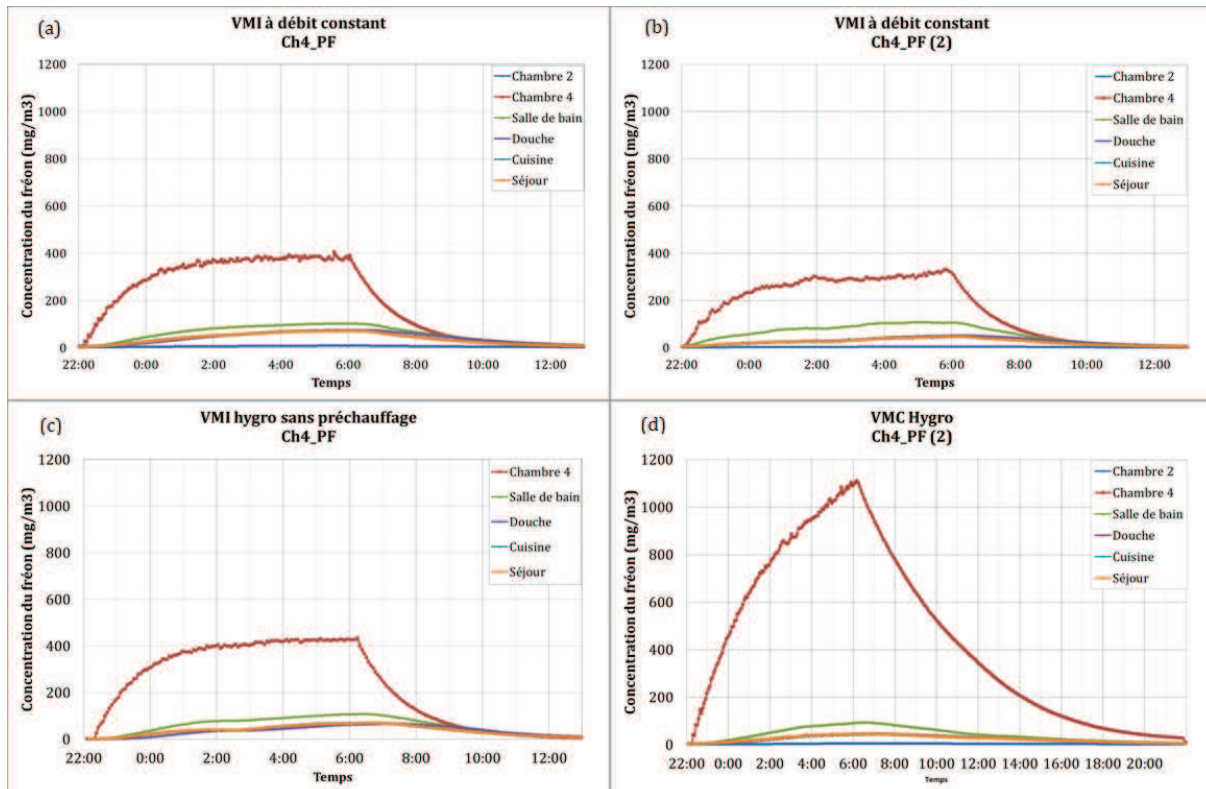


Figure III.47 – Concentration du gaz traceur : Chambre 4, portes fermées

On constate qu'avec la VMC HB (système de référence, Figure III.47-d), la concentration maximale atteinte après les 8 heures d'émission est d'environ $1108 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$. La concentration mesurée dans la salle de bain est de $91 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ tandis qu'elle est quasi nulle dans la chambre 2 voisine. En outre, le transfert vers le rez-de-chaussée (séjour/cuisine, douche) ne représente que $128 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$. Ces valeurs représentent un taux de moins 20% dans l'ensemble, ce qui montre que le polluant s'accumule dans la pièce d'émission du fait d'un taux de renouvellement d'air qui semble insuffisant (0.2 h^{-1}). Dans les différents cas étudiés, les performances de la VMI sont largement meilleures que celle de la VMC HB en termes d'évacuation du polluant émis. Ainsi, la concentration maximale atteinte n'est que de $430 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ avec un taux de renouvellement d'air d'environ 0.7 h^{-1} . Toutefois, les niveaux du gaz traceur atteints dans les autres pièces de la maison sont quasi-identiques à ceux observés dans le cas du système de référence.

De plus, les débits de ventilation en mode hygro, dans le cas de la VMI ou la VMC, sont quasi-constants du fait que l'humidité relative est stable durant ces tests. Soulignons que le débit d'insufflation globale de la VMI, sous toutes ses formes, est moins important que celui d'extraction globale de la VMC : on trouve des valeurs moyennes de 104 , 99 et $94 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ pour les stratégies HSP et HAP respectivement, à comparer à 149 et 136 pour la VMC hygro. Malgré tout, cela permet d'obtenir une meilleure qualité d'air intérieur dans les chambres, car l'air frais est apporté là où il est nécessaire, ce qui peut être perçu comme un avantage majeur du point de vue énergétique.

Par ailleurs, les légères différences entre les paramètres calculés pour chaque système peuvent être dues aux conditions de mesure comme le vent (vitesse et direction) et la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur. Par la suite, nous illustrerons l'effet du vent sur la concentration du gaz traceur dans la pièce durant la phase d'émission.

Tableau III.24 – Données de mesure : Chambre 4, portes fermées

Ch4-PF	VMI-R DC 1	VMI-R DC 2	VMI-R HSP	VMI-R HAP 1	VMI-R HAP 2	VMC HB 1	VMC HB 2
T_{ext} (°C)	13	15	8	10	10	10	7
HR_{ext} (%)	86	87	86	81	76	81	89
V_{vent} (m.s ⁻¹)	3 (1 à 6)	5 (2 à 14)	4 (1 à 10)	4 (2 à 7)	5 (2 à 10)	1 (0 à 2)	1 (0 à 2)
D_{vent} (Degré)	NEE	NE, E	NE, SE, S	SEE	SE	N, O	SO
Q_{v-tot} (m ³ .h ⁻¹)	104	104	99	93	94	149	136
Q_{v-Ch4} (m ³ .h ⁻¹)	24	24	22	20	20	-	-
Q_{v-SdB} (m ³ .h ⁻¹)	22	31	23	23	26	42	43
$\Delta T_{int-ext}$ (°C)	3	3	5	4	-	6	9
HR_{int} (%)	73	71	59	64	-	59	63
C_{max} (mg.m ⁻³)	377	319	432	382	422	1095	1108
$\tilde{\lambda}$ (h ⁻¹)	0.69	0.71	0.71	0.68	0.71	0.20	0.20

La Figure III.48 montre le pourcentage de transfert de la pièce d'émission, qui est ici la chambre 4, vers les autres pièces de la maison. Dans tous les cas étudiés, le transfert le plus important est vers la salle de bain du fait qu'elle possède un point d'évacuation et qu'elle est au même étage que la pièce d'émission. Il est de 33% dans le 1^{er} test en mode VMI-R DC alors qu'il est 26% en moyenne dans les autres tests de VMI. Cela est dû au débit d'évacuation naturel qui est plus important dans le 1^{er} cas. Toujours à l'étage, on constate que le transfert est négligeable vers la chambre 2, il représente maximum 2%. Par ailleurs, la répartition du polluant au rez-de-chaussée est quasi-homogène, sauf dans le cas de la VMC HB 1, où la concentration du gaz traceur est négligeable malgré le débit d'extraction élevé. Il faut noter que même si le pourcentage de transfert semble moins important avec le système VMC, les concentrations en valeurs absolues sont proches.

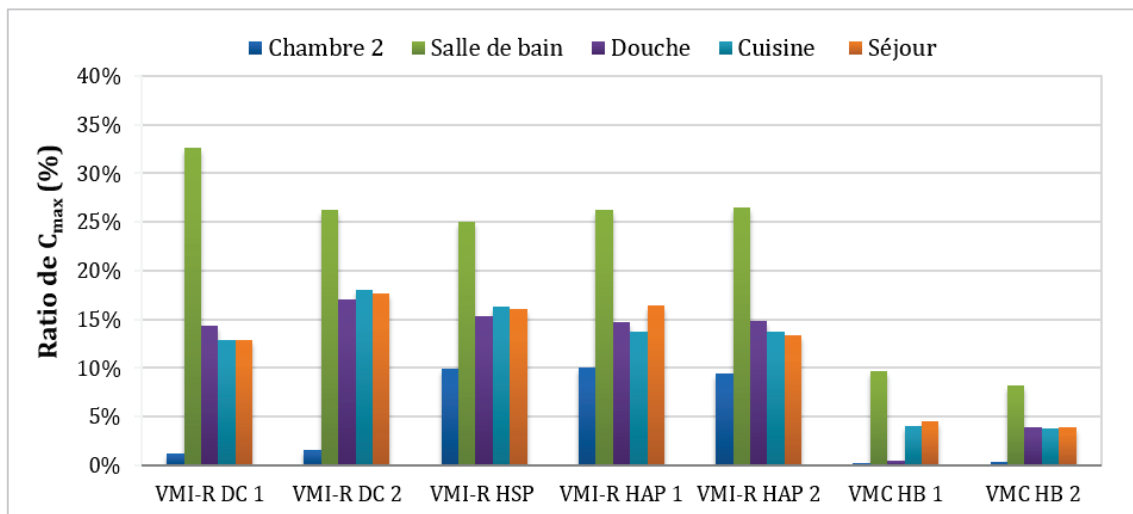

 Figure III.48 – Pourcentage de transfert \widetilde{C}_{max} : Chambre 4, portes fermées

Illustration de l'impact du vent :

Les deux tests de gaz traceur réalisés en mode VMI-R à débit constant, illustrés par la Figure III.47 (a) et (b), présentent une différence durant la phase d'émission. En effet, la croissance de la concentration du fréon dans le test (a) est plus régulière et atteint 377 mg/m³, tandis que dans le test (b) on voit quelques instabilités vers 02:00 et 06:00 et la valeur maximale atteinte n'est que de 319 mg/m³. Cette différence pourrait être expliquée par l'effet du vent. Bien que les conditions de mesure soient très proches pour ces 2 tests, le vent dans le 2^{ème}, de 22:00 à 03:00 vient du nord-est et fluctue entre 6 et 14 m/s. Ceci a favorisé l'évacuation naturelle par la salle de bain et la cuisine où le débit moyen durant cette période se situe entre 32 et 55 m³/h. Par contre, dans le 1^{er}

test, la vitesse du vent varie entre 2 et 6 m/s et le débit d'évacuation de la cuisine : 25-30 m³/h et la salle de bain : 20-30 m³/h.

III.4.6.2 Emission dans la chambre 2

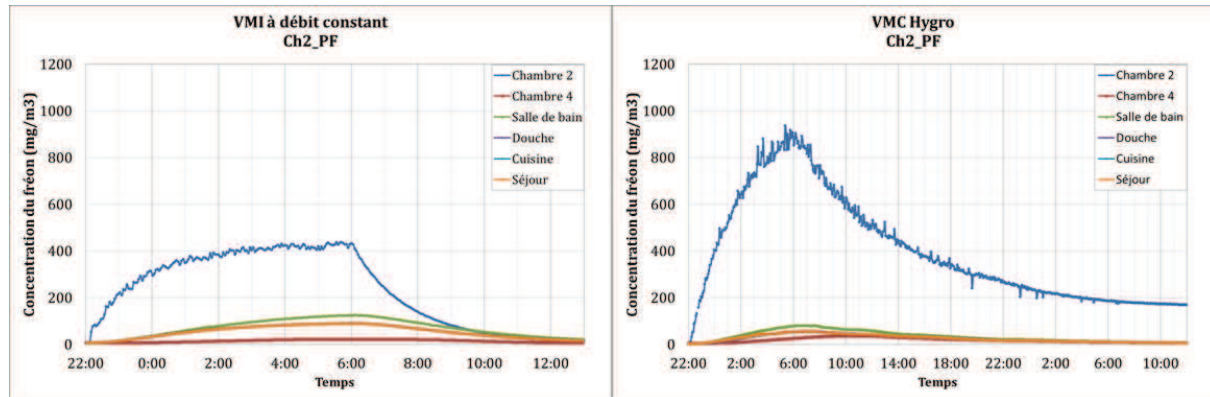


Figure III.49 – Concentration du gaz traceur : Chambre 2, portes fermées

On présente Figure III.49 les courbes de concentration de gaz traceur résultant d'une émission dans la chambre 2, contiguë à la salle de bain. Cette chambre a une orientation différente de celle de la chambre précédente (chambre 4). D'après le Tableau III.25, on voit que le débit global de ventilation dans ces deux cas étudiés est quasi-identique (104 et 105 m³·h⁻¹). Toutefois, la concentration maximale atteinte avec le système de référence (VMC HB) est de 896 mg·m⁻³ alors qu'elle est de 432 mg·m⁻³ pour VMI-R DC. Ce dernier représente un transfert plus important vers les pièces d'évacuation (82 vs. 53 mg·m⁻³) et moins important vers la chambre 4 (17 vs. 32 mg·m⁻³). De plus, la VMI-R DC assure un taux de renouvellement d'air de 0.55 h⁻¹ qui est beaucoup plus important que celui assuré par la VMC (0.13 h⁻¹). Toutefois, on constate que dans les deux cas, N calculé dans cette pièce est plus faible que N calculé dans la chambre 4. Cela pourrait être expliqué par le fait que le détalonnage de la porte de la chambre 2 (2 cm) est moins important que celui de la chambre 4 (2.5 cm).

Tableau III.25 – Données de mesure : Chambre 2, portes fermées

Ch2-PF	VMI-R DC	VMC HB
T _{ext} (°C)	10	5
HR _{ext} (%)	93	83
V _{vent} (m·s ⁻¹)	1 (0 à 2)	1 (0 à 4)
D _{vent} (Degré)	NO (fluctuant)	S (fluctuant)
Q _{v-tot} (m ³ ·h ⁻¹)	104	105
Q _{v-Ch2} (m ³ ·h ⁻¹)	24	NAN
Q _{v-SdB} (m ³ ·h ⁻¹)	19	26
T _{int-ext} (°C)	6	13
HR _{int} (%)	67	46
C_{max} (mg·m ⁻³)	432	896
λ (h ⁻¹)	0.55	0.13
λ̃ (h ⁻¹)	0.59	0.12

Si on compare le comportement de la VMC dans les deux chambres, on trouve que pour le test réalisé dans la chambre 2, la concentration maximale atteinte et le renouvellement d'air sont plus faibles. En effet, durant la phase d'émission, entre 22:00 et 06:00, la différence de température était importante (entre 13 et 17°C) ce qui peut favoriser l'exfiltration et diluer la concentration du fréon. Notons bien que durant cette période il n'y avait pas d'influence du vent, car sa vitesse était

inférieure à 1m/s. Par contre durant la phase de décroissance, le vent du sud a atteint 4 m/s ce qui favorise l'infiltration. Mais la différence de température était toujours important (7-17°C), et on peut supposer que les 2 effets s'annulent. Ainsi, avec un débit de ventilation plus faible, on obtient un taux de renouvellement plus faible.

Finalement, il faut noter que, cette étude ayant été faite sans production d'humidité, on est amené à penser qu'une émission de vapeur d'eau pour simuler le métabolisme d'occupants endormis pourrait sensiblement améliorer les performances des systèmes hygrorégulables.

III.4.7 Effet de l'ouverture des portes intérieures

Dans les paragraphes ci-après on présente les résultats des études réalisées dans la cuisine, le séjour, la salle de bain et la chambre 4 avec les portes intérieures ouvertes. On évoque les résultats de la VMI-R hygrorégulable seulement pour les tests où il y a production d'humidité (pièces de service).

III.4.7.1 Emission dans la cuisine

Les conditions de mesure et les indices de comparaison ainsi que les courbes de gaz traceur pour cette étude sont présentés dans le Tableau III.26 et Figure III.50.

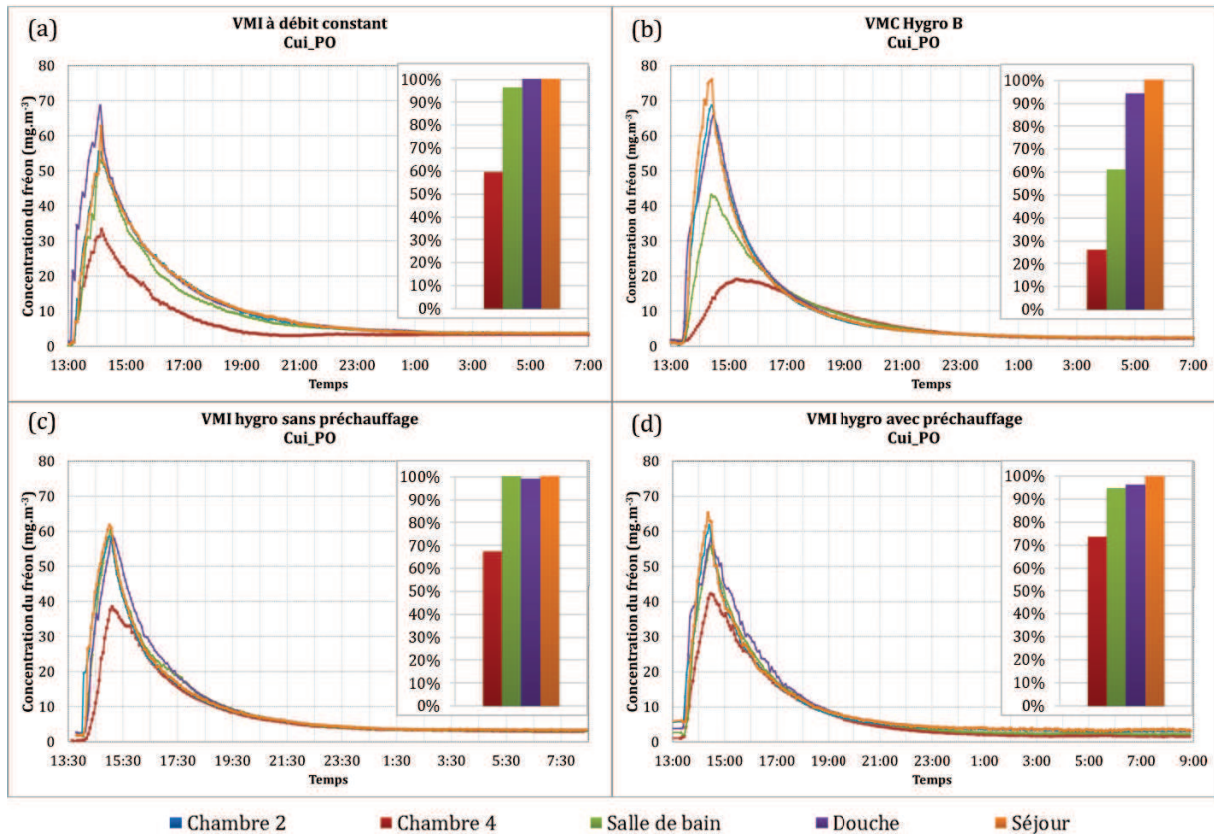
La concentration maximale lorsque les portes sont ouvertes est plus faible que lorsqu'elles sont fermées. Elle atteint les 56 mg.m⁻³ en mode VMI-R et 67 mg.m⁻³ en mode VMC.

Le transfert du gaz traceur depuis la cuisine vers les autres pièces est similaire pour les trois stratégies de la VMI-R. Toutefois, dû à son débit plus élevé, la VMI-R DC assure une réduction plus importante du fréon émis ($\tilde{\lambda}$ vaut 0.71 h⁻¹ en DC, 0.60 en HSP, et 0.57 en HAP).

La concentration est homogène au rez-de-chaussée dans tous les tests. Par contre, le transfert vers l'étage en mode VMC HB est moins important qu'en mode VMI-R (61% et 26% contre, en moyenne, 67 et 98% vers la salle de bain et la chambre 4 respectivement). Ceci pourrait être expliqué par le fait que le débit d'extraction de la VMC au rez-de-chaussée ($Q_{\text{Cui}} + Q_{\text{Dche}} = 105 \text{ m}^3/\text{h}$) est plus important que le débit global de la VMI-R sous toutes ses formes et que la source d'émission se trouve entre ces deux points d'évacuation.

Tableau III.26 – Données de mesure : Cuisine, portes ouvertes

Cui-PO	VMI-R DC	VMI-R HSP	VMI-R HAP	VMC HB
T _{ext} (°C)	12	5	5	6
HR _{ext} (%)	74	82	70	79
V _{ent} (m.s ⁻¹)	2 (0 à 4)	3 (0 à 6)	3 (2 à 5)	1 (0 à 4)
D _{vent} (degré)	0	SO	OSO	0
Q _{tot} (m ³ .h ⁻¹)	105	97	83	135
Q _{Séj-in} (m ³ .h ⁻¹)	35	35	32	S/O
Q _{Cui-ev} (m ³ .h ⁻¹)	31	39	42	69
T _{int} (°C)	18	16	21	17
HR _{int} (%)	59	46	30	55
N _h (heures)	0	0	0	0
C _{max} (mg.m ⁻³)	55	56	56	67
$\tilde{\lambda}$ (h ⁻¹)	0.71	0.60	0.57	0.65


 Figure III.50 – Concentration du gaz traceur et \widetilde{C}_{max} : Cuisine, portes ouvertes

III.4.7.2 Emission dans le séjour

Tableau III.27 – Données de mesure : Séjour, portes ouvertes

Séj-PO	VMI-R DC	VMC HB
T_{ext} (°C)	12	9
HR_{ext} (%)	91	85
V_{vent} (m.s ⁻¹)	1 (0 à 2)	2 (1 à 4)
D_{vent} (Degré)	0	OSO
Q_{tot} (m ³ .h ⁻¹)	103	154
$Q_{Séj-in}$ (m ³ .h ⁻¹)	35	S/O
Q_{Cui-ev} (m ³ .h ⁻¹)	26	75
T_{int} (°C)	17	17
HR_{int} (%)	67	62
C_{max} (mg.m ⁻³)	139	157
$\widetilde{\lambda}$ (h ⁻¹)	0.38	0.54

Pour les deux systèmes étudiés, VMI-R DC et VMC HB (cf. Figure III.51), durant la phase d'émission l'évolution de la concentration du fréon dans la cuisine est proche de celle du séjour (\widetilde{C}_{max} est près de 94%). Le transfert vers les autres pièces d'évacuation est plus important dans le cas de la VMI-R, où \widetilde{C}_{max} est supérieure à 90%. Dans le cas de la VMC, \widetilde{C}_{max} est de 71% dans la salle de bain et de 80% dans la douche. Concernant le transfert vers les chambres, la concentration du fréon représente 74 % du niveau atteint dans la pièce d'émission dans le cas de la VMI comme de la VMC. Soulignons que, la concentration du fréon est plus importante dans le cas de la VMC (157 mg.m⁻³ contre 139 mg.m⁻³) bien que le débit d'extraction global soit élevé (154 m³.h⁻¹ contre 103 m³.h⁻¹ dans le cas de l'insufflation).

Les niveaux de la pollution pour une émission du côté du séjour sont plus hauts que pour une émission du côté cuisine en raison de l'éloignement de la source de l'évacuation.

Après l'arrêt de l'injection, la décroissance est quasi-identique dans tous les points de mesure avec $\tilde{\lambda}$ de 0.38 h⁻¹ pour la VMI et 0.54 h⁻¹ pour la VMC.

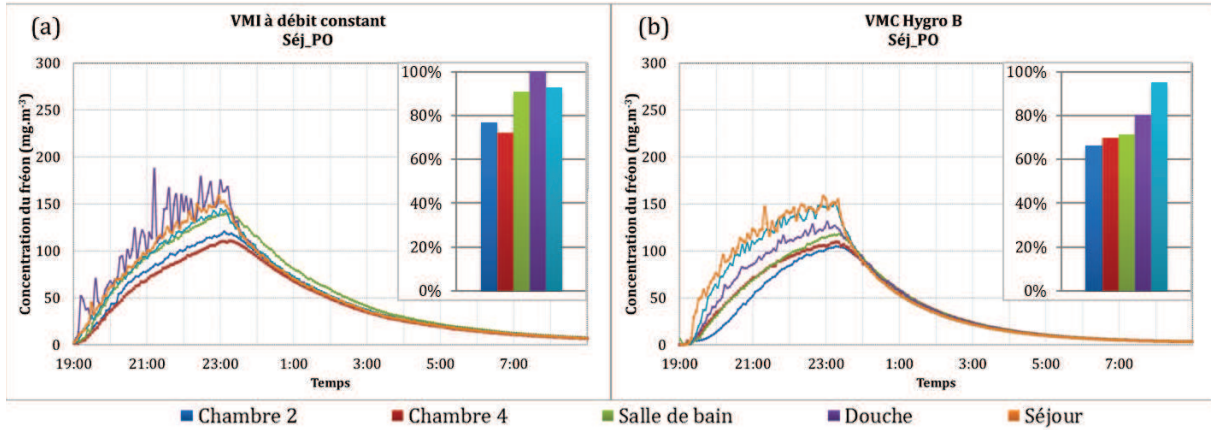


Figure III.51 – Concentration du gaz traceur et \tilde{C}_{max} : Séjour, portes ouvertes

III.4.7.3 Emission dans la salle de bain

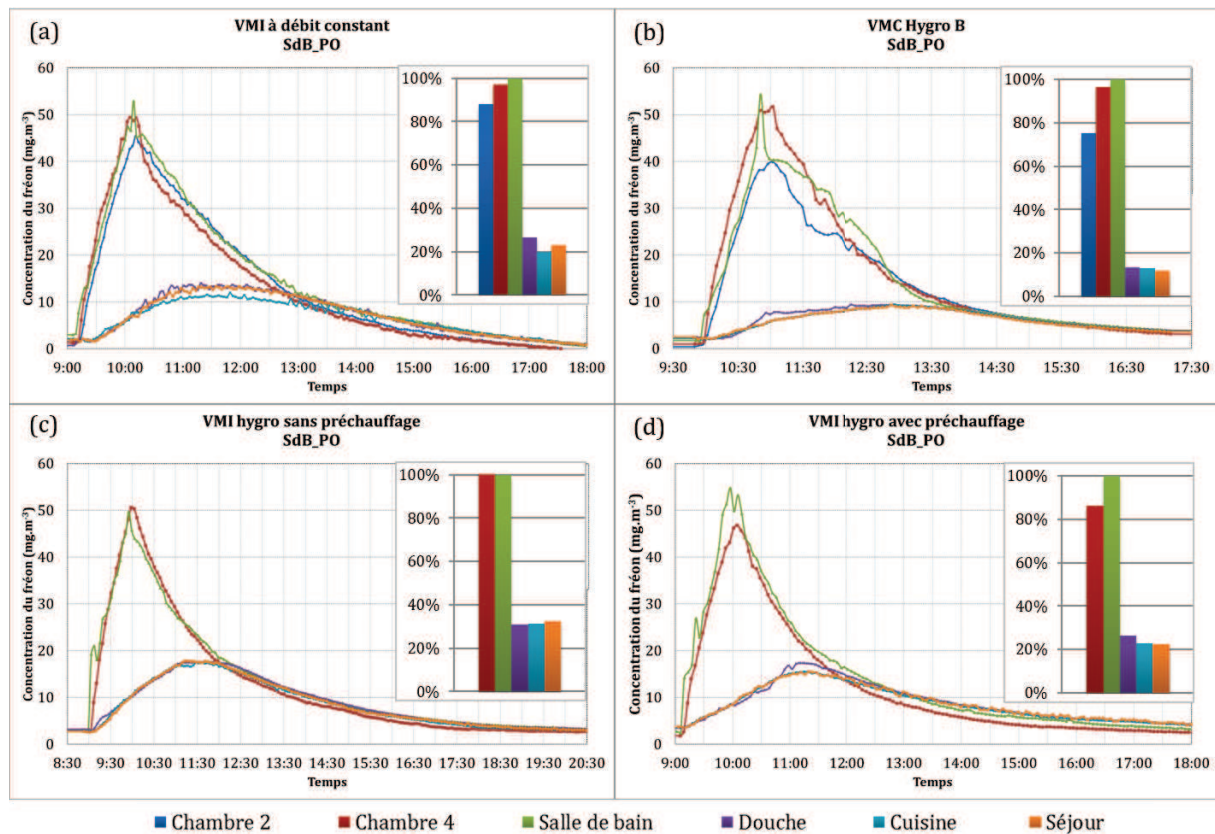


Figure III.52 – Concentration du gaz traceur et \tilde{C}_{max} : Salle de bain, portes ouvertes

Dans cette partie, l'injection a lieu dans la salle de bain, toujours avec les portes intérieures ouvertes. Les résultats, présentés Figure III.52 et Tableau III.26, montrent que le comportement des quatre stratégies étudiées est quasi-similaire vis-à-vis du polluant injecté.

La dispersion du polluant est quasi-uniforme entre les pièces du rez-de-chaussée ainsi qu'entre les pièces de l'étage. Le niveau atteint dans la salle de bain est proche de 50 mg.m^{-3} et celui des chambres est près de 47 mg.m^{-3} , à l'exception de la chambre 2 -dans le cas de la VMC- où la concentration maximale enregistrée est de 40 mg.m^{-3} . On peut noter qu'au rez-de-chaussée les concentrations du fréon atteignent leurs niveaux maximum une heure et demie après l'arrêt de l'injection. Ils sont de l'ordre de 15 mg.m^{-3} (VMI-R) et 10 mg.m^{-3} (VMC). Le principe de balayage n'est donc pas respecté par toutes les stratégies.

Le nombre d'heures de dépassement de 75% d'humidité relative est élevé dans le cas VMI-R DC (8.9 h) suivi par le cas VMC HB (4.4 h). Ceci est dû à a forte humidité extérieure et au fait que la température extérieure est proche de la température de consigne de chauffage, donc on n'a pas eu besoin de beaucoup chauffer. Ce n'est pas le cas des tests réalisés en mode VMI-R hygro, où la température extérieure est faible et où le chauffage a réduit l'humidité intérieure. Celle-ci était suffisamment faible pour que le dépassement des 75% HR par la production de vapeur d'eau dans la salle de bain n'ai duré que 1.6 h (VMI-R HSP) et 0.9 h (VMI-R HAP). On rappelle que le préchauffage de l'air entraîne la baisse de son humidité relative.

Tableau III.28 – Données de mesure : Salle de bain, portes ouvertes

SdB-PO	VMI-R DC	VMI-R HSP	VMI-R HAP	VMC HB
T_{ext} (°C)	14	6	4	13
HR_{ext} (%)	90	72	73	74
V_{vent} (m.s^{-1})	2 (0 à 2)	2 (0 à 4)	4 (2 à 5)	2 (0 à 4)
D_{vent} (Degré)	S	N, NE	NO	ENE
$Q_{v\text{-tot}}$ ($\text{m}^3.\text{h}^{-1}$)	105	98	88	157
$Q_{v\text{-SdB}}$ ($\text{m}^3.\text{h}^{-1}$)	18	24	23	53
T_{int} (°C)	18	16	20	19
HR_{int} (%)	85	66	49	77
N_h (heures)	8.9	1.6	0.9	4.4
C_{max} (mg.m^{-3})	50	47	52	53
$\tilde{\lambda}$ (h^{-1})	0.53	0.45	0.68	0.54

III.4.7.4 Emission dans la chambre 4

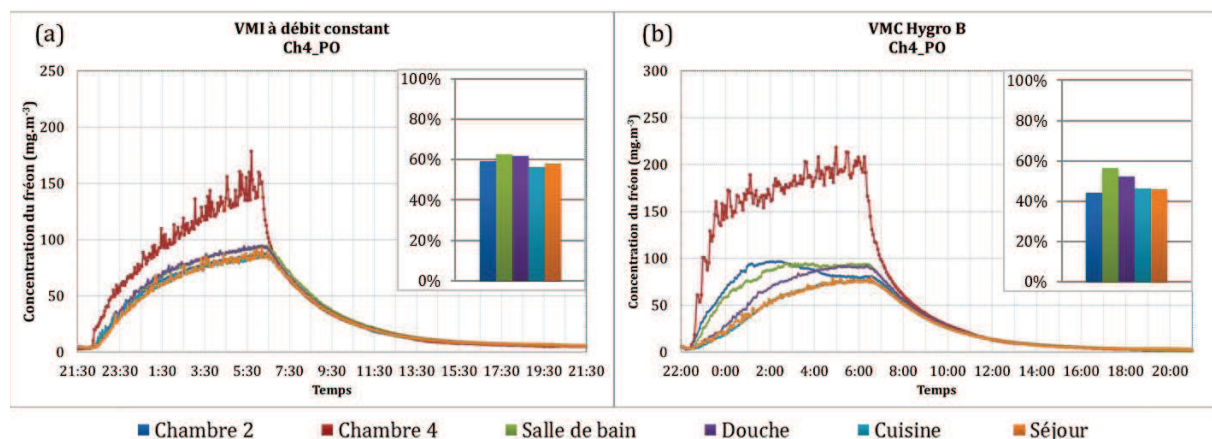


Figure III.53 – Concentration du gaz traceur et $\widetilde{C}_{\text{max}}$: Chambre 4, portes ouvertes

Dans cette dernière configuration, toutes les portes intérieures sont ouvertes et l'émission du fréon se passe dans la chambre 4 pendant 8 heures.

L'ouverture des portes provoque la pollution de toute la maison. Avec la ventilation mécanique par insufflation, la distribution du gaz traceur est quasi-uniforme partout. On retrouve dans les différentes pièces de mesure près de 60% de la concentration maximale atteinte dans la pièce d'émission, qui est de l'ordre de 143 mg.m^{-3} .

Pour la ventilation par extraction, on remarque une augmentation rapide de la concentration en polluant dans la chambre 4 jusqu'à 150 mg.m^{-3} puis une stabilisation à 200 mg.m^{-3} à la fin de l'injection. Le transfert se fait tout d'abord vers les pièces de l'étage, où les concentrations dans la salle de bain et la chambre 2 sont plus élevées qu'au rez-de-chaussée les premières 6 heures d'injection. Les deux dernières heures de la phase d'injection, on constate que les niveaux du fréon se stabilisent dans les salles d'eau à 50% C_{max} et dans les pièces de vie à 43% C_{max} . Il est à noter qu'aucun élément mesuré (météorologique, débit d'air et autres) ne permet d'expliquer la décroissance enregistrée dans la chambre 2 à partir de 02:00.

Au niveau de la phase de décroissance, la VMC HB a mis 76 min pour faire décroître C_{max} de 63.2 % alors que la VMI-DC a mis 117 min. Ceci s'explique notamment par la différence entre les débits d'air

Tableau III.29 – Données de mesure : Chambre 4, portes ouvertes

Ch4-PO	VMI-R DC	VMC HB
T_{ext} (°C)	12	10
HR_{ext} (%)	86	86
V_{vent} (m.s ⁻¹)	2 (0 à 3)	2 (0 à 4)
D_{vent} (degré)	NE	NE, E
$Q_{\text{v-tot}}$ (m ³ .h ⁻¹)	104	137
$Q_{\text{v-Ch4}}$ (m ³ .h ⁻¹)	24	S/O
$Q_{\text{v-SdB}}$ (m ³ .h ⁻¹)	18	40
T_{int} (°C)	17	17
HR_{int} (%)	72	59
C_{max} (mg.m ⁻³)	150	200
$\tilde{\lambda}$ (h ⁻¹)	0.51	0.79

III.4.8 Analyse de la pression différentielle

La surpression imposée par les systèmes de ventilation par insufflation est un élément important pour lutter contre les polluants extérieurs, surtout ceux qui sont régis par la différence de pression intérieur-extérieur, tel que le radon. On s'intéresse alors à évaluer le niveau de cette surpression au cours des essais réalisés dans cette étude.

Les figures ci-dessous présentent les pressions différentielles enregistrées dans la chambre 4, la douche et le séjour, au cours de quelques tests effectués en mode VMI-R à débits constants (Figure III.54) et en mode VMC HB (Figure III.55). Bien qu'on ait essayé de protéger les tuyaux du micro-baromètre du vent, les figures montrent que celui-ci influence les mesures. Nous voyons deux raisons possibles pour cette influence. La première est que, le vent influence directement les mesures par sa pression dynamique. La deuxième est que l'influence du vent, sur les débits d'évacuation libres (VMI) et les débits d'entrée libres (VMC), a modifié la pression statique à l'intérieur de la maison. En revanche, on a déjà bien vérifié que lorsque la vitesse du vent est inférieure à 3 m.s^{-1} , le résultat obtenu n'est autre que la différence de pression statique.

Sans l'effet du vent, la ventilation mécanique par insufflation impose une surpression de l'ordre de 2 Pa dans la chambre 4 et dans la douche mais une dépression dans le séjour de -3.5 Pa. En effet, la somme des débits d'évacuation de la cuisine et de la douche dépasse toujours le débit d'insufflation de la cuisine.

En revanche, la dépression dans le séjour avec la ventilation mécanique par extraction varie entre -7 et -5 Pa. Dans la douche, elle est de l'ordre de -2 Pa et dans la chambre elle est inférieure à -1 Pa. Ce qui confirme le niveau élevé du fréon durant l'essai de transfert depuis cette pièce.

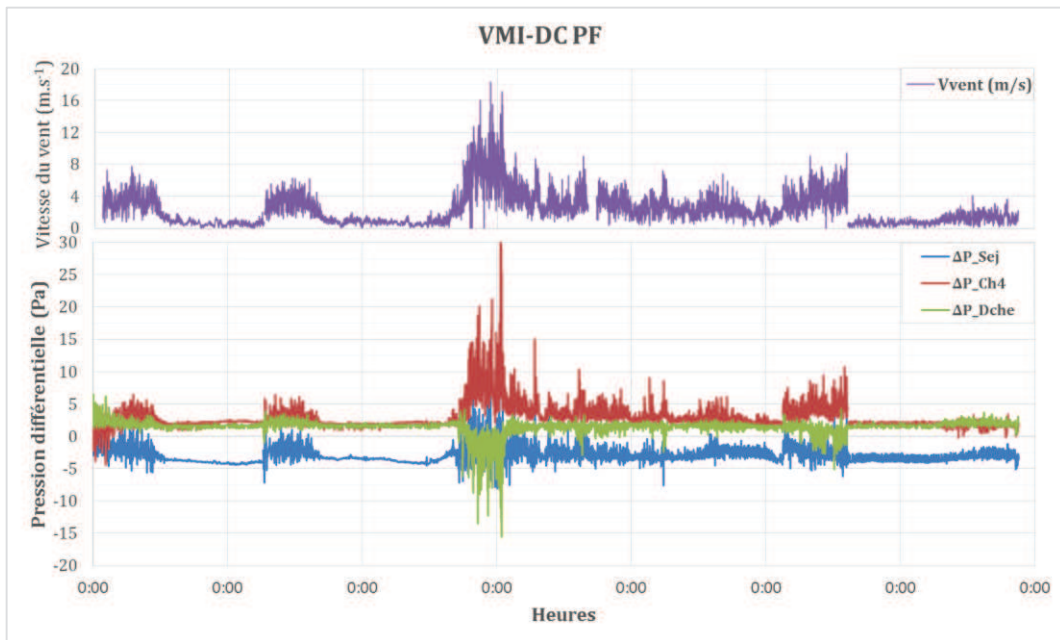


Figure III.54 – Pression différentielle et vitesse du vent : VMI-R DC, portes fermées

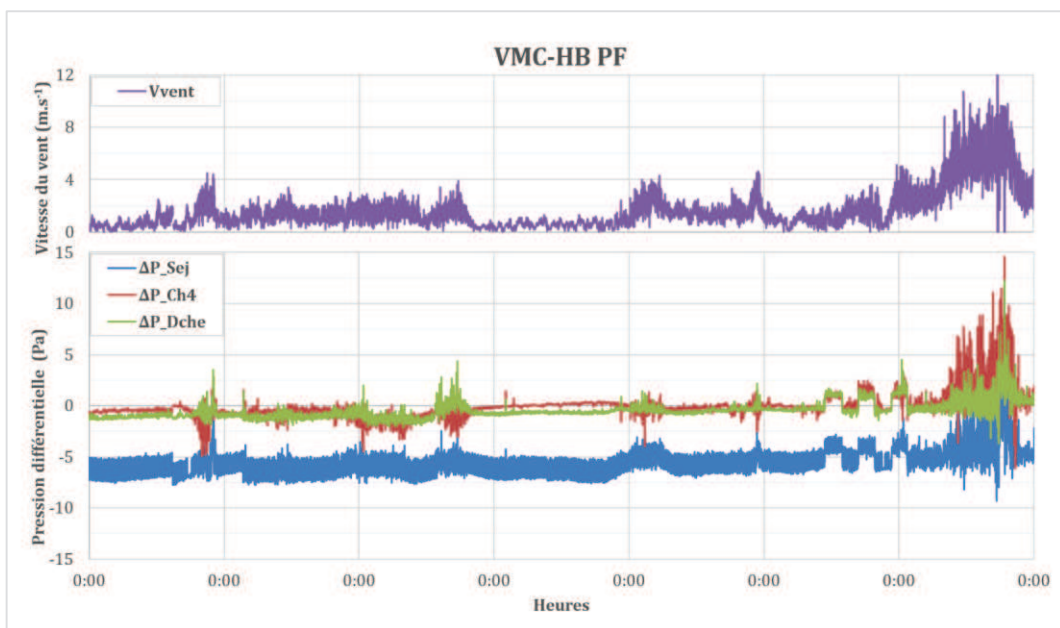


Figure III.55 – Pression différentielle et vitesse du vent : VMC HB, portes fermées

III.4.9 Synthèse

Les résultats présentés dans cette première partie montrent que, même si la VMI-R ne contrôle pas mécaniquement les débits d'évacuation dans les pièces de service, comme c'est le cas de la VMC HB, le principe de balayage est bien respecté. De plus, pour des débits globaux de ventilation nettement moins importants dans le cas de la VMI-R, la performance de celle-ci est proche, voire parfois meilleure, que celle de la VMC.

Le renouvellement d'air assuré dans la cuisine/séjour est quasiment similaire pour les deux systèmes. Notons que, quelle que soit la stratégie de ventilation utilisée, la pollution produite dans une cuisine de type américaine est retrouvée dans le séjour.

Le débit d'évacuation libre dans la salle de bain dans le cas de la VMI-R hygro se situe entre 20 et 45 m³.h⁻¹, donc bien inférieur à celui de la VMC hygro, alors que l'évacuation de l'humidité produite est comparable.

Les niveaux de pollution enregistrés dans les chambres, correspondant au scénario de sommeil des occupants, sont nettement moins élevés avec un apport d'air local. Cependant, au cours de cette étude, la production de vapeur d'eau par le métabolisme humain n'a pas été prise en compte. Au final, nous pouvons dire que pour la VMC HB, les entrées d'air hygroréglables véhiculaient des débits sous-estimés.

Par ailleurs, pour les deux systèmes, les résultats ont montré que les effets moteurs naturels (le tirage thermique et le vent), influencent l'écoulement d'air et, par voie de conséquence, le transfert des espèces polluantes.

De même, l'ouverture des portes inter-pièces modifie le sens des échanges aérauliques internes et perturbe le fonctionnement du principe de balayage. Les polluants émis localement se retrouvent à peu près partout dans la maison.

Enfin, les mesures de la pression différentielle indiquent qu'avec un vent inférieur à 3 m.s⁻¹, la VMI-R assure une surpression de l'ordre de 2 Pa. Ceci, pourrait bloquer les flux de polluant gazeux du sol, comme le radon, qui risquerait d'entrer dans le bâtiment.

Nous allons maintenant passer aux transferts de particules fines depuis le milieu extérieur.

III.5 ETUDE DE TRANSFERT DES PARTICULES FINES DEPUIS L'EXTERIEUR

Bien que la concentration des particules à l'intérieur des bâtiments soit influencée par des sources intérieures et extérieures, les particules d'origines extérieures peuvent être plus préjudiciables à la santé humaine comme nous l'avons vu dans le 1^{er} chapitre. Leur infiltration vers l'intérieur se fait principalement par l'intermédiaire du système de ventilation existant et à travers les défauts d'étanchéité du bâtiment. Toutefois, un système de ventilation mécanique ayant un filtre permet de réduire leur pénétration (Quang et al., 2013). L'objectif de cette étude est tout d'abord d'expliquer, pour chacun des deux systèmes de ventilation étudiés, la VMI-R à débit constant et la VMC HB, le niveau de pollution particulaire intérieure à l'aide de plusieurs paramètres pouvant y contribuer, comme :

- la concentration particulaire extérieure C_{ext} ,
- la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ΔT ,
- la différence de pression statique entre l'intérieur et l'extérieur ΔP ,
- l'humidité relative intérieure HR_{int} ,
- et la vitesse du vent V_{vent} .

Ensuite, nous évaluerons l'effet d'une simple occupation et de l'ouverture et fermeture des portes. Pour cela, nous nous intéresserons aux méthodes de corrélations entre deux variables quantitatives les plus connues et utilisées en statistique, la régression linéaire, la corrélation de Pearson et le coefficient de Spearman.

Dans cette partie, nous présentons tout d'abord l'efficacité de filtration de la VMI® mesurée sur site. Puis, les différents cas étudiés sont présentés ainsi que les méthodes statistiques utilisées avant de passer à l'analyse des résultats.

III.5.1 Efficacité de filtration de la VMI

Le Tableau III.31 montre les efficacités de filtration moyennées sur 24 heures ainsi que la moyenne totale au cours de cinq jours de mesure et cela pour tous les intervalles de taille de

particules. Comme nous pouvons le voir, les valeurs obtenues depuis nos expérimentations in-situ sont inférieures à celles déclarées par le fabricant du filtre (Tableau I.4). Cela peut être dû à la différence entre les protocoles de mesure utilisées par le centre technique CETIAT (laboratoire) d'une part et par le LaSIE (environnement réel) d'autre part. Le CETIAT a utilisé des aérosols de latex neutralisé (particules solides) alors que, nous concernant, il s'agissait des particules présentes dans l'air ambiant. De plus, les essais au centre technique ont été effectués à un débit moyen de 3400 m³/h, une température de 20,3 °C, une humidité relative de 45 % et une pression atmosphérique de 994 hPa. Dans notre cas, le débit d'essai était de l'ordre de 104 m³/h et la température et l'humidité relative moyennes globales étaient 16 °C et 62 % (Tableau III.30). En outre, la différence peut être également due à la position du point d'échantillonnage qui est installé directement à la sortie du ventilateur, proche de la paroi du tuyau. Dans cette zone l'écoulement est forcément singulier.

Tableau III.30 – Température et humidité relative pendant les tests

Test	Minimum		Moyen		Maximum	
	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)	T (°C)	HR (%)
Jour 1	11.7	35.8	17.7	67.3	31.2	85.4
Jour 2	8.9	33.9	17.3	54.4	30.0	77.5
Jour 3	9.8	41.0	16.1	58.5	25.2	79.9
Jour 4	6.7	28.2	16.6	55.5	35.8	77.2
Jour 5	9.2	61.2	12.5	76.2	14.9	90.2
Moyenne	9.3	40.0	16.0	62.4	27.4	82.0

Du fait que les conditions climatiques le 2^{ème} et le 3^{ème} jour sont quasiment identiques, nous trouvons des efficacités très proches pour tous les intervalles de particules. Nous constatons également que l'efficacité de filtration est directement proportionnelle à la taille des particules (à l'exception de 0.3-0.4µm), car en effet celle-ci augmente en moyenne de 34% pour 0.4-0.5 µm à 84% pour 2.0-3.0 µm.

La valeur de l'efficacité élevée pour la taille 0.3-0.4 µm est due probablement à une incertitude de mesure du fait qu'on s'approche du seuil minimal de la bande de mesure des Grimm.

Tableau III.31 – Efficacité de filtration VMI®

Test	0.3-0.4	0.4-0.5	0.5-0.65	0.65-0.8	0.8-1.0	1.0-1.6	1.6-2.0	2.0-3.0
Jour 1	53%	32%	38%	56%	62%	64%	79%	92%
Jour 2	44%	36%	41%	56%	61%	62%	77%	86%
Jour 3	41%	35%	38%	50%	54%	59%	68%	77%
Jour 4	43%	32%	40%	55%	60%	62%	76%	86%
Jour 5	36%	37%	39%	42%	47%	55%	53%	78%
Moyenne	44%	34%	39%	52%	57%	60%	71%	84%

III.5.2 Les cas étudiés

Les différents scénarios que nous avons étudiés sont présentés dans le Tableau III.32. Les mesures ont été réalisées de 12:30 à 06:30 (une durée de 18 heures). L'occupation a été réalisée pendant une heure : ouverture de la porte du garage à 13:00, déplacement d'une personne au rez-de-chaussée, activation d'une source d'humidité (une casserole d'eau sur la plaque chauffante). Au cours de ces tests, les conditions climatiques, la différence de pression statique, l'humidité relative et la température intérieures ont été mesurées.

Tableau III.32 – Transfert des particules : scénarios étudiés

Système	Avec occupation (AO)	Sans occupation (SO)
VMI-R DC	Portes ouvertes (PO)/Portes fermées (PF)	Portes fermées (PF)
VMC HB	Portes ouvertes (PO)	Portes ouvertes (PO)

Tout d'abord, nous comparons les deux systèmes de ventilation, VMI/VMC PO AO : portes ouvertes et avec occupation, afin de voir le comportement de chaque système vis-à-vis de la pollution extérieure. Nous avons choisi le cas des portes ouvertes car, d'après les tests de gaz traceur, il a été constaté que le taux de renouvellement d'air assuré par la VMC dans les chambres restait négligeable. On suppose que l'effet de la pollution extérieure est négligeable du simple fait que le flux d'air est très faible. Les autres tests seront utilisés afin d'évaluer l'effet de la fermeture des portes et l'influence de l'occupation.

Les données météorologiques pour chaque campagne de mesure VMI/VMC PO AO sont présentées sous forme d'une distribution statistique de base (**Erreur ! Référence non valide pour un signet.**). Les mesures sont faites dans des conditions climatiques voisines, avec un vent faible venant de l'ouest. Les températures extérieure et intérieure ont parfois été plus élevées, impliquant des humidités relatives extérieure et intérieure plus faibles pour la VMI que pour la VMC. Concernant le rayonnement solaire, celui-ci était plus faible dans le cas de la VMC.

Tableau III.33 – Description statistique des mesures météorologiques

	Minimum	Q1	Q2	Q3	Maximum	Moyen	Ecart-type
VMI PO AO							
\vec{V}_{vent} (degré)	57.9	222.8	249.6	265.5	313.0	237.7	45.8
$ \vec{V} _{\text{vent}}$ (m/s)	0.5	0.9	1.2	2.6	3.9	1.7	1.0
T_{ext} (°C)	5.7	7.6	11.2	16.1	17.5	11.8	4.1
T_{int} (°C)	17.5	18.4	19.4	19.9	20.3	19.2	0.9
HR _{ext} (%)	50.0	58.8	75.2	88.3	91.6	72.7	14.1
HR _{int} (%)	42.7	45.0	47.5	49.3	52.8	47.3	2.7
P _{atm} (hPa)	1014.5	1015.2	1016.9	1017.6	1017.8	1016.4	1.2
Ray (W/m)	0.0	0.0	0.0	245.2	766.0	147.2	227.5
VMC PO AO							
\vec{V}_{vent} (degré)	9.1	212.7	260.5	290.7	329.6	243.3	66.9
$ \vec{V} _{\text{vent}}$ (m/s)	0.1	0.5	0.7	1.5	3.1	1.1	0.8
T_{ext} (°C)	1.9	2.8	4.8	10.3	11.7	6.0	3.5
T_{int} (°C)	16.1	16.3	16.6	16.9	17.0	16.6	0.3
HR _{ext} (%)	54.2	60.0	84.6	91.1	92.9	78.4	14.7
HR _{int} (%)	55.2	57.1	59.2	60.4	61.3	58.8	1.9
P _{atm} (hPa)	1006.7	1008.3	1008.6	1008.9	1009.4	1008.4	0.7
Ray (W/m)	0.0	0.0	0.0	26.6	403.9	63.8	128.6
Q1 : 1 ^{er} quartile (<25%)		Q2 : Médiane		Q3 : 3 ^{ème} quartile (>75%)			

Le **Erreur ! Référence non valide pour un signet.** et le Tableau III.35 montrent la distribution statistique de la concentration de particules mesurée à l'intérieur et à l'extérieur durant les deux campagnes de mesures.

Tableau III.34 – Distribution statistique des concentrations mesurées : VMI PO AO (p/l)

VMI	Minimum	Q1	Q2	Q3	Maximum	Moyen	Ecart-type
C_{ext}							
0.3-0.4 µm	6065	9015	11755	16782	56433	14818	8831
0.4-0.5 µm	1903	2850	3681	5264	37020	4807	4055
0.5-0.65 µm	1325	1675	2008	2396	19715	2356	1955
0.65-0.8 µm	627	906	1021	1204	10816	1175	1045
0.8-1.0 µm	406	599	689	801	10156	823	985
1.0-1.6 µm	294	417	489	563	6804	599	691
1.6-2.0 µm	86	133	159	188	3168	198	297
2.0-3.0 µm	152	220	256	291	4785	323	463
C_{int}							
0.3-0.4 µm	4169	5880	6920	8076	9830	6942	1368
0.4-0.5 µm	1270	1624	1944	2235	2556	1941	363
0.5-0.65 µm	528	937	1047	1118	1768	1035	254
0.65-0.8 µm	193	361	446	612	1227	511	239
0.8-1.0 µm	76	167	239	387	893	303	189
1.0-1.6 µm	23	55	107	194	556	150	126
1.6-2.0 µm	5	14	28	57	220	45	45
2.0-3.0 µm	1	4	15	47	310	40	62

Q1 : 1^{er} quartile (<25%) Q2 : Médiane Q3 : 3^{ème} quartile (>75%)

Tableau III.35 – Distribution statistique des concentrations mesurées : VMC PO AO (p/l)

VMC	Minimum	Q1	Q2	Q3	Maximum	Moyen	Ecart-type
C_{ext}							
0.3-0.4 µm	4747	24569	99951	190383	517450	132211	126789
0.4-0.5 µm	1247	5730	27544	50757	165365	37941	37942
0.5-0.65 µm	633	1570	5055	10211	44231	8236	8487
0.65-0.8 µm	387	642	1141	1689	8384	1522	1267
0.8-1.0 µm	256	336	461	597	1838	520	263
1.0-1.6 µm	161	204	231	282	446	245	55
1.6-2.0 µm	36	55	69	82	106	69	16
2.0-3.0 µm	74	103	119	152	260	133	43
C_{int}							
0.3-0.4 µm	4221	6427	42546	66294	74572	38389	27181
0.4-0.5 µm	1194	1701	11638	17448	19962	10315	7270
0.5-0.65 µm	508	625	2890	4326	5050	2636	1723
0.65-0.8 µm	203	239	616	851	1019	573	294
0.8-1.0 µm	97	138	203	253	300	198	64
1.0-1.6 µm	42	61	68	76	96	69	11
1.6-2.0 µm	13	18	20	25	35	22	5
2.0-3.0 µm	10	14	16	20	39	19	7

Q1 : 1^{er} quartile (<25%) Q2 : Médiane Q3 : 3^{ème} quartile (>75%)

III.5.3 Méthodes de corrélations statistiques

III.5.3.1 La régression linéaire simple

Un modèle de régression linéaire est une technique statistique permettant de modéliser la relation linéaire entre une ou plusieurs variables explicatives 'x_i' et une variable à expliquer 'y' dite dépendante. L'équation d'un modèle simple, avec une seule variable x, est donnée comme suit :

$$y = \beta x + \gamma + \varepsilon \quad (\text{III.19})$$

Avec, β et γ sont le coefficient et la constante de régression respectivement, ε est l'erreur centrée (son espérance est nulle) et de variance constante, $\varepsilon \sim N(0, \sigma^2)$.

Pour juger la significativité du modèle, l'hypothèse de nullité du coefficient de régression ($H_0 : \beta=0$) peut être testée à l'aide de la statistique de Student. Sous H_0 , la variable $|t|$ suit une loi de Student de $(n-2)$ degré de liberté.

$$|t| = \frac{\hat{\beta}}{SE_{\hat{\beta}}} \sim \mathcal{T}(n-2) \quad (III.20)$$

$\hat{\beta}$ et $SE_{\hat{\beta}}$ sont le coefficient de régression et son erreur standard estimés.

H_0 est rejetée avec un certain risque α lorsque $|t|$ est supérieure au quantile d'ordre $(1-\alpha/2)$ de la loi de Student à $(n-2)$ degrés de liberté $t_{(1-\alpha/2)}(n-2)$, ou si la probabilité critique, P-valeur, associée est inférieure à α .

Le coefficient de détermination R^2 est une mesure de qualité de l'ajustement. Il précise le pourcentage de valeurs expliquées par la régression linéaire simple défini par une droite traversant le nuage des points (x,y) . Il est exprimé par le rapport entre la variance expliquée par le modèle $\sigma_{expliquée}$ et la variance totale ou à expliquer σ_{totale} (Aubert, 2011).

$$R^2 = \frac{\sigma_{expliquée}}{\sigma_{totale}} = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (III.21)$$

Avec \hat{y} est la valeur estimée par le modèle (III.19).

III.5.3.2 La corrélation de Pearson

Le coefficient de corrélation de Pearson ' r ' reflète l'existence, l'intensité et le sens d'une liaison linéaire entre deux variables x et y . Il est défini comme étant le rapport entre la covariance des deux variables et le produit de leurs écarts types. Donc pour une population de ' n ' observations, r est calculé directement à l'aide de l'équation (III.22).

$$r = \frac{Cov(x, y)}{\sigma_x \times \sigma_y} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \times \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (III.22)$$

Le coefficient r varie donc entre -1 et 1. Les deux variables sont dites « fortement corrélées » positivement lorsque r s'approche de 1 et négativement lorsqu'il s'approche de -1. Une valeur nulle pour r , indique l'absence d'une relation linéaire entre les deux variables (Everitt and Skronka, 2010) si et seulement si (x,y) suit une loi normale bi-variée. Dans le cas contraire, la nullité de r n'implique pas obligatoirement l'indépendance entre x et y , comme par exemple lorsqu'ils sont reliés par une liaison fonctionnelle (par exemple une liaison non-monotone).

Pour tester la significativité de la corrélation, l'hypothèse de nullité du coefficient de corrélation ($H_0 : r=0$) peut être testée à l'aide de la statistique de Student :

$$|t| = \frac{\hat{r}}{\sqrt{\frac{1 - \hat{r}^2}{n-2}}} \sim \mathcal{T}(n-2) \quad (III.23)$$

Si $|t| > t_{(1-\alpha/2)}(n-2)$ ou si P-valeur $< \alpha$, on rejette H_0 .

Le carré du coefficient de Pearson r n'est que le coefficient de détermination de la régression linéaire simple R^2 . Par contre, ce dernier reste un estimateur plus prudent que r , d'où sa préférence par de nombreux statisticiens (Taylor, 1990).

Lorsque la liaison entre les variables est non linéaire, la corrélation de Pearson peut nous induire en erreur sur l'existence et l'intensité de la relation entre les variables. Pour une liaison monotone, r est certes peu adapté mais n'est pas complètement hors propos, il donne des indications quant à l'existence de liaison mais il traduit mal son intensité. Par contre pour une liaison non-monotone, r ne rend compte ni de l'intensité de la liaison, ni même de son existence. Il existe d'autres variantes du coefficient de Pearson pour analyser les liaisons non-linéaire comme le coefficient de Spearman défini ci-après.

III.5.3.3 La corrélation de Spearman

Le coefficient de Spearman ρ est défini comme étant le coefficient de Pearson calculé à partir des transformations des variables originelles (Wilcox, 2003). En effet, l'idée est de substituer aux valeurs observées leurs rangs puis d'y appliquer la corrélation de Pearson. Si $X_i = \text{rang}(x_i)$ et $Y_i = \text{rang}(y_i)$, alors ρ est calculé d'après l'équation (III.22) en remplaçant les variables observées par leurs rangs. En prenant en compte certaines propriétés des rangs (Dodge and Rousson, 2004), on obtient l'équation simplifiée suivant :

$$\rho = \frac{6 \sum_{i=1}^n (X_i - Y_i)^2}{n(n^2 - 1)} \quad (\text{III.24})$$

Puisque le coefficient de Spearman reste une variante du coefficient de Pearson, il reprend les propriétés essentielles : ρ est compris entre $[-1, 1]$, il indique une forte corrélation quand on est proche des bords et une indépendance quand il est nul. De plus, la significativité de l'hypothèse nulle ($H_0 : \rho=0$) est évaluée à l'aide d'un test de *Student*. L'avantage de ce coefficient est qu'il est non paramétrique, l'inférence statistique n'exige pas la normalité des variables x et y . De plus, il caractérise une liaison monotone non linéaire et il est robuste face aux points aberrants, ce qui n'est pas le cas du coefficient de Pearson. Par contre, il reste non opérant devant une liaison non-monotone.

Par ailleurs, les coefficients de corrélation empiriques sont des estimateurs biaisés. Le biais devient négligeable lorsque le nombre d'observations augmente (Aivazian, 1978; Aubert, 2011). Dans notre cas $n=109$, ce que nous jugeons suffisant (ici, une observation correspond à la moyenne sur 10 min des concentrations mesurées).

Soulignons que, du fait que les coefficients de corrélation sont des indicateurs statistiques, ils ne constituent pas une référence absolue. Richard Taylor a écrit dans son article « Interprétation du coefficient de corrélation » (Taylor, 1990) : "Comme toute valeur statistique, le coefficient de corrélation a peu d'importance, sauf s'il est correctement interprété. Comme toutes les valeurs apportées à une échelle, le coefficient de corrélation est difficile à interpréter". Une des dérives les plus fréquentes et graves de l'analyse de corrélation est d'interpréter une forte corrélation entre les variables comme une relation cause-à-effet. Elle est juste une indication de l'existence et de l'intensité de la relation. Pour ces raisons, l'interprétation des résultats de corrélation est suggestive plutôt que définitive.

III.5.4 Corrélation avec la pollution particulaire extérieure

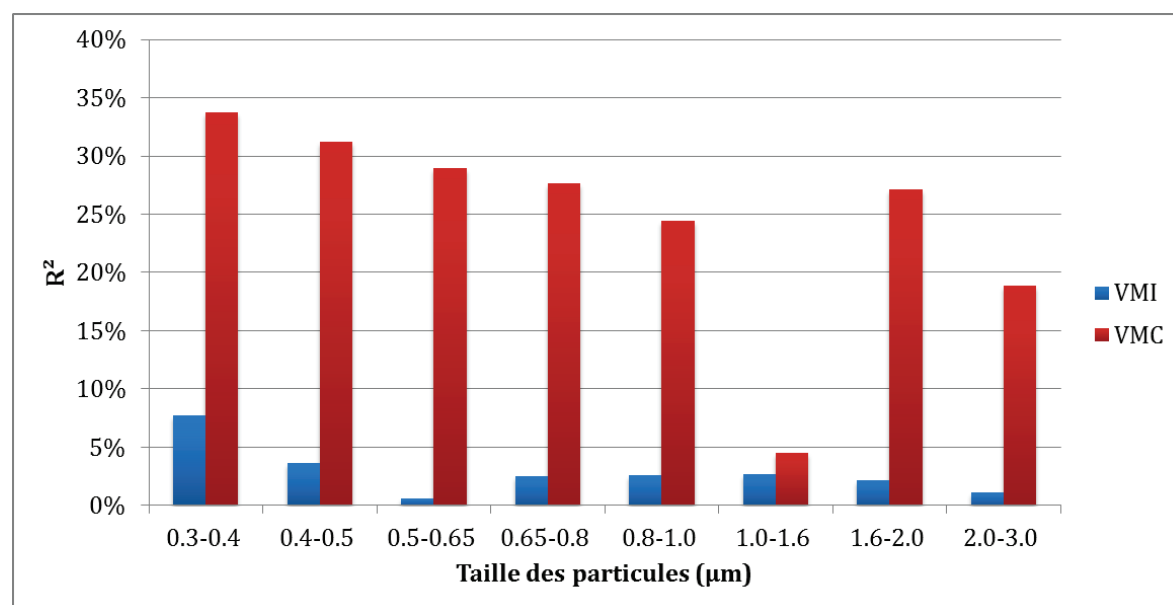
Nous utilisons le coefficient de détermination R^2 dans le cas d'une régression linéaire simple définie au paragraphe III.5.3.1, comme un indicateur d'influence de la concentration particulaire extérieure sur le niveau intérieur. En d'autres termes, R^2 présente le pourcentage pour lequel la variation de la concentration intérieure mesurée est attribuée à l'infiltration de particules venant de l'extérieur. Ce coefficient a servi dans beaucoup d'autres études sur la relation entre la concentration particulaire intérieure et extérieure (Colbeck et al., 2010; Colome et al., 1992; Geller et al., 2002; Massey et al., 2009).

Les résultats de la corrélation entre les deux variables C_{int} et C_{ext} sont groupés dans le Tableau III.36. Comme nous pouvons le remarquer, le *p*-valeur dans le cas de la VMI est supérieur à 5% sauf pour les particules de tailles 0.3-0.5 μm . Donc, nous ne pouvons pas rejeter H_0 pour ces tailles. Par contre, en mode VMC, le *p*-valeur est inférieur à 0,0001 pour toutes les tailles de particules, ce qui nous permet de rejeter l'hypothèse nulle avec un risque α inférieur à 0,01%.

Tableau III.36 – Résultats de la régression linéaire simple

	0.3-0.4	0.4-0.5	0.5-0.65	0.65-0.8	0.8-1.0	1.0-1.6	1.6-2.0	2.0-3.0
VMI PO AO								
R^2	0.077	0.037	0.006	0.025	0.026	0.027	0.022	0.011
t	2.990	2.019	0.802	1.662	1.680	1.707	1.539	1.097
Pr > t	0.003	0.046	0.424	0.099	0.096	0.091	0.127	0.275
β	0.043	0.017	0.010	0.036	0.031	0.030	0.022	0.014
γ	6304.157	1858.983	1011.524	468.232	277.719	131.916	40.431	35.863
VMC PO AO								
R^2	0.338	0.312	0.290	0.277	0.244	0.045	0.271	0.189
t	7.385	6.966	6.607	6.395	5.879	-2.252	6.309	-4.987
Pr > t	< 0,0001	< 0,0001	< 0,0001	< 0,0001	< 0,0001	0.026	< 0,0001	< 0,0001
β	0.125	0.107	0.109	0.122	0.121	-0.045	0.169	-0.070
γ	21919.970	6254.981	1735.949	387.792	134.817	80.037	9.925	28.129

Le coefficient de détermination R^2 illustré par la Figure III.56 indique que, dans le cas de la VMI, seulement 5.7% (0.3-0.5 μm) et 2% (0.5-3.0 μm) en moyenne de variation de la concentration intérieure des particules, est attribuée à la concentration extérieure. Tandis que, pour la VMC, 24.6% en moyenne de variation de C_{int} est attribuée à C_{ext} . On remarque que R^2 diminue avec les tailles de particules sauf pour 1.0-1.6 μm où il est faible (4.5%) et pour 1.6-2.0 μm où il augmente pour atteindre 27.1%.


 Figure III.56 – Coefficient de détermination R^2

Afin d'éliminer le retard de réponse entre la variation de concentration extérieur/intérieur, les concentrations des particules sont moyennées sur 10 min, puis sur 1 heure. De plus, les particules sont regroupées en deux catégories : les PM1.0, donc les particules de tailles 0.3-1.0 μm et les particules de tailles 1.0-3.0 μm qu'on ne nommera pas PM3.0 parce que les PM1.0 sont exclus. Les coefficients de détermination sont présentés Figure III.57.

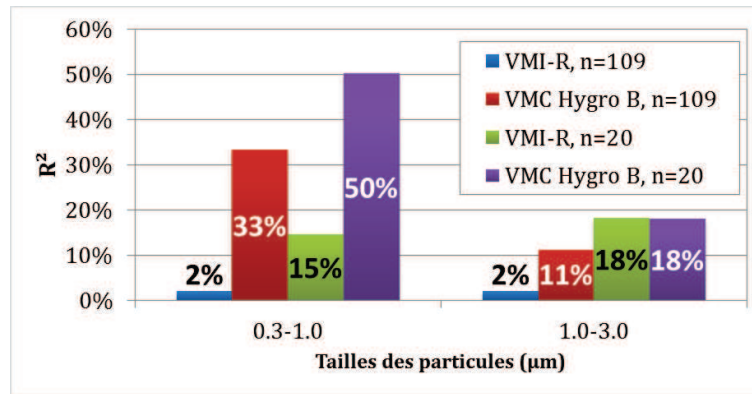


Figure III.57 – Coefficient de détermination R^2 :PM1.0 et PM3.0

On constate que, dans le cas de la VMI, seulement 2% de variation de la concentration intérieure de PM1.0 et PM3.0 est attribuée à la concentration extérieure. Tandis que, pour la VMC, 33% de variation de PM1.0 et 11% de variation de PM3.0 sont attribués à la concentration extérieure. Pour les données moyennées sur 1 heure, les valeurs pour les tailles PM1.0 et PM3.0 sont respectivement de 15% et 18% dans le cas de la VMI et 50% et 18% dans le cas de la VMC.

Dans la plage 1.0-3.0 µm, les données moyennées sur une heure présentent les mêmes valeurs de R^2 pour les deux systèmes. Cependant, en observant les concentrations extérieures de plus près, on remarque qu'elles sont beaucoup plus élevées dans le cas de la VMI, ce qui atteste d'une meilleure efficacité pour ce système.

Il faut noter que la fiabilité de la méthode de régression repose sur un nombre élevé d'observations (supérieur à 20). Des données supplémentaires permettrait donc de donner des conclusions plus sûres.

Pour conclure, on voit bien que le pourcentage de variation de la concentration intérieure des différentes tailles de particules étudiées, qui peut être dû à la variation de la concentration des particules à l'extérieur, est beaucoup plus important dans le cas de la VMC que de la VMI. Bien sûr, cette différence revient en partie à l'effet de filtration de la VMI.

III.5.5 Corrélation avec d'autres paramètres

Le test de normalité de Lilliefors, qui est une modification du test de Kolmogorov-Smirnov (Sheskin, 2003), a été effectué sur les variables explicatives (ΔP , ΔT , V_{vent} , HR_{int}). Les résultats ont montré que ces variables ne suivent pas une distribution normale. Pour cette raison, nous choisissons la corrélation de Spearman à la place de celle de Pearson afin d'évaluer leur influence sur la concentration particulaire intérieure et sur le rapport des concentrations intérieure/extérieure 'ratio I/O'. Ce dernier est utilisé dans la littérature comme un indicateur d'évaluation de la différence entre le niveau de la pollution particulaire à l'intérieur d'un logement et celui à l'extérieur (Massey et al., 2009; Tippayawong et al., 2009).

Le Tableau III.37 ci-dessous présente les coefficients de Spearman calculés dans le cas de la ventilation par insufflation et de la ventilation par extraction pour chaque taille de particules. La probabilité critique p-valeur est représentée sous forme de trois couleurs pour indiquer trois niveaux de risque à rejeter l'hypothèse nulle H_0 à tort. Généralement, si p-valeur < à 5% on rejette H_0 avec un risque d'erreur égal à la p-valeur (Aubert, 2011).

Bien que la règle utilisée pour interpréter les corrélations puisse être arbitraire et que les valeurs seuils puissent être différentes selon le cas étudié, on considère généralement que, lorsque le coefficient de Pearson (par la suite le ρ de Spearman) est compris entre -0.5 et 0.5, cela indique une corrélation faible ou nulle entre les deux variables. Un coefficient entre -1.0 et -0.5 indique

une forte corrélation négative et entre 0.5 et 1.0 indique une forte corrélation positive (Guan et al., 2007).

Tableau III.37 – Coefficient de Spearman : VMI/VMC PO AO

VMI	C_{int}				I/O ratio			
	$\Delta P_{int-ext}$	V_{vent}	$\Delta t_{int-ext}$	RH_{int}	$\Delta P_{int-ext}$	V_{vent}	$\Delta t_{int-ext}$	RH_{int}
0.3-0.4 μm	-0.123	-0.005	-0.090	0.243	-0.667	0.630	-0.682	0.654
0.4-0.5 μm	0.143	-0.281	0.155	-0.047	-0.634	0.606	-0.668	0.615
0.5-0.65 μm	-0.716	0.613	-0.719	0.799	-0.644	0.587	-0.685	0.644
0.65-0.8 μm	-0.927	0.850	-0.923	0.971	-0.750	0.668	-0.776	0.772
0.8-1.0 μm	-0.932	0.852	-0.929	0.978	-0.817	0.722	-0.840	0.859
1.0-1.6 μm	-0.936	0.862	-0.935	0.980	-0.834	0.764	-0.860	0.878
1.6-2.0 μm	-0.937	0.862	-0.930	0.974	-0.833	0.763	-0.859	0.874
2.0-3.0 μm	-0.925	0.859	-0.929	0.973	-0.867	0.805	-0.889	0.914
VMC								
0.3-0.4 μm	0.541	-0.528	0.902	-0.696	0.054	0.669	-0.211	0.123
0.4-0.5 μm	0.556	-0.556	0.912	-0.702	0.095	0.620	-0.157	0.087
0.5-0.65 μm	0.561	-0.552	0.920	-0.705	0.237	0.537	-0.012	-0.084
0.65-0.8 μm	0.592	-0.402	0.876	-0.668	0.463	0.363	0.268	-0.386
0.8-1.0 μm	0.562	-0.341	0.841	-0.631	0.270	0.324	0.192	-0.165
1.0-1.6 μm	-0.127	0.349	-0.146	0.281	-0.231	0.375	-0.195	0.386
1.6-2.0 μm	-0.551	0.511	-0.731	0.726	-0.220	0.130	-0.032	0.247
2.0-3.0 μm	-0.600	0.453	-0.759	0.784	-0.545	0.336	-0.486	0.714
	P>0.05			P<0.05				P<0.0001

Tableau III.38 – Coefficient de Spearman : variables explicatifs

	$\Delta P_{int-ext}$	V_{vent}	$\Delta t_{int-ext}$	HR_{int}
VMI PO AO				
$\Delta P_{int-ext}$	1	-0.930	0.941	-0.955
V_{vent}	-0.930	1	-0.868	0.874
$\Delta t_{int-ext}$	0.941	-0.868	1	-0.948
HR_{int}	-0.955	0.874	-0.948	1
VMC PO AO				
$\Delta P_{int-ext}$	1	-0.088	0.669	-0.805
V_{vent}	-0.088	1	-0.493	0.255
$\Delta t_{int-ext}$	0.669	-0.493	1	-0.825
HR_{int}	-0.805	0.255	-0.825	1

Afin de mieux comprendre et analyser les phénomènes en jeu, nous avons évalué à l'aide du coefficient de Spearman la corrélation entre les variables explicatifs (voir Tableau III.38). On trouve dans les deux campagnes de mesure que la différence de température est corrélée positivement avec la différence de pression, mais négativement avec la vitesse du vent et l'humidité relative intérieure. Soulignons tout d'abord que, la variation de ΔT est surtout pondérée par la variation de la température extérieure (lorsque T_{ext} augmente, ΔT diminue). En effet, la température intérieure est maintenue quasi-constante à l'aide du chauffage par le plancher. Ainsi, la corrélation entre ΔT et HR_{int} est expliquée comme suit : lorsque la T_{ext} augmente (ΔT diminue), un volume d'air donné pourra stocker plus de vapeur avant d'être saturé. Donc, l'humidité relative, qui est inversement proportionnelle à la masse de vapeur d'eau nécessaire pour la saturation à ce volume, diminue. La corrélation entre ΔT et ΔP est évidente du fait que la température et la pression sont proportionnelles (d'après l'équation des gaz parfaits). Le coefficient de Spearman indique que lorsque T_{ext} augmente (ΔT diminue), la vitesse du vent augmente également. Cette relation est due probablement au fait que l'air chaud a tendance à se déplacer verticalement puis à redescendre quand il est refroidi. En outre, sur un plan horizontal, les inégalités dans les gains et dans les pertes de chaleur provoquent des différences de

température, puis des différences de pression, qui à leur tour produisent le vent. Ces constatations sont cohérentes avec des précédentes études (Guan et al., 2007; Peterson and Parton, 1983).

Par ailleurs, $\Delta P_{\text{int-ext}}$ est corrélée négativement avec le vent dans les deux campagnes de mesure (corrélation significative) et avec l'humidité relative intérieure dans le cas de la VMI. Lorsque le vent est fort et fluctuant il peut, d'une part, influencer nos mesures (ainsi la différence de pression mesurée ne se limite plus à une pression statique) et, d'autre part, agir sur cette dernière directement. Il se peut également que cette relation soit en partie expliquée par la corrélation de ces deux paramètres avec ΔT . Enfin, la corrélation de HR_{int} avec V_{vent} et $\Delta P_{\text{int-ext}}$ peut être expliquée par le fait qu'ils sont liés à ΔT .

III.5.5.1 Influence du vent et de la pressurisation de la pièce

La direction du vent joue un rôle important dans le transfert de masse au sein des ambiances, de ce fait nous l'avons pris en compte dans ce qui suit. Soulignons qu'on ne peut pas considérer D_{vent} comme une variable explicative et appliquer la corrélation de Spearman, car la liaison entre celle-ci et les paramètres C_{int} , ratio I/O est non-monotone.

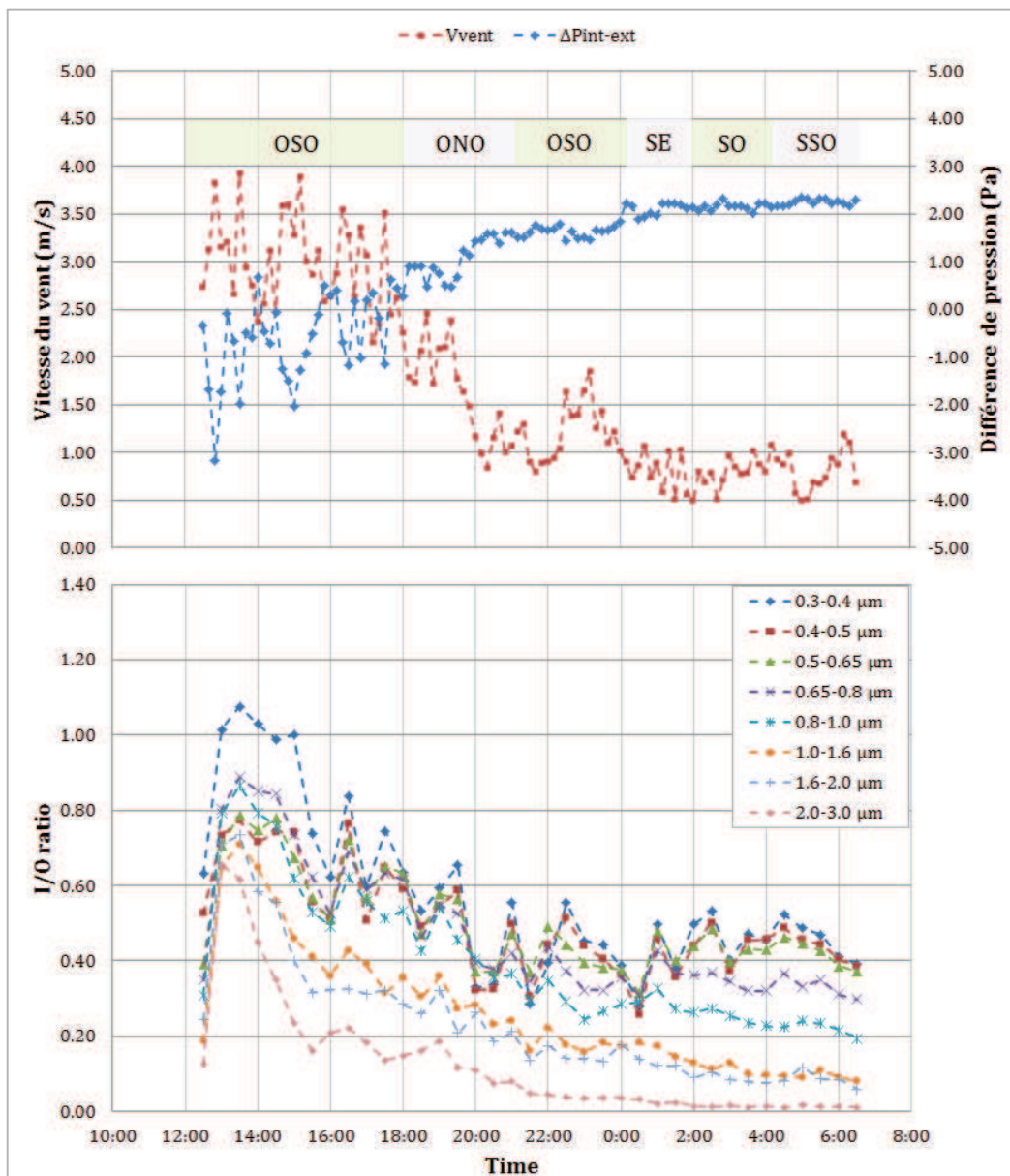


Figure III.58 – Le ratio I/O, le vent et la pression : VMI

D'après le Tableau III.37, la corrélation entre la différence de pression statique et la concentration intérieure dans le cas de la VMI, est significativement négative ($-0.937 < \rho < -0.716$) sauf pour les particules de tailles 0.3-0.5 μm où $P\text{-valeur} > 5\%$. Nous constatons également que ΔP influence dans le même sens le ratio I/O de toutes les tailles ($-0.867 < \rho < -0.634$). Donc, lorsque la surpression augmente la C_{int} et le ratio I/O diminuent. La Figure III.58 illustre la décroissance du ratio I/O avec l'augmentation de ΔP qui passe de -3 à 2 Pa. Concernant l'influence du vent, le ρ de Spearman ($0.613 < \rho_{(C_{\text{int}})} < 0.862$ et $0.613 < \rho_{(\text{ratio I/O})} < 0.862$) indique une corrélation forte et positive avec les deux paramètres étudiés et cela pour toutes les tailles de particules, à l'exception de C_{int} pour les tailles 0.3-0.5 μm . Ce qui veut dire, comme le montre la Figure III.58, que l'augmentation de la vitesse du vent est accompagnée d'une augmentation de C_{int} et du ratio I/O. En effet, durant ce test, entre 12:30 et 18:00, le vent venait de l'ouest-sud-ouest lorsque sa vitesse dépassait 3 m/s. Ainsi, d'après la configuration du bâtiment figurant au début de ce chapitre (Figure III.4), cette direction du vent impose une dépression sur la façade nord-est de la chambre 4, où le micro-manomètre est installé ($\Delta P < 0$ durant cette période). Cela a favorisé les infiltrations des particules depuis l'extérieur.

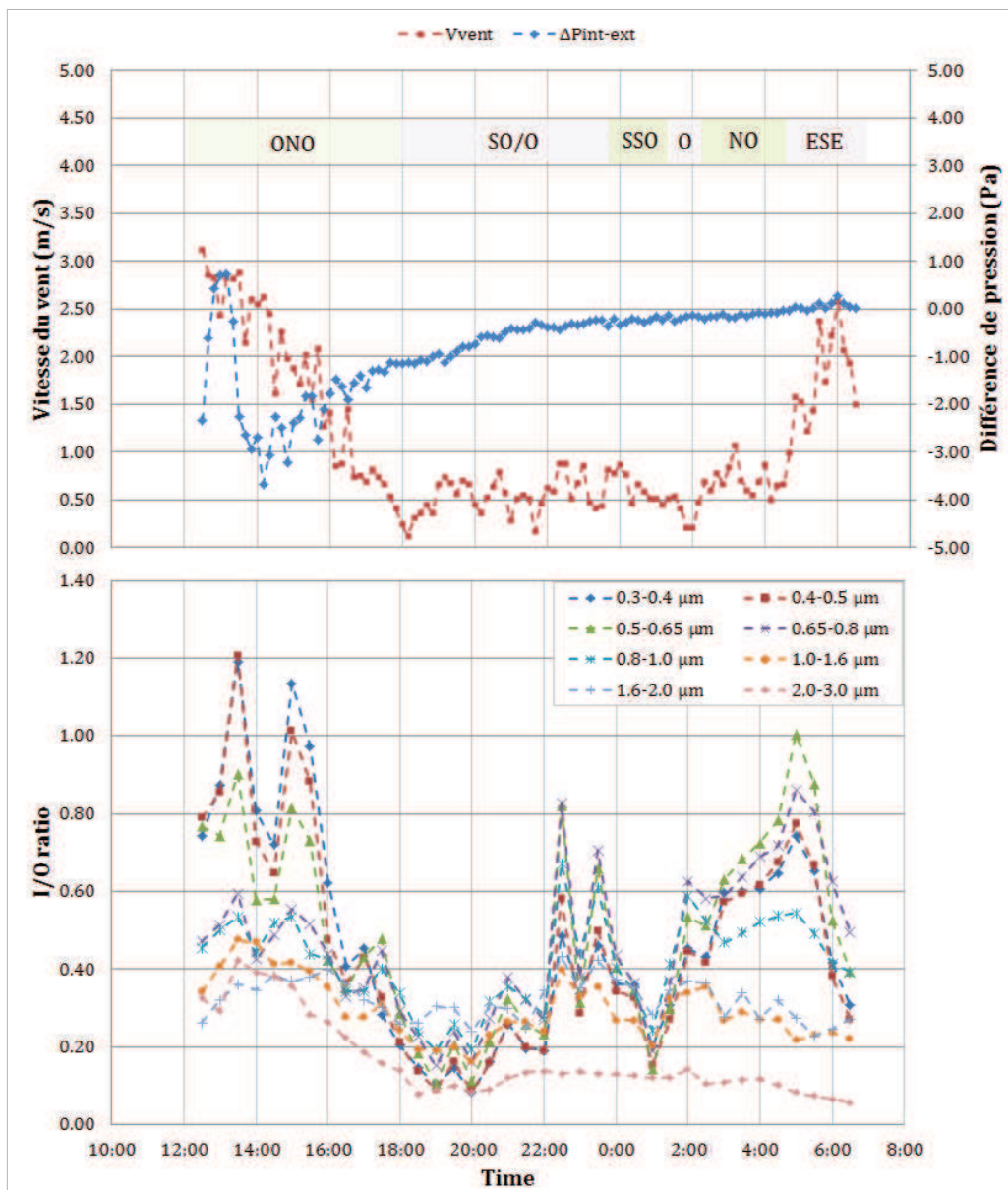


Figure III.59 – Le ratio I/O, le vent et la pression : VMC

En revanche, les liaisons avec la pression différentielle sont moins marquées dans le cas de la VMC. Pour les particules de tailles comprises entre 0.3 et 1.0 μm , la corrélation avec C_{int} est modérée et positive ($\rho \approx 0.5$). Ce qui revient à dire que, lorsque ΔP augmente, C_{int} augmente également. En effet, en mode VMC et d'après la Figure III.59, ΔP est généralement négative et varie entre -4 et 0 Pa. Lorsque ΔP augmente la dépression diminue, donc le taux de renouvellement d'air diminue ce qui peut expliquer l'augmentation de C_{int} (Weschler and Shields, 2003; Zhu et al., 2005). D'un autre côté, lorsque la vitesse du vent diminue, les infiltrations dans le bâtiment sont réduites. Cela provoque aussi un taux de renouvellement d'air faible, qui entraîne une diminution de la dilution des particules à l'intérieur : en d'autre terme, une augmentation de C_{int} (Tippayawong et al., 2009). Ceci explique, en plus de l'autocorrélation entre ΔP et V_{vent} , la relation négative entre V_{vent} et C_{int} , toujours pour les particules de tailles 0.3-1.0 μm .

Par ailleurs, la corrélation entre ΔP et le ratio I/O est négligeable voir absente. Cela est dû à la faible différence de pression en mode VMC lorsque les portes sont ouvertes. Par contre, le ratio I/O est corrélé positivement à V_{vent} (pour $\varnothing > 0.65 \mu\text{m}$, la corrélation est faible). Cela signifie que la diminution de la vitesse du vent provoque une diminution du ratio I/O. Une explication viendrait du fait qu'un vent fort empêche l'accumulation des particules, donc son absence pourrait augmenter C_{ext} , ce qui induit par la suite la réduction du ratio I/O. Par déduction, nous pourrions également penser que l'augmentation de C_{ext} est plus importante que celle de C_{int} .

III.5.5.2 Influence de la différence de température et de l'humidité relative

Pour finir l'analyse des relations entre les paramètres moteurs et la pollution particulaire intérieure, nous abordons maintenant les deux derniers : la différence de température intérieur/extérieur et l'humidité relative intérieure. Comme nous l'avons vu, ces paramètres sont auto-corrélés et il est plus judicieux de prendre en compte cette autocorrélation durant l'interprétation résultats. Toutefois, il reste toujours une influence propre à chaque paramètre sur les transferts particuliers. D'une part, lorsque l'humidité relative intérieure augmente, cela provoque un changement dans la granulométrie des particules présentes dans l'air car contenant une quantité considérable de matériau hygroscopique (Nazaroff, 2004; Sinclair et al., 1974). Les particules de faibles tailles s'agglutineront pour former des particules de tailles plus importantes qui se déposeront plus vite. D'autre part, toute différence de température entre l'intérieur et l'extérieur engendre un écoulement d'air qui peut, selon sa direction, réduire ou augmenter le niveau des particules.

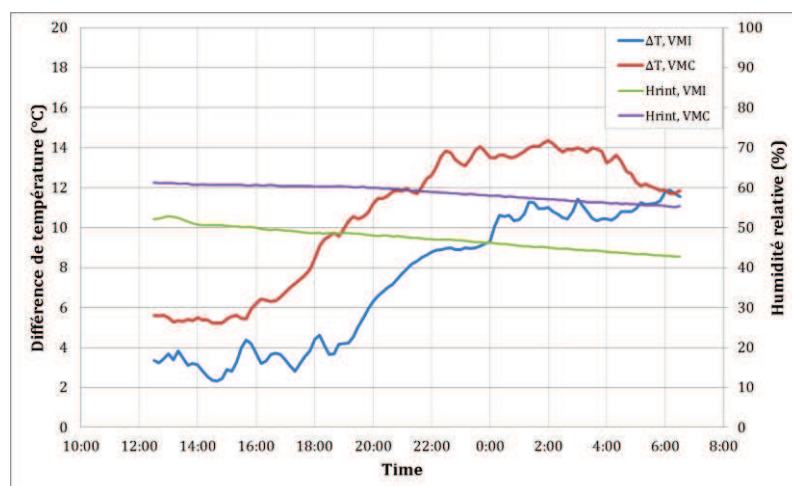


Figure III.60 – Différence de température et humidité relative intérieure

D'après la Figure III.60, on voit que la variation de l'humidité relative dans la chambre 4 avoisine les 10% pour la VMI et 7% pour la VMC. Cette variation n'est pas suffisante pour influencer de façon significative la composition des particules. Par contre, la différence de température atteint

les 14°C en mode VMC et 12°C en mode VMI, ce qui est suffisant pour induire un changement de la différence de pression.

Revenons maintenant au Tableau III.37, nous constatons que $\Delta T_{int-ext}$ est corrélée négativement avec la concentration des particules de taille supérieure à 0.5 μm ($-0.935 < \rho < -0.719$) dans le cas de la VMI. Pour les tailles plus faibles, le *p-valeur* indique que l'hypothèse nulle ($H_0 : \rho=0$) ne peut pas être rejetée. Pour la VMC, la corrélation est significativement positive pour les particules de tailles 0.3-1.0 μm et significativement négative pour celles de tailles 1.6-3.0 μm . Du fait que $\Delta T_{int-ext}$ et HR_{int} sont corrélées négativement, on trouve que la relation entre cette dernière et C_{int} s'applique dans le sens inverse. Concernant le ratio I/O pour la VMI, celui-ci est fortement corrélé à $\Delta T_{int-ext}$ (corrélation négative) et à HR_{int} (corrélation positive). Par contre la corrélation n'est pas très claire pour la VMC.

Puisque la différence $\Delta T_{int-ext}$ est positive au cours des deux campagnes de mesure, celle-ci induit un écoulement sortant (de l'intérieur vers l'extérieur). Cela favorise le renouvellement d'air et augmente la surpression dans le cas de la VMI, ce qui réduit C_{int} et le ratio I/O. Ce n'est pas le cas pour la VMC, où le flux d'air vient de l'extérieur. Dans ce cas, l'augmentation de ΔT s'oppose à la dépression imposée par la VMC, ce qui réduit le taux de renouvellement d'air et augmente la C_{int} . Pour expliquer les corrélations faibles entre les variables explicatives et le ratio I/O en mode VMC, nous revenons à la concentration particulaire extérieure. Durant le test, C_{ext} augmente significativement entre 18:00 et 22:00, puis diminue jusqu'à ce qu'elle augmente de nouveau à minuit et ré-diminue à 01:00. On peut voir l'influence de ces variations sur le ratio I/O (Figure III.59). De ce fait, tout nous laisse penser qu'une forte augmentation de la C_{ext} masquerait l'influence des autres paramètres.

III.5.6 Effet de l'occupation et de la fermeture/ouverture des portes

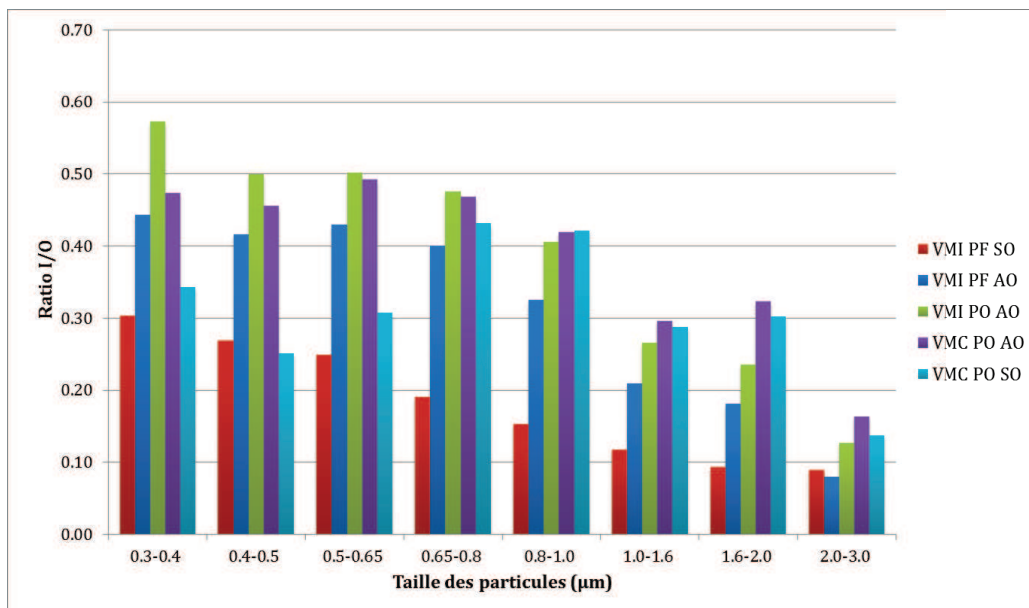


Figure III.61 – Le ratio I/O moyen pour les différents tests

Dans ce paragraphe nous nous intéressons à la moyenne du ratio I/O durant les 18 heures de mesures. La Figure III.61 ci-dessous représente les différents cas étudiés. L'occupation est évaluée dans deux cas : VMI PF et VMC PO. L'influence de l'ouverture et fermeture des portes est étudiée dans le cas d'une VMI AO. Nous remarquons que, d'une part, les tests réalisés avec occupation ont un ratio I/O plus important que ceux réalisés sans occupation (valables pour les deux modes de ventilation). En effet, durant l'occupation, l'activité de la personne provoque une augmentation de la concentration particulaire dans l'ambiance. Nous remarquons d'autre part que les portes

fermées en mode VMI présentent un ratio I/O moins important que les portes ouvertes. Cela est dû au fait que les portes étant fermées, la surpression augmente. Donc, d'après ce qui a été évoqué plus haut, l'augmentation de la pression différentielle induit une réduction du ratio I/O.

Par ailleurs, nous remarquons dans tous les cas étudiés que le ratio I/O diminue avec l'augmentation des tailles de particules. Cela peut être expliqué par le fait que, plus les particules arrivant de l'environnement extérieur, sont grosses plus leur efficacité d'infiltration est faible. D'autre part, plus les particules présentes à l'intérieur sont grosses, plus elles sont susceptibles d'être réduites par sédimentation gravitationnelle (Tippayawong et al., 2009). De surcroît, en raison de la filtration, on remarque que le rapport I/O pour les particules entre 0.8 et 3.0 μm est plus faible en mode VMI qu'en mode VMC. Comme cela a été souligné lors du paragraphe III.5.1, l'efficacité du filtre augmente avec la taille des particules.

III.5.7 Synthèse

D'après les différentes corrélations étudiées dans cette partie, nous pouvons conclure que le pourcentage de variation de la concentration intérieure qui peut être dû à celle de l'extérieur est beaucoup plus important dans le cas de l'extraction que dans celui de l'insufflation. Donc, l'insufflation accompagnée d'une filtration réduit l'effet de la pollution particulaire extérieure.

Par contre, l'efficacité de filtration de la ventilation mécanique par infiltration, mesurée in-situ, est inférieure à celle donnée par le laboratoire en raison des différences dans le protocole et dans les conditions de mesure.

L'augmentation de la surpression de la pièce permet de réduire la concentration intérieure et le ratio I/O. Cependant, la pression différentielle est dépendante du vent et du tirage thermique qui peuvent la favoriser ou la défavoriser selon le cas.

Une vitesse de vent faible, permet l'accumulation des particules à l'extérieur et réduit les infiltrations à travers l'enveloppe du bâtiment, qui pourrait donc contribuer à l'augmentation de la pollution particulaire à l'intérieur.

III.6 CONCLUSION

Dans ce 3^{ème} chapitre de la thèse, on a étudié expérimentalement et dans un environnement réel les performances de la ventilation mécanique par insufflation répartie à débit constant et à débit hygroréglable ainsi que la ventilation mécanique hygroréglable B, en termes de qualité de l'air intérieur.

Une première partie porte sur le transfert d'un polluant émis par une source localisée, mais également sur l'effet de l'ouverture et de la fermeture des portes sur la performance du système et sur le fonctionnement du principe de balayage exigé par la réglementation française liée à l'aération des bâtiments.

Plusieurs scénarios d'émission ont été utilisés pour représenter l'émission d'un polluant produit dans un endroit donné, pendant une durée limitée, comme par exemple les activités des occupants.

Bien que le débit total de ventilation de la VMC HB fût supérieur à la VMI-R (dans toutes ses formes), les résultats montrent que la ventilation mécanique par insufflation est plus efficace pour lutter contre le confinement des chambres. Cependant, la ventilation mécanique par extraction évacue plus rapidement un polluant généré dans les salles d'eau. Les deux systèmes présentent des résultats similaires pour le polluant émis dans la cuisine/séjour.

Par ailleurs, l'ouverture des portes intérieures modifie complètement les sens des échanges aérauliques internes. Le principe de balayage est donc non respecté.

Dans une deuxième partie, on a présenté l'influence de certains paramètres, comme la pression différentielle, la vitesse du vent, le tirage thermique et l'humidité intérieure sur le transfert des particules depuis l'extérieur. De plus, on a évalué l'impact qu'apporterait une ventilation mécanique par extraction et par insufflation sur ce transfert.

Les résultats indiquent que, grâce aux effets combinés de la ventilation mécanique par insufflation, la filtration et la surpression, l'influence de la pollution particulaire extérieure sur le niveau des particules à l'intérieur de l'habitat est réduite.

De plus, la relation entre le vent et la pollution particulaire intérieure est très importante. En fonction de son intensité et de sa direction, il peut l'augmenter ou la diminuer

Enfin, en ce qui concerne les mesures des composés organiques volatiles, les différentes manipulations réalisées dans les combles pour installer les systèmes de ventilation (découpe d'une grande quantité de la laine de verre, découpe des gaines en PVC, utilisation des différents types de colles, etc.) ont augmenté les concentrations de celles-ci et rendu nos mesures non représentatives. Idem pour le radon, la durée de mesure était trop courte et les incertitudes de l'appareil de mesure restaient relativement importantes.

Chapitre IV.

EVALUATION NUMERIQUE DES PERFORMANCES

D'UNE VMI

Ce dernier chapitre propose une étude numérique réalisée à l'aide du code aéraulique multizones CONTAM. Cette étude qui vient après la partie expérimentale du chapitre III, se consacre à une évaluation prédictive par le calcul. L'objectif de ce travail est de valider le modèle numérique de la maison en vue de l'utiliser pour des études de performances et d'amélioration de la ventilation mécanique par insufflation.

On présente le modèle de la maison expérimentale crée sous CONTAM ainsi que la modélisation des systèmes de ventilations étudiés. Ensuite, la présentation se poursuit par une confrontation entre les résultats expérimentaux et les résultats des simulations.

Enfin, On présente l'influence de la perméabilité à l'air des cloisons inter-pièces pour finir par conclure et donner les perspectives qu'en envisage pour l'étude paramétrique.

IV.1 DESCRIPTION DU MODÈLE SOUS CONTAM

Le modèle de la maison expérimentale sous CONTAM est un modèle nodal multizone. Chaque pièce est caractérisée par des propriétés thermophysiques homogènes (température, humidité, pression et concentration). La maison est donc divisée en 12 zones, 5 au rez-de-chaussée, 6 à l'étage, plus les combles (Figure IV.2 et Figure IV.3).

La base théorique utilisée par CONTAM pour modéliser les écoulements d'air et les transferts des polluants a déjà été décrite dans le Chapitre II.

Bien que CONTAM ne nécessite pas de dessiner des plans à l'échelle réelle pour les calculs aérauliques, l'interface graphique permet d'attribuer une valeur d'échelle pour les cellules de dessin. On s'est servi de cette option en dessinant le plan de la maison dans le but de l'utiliser plus tard avec Google Sketchup et TRNSYS.

La perméabilité de $0.57 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$ est répartie d'une façon homogène sur toutes les parois extérieures, et sur les différents niveaux pour prendre en compte le tirage thermique. Soient $h_1=2.5 \text{ m}$ la hauteur du rez-de-chaussée et $h_2=2.4$ la hauteur de l'étage : les éléments de la perméabilité sont répartis à $\frac{1}{4} h_1$, $\frac{3}{4} h_1$, $\frac{1}{4} h_2$ et $\frac{3}{4} h_2$ (0.625, 1.875, 3.4 et 4.6 m). La perméabilité est définie dans CONTAM sous forme d'une surface de fuite par m^2 de surface d'enveloppe. La valeur qui a été introduite est la moyenne des surfaces de fuite calculées lors des 2 tests de perméabilité, réalisés avant et après la campagne de mesure. Cette moyenne est de 104.5 cm^2 ce qui, rapportée à la surface des parois froides de la maison (176 m^2), donne : $A_L/\text{m}^2 = 0.59 \text{ cm}^2/\text{m}^2$.

Les portes fermées sont modélisés par une surface de fuite en cm^2 en utilisant les équations (II.10) et (II.19). La surface du détalonnage est $90 \times 1.5 \text{ cm}$ pour les chambres et $90 \times 2 \text{ cm}$ pour les toilettes et la salle de bain. Les conditions de référence sont $n=0.5$ et $C_d=1$ pour une différence de pression de 37.5 Pa .

Lorsque les portes sont ouvertes, elles sont représentées à l'aide du modèle simple ouverture (*two-way flow model/one opening*), proposé par CONTAM pour les grandes ouvertures. En effet, la loi de puissance n'est plus adaptée dans ce cas car les flux traversant sont complexes : des flux de directions opposées peuvent même cohabiter au sein d'une même ouverture. Les différences de températures, et donc de densité de l'air, régnant entre deux pièces peuvent ainsi induire un tirage thermique qui se manifeste par exemple par une différence de pression positive en haut de la porte et par une différence de pression négative en bas (ou vice versa), permettant une circulation d'air bidirectionnelle à travers l'ouverture.

L'escalier est défini comme une zone "fantôme" entre le rez-de-chaussée et l'étage, qui communique avec chacun des deux niveaux par une grande ouverture. Ces ouvertures sont définies par le modèle à simple ouverture de hauteur et ont des dimensions de 2.5×0.9 et $2.4 \times 0.9 \text{ m}$.

En ce qui concerne les coefficients de profil du vent, on a utilisé des bases de données du guide 5 de l'AIVC (Air Infiltration and Ventilation Centre), qui rassemble plusieurs fichiers de valeurs de C_p pour différentes formes, tailles de bâtiments et orientations du vent (Omre and Leksmono, 2002). Nous avons retenu les valeurs données par Liddament (Liddament, 1986) et présentées Tableau IV.1. Elles sont relatives à un bâtiment bas (≤ 3 étages), ayant un rapport longueur/largeur de 1, une inclinaison de toiture de $11-30^\circ$, et entouré d'obstacles correspondants à sa hauteur Ces spécifications sont cohérentes avec la configuration réelle de la maison, au rapport longueur/largeur près qui est de 1.5 et non de 1.

Tableau IV.1 – Les coefficients de pression Cp

Direction du vent	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°
Façade nord	0.2	0.05	-0.25	-0.3	-0.25	-0.3	-0.25	0.05
Façade est	-0.25	-0.3	-0.25	0.05	0.2	0.05	-0.25	-0.3
Façade sud	-0.25	0.05	0.2	0.05	-0.25	-0.3	-0.25	-0.3
Façade ouest	-0.25	-0.3	-0.25	-0.3	-0.25	0.05	0.2	0.05
Toiture (11-30°)	-0.3	-0.4	-0.5	-0.4	-0.5	-0.4	-0.5	-0.4

IV.1.1 Modélisation des débits via les grandes ouvertures

Pour modéliser les écoulements bidirectionnels à travers les grandes ouvertures, CONTAM propose deux modèles : à simple ouverture et à deux ouvertures. Dans cette étude, nous avons utilisé le modèle à simple ouverture, décrit ci-après.

D'après l'équation de Bernoulli, la relation entre la vitesse d'un gaz parfait et la perte de charge hydrostatique s'écrit sous la forme suivante (Brown and Solvason, 1962) :

$$V(z) = C_d \sqrt{\frac{2(P_i(z) - P_j(z))}{\rho}} = C_d \sqrt{\frac{2\Delta P(z)}{\rho}} \quad \text{avec, } \rho = \begin{cases} \rho_i & \text{si } \Delta P \geq 0 \\ \rho_j & \text{si } \Delta P < 0 \end{cases} \quad (\text{IV.1})$$

$P_i(z)$ et $P_j(z)$ sont les pressions hydrostatiques des zones i et j à une hauteur z , respectivement données par la relation (IV.2). ρ est la masse volumique de l'air venant de la zone i si $P_i(z) > P_j(z)$ ou bien venant de la zone j si $P_i(z) < P_j(z)$.

$$P_i(z) = P_{i,0} - \rho_i g z \quad \text{et} \quad P_j(z) = P_{j,0} - \rho_j g z \quad (\text{IV.2})$$

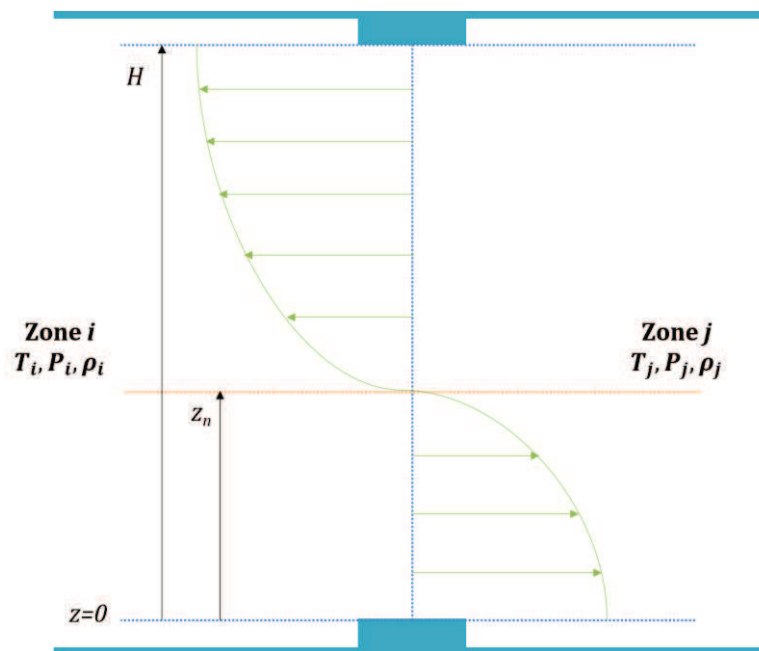


Figure IV.1 – Illustration du flux d'air à travers une grande ouverture

Pour le modèle à simple ouverture, on définit un plan neutre où la vitesse de l'air est nulle. D'après l'équation (IV.1), la hauteur z_n de ce plan est la suivante :

$$z_n = \frac{P_{j,0} - P_{i,0}}{g(\rho_j - \rho_i)} \quad (\text{IV.3})$$

La masse volumique de l'air traversant l'ouverture en dessus et en dessous du plan neutre est :

- En dessus du plan neutre,
$$\dot{m}_a = l \int_{z=0}^{z=z_n} \rho V(z) dz \quad (IV.4)$$

- En dessous du plan neutre,
$$\dot{m}_b = l \int_{z=z_n}^{z=H} \rho V(z) dz \quad (IV.5)$$

Si la hauteur neutre ne se trouve pas dans l'ouverture ($z_n \leq 0$ ou $z_n \geq H$), l'écoulement est à sens unique et sa direction dépend du signe de $\Delta\rho$. Dans le cas où $\rho_i = \rho_j$, la hauteur du plan neutre ne peut pas être calculée et l'ouverture est considérée comme un simple orifice.

L'intégration des équations du débit aboutit à différentes solutions selon z_n et la signe de $\Delta\rho$ ($\rho_i - \rho_j$). Ces solutions sont regroupées dans le Tableau IV.2.

Tableau IV.2 - Débits massiques selon z_n et $\Delta\rho$

Cas	$\Delta\rho < 0$	$\Delta\rho > 0$	équation
$z_n \leq 0$	$\dot{m}_a = +G\sqrt{\rho_i} f_a - f_b $	$\dot{m}_a = -G\sqrt{\rho_j} f_a - f_b $	(IV.6)
$z_n \geq H$	$\dot{m}_b = -G\sqrt{\rho_j} f_a - f_b $	$\dot{m}_b = +G\sqrt{\rho_i} f_a - f_b $	(IV.7)
$0 \leq z_n \leq H$	$\begin{cases} \dot{m}_a = +G\sqrt{\rho_i}f_a \\ \dot{m}_b = -G\sqrt{\rho_j}f_b \end{cases}$	$\begin{cases} \dot{m}_a = -G\sqrt{\rho_j}f_a \\ \dot{m}_b = +G\sqrt{\rho_i}f_b \end{cases}$	(IV.8)

Avec,

$$G = \frac{2}{3} \times l \times C_d \times \sqrt{2g|\Delta P|}$$

$$f_a = |H - z_n|^{\frac{3}{2}}$$

$$f_b = |z_n|^{\frac{3}{2}}$$

IV.1.2 Modélisation de la VMI-R

La Figure IV.2 représente le cas de la ventilation mécanique par insufflation à débit constant, VMI-R DC. Le modèle comprend une bouche d'insufflation dans chacune des chambres à l'étage et dans la cuisine au rez-de-chaussée. Le réseau d'évacuation des pièces de services (cuisine, douche et salle de bain) consiste en des conduits et des terminaux. La perte de charge des terminaux de toiture est de 0.5 Pa pour des débits inférieurs à 100 m³.h⁻¹. Les pertes de charges dynamiques du réseau sont inconnues et leur coefficient dans le logiciel a été ajusté jusqu'à obtenir les résultats les plus proches de la réalité. La hauteur de chaque terminal par rapport au sol est indiquée sur la figure.

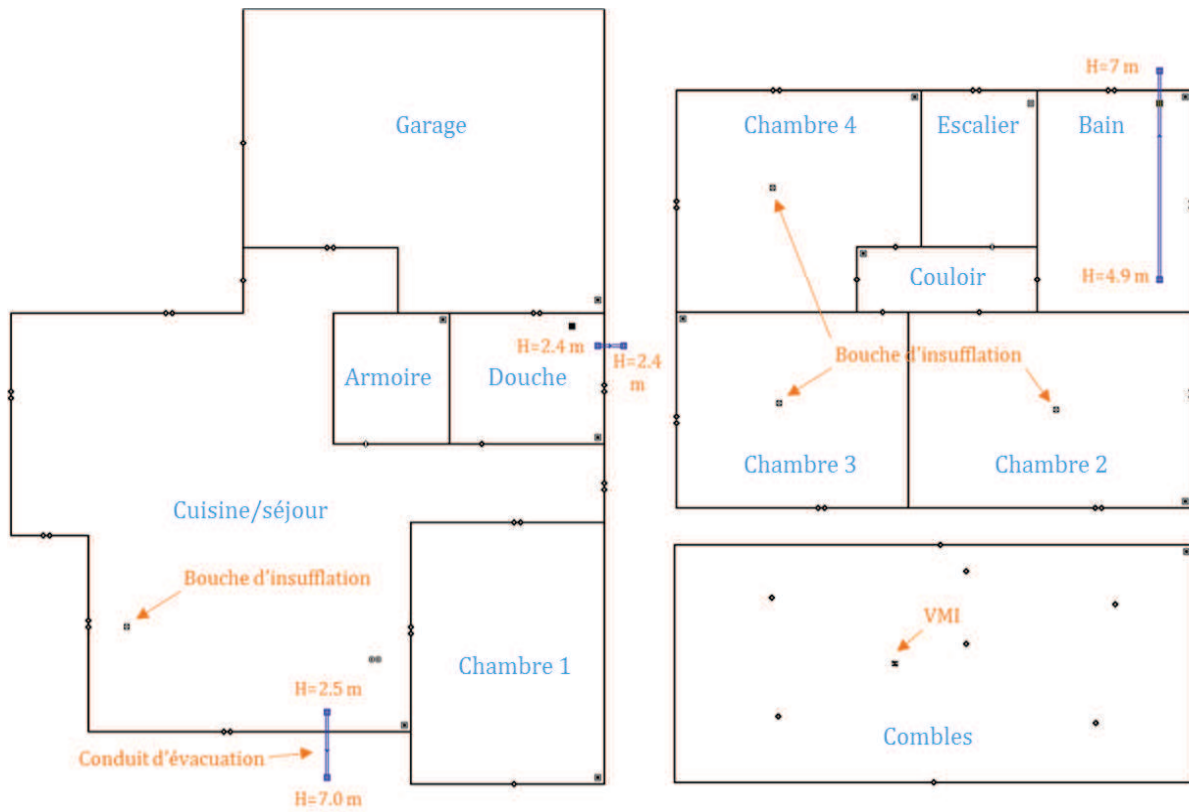


Figure IV.2 – Modèle de la maison sous CONTAM : VMI-R DC

IV.1.3 Modélisation de la VMC HB



Figure IV.3 – Modèle de la maison sous CONTAM : VMC HB

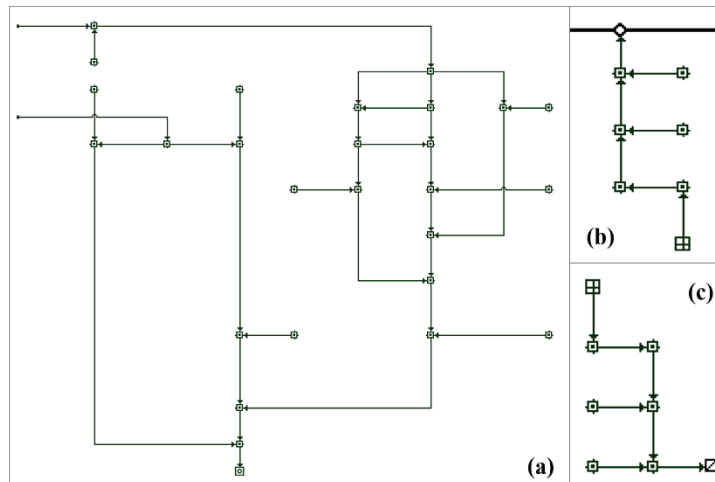


Figure IV.4 – Eléments de régulation

Dans le cas de la ventilation mécanique par extraction hygroréglable, VMC HB, les débits d'air des entrées libres (dans les pièces de vie) et des bouches d'extraction (dans les pièces de service) sont régulés en fonction de l'humidité relative de l'air. La Figure IV.3 illustre les réseaux correspondant, constitués de nombreux nœuds de commande dont chacun est défini par un élément de contrôle (Figure IV.4).

En effet, CONTAM fournit plusieurs types d'éléments de contrôle, ce qui nous a permis d'indexer les débits d'air sur le taux de vapeur d'eau calculé dans chaque zone. Par exemple, un capteur peut être modélisé dans une zone pour y relever une propriété physique : température, fraction massique du contaminant, pression, occupation de la pièce... Un élément nommé « *report a value* » peut alors lui être couplé pour convertir les sorties adimensionnées du capteur en unités SI ou autres. D'autres éléments simples existent, pour rapporter une constante, pour effectuer des opérations mathématiques et logiques sur les signaux d'entrée ; ainsi que des éléments de contrôle classiques tels que proportionnel, intégral et limites. Plusieurs éléments de contrôle peuvent être regroupés en un seul élément, qu'on appelle « *super element* » (Figure IV.4).

IV.2 CONFRONTATION DES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET NUMERIQUES

IV.2.1 Conditions des simulations

Les simulations comparatives constituent une reproduction des essais expérimentaux. Par conséquent, la source de pollution est représentée par une émission du fréon aux mêmes débits, mêmes durées et mêmes horaires que dans les expériences.

CONTAM ne permet pas de réaliser pas de calculs thermiques. Pour prendre en compte l'influence de la température sur la masse volumique de l'air, et donc sur les débits d'air, on a introduit en donnée d'entrée l'évolution de la température intérieure de chacune des pièces, en fonction du temps (moyennée sur 15 ou 30 min en fonction du test). D'autres paramètres mesurés *in-situ* sont également introduits en donnée d'entrée du modèle, comme le débit d'émission du gaz traceur, les débits d'insufflation de la VMI-R et la concentration initiale des polluants (taux d'humidité et concentration en fréon) dans les différentes zones. De plus, on a utilisé les données météorologiques pour simuler le changement des conditions climatiques extérieures et prendre en considération l'effet du vent. Pour ce faire, on a créé un fichier météo selon le format spécial de CONTAM et stocké les données mesurées au cours de chaque essai expérimental. Ce fichier contient :

- la température ambiante (K),

- la pression atmosphérique (Pa),
- la vitesse du vent ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
- la direction du vent (degré) avec 0=nord
- le taux d'humidité ($\text{g H}_2\text{O} / \text{g air sec}$)
- rayonnement solaire sur une surface horizontale ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$)
- Température effective du ciel (K)
- Indice de la pluie (0/1)
- Indice de la neige (0/1)

Les mesures expérimentales (données météorologiques, débits d'air, température et humidité relative de l'air intérieur, pression différentielle) se trouvent en annexe.

IV.2.2 Cas de la VMI-R à débit constant

Dans ce qui suit, on présente les graphes de comparaison entre les résultats des simulations numériques et les résultats des essais expérimentaux de la VMI-R DC. La comparaison porte sur les débits d'évacuation dans la cuisine et la salle de bain (le débit d'évacuation dans la douche n'était pas mesuré), les concentrations en gaz traceur et l'humidité relative dans les pièces où elle a été mesurée : la chambre 2, la chambre 4, la salle de bain à l'étage, la cuisine/séjour et la douche au rez-de-chaussée.

IV.2.2.1 Emission dans la cuisine

Le scénario d'émission du fréon et de la vapeur d'eau (une heure d'injection à midi) est reproduit numériquement pour les configurations suivantes : portes inter-pièces fermées et portes inter-pièces ouvertes.

❖ Configuration : portes fermées

La Figure IV.5 présente les débits d'évacuation dans la cuisine (Figure IV.5-a) et dans la salle de bain (Figure IV.5-b) mesurés in-situ et simulés.

On constate que les résultats numériques sont proches des résultats expérimentaux. En effet, entre 13:00 et 19:00, le vent venant de sud-est fluctue entre 2 et 5 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Comme on peut l'observer sur les graphiques, son intensité et ses fluctuations influencent les débits naturels mesurés. Cette influence est reproduite au niveau numérique mais avec des valeurs plus faibles et des pics parfois plus importants.

À partir de 19:00, le vent se calme et sa vitesse devient inférieure à 1 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. En revanche, la température extérieure commence à décroître, ainsi la différence entre l'intérieur et l'extérieur passe de 2 à 5°C entre 13:00 et 19:00 pour atteindre les 9°C à la fin de l'essai (à 07:00 le lendemain). Par conséquent, l'effet du tirage thermique dans les conduits de ventilation va croissant, ce qui induit une augmentation des débits d'évacuation.

Au niveau expérimental, $Q_{v\text{-Cui-mes}}$ augmente de près de 4 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ et $Q_{v\text{-SdB-mes}}$, de 2 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$. Au niveau numérique, l'augmentation est quasi-similaire dans la cuisine (de 3 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$), cependant, elle est plus importante dans la salle de bain (6 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$). Le comportement aérodynamique est qualitativement bien simulé, mais il y a quelques écarts quantitatifs.

Concernant la simulation du polluant, la Figure IV.6 présente les courbes de concentration du fréon dans la cuisine/séjour. La concentration calculée par CONTAM dans la pièce d'émission est supérieure à celle enregistrée in-situ (une différence de 40 $\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$). Il est probable qu'une partie du fréon émis ait été évacuée directement avant de se propager dans la pièce car, au cours des essais expérimentaux, la source d'émission du polluant dans la cuisine se trouvait proche de la bouche d'extraction. Dans CONTAM, à contrario, la position de la source n'a pas d'influence du fait qu'il considère une concentration homogène dans chaque zone.

Cette différence se répercute sur le transfert vers les autres pièces (Figure IV.7) : la différence est de l'ordre de $22 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ pour la douche et $12 \text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ pour la salle de bain. Toutefois, le schéma de transfert est reproduit : on constate que l'évacuation du fréon se fait tout d'abord par la douche ($\overline{C}_{\text{max}}$ est égale à 86% in-situ et 76% en numérique) puis par la salle-de-bain ($\overline{C}_{\text{max}}$ est égale à 52% in-situ et 44% en numérique). De plus, aucune trace du gaz traceur n'est relevée dans les chambres, ni expérimentalement ni numériquement. Notons que le transfert vers l'étage est plus rapide dans le modèle que dans la réalité. Cela pourrait être lié à la complexité de modéliser les escaliers.

Là aussi, le comportement aéralucique est qualitativement bien simulé, mais il y a quelques écarts quantitatifs.

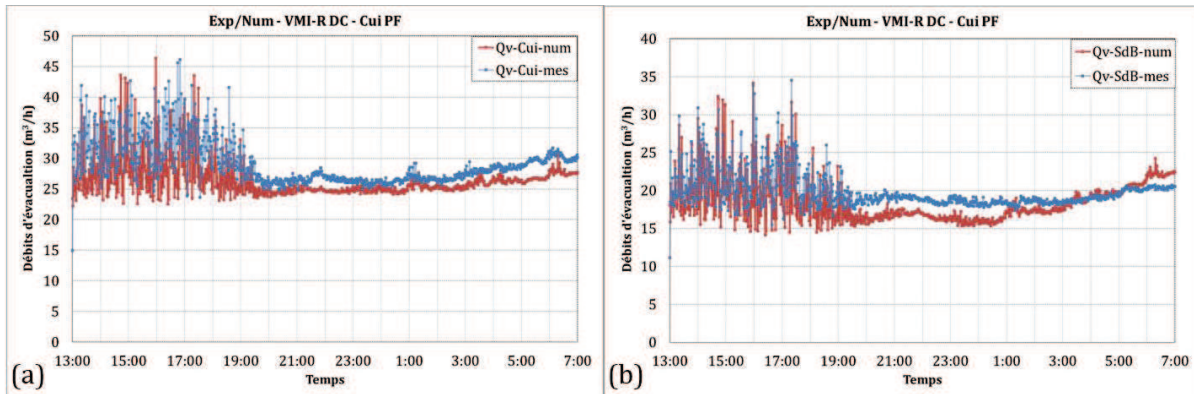


Figure IV.5 – Comparaison des débits de ventilation : VMI-R DC, Cui-PF

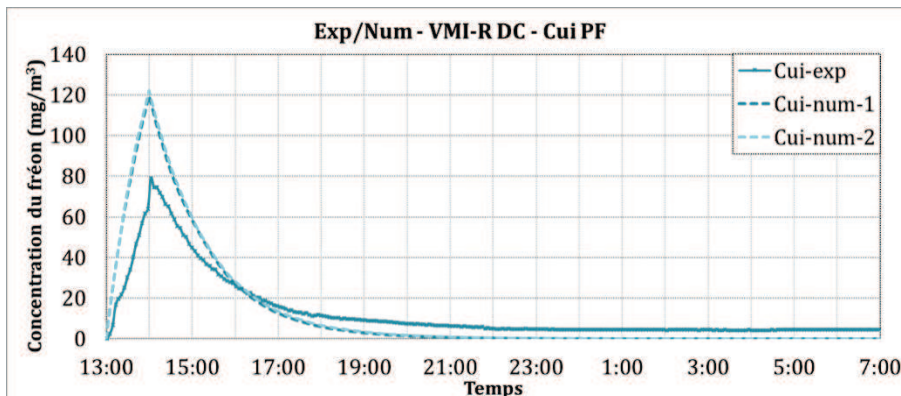


Figure IV.6 – Comparaison des concentrations dans la pièce d'émission : VMI-R DC, Cui-PF

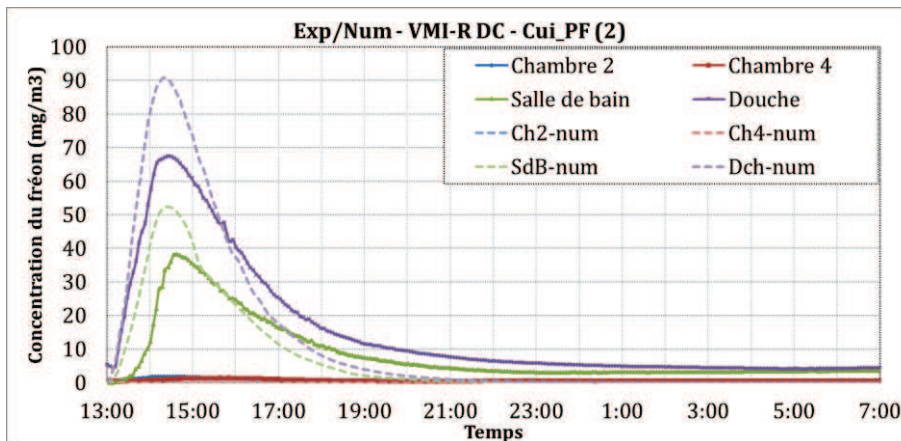


Figure IV.7 – Comparaison des transferts vers les autres pièces : VMI-R DC, Cui-PF

La Figure IV.8 illustre les taux d'humidité relative des pièces de mesure. On trouve qu'il y a une décroissance des humidités calculées par le modèle (à l'exception de celles du rez-de-chaussée, durant la période de production) jusqu'à 18:00, puis une augmentation jusqu'à la stabilisation vers 01:00. Cette évolution dépend de la variation des températures intérieures mesurées in-situ et qui sont introduites dans le modèle. Les résultats expérimentaux sont, eux, moins sensibles à cette variation.

Le comportement du système est ici un peu plus difficile à simuler, cette difficulté étant particulièrement prononcée dans la salle de bain. C'est probablement dû à des facteurs non pris en compte car délicats à simuler : présence de condensation, effet locaux...

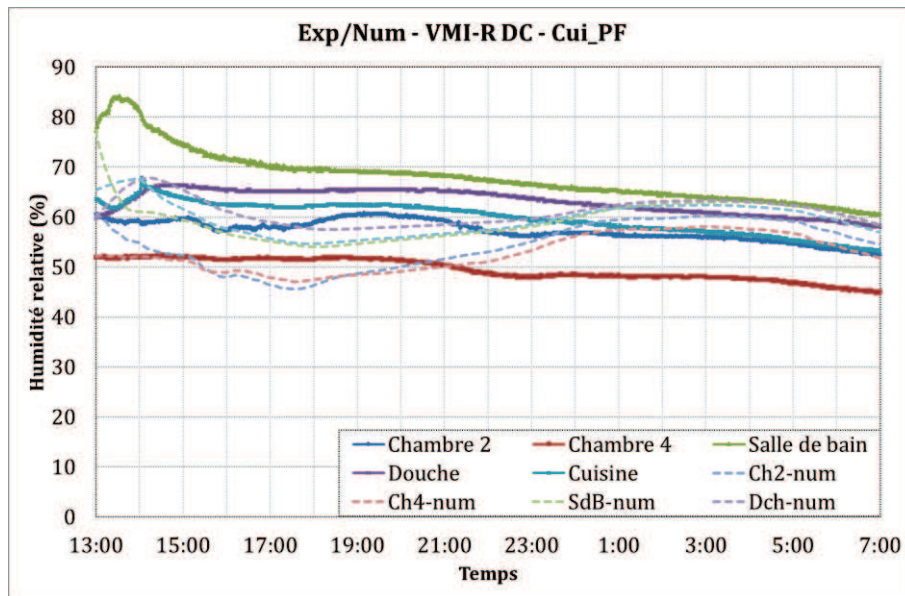


Figure IV.8 – Comparaison des taux d'humidités : VMI-R DC, Cui-PF

❖ Configuration : portes ouvertes

Durant les six premières heures de cet essai (13:00-19:00), la vitesse du vent varie entre 2 et 4 $m \cdot s^{-1}$ et la différence de température intérieur-extérieur est de l'ordre de 2 °C. A partir de 19:00, la vitesse du vent devient inférieure à 2 $m \cdot s^{-1}$ mais c'est le tirage thermique qui prend le relai ($\Delta T_{int-ext}$ passe de 2 à 12 °C).

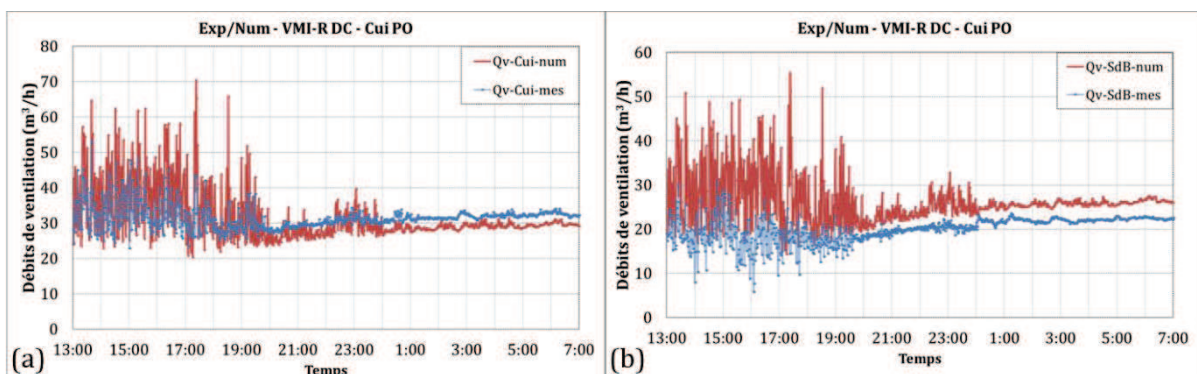


Figure IV.9 – Comparaison des débits de ventilation : VMI-R DC, Cui-PO

D'après la Figure IV.9, on note que lorsque les portes sont ouvertes, les débits d'évacuation calculés par le modèle aéraulique sont plus sensibles à l'effet du vent que les débits mesurés in-situ. Toutefois, la différence est plus importante dans le cas de la salle-de-bain à l'étage que dans

la cuisine. Globalement, le comportement aéralique est néanmoins bien reproduit, qualitativement et, même, quantitativement.

Par ailleurs, les constatations faites sur le cas précédent (portes fermées) au sujet des transferts de masse restent d'actualité (Figure IV.10).

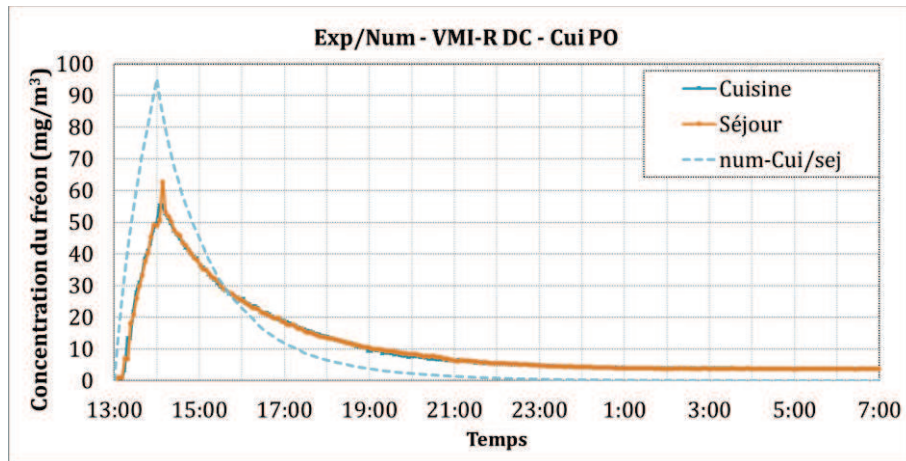


Figure IV.10– Comparaison des concentrations dans la pièce d'émission : VMI-R DC, Cui-PO

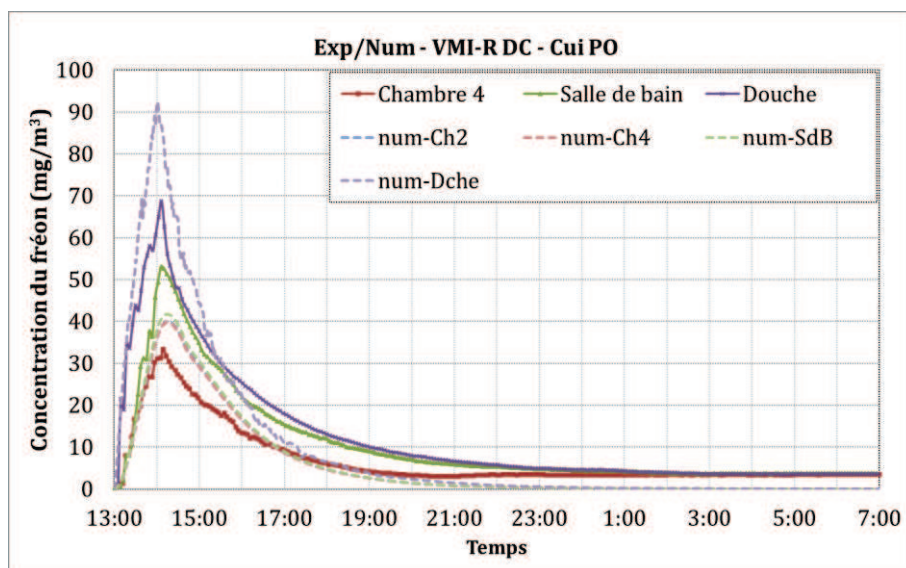


Figure IV.11 – Comparaison des transferts vers les autres pièces : VMI-R DC, Cui-PO

IV.2.2.2 Emission dans la salle de bain

La Figure IV.12 compare les débits d'évacuation dans la cuisine et la salle de bain pour le scénario de la prise de la douche : production de fréon et de vapeur d'eau le matin, dans la salle de bain, pendant une heure en ayant les portes intérieures fermées.

Une différence très faible, de l'ordre de $3 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, est constatée entre le débit mesuré dans la cuisine et le débit qui y est calculé par CONTAM. Pour la salle de bain, en revanche, la comparaison indique qu'il y a un écart de $5 \text{ à } 10 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ entre 09:15 et 11:00. Cet écart pourrait s'expliquer, d'une part, par l'erreur induite sur l'estimation du tirage thermique (déjà remarquée dans le cas d'étude précédent, et qui augmente avec la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur) et, d'autre part, par l'erreur de mesure du débit par l'anémomètre en cas de températures élevées.

En effet, durant cette période, la température de l'air dans la salle de bain a augmenté pour atteindre 30°C vers 10:13 ; cette augmentation ayant pour conséquence d'augmenter l'erreur de mesure du fil chaud utilisé (voir le Tableau III.8). Cette hypothèse est confirmée par les courbes de concentrations du fréon dans la pièce d'émission, présentées Figure IV.13. Bien que le débit mesuré soit plus élevé que celui calculé, le niveau du gaz traceur enregistré est plus important que celui calculé.

Concernant le transfert vers d'autres parties de la maison, le modèle comme l'expérience ne montrent aucune trace du polluant émis, que ça soit du fréon ou de l'humidité, dans les autres pièces de mesure.

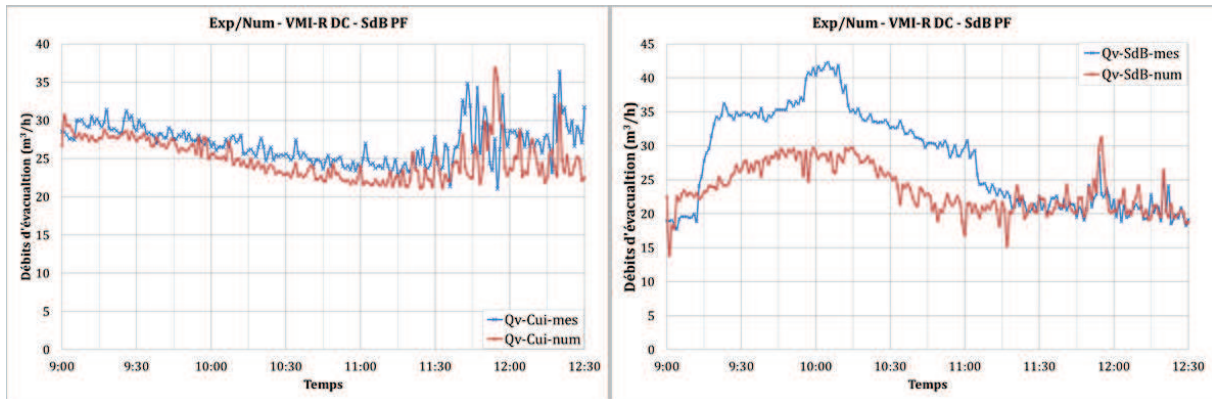


Figure IV.12 – Comparaison des débits de ventilation : VMI-R DC, SdB-PF

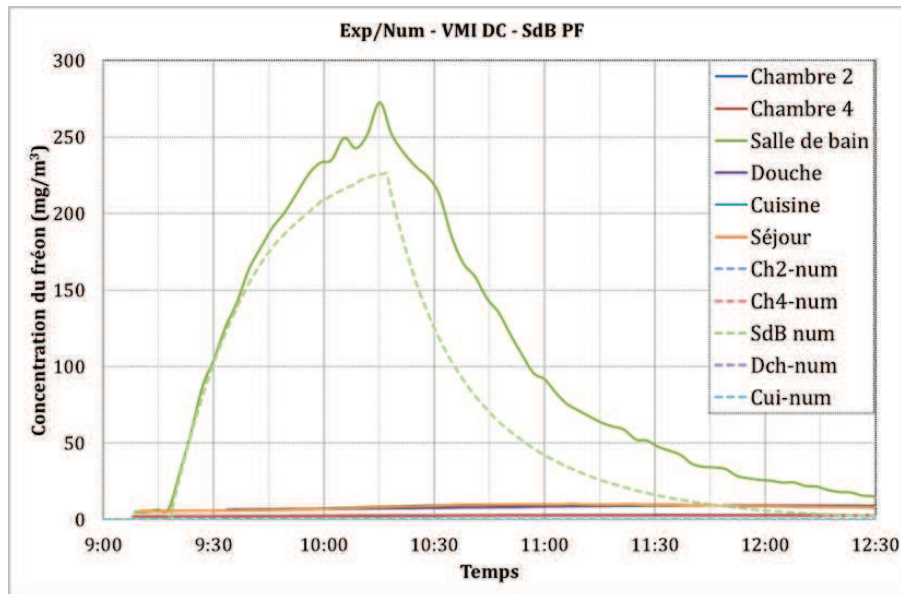


Figure IV.13 – Comparaison des concentrations du polluant : VMI-R DC, SdB-PF

La Figure IV.14 illustre la comparaison entre les taux d'humidité. Les résultats dans les différentes pièces de mesure sont proches, à l'exception de la salle de bain où l'humidité calculée commence à décroître à partir de 11:48 tandis que celle mesurée reste supérieure à 98% jusqu'à la fin de l'essai. Cette différence pourrait être causée par l'estimation erronée du débit de production de la vapeur d'eau (ici 0.8 g/s) ainsi que par l'erreur de mesure des capteurs hygrométriques utilisés (Tinytag Ultra 2) pour enregistrer la température et l'humidité au centre de la pièce. Ils ont pour plage de lecture d'humidité relative 0-95%. Donc, lorsqu'on dépasse les 95%, les erreurs sur les mesures augmentent.

Globalement, on retrouve les conclusions des comparaisons calculs-mesures précédentes, avec des comportements plutôt bien reproduits et une difficulté particulière au niveau de la salle de bain.

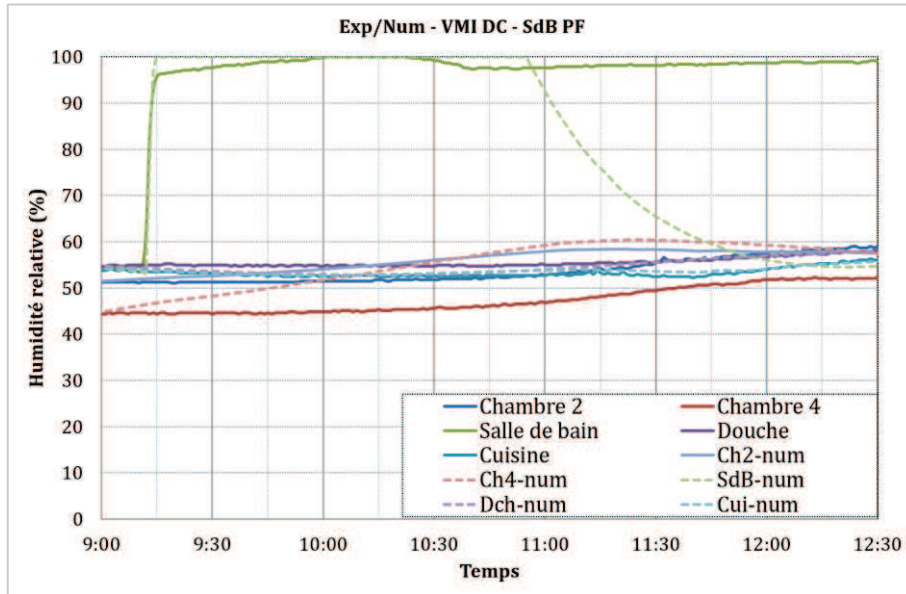


Figure IV.14 – Comparaison des taux d'humidités : VMI-R DC, SdB-PF

IV.2.2.3 Emission dans la douche

Il s'agit ici des tests correspondant à une production du polluant dans la douche au rez-de-chaussée (portes intérieures fermées). Au cours de ces tests, le vent fluctue entre 3 et 6 m.s⁻¹ et la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur est presque constante, de l'ordre de 2-3 °C.

La comparaison des débits d'évacuation (Figure IV.15) et des concentrations du fréon (Figure IV.16) indique à nouveau une bonne représentation de la réalité par le modèle.

Il en est de même pour l'humidité relative mesurée et calculée dans la douche, qui est quasiment constante et de l'ordre de 70 %.

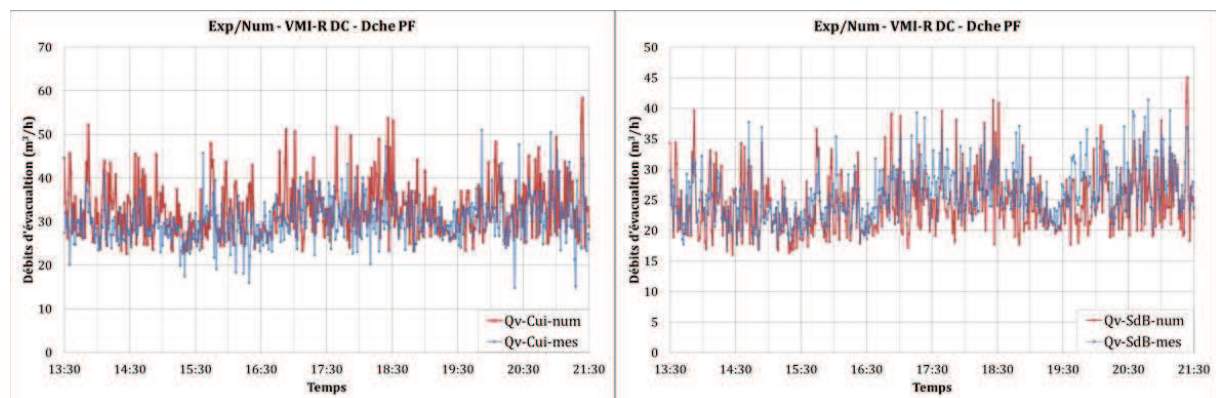


Figure IV.15 – Comparaison des débits de ventilation : VMI-R DC, Dche-PF

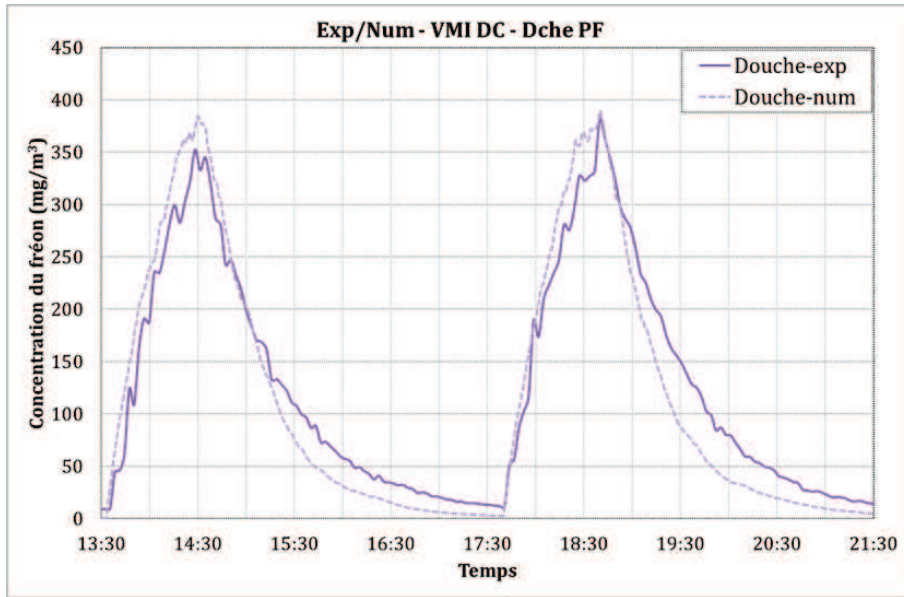


Figure IV.16 – Comparaison des concentrations dans la pièce d'émission : VMI-R DC, Dche-PF

IV.2.2.4 Emission dans la chambre 4

La comparaison ci-après correspond au scénario d'émission dans la chambre 4 avec les portes intérieures fermées. Durant cet essai, la vitesse du vent varie entre 2 et 5 m.s⁻¹ et la différence de température intérieur-extérieur est constante, de l'ordre de 3 °C.

Les débits d'évacuation de la cuisine et la salle de bain sont présentés dans la Figure IV.17. On constate là encore que les résultats numériques sont proches des résultats expérimentaux avec une différence, en moyenne, de 3 m³.h⁻¹ pour le débit de la cuisine.

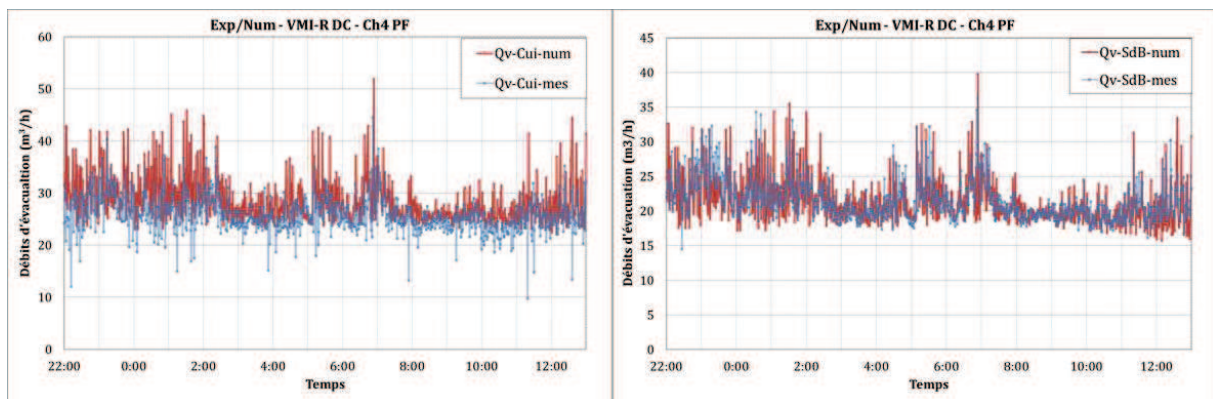


Figure IV.17 – Comparaison des débits de ventilation : VMI-R DC, Ch4-PF

Les courbes de l'évolution du fréon dans les différentes pièces, illustrées par la Figure IV.18 et la Figure IV.19 montrent que les concentrations calculées par CONTAM sont quasi-similaires à celles enregistrées in-situ. Notons qu'en numérique on observe une augmentation et une décroissance plus rapide dans la pièce d'émission. De plus, les concentrations maximales calculées dans la salle de bain et au rez-de-chaussée sont inférieures à celles mesurées, d'environ 20 et 10 mg.m⁻³ respectivement.

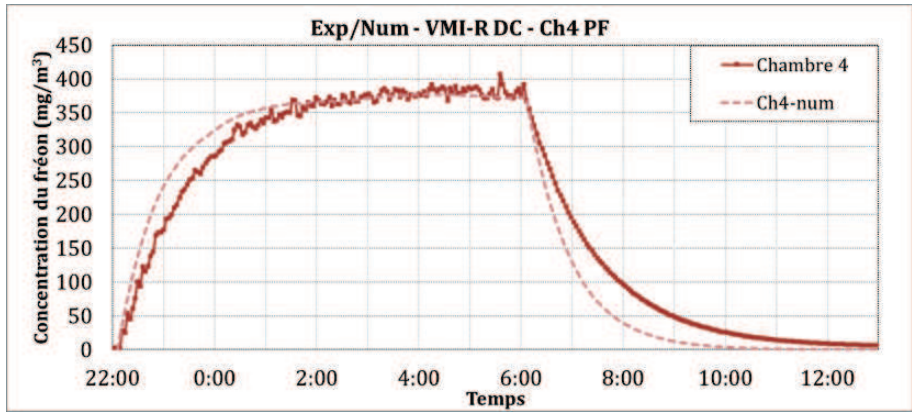


Figure IV.18 – Comparaison des concentrations dans la pièce d’émission : VMI-R DC, Ch4-PF

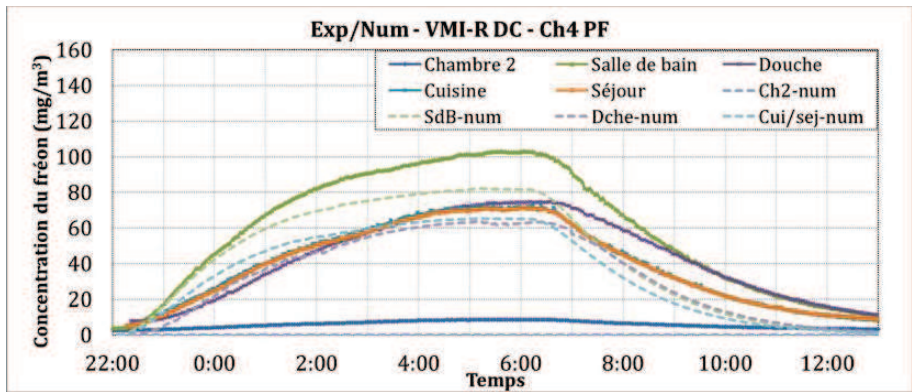


Figure IV.19 – Comparaison des transferts vers les autres pièces : VMI-R DC, Ch4-PF

En ce qui concerne la comparaison des taux d’humidités, les résultats indiquent une bonne représentation par le modèle (Figure IV.20).

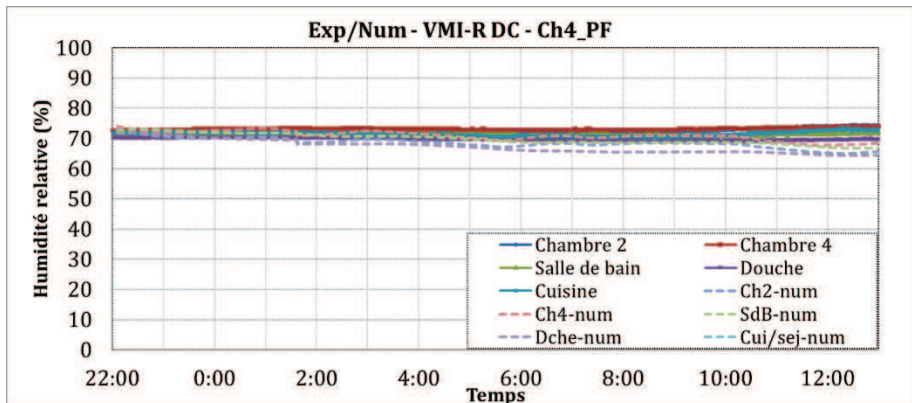


Figure IV.20 – Comparaison des taux d’humidités : VMI-R DC, Ch4-PF

IV.2.3 Cas de la VMC hygoréglable

Dans ce paragraphe, on présente les résultats de comparaisons numérique/expérimental dans le cas de la VMC HB. Les paramètres comparés sont les débits d’extraction du système de ventilation, les concentrations du gaz traceur injecté et, dans certains cas, l’humidité relative des pièces de mesure.

Notons que tous les scénarios d’émission étudiés ci-après sont pour la configuration : portes intérieures fermées.

IV.2.3.1 Emission dans le séjour

Les débits d'extraction et les concentrations en fréon mesurés et calculés par CONTAM, pour le scénario correspondant à une émission de 4 h dans le séjour, sont illustrés Figure IV.21.

Nous constatons ici des différences importantes entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux. En effet, au début de l'essai les débits d'extraction mesurés in-situ sont de l'ordre de 67, 39 et 28 m³·h⁻¹ dans la cuisine, la salle de bain et la douche respectivement. Puis, ils décroissent avec le temps de près de 6 m³·h⁻¹ alors que pour la prédiction, ils diminuent de 20 m³·h⁻¹ pour atteindre 28 m³·h⁻¹ dans les trois pièces de service.

Bien que la différence des débits se situe entre 0 et 11 m³·h⁻¹ dans les deux salles d'eau (jusqu'à 01:00), la différence entre les concentrations en fréon est beaucoup plus important dans la salle de bain. En effet, la concentration dans la douche estimée par le modèle est proche de celle enregistrée au cours de l'essai expérimental (une différence de C_{max} de l'ordre de 16 mg·m⁻³). Cependant dans la salle de bain, la différence en C_{max} atteint les 65 mg·m⁻³. Dans la cuisine, l'écart est de l'ordre de 35 mg·m⁻³.

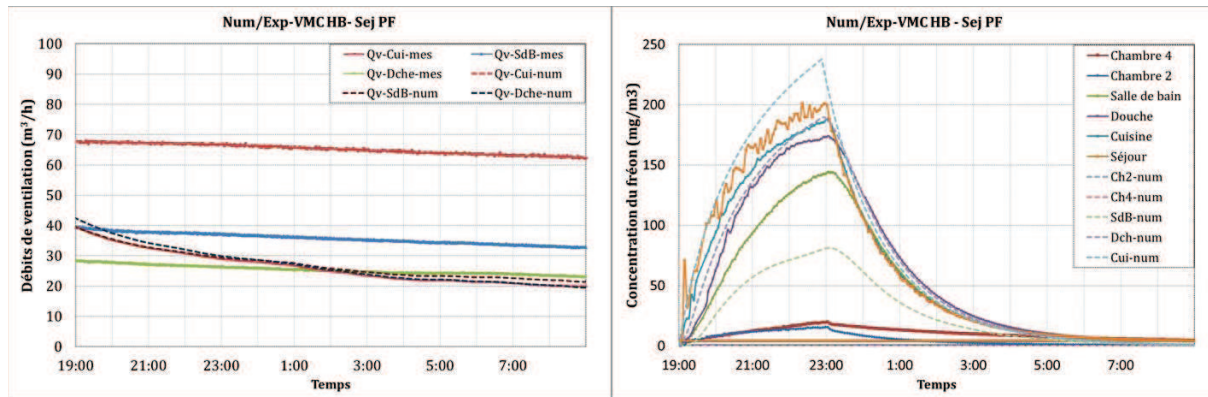


Figure IV.21 – Comparaison des débits d'extraction et concentrations de fréon : VMC HB, Séj-PF

Notons que les débits d'extraction mesurés dans la cuisine et la douche ne répondent pas aux caractéristiques hygro-aérauliques des bouches de ventilation (voir Figure IV.22). Ils sont soit supérieurs à la limite maximale (cas de la cuisine) ou inférieurs à la limite minimale (cas de la douche). Par conséquent, avec l'erreur sur le calcul de l'humidité relative, il devient difficile d'avoir des résultats numériques/expérimentaux proches. De plus, la cuisine/séjour est une pièce de grand volume et l'homogénéité supposée de la concentration, dans le modèle, n'est probablement pas une réalité.

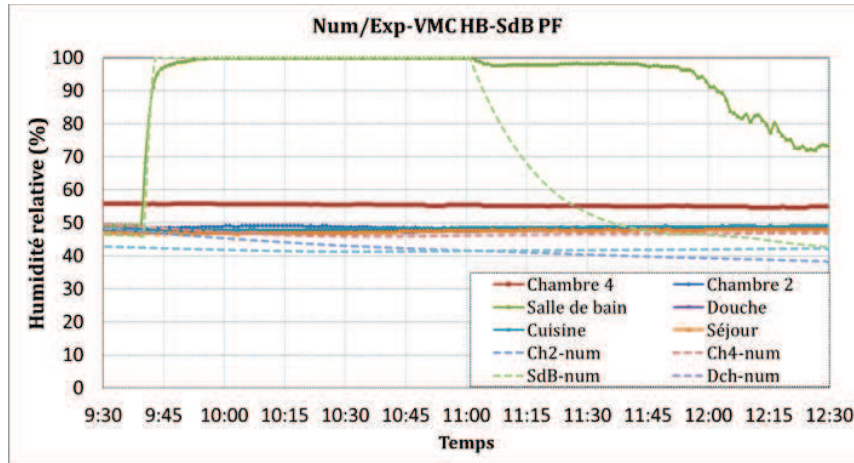


Figure IV.22 – Débits d'extractions mesurés en fonction de l'humidité relative : VMC HB, Séj-PF

IV.2.3.2 Emission dans la salle de bain

Les taux d'humidité mesurés et calculés au cours du test correspondant à une production du gaz Les taux d'humidité mesurés et calculés au cours du test, correspondant à une production de gaz traceur et de vapeur d'eau, sont présentés Figure IV.23.

Les résultats expérimentaux indiquent que l'humidité relative est moyenne et constante partout dans la maison (elle est de l'ordre de 48%, sauf pour la chambre 4, où elle est d'environ 56%), à l'exception bien sûr de la salle de bain où l'eau chaude coule. Le modèle numérique montre des résultats très proches de la réalité (une différence inférieure à 10%). Par contre, la décroissance calculée dans la salle de bain est plus rapide que ce qu'on a enregistré sur le site.



On peut voir, Figure IV.24, l'influence de cette décroissance sur le débit d'extraction de cette pièce. À partir de 60% (vers 11:20), le débit commence à décroître pour atteindre $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ à la fin du test. Avant cette heure, la différence entre le numérique et l'expérimental est de l'ordre de $5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ en moyenne. Concernant les autres pièces, les débits de la douche et de la cuisine calculés par le modèle sont égaux et de l'ordre de $28 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Cependant, en expérimental, le débit de la douche est inférieur de 3 à $5 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et celui de la cuisine est largement supérieur ($30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ de différence). Ceci peut être expliqué en partie par le fait que, dans ces deux pièces, les débits des bouches d'extraction ne respectent pas les caractéristiques hygro-aérauliques qui leur sont normalement associées (Figure IV.25).

Concernant la concentration en fréon, les résultats numériques sont très proches de la réalité. La différence notée pour le niveau maximal du fréon dans la pièce d'émission est de $8 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$.

En conclusion, le modèle arrive à bien reproduire l'essai expérimental. Les écarts sont surtout dus au fonctionnement du système de ventilation et à sa modulation du débit, qui ne respecte pas les spécifications annoncées par le fabricant.

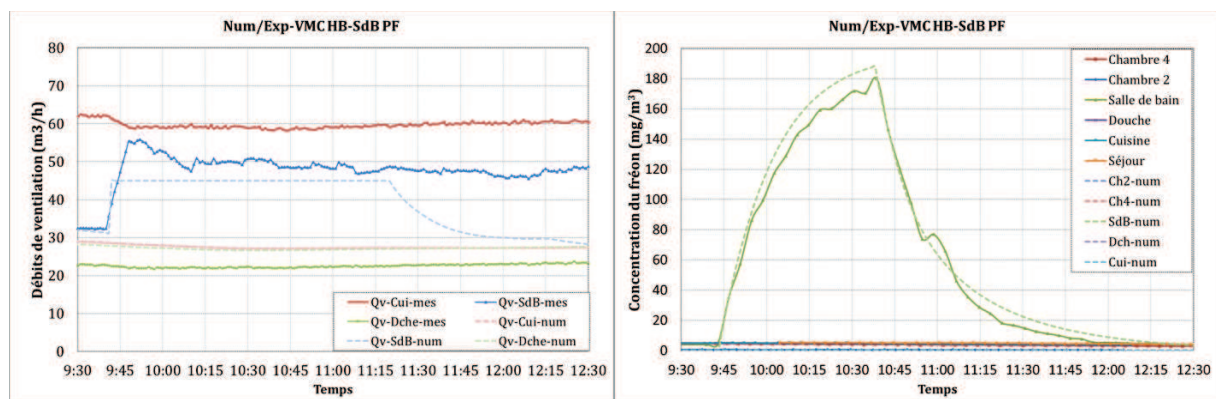




Figure IV.25 – Débits d’extractions mesurés en fonction de l’humidité relative : VMC HB, SdB-PF

IV.2.3.3 Emission dans la douche

La Figure IV.26 présente les débits et les concentrations mesurés calculés pour une émission dans la douche, au rez-de-chaussée de la maison.

Un constat similaire à celui des cas précédents peut être fait sur les débits d’extraction. Dans la salle de bain, les résultats sont quasi-similaires ($38 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$). Les écarts pour la cuisine ($30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) et la douche ($11 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) sont à nouveau explicables par le fonctionnement du système de ventilation.

La concentration en fréon calculée dans la douche est inférieure de $60 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$ à la concentration expérimentale. Cette différence est une conséquence de l’écart entre les débits (numérique et expérimental) dans cette pièce.

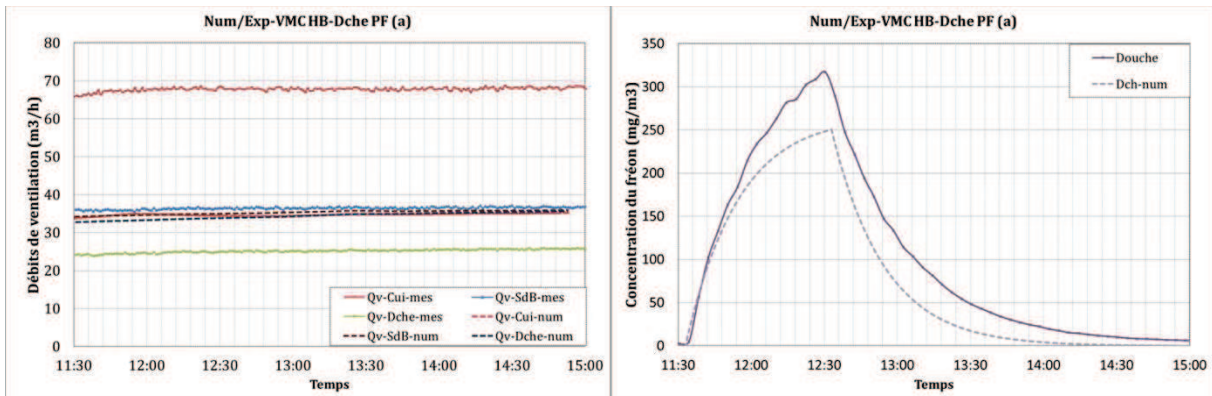


Figure IV.26 – Comparaison des débits d’extraction et concentrations de fréon : VMC HB, Dche-PF

IV.2.3.4 Emission dans la chambre 4

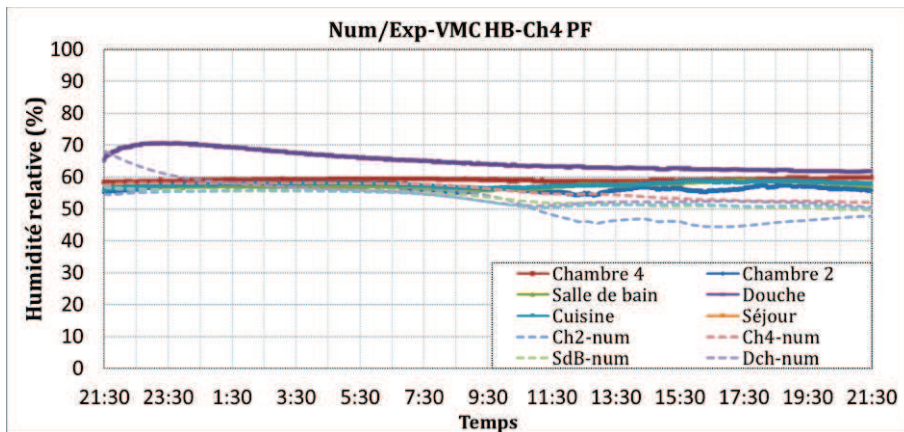


Figure IV.27 – Comparaison des taux d’humidités : VMC HB, SdB-PF

La dernière confrontation entre numérique/expérimental est consacrée au scénario de sommeil des occupants. Une injection du gaz traceur est effectuée à 21:30 et dure 8 heures. La Figure IV.27 ci-dessus illustre la comparaison entre l'humidité relative dans les pièces de mesure. Durant la période d'injection (21:30 - 07:30), les résultats sont similaires, sauf dans la douche. Après 07:30, les humidités relatives calculées par le modèle commencent à décroître alors que celles mesurées demeurent constantes. Toutefois, les différences ne dépassent pas les 10% HR.

Bien que les taux d'humidité estimés soient proches des mesures, les concentrations calculées en fréon sont largement décalées par rapport aux résultats expérimentaux, surtout pour la chambre 4 comme le montre la Figure IV.28. En effet, la pollution durant l'expérimentation atteint 1090 $\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$ alors qu'avec le modèle, elle ne dépasse pas les 440 $\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$. Les niveaux de pollution dans les autres pièces sont quasi-similaires en numérique et en expérimental. Néanmoins, ils diminuent plus vite avec le modèle.

Une raison plausible pour expliquer ces écarts, en plus des différences sur les débits d'extraction, est que les débits à travers les entrées d'air libres sont surestimés par le modèle.

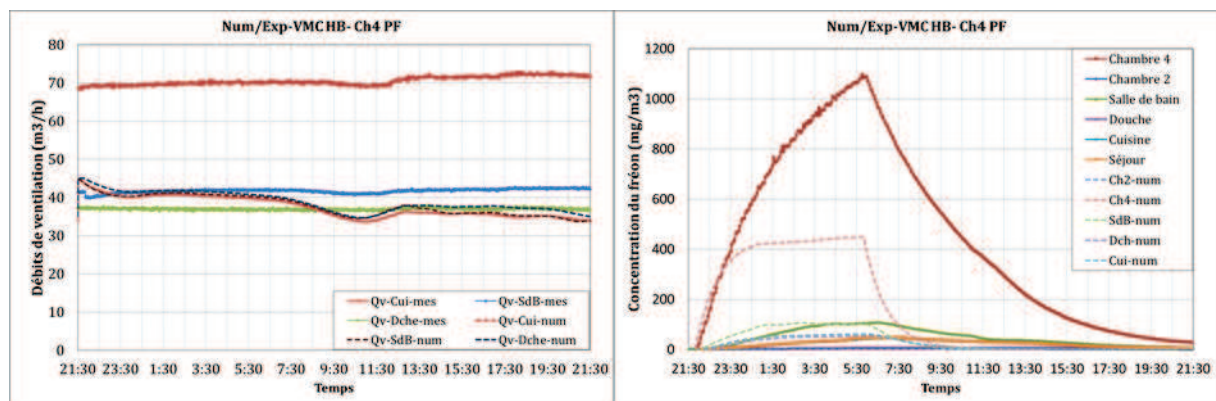


Figure IV.28 – Comparaison des débits d'extraction et concentrations de fréon : VMC HB, Dche-PF

IV.2.3.5 Débits hygroréglables de la VMC HB

Comme on l'a vu dans le paragraphe précédent, il a été difficile de simuler les débits d'extraction de la VMC HB parce qu'ils ne répondaient pas, dans la réalité, aux caractéristiques hygro-aérauliques spécifiés dans l'avis technique. Cette constatation est valable pour tous les essais réalisés avec ce système de ventilation. Les trois figures ci-dessous montrent les débits d'extraction en fonction de l'humidité relative, enregistrés au cours de plusieurs tests. Notons qu'on ne peut pas vérifier les débits au niveau des entrées d'air, car leur évaluation expérimentale d'une manière continue est très compliquée. Toutefois, les simulations effectuées dans les chambres 4 et 2 montrent que les débits réels sont moins importants que les débits prévus.

Dans la cuisine (Figure IV.29), le débit mesuré était toujours plus élevé que la valeur théorique (de 30 à 40 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ en plus) et, même, plus élevé que la limite supérieure de la bouche d'extraction. Dans la douche, c'est l'inverse qui est remarqué (Figure IV.30). Le débit mesuré était tout le temps inférieur au débit théorique de la bouche et à sa limite minimale (de 6 à 15 $\text{m}^3\cdot\text{h}^{-1}$). Par contre, le débit d'extraction mesuré dans la salle de bain, tracé sur la Figure IV.31, est compris entre les deux limites inférieure et supérieure. Soulignons que le débit global d'extraction reste entre les limites minimale et maximale du débit global théorique.

Plusieurs raisons plausibles peuvent expliquer ces écarts. Tout d'abord, la modulation du débit par les bouches d'extraction et les entrées d'air hygroréglable est déterminée en fonction du taux d'humidité relative au niveau du capteur hygrométrique intégré au terminal. Néanmoins, cette valeur est différente de celle mesurée au milieu de la pièce dans laquelle le terminal est installé, et qui était utilisée pour évaluer la variation du débit.

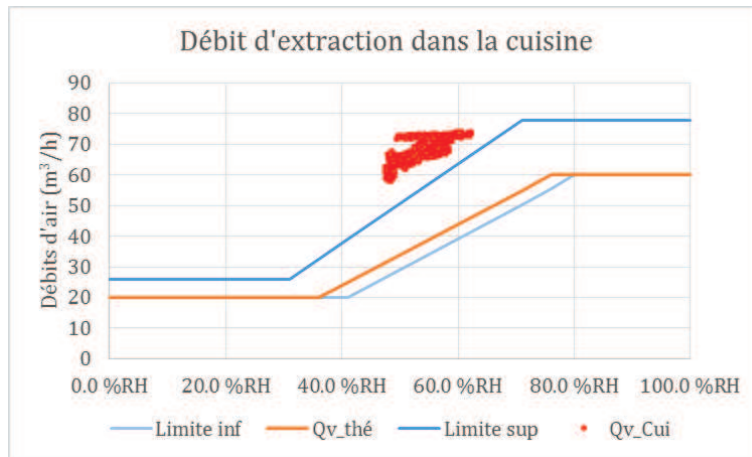


Figure IV.29 – Débits d'extraction dans la cuisine

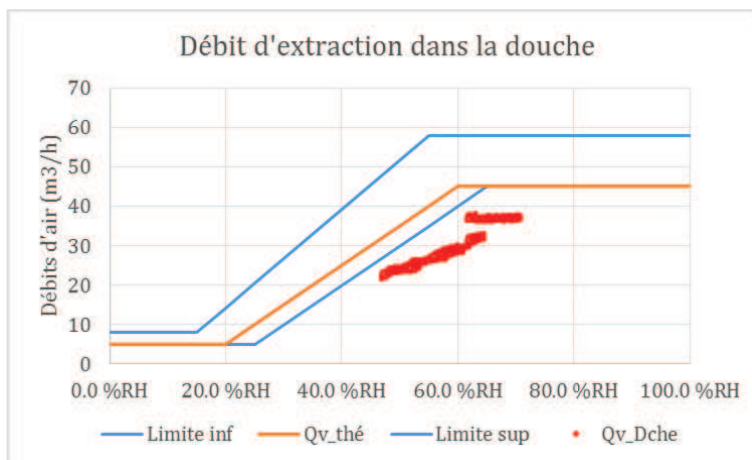


Figure IV.30 – Débits d'extraction dans la douche

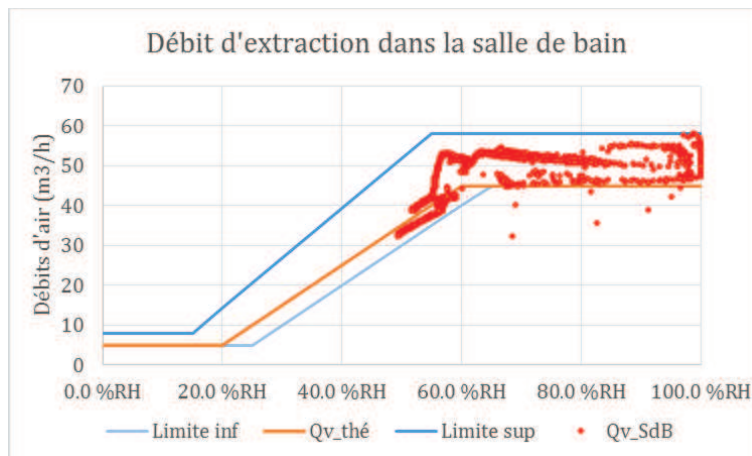


Figure IV.31 – Débits d'extraction dans la salle de bain

Pour la bouche d'extraction, c'est donc surtout la non-homogénéité des concentrations de polluant dans la pièce qui est la principale raison.

Cependant, pour les entrées d'air, en plus de l'hétérogénéité des concentrations, l'humidité relative lue par le capteur est influencée par les conditions climatiques extérieures. En effet, le flux d'air venant de l'extérieur et traversant l'entrée d'air et l'isolation thermique de celle-ci modifie la température au niveau du capteur, qui se stabilise entre les températures extérieure et intérieure.

Ainsi, l'humidité relative, qui dépend de la température pour une même humidité absolue, n'est pas la même qu'au centre de la pièce. Une correction thermique est donc généralement appliquée au capteur et permet de modifier l'ouverture du volet de l'entrée d'air pour qu'elle soit bien adaptée aux besoins quelles que soient les conditions extérieures.

Le coefficient de correction thermique C_T est déterminé par la relation (IV.9). Il est de l'ordre de 0.29 pour les entrées d'air utilisées dans cette étude (CSTB, 2011).

$$T_{\text{capteur}} = T_{\text{int}} - C_T \times (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) \quad (IV.9)$$

Or, les caractéristiques hygro-aérauliques des entrées d'air que nous avons utilisé dans le modèle numérique sont données : en fonction du taux d'humidité à l'intérieur, pour une différence de pression de 10 Pa, et pour une égalité des températures intérieure/extérieure. Pour améliorer les résultats des simulations et s'approcher davantage de la réalité, il faudrait donc modifier l'élément de contrôle. En particulier, il faudrait y remplacer la température intérieure, utilisé pour convertir la fraction de masse de vapeur d'eau en humidité relative, par la température du capteur.

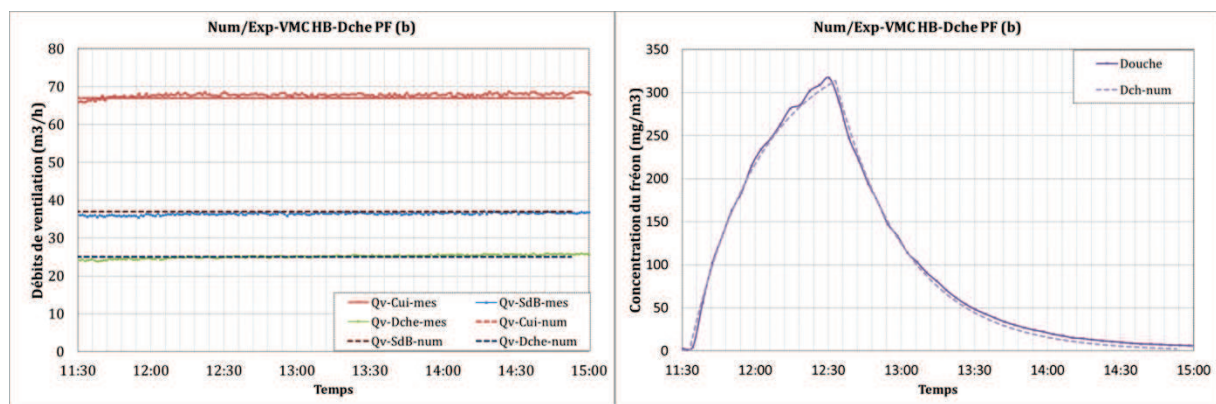


Figure IV.32 – Influence des débits d'extraction : VMC HB, SdB-PF

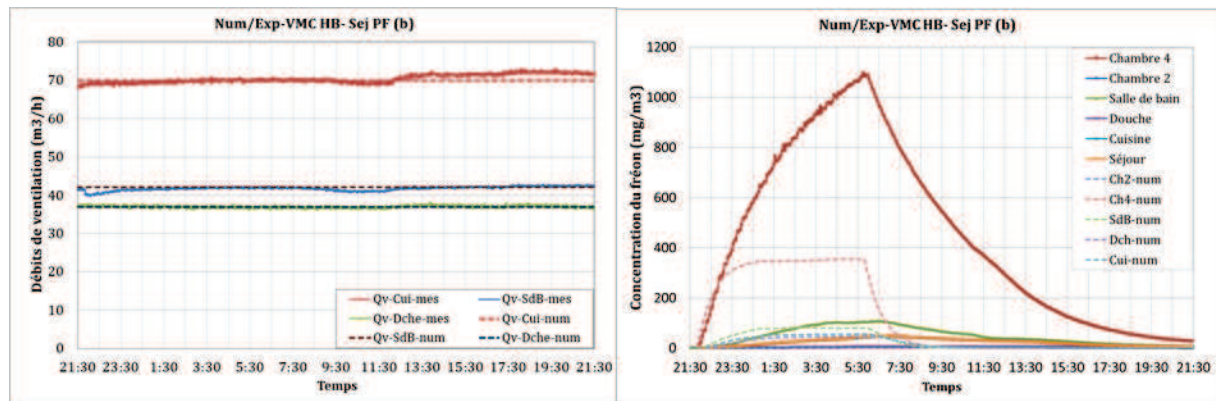


Figure IV.33 – Influence des débits d'extraction : VMC HB, Ch4-PF

Dans ce qui suit, on a imposé en donnée d'entrée du modèle les débits d'évacuation mesurés au cours des deux scénarios suivant : une émission dans une pièce de service PF avec une bouche d'extraction (la douche) et une émission dans une pièce de vie avec une entrée d'air (la chambre 4).

D'après la Figure IV.32, on constate que lorsque les débits d'évacuation sont corrects la concentration calculée par CONTAM dans la douche concorde parfaitement avec les mesures. Dans la chambre 4, par contre (Figure IV.33), on voit que même avec le bon débit d'évacuation, les concentrations estimées par le modèle dans les différentes pièces sont largement décalées.de

celles enregistrées au cours de l'essai. Ce qui confirme que les débits d'air calculés numériquement sont surestimés.

IV.2.4 Influence de la perméabilité des cloisons

Dans le but d'améliorer le modèle numérique de la maison expérimentale, on a effectué des tests de perméabilité à l'air d'une chambre pour estimer les fuites inter-pièces (voir le paragraphe III.3). Les résultats montrent que l'indice de la perméabilité I_4 (sous 4 Pa) des cloisons intérieures est égal à $0.38 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$. Le coefficient de l'enveloppe C_{env} et l'exposant de l'écoulement n sont de l'ordre de $6.7 \pm 8.2\% \text{ m}^3 \cdot (\text{h}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-n})$ et 0.5 ± 0.021 respectivement.

Ces valeurs ont été introduites dans CONTAM pour définir la perméabilité interne sous la loi de la puissance (équation (II.9)). Les défauts d'étanchéité sont répartis sur tous les murs inter-zones et sur deux hauteurs différentes : $\frac{1}{4} H$ et $\frac{3}{4} H$ où H est la hauteur du mur intérieur.

On présente ci-après l'influence de l'intégration de la perméabilité interne sur le transfert de polluant dans le cas de la VMI-R DC pour les deux configurations suivantes :

- Ch4-PF : émission pendant 8 h dans la chambre 4 avec les portes intérieures fermées.
- Cui-PF : émission pendant 1 h dans la cuisine avec les portes intérieures fermées.

La Figure IV.34 présente les concentrations en gaz traceur dans la chambre 4 résultants de l'essai expérimental (noté « exp »), de la simulation numérique avec des cloisons étanches (noté « num-1 ») et celle avec l'intégration de la perméabilité intérieure (noté « num-2 »). L'influence de celle-ci est faible : on constate une réduction de $10 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$ de la concentration maximale atteinte.

L'ajout des défauts d'étanchéités des cloisons a influencé le transfert vers le rez-de-chaussée, où les $10 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$ de moins dans la pièce d'émission se répercutent dans la cuisine/séjour et la douche, comme le montre la Figure IV.35. Les concentrations maximales atteintes dans ces deux pièces ont augmenté de près de $5 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$ par rapport à la première étude numérique.

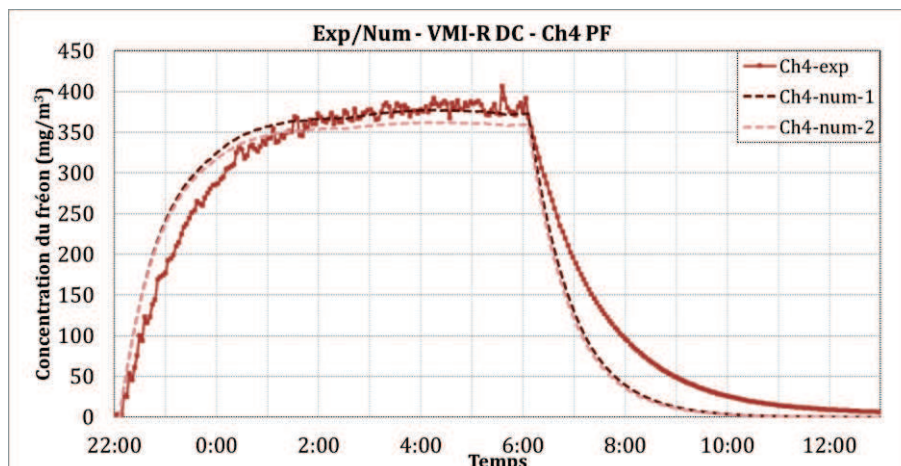


Figure IV.34 – Influence de la perméabilité dans la pièce d'émission : VMI-R DC, Ch4-PF

Pour la deuxième configuration testée, Cui-PF, la Figure IV.36 montre que la concentration dans la cuisine n'est pas influencée par la perméabilité intérieure. Cela était attendu, du fait que le volume de cette pièce est suffisamment grand pour que les défauts d'étanchéité ajoutés sur la cloison la séparant de la douche influencent sa pression différentielle.

Concernant le transfert vers l'autre partie de la maison, la Figure IV.37 montre une influence quasi nulle sur la concentration dans la douche, mais une diminution de la concentration dans la salle de bain de l'ordre de $7 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$. De plus, le décalage entre l'émission en cuisine et le transfert vers l'étage, constaté sur les résultats expérimentaux, est mieux simulé.

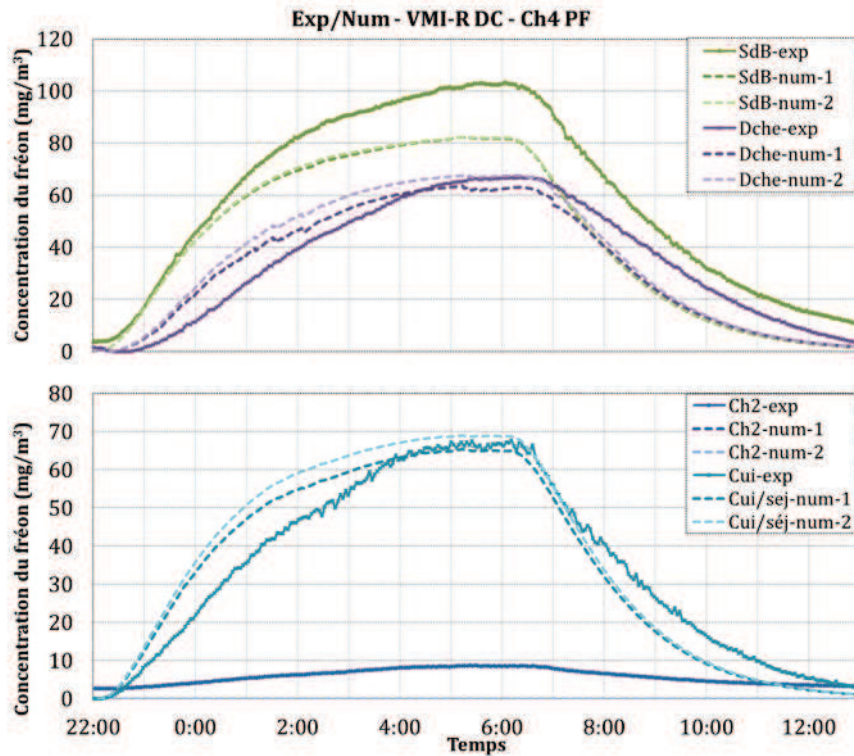


Figure IV.35 – Influence de la perméabilité sur le transfert vers les autres pièces : VMI-R DC, Ch4-PF

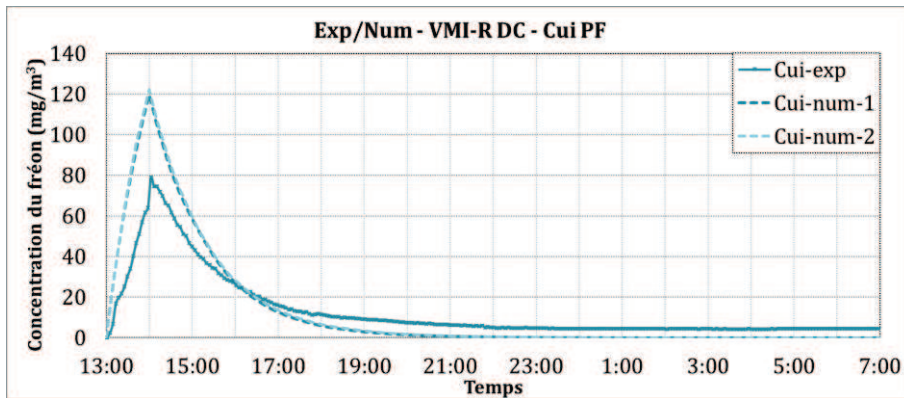


Figure IV.36 – Influence de la perméabilité dans la pièce d'émission : VMI-R DC, Cui-PF

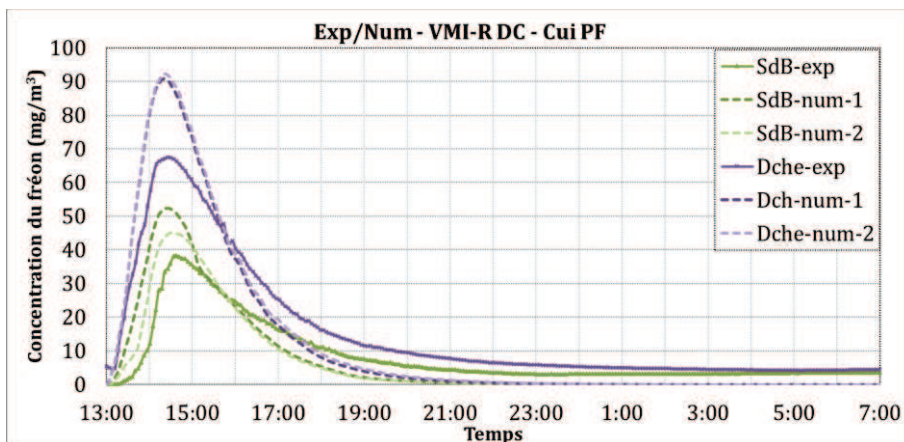


Figure IV.37 – Influence de l'humidité sur le transfert vers les autres pièces : VMI-R DC, Cui-PF

IV.3 DISCUSSION ET CONCLUSION

Dans cette dernière partie de l'étude, nous avons présenté le modèle de la maison expérimentale et les systèmes de ventilation étudiés sous le logiciel de modélisation multizone aéraulique CONTAM. La base théorique de ce dernier est déjà présentée en grande partie dans le 2^{ème} chapitre.

Une confrontation entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux a été effectuée. La comparaison a porté sur les débits de ventilation (insufflation et évacuation pour la VMI-R DC, extraction pour la VMC HB). Il ressort de l'analyse que le modèle arrive à bien reproduire la réalité dans le cas de la VMI-R DC et pour les configurations portes intérieures fermées. Cependant, lorsque les portes sont ouvertes, le déséquilibre de pression intérieure n'est pas suffisamment bien modélisé par les grandes ouvertures qui ont été définies dans le modèle de la maison.

Concernant la VMC HB, il était difficile de reproduire les débits d'extraction de la cuisine et de la douche, du fait que ceux-ci ne respectent pas les caractéristiques hygro-aérauliques données par l'avis technique du système.

De même, pour la ventilation mécanique par insufflation hygroréglable, les débits modulés ne suivent pas les caractéristiques hygro-aérauliques données par le fournisseur. Néanmoins, si on introduit les débits d'insufflation mesurés en entrée du modèle, on obtient des résultats proches des mesures expérimentales (comme pour le cas de la VMI à débit constant).

Les écarts entre les concentrations en gaz traceur sont plus importants lorsque la zone, dans laquelle s'effectue l'émission de polluant, est de grand volume. Cela est dû au fait que la concentration n'est pas homogène et qu'elle dépend de la position de la source de polluant. Ceci était le cas de la cuisine/séjour.

De plus, lorsque la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur augmente, les erreurs sur la modélisation des débits d'évacuation libre augmentent également.

Par ailleurs, nous avons étudié l'influence de la perméabilité des cloisons intérieures sur le transfert des polluants. Les résultats indiquent que l'intégration des défauts d'étanchéité intérieurs pourrait améliorer surtout le transfert entre les deux niveaux de la maison.

En conclusion, malgré la pluralité des hypothèses nécessaires pour la modélisation aéraulique, la répartition non réelle de la perméabilité à l'air de l'enveloppe extérieure et des cloisons intérieures, les coefficients de pression du vent issus de la littérature, ainsi que les erreurs de mesure sur les données expérimentales introduites comme entrée au modèle numérique, celui-ci permet d'obtenir une évaluation des débits et des transferts de masses proches de la réalité. et très encourageants pour les perspectives d'extension de cette contribution vers des études paramétriques visant à améliorer les performances de la VMI-R.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

L'objectif principal de ces travaux consistait à étudier les performances de la ventilation mécanique par insufflation pour les bâtiments résidentiels, en termes de qualité de l'air intérieur vis-à-vis du transfert et de l'évacuation des polluants, qu'ils soient produits à l'intérieur ou qu'ils proviennent de l'extérieur.

Les travaux que nous avons menés montrent la complexité de l'étude des systèmes de ventilation mis en place dans les habitations, qui très souvent sont soumises à un environnement en perpétuel changement. En effet, contrairement aux études dans des ambiances contrôlées menées en laboratoire, l'échelle 1 traduit la réalité du terrain qui conjugue quantité de phénomènes en jeu.

Nous avons pu constater, dans le premier chapitre, que malgré les différentes études menées sur les systèmes de ventilation des maisons d'habitation, un manque cruel d'information et de connaissance sur le système VMI persistait en France. En effet ce système est considéré comme non réglementaire en raison du non contrôle des débits d'évacuation et du non-respect du principe de balayage recommandé par la réglementation.

Pour s'approcher de ces recommandations, nous avons développé sous CONTAM un modèle aéraulique et de transfert de masse multizone. Ce modèle a ensuite été exploité pour évaluer les différences entre deux stratégies d'insufflation : centrale (un point de soufflage situé au milieu de la maison) et répartie (insufflation mécanique par pièces de vie et évacuation libre par pièce de service), en les comparant à une ventilation par extraction. Les résultats ont montré que l'insufflation répartie présente une meilleure efficacité globale du renouvellement d'air qu'une insufflation centrale. De plus, elle est plus efficace que la ventilation par extraction en ce qui concerne le problème du confinement des chambres, où l'on passe la majorité de son temps. Cependant, cette dernière assure une meilleure évacuation de l'humidité et des polluants produits dans les pièces de services.

La VMI-C est plus sensible au tirage thermique mais l'effet de celui-ci reste négligeable devant le vent qui perturbe de façon significative l'écoulement aéraulique jusqu'à l'élimination complète du principe de balayage. Cependant, la présence des conduits d'évacuation naturels pourrait éviter la recirculation depuis les pièces de services vers les autres pièces de la maison.

Au vu de ces résultats, nous avons décidé de caractériser et d'étudier la ventilation mécanique par insufflation répartie VMI-R dans un environnement réel. Cependant, avant d'installer ce système dans une maison réelle, nous avons cherché à optimiser la position et le débit du soufflage dans une pièce de vie, en conduisant des investigations expérimentales dans une cellule test du LaSIE. Il ressort de cette étude que 1 h-1 pourrait être un taux de renouvellement d'air approprié pour ventiler efficacement les pièces de vie. Un autre enseignement intéressant est qu'un soufflage au milieu de la pièce et par le plafond semble être le plus efficace en termes de remplacement de l'air. Nous avons également constaté, qu'un soufflage mural opposé à l'évacuation par la porte est lui plus efficace pour éliminer les contaminants libérés dans la zone d'occupation.

Ensuite, nous avons installé la VMI-R et la VMC HB dans une maison située à Mériadec, mise à disposition par la société Ventilairsec. Cette installation a été transformée en véritable banc d'essai à l'échelle 1 par l'installation de plusieurs dizaines de capteurs.

L'étude expérimentale a montré que, avec un débit d'évacuation libre, la VMI-R assure bien le fonctionnement du principe de balayage. De plus, malgré le débit total de ventilation plus important de la VMC HB, la VMI-R présente des résultats satisfaisants et une meilleure efficacité pour lutter contre le confinement dans les chambres. Cependant, la VMC HB est plus efficace à

évacuer l'humidité produite dans la salle de bain. Par ailleurs, le principe de balayage n'est assuré par aucun des deux systèmes lorsque les portes sont ouvertes.

En outre, la VMI-R réduit l'influence de la pollution particulaire extérieure sur le niveau des particules à l'intérieur, grâce à l'effet de filtration et à la surpression. Pour les deux systèmes de ventilation, le tirage thermique et –surtout- le vent influencent fortement le transfert des particules depuis l'extérieur.

Il convient cependant de rester prudent sur les résultats obtenus, dans la mesure où nous avons pu constater combien il est difficile d'obtenir des signaux reproductibles dans un environnement en perpétuel changement, où les charges sont multiples et instationnaires.

Enfin, nous avons réalisé des simulations numériques sous CONTAM, visant à reproduire les essais expérimentaux de la maison à Mériadec. La confrontation des résultats numériques et expérimentaux a montré que, pour la ventilation mécanique par insufflation, le modèle de la maison donne des estimations proches de la réalité.

Par conséquent, il semble tout à fait convenable d'envisager l'utilisation de ce modèle pour une étude paramétrique sur deux semaines (en utilisant des scénarii type d'occupation et d'émission de polluant), dans le but d'améliorer les performances de la VMI-R en termes de qualité de l'air intérieur. Il serait également judicieux d'envisager un couplage entre CONTAM et TRNSYS afin de prendre en compte la consommation énergétique et de pouvoir étudier l'association de ce système avec des appareils à énergies renouvelables.

Un tel modèle, plus complet que CONTAM seul, permettrait de mieux comprendre en amont les phénomènes thermo-aérauliques générés ou subits par un système de type VMI. Cette meilleure compréhension permettrait ensuite d'envisager des solutions adaptées de réduction de la consommation énergétique.

Les différents paramètres à étudier seront les suivants :

- Répartition de la perméabilité à l'air de l'enveloppe extérieure,
- Différents débits constants d'insufflation : le débit règlementaire, 0.8 et 1.2 fois ce débit,
- Débits variables en fonction du taux d'humidité, du niveau de CO₂ ou temporisés,
- Influence d'un extracteur supplémentaire ponctuel (débit de pointe) en cuisine.
- Le couplage avec des systèmes à énergie renouvelables tels que les panneaux photovoltaïques, les boucles d'eau chaude, les serpentins d'air sous les toitures, etc.

Soulignons que les perspectives mentionnées ci-dessus faisaient initialement partie des objectifs –ambitieux- à traiter dans le dernier chapitre, après la validation du modèle de la maison expérimentale. Malheureusement, suite à de nombreux problèmes rencontrés lors de la campagne expérimentales, qui a été particulièrement lourde, nous avons manqué de temps et avons dû revoir nos objectifs à la baisse.

LISTE DES FIGURES

FIGURE I.1 – SOURCES DE LA POLLUTION INTERIEURE	8
FIGURE I.2 – VOIX DE PENETRATION DU RADON (IRSN 2014).....	10
FIGURE I.3 – CARTE DU POTENTIEL RADON DES FORMATIONS GEOLOGIQUES EN FRANCE (IRSN 2014).....	10
FIGURE I.4 – L’HETEROGENEITE DE LA CONCENTRATION DU RADON (IRSN, 2014)	11
FIGURE I.5 – LES TAILLES DES PARTICULES A L’INTERIEUR DES HABITATIONS.....	12
FIGURE I.6 – PENETRATION DES PARTICULES DANS LE SYSTEME RESPIRATOIRE	12
FIGURE I.7 – IMPACTS SANITAIRES DE LA POLLUTION DE L’AIR (EEA, 2013)	14
FIGURE I.8 – LES PRINCIPES DE LA VENTILATION	18
FIGURE I.9 – SYSTEME DE VENTILATION	19
FIGURE I.10 – LES MECANISMES NATURELS DE LA VENTILATION.....	20
FIGURE I.11 – CONCEPT DE L’AGE DE L’AIR	23
FIGURE I.12 – VENTILATION PAR MELANGE.....	27
FIGURE I.13 – VENTILATION PAR DEPLACEMENT	28
FIGURE I.14 – VENTILATION PAR STRATIFICATION.....	28
FIGURE I.15 – VENTILATION PAR EXTRACTION LOCALE.....	29
FIGURE I.16 – LA VENTILATION PAR EFFET PISTON	29
FIGURE I.17 – COMPARAISON DES REGLEMENTATIONS PAR (YOSHINO H ET AL., 2004).....	36
FIGURE I.18 – COMPARAISON DES REGLEMENTATIONS PAR (BRELIH, 2012)	36
FIGURE II.1 – REPRESENTATION DU PROBLEME SELON L’APPROCHE NUMERIQUE	39
FIGURE II.2 – CARACTERISTIQUES DE LA MAISON SIMULEE.....	42
FIGURE II.3 – RESEAU D’EVACUATION DE LA VMI-R	44
FIGURE II.4 – SCENARIOS D’OCCUPATION DES DIFFERENTES PIECES DE LA MAISON.....	45
FIGURE II.5 – LA SCHEMATISATION DE LA MAISON DANS CONTAM	46
FIGURE II.6 – CARACTERISTIQUE AERAULIQUES DES ENTREES/SORTIES D’AIR AUTOREGLABLES	50
FIGURE II.7 – PERTES DE CHARGES DANS UNE CONDUITE	51
FIGURE II.8 – GRAPHES DE CONCENTRATION DE CO ₂ POUR LE CAS 3.....	54
FIGURE II.9 – GRAPHES DU TAUX D’HUMIDITE RELATIVE POUR LE CAS 3	55
FIGURE II.10 – CAS 3 ET 4 : CONCENTRATION CUMULEE EN CO ₂ ET NOMBRE D’HEURE OU HR > 75%	56
FIGURE II.11 – CAS 3 ET 4 : CONCENTRATION MAXIMALE DE L’ALPHA-PINENE	57
FIGURE II.12 – CAS 3 ET 4 : TAUX DE RENOUVELLEMENT D’AIR PAR PIECE	58
FIGURE II.13 – L’INFLUENCE DU TIRAGE THERMIQUE SUR LES FLUX D’AIR	59
FIGURE II.14 – CAS 1 ET 2 : CONCENTRATION CUMULEE EN CO ₂ ET NOMBRE D’HEURE OU HR > 75%	59
FIGURE II.15 – CAS 4 ET 6 : CONCENTRATION CUMULEE EN CO ₂ ET NOMBRE D’HEURE OU HR > 75%	59
FIGURE II.16 – INFLUENCE DU VENT SUR LES FLUX D’AIR POUR I ₄ = 1.3 M ³ .H ⁻¹ .M ²	60
FIGURE II.17 – INFLUENCE DU VENT SUR LES FLUX D’AIR POUR I ₄ = 0.6 M ³ .H ⁻¹ .M ²	62
FIGURE II.18 – CAS 7 ET 8 : CONCENTRATION CUMULEE EN CO ₂ ET NOMBRE D’HEURE OU HR > 75%	62
FIGURE II.19 – CAS 9 ET 10 : CONCENTRATION CUMULEE EN CO ₂ ET NOMBRE D’HEURE OU HR > 75%	63
FIGURE II.20 – CAS 11 ET 12 : CONCENTRATION CUMULEE EN CO ₂ ET NOMBRE D’HEURE OU HR > 75%	63
FIGURE II.21 – CAS 13 ET 14 : CONCENTRATION CUMULEE EN CO ₂ ET NOMBRE D’HEURE OU HR > 75%	63
FIGURE II.22 – CAS 15 ET 16 : CONCENTRATION CUMULEE EN CO ₂ ET NOMBRE D’HEURE OU HR > 75%	64
FIGURE II.23 – COEFFICIENT DE PRESSION DU VENT DE LA TOITURE	64
FIGURE II.24 – L’INFLUENCE D’UNE EVACUATION PAR DES CONDUITS.....	65
FIGURE II.25 – VUES EXTERIEURE ET INTERIEURE DE LA CELLULE-TEST.....	67
FIGURE II.26 – LES POSITIONS DE SOUFFLAGE ET D’EXTRACTION ETUDIEES.....	68
FIGURE II.27 – LES TERMINAUX DE VENTILATION.....	68
FIGURE II.28 – ANEMOMETRE A MOULINET (GAUCHE) ET ANEMOMETRE THERMIQUE (DROITE).....	69
FIGURE II.29 – DISTANCE RECOMMANDEE EN AMONT ET EN AVAL DU POINT DE MESURE	69
FIGURE II.30 – CAPTEUR DE DIOXYDE DE CARBONE.....	71
FIGURE II.31 – SKETCH DE LA CELLULE-TEST	71
FIGURE II.32 – CENTRALE D’ACQUISITION ET MULTIPLEXEURS.....	72
FIGURE II.33 – L’AGE MOYEN DE L’AIR EN FONCTION DU N	74
FIGURE II.34 – L’EFFICACITE DU RENOUVELLEMENT D’AIR EN FONCTION DE N.....	74
FIGURE II.35 – L’EFFICACITE DU RENOUVELLEMENT D’AIR EN FONCTION DE LA POSITION DU TERMINAL DE VENTILATION	76

FIGURE II.36 – L'EFFICACITE D'EXTRACTION DU POLLUANT EN FONCTION DE N	76
FIGURE II.37 – L'EFFICACITE D'EXTRACTION DU POLLUANT EN FONCTION DE LA POSITION DU TERMINAL DE VENTILATION	77
FIGURE II.38 – L'EFFICACITE D'EXTRACTION DU POLLUANT EN FONCTION DE LA CONFIGURATION ET A DIFFERENTES HAUTEURS.....	77
FIGURE III.1 – LA MAISON CHOISIE POUR LES EXPERIMENTATIONS.....	80
FIGURE III.2 – L'ORIENTATION DE LA MAISON EXPERIMENTALE.....	80
FIGURE III.3 – PLAN DU REZ-DE-CHAUSSEE DE LA MAISON EXPERIMENTALE	81
FIGURE III.4 – PLAN DE L'ETAGE DE LA MAISON EXPERIMENTALE	81
FIGURE III.5 – PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DE LA POMPE A CHALEUR (WWW.ATLANTIC.FR).....	82
FIGURE III.6 – LE VENTILATEUR DE LA VMC HB.....	83
FIGURE III.7 – LA SORTIE DE LA TOITURE.....	84
FIGURE III.8 – VMI-R : RESEAU DE DISTRIBUTION DE L'AIR.....	84
FIGURE III.9 – L'EVACUATION DE LA VMI-R DANS LES TOILETTES	84
FIGURE III.10 – LA BOUCHE D'INSUFFLATION AU REZ-DE-CHAUSSEE	85
FIGURE III.11 – CENTRALE D'ACQUISITION.....	86
FIGURE III.12 – LE PLAN D'INSTRUMENTATION	87
FIGURE III.13 – PYRANOMETRE SMP 3	88
FIGURE III.14 – L'EMPLACEMENT DE LA STATION METEO ET DU PYRANOMETRE	88
FIGURE III.15 – TINYTAG ULTRA 2	89
FIGURE III.16 – A) BAIN D'HUILE THERMOSTATE ET B) THERMOCOUPLES DE TYPE K.....	89
FIGURE III.17 – LES ANEMOMETRES THERMIQUES.....	90
FIGURE III.18 – REPARTITION "LOG-TCHEBYCHEFF" POUR UNE CONDUITE CIRCULAIRE	91
FIGURE III.19 – REPARTITION "PREN 16211" POUR UNE CONDUITE CIRCULAIRE.....	92
FIGURE III.20 – DIFFERENTIEL DE PRESSION FCO 12	93
FIGURE III.21 – MESURE DE LA PRESSION STATIQUE	93
FIGURE III.22 – GRIMM 1.108	94
FIGURE III.23 – PRINCIPE DE MESURE DE GRIMM.....	94
FIGURE III.24 – L'EMPLACEMENT DES GRIMMS 1.108 DANS LA CHAMBRE 4	94
FIGURE III.25 – L'EMPLACEMENT DES GRIMM 1.108 DANS LES COMBLES.....	95
FIGURE III.26 – SYSTEME DU GAZ TRACEUR.....	97
FIGURE III.27 – PRINCIPE DE SYSTEME DE MESURE PAR SPECTROSCOPIE PHOTO-ACOUSTIQUE PAS	99
FIGURE III.28 – DEBITMETRE ET REGULATEUR DE DEBIT MASSIQUE.	99
FIGURE III.29 – ECHELLE D'APPRECIATION DE LA PERMEABILITE SUR LA BASE D'I ₄	100
FIGURE III.30 – BLOWER DOOR.....	101
FIGURE III.31 – BACHE DE POLYANE POUR ETANCHIFIER LES MURS	102
FIGURE III.32 – LES GRAPHES DE FUITES D'AIR DE L'ENVELOPPE DE LA MAISON.....	104
FIGURE III.33 – LA GRAPHE DE FUITES D'AIR DE L'ENVELOPPE DE LA CHAMBRE 2	105
FIGURE III.34 – TESTS PRELIMINAIRES : POINTS DE MESURE	105
FIGURE III.35 – TEST PRELIMINAIRE : CUISINE/SEJOUR	106
FIGURE III.36 – TEST PRELIMINAIRE : CHAMBRE 4	106
FIGURE III.37 – TEST PRELIMINAIRE : SALLE DE BAIN.....	107
FIGURE III.38 – L'EVOLUTION DE LA CONCENTRATION DU GAZ TRACEUR	108
FIGURE III.39 – REPETABILITE DU TEST DE VMI-R DC : TRANSFERT DEPUIS LA CUISINE, PORTE FERMEES.....	110
FIGURE III.40 – REPETABILITE DU TEST DE VMC HB : TRANSFERT DEPUIS LA CHAMBRE 4, PORTES OUVERTES	111
FIGURE III.41 – LA DIFFERENCE ENTRE λ , λ ET N.....	112
FIGURE III.42 – COURBES DE CONCENTRATION DE GAZ TRACEUR : CUISINE, PORTES FERMEES	114
FIGURE III.43 – COURBES DE CONCENTRATION DE GAZ TRACEUR : SEJOUR, PORTES FERMEES.....	115
FIGURE III.44 – POURCENTAGE DE TRANSFERT C_{max} : SEJOUR, PORTES FERMEES.....	116
FIGURE III.45 – COURBES DE CONCENTRATION DE GAZ TRACEUR : SALLE DE BAIN, PORTES FERMEES.....	117
FIGURE III.46 – COURBES DE CONCENTRATION DE GAZ TRACEUR : DOUCHE, PORTES FERMEES	118
FIGURE III.47 – CONCENTRATION DU GAZ TRACEUR : CHAMBRE 4, PORTES FERMEES	119
FIGURE III.48 – POURCENTAGE DE TRANSFERT C_{max} : CHAMBRE 4, PORTES FERMEES	120
FIGURE III.49 – CONCENTRATION DU GAZ TRACEUR : CHAMBRE 2, PORTES FERMEES	121
FIGURE III.50 – CONCENTRATION DU GAZ TRACEUR ET C_{max} : CUISINE, PORTES OUVERTES	123
FIGURE III.51 – CONCENTRATION DU GAZ TRACEUR ET C_{max} : SEJOUR, PORTES OUVERTES.....	124
FIGURE III.52 – CONCENTRATION DU GAZ TRACEUR ET C_{max} : SALLE DE BAIN, PORTES OUVERTES.....	124
FIGURE III.53 – CONCENTRATION DU GAZ TRACEUR ET C_{max} : CHAMBRE 4, PORTES OUVERTES.....	125
FIGURE III.54 – PRESSION DIFFERENTIELLE ET VITESSE DU VENT : VMI-R DC, PORTES FERMEES	127

FIGURE III.55 – PRESSION DIFFERENTIELLE ET VITESSE DU VENT : VMC HB, PORTES FERMEES	127
FIGURE III.56 – COEFFICIENT DE DETERMINATION R ²	134
FIGURE III.57 – COEFFICIENT DE DETERMINATION R ² :PM1.0 ET PM3.0	135
FIGURE III.58 – LE RATIO I/O, LE VENT ET LA PRESSION : VMI	137
FIGURE III.59 – LE RATIO I/O, LE VENT ET LA PRESSION : VMC.....	138
FIGURE III.60 – DIFFERENCE DE TEMPERATURE ET HUMIDITE RELATIVE INTERIEURE	139
FIGURE III.61 – LE RATIO I/O MOYEN POUR LES DIFFERENTS TESTS	140
FIGURE IV.1 – ILLUSTRATION DU FLUX D’AIR A TRAVERS UNE GRANDE OUVERTURE.....	145
FIGURE IV.2 – MODELE DE LA MAISON SOUS CONTAM : VMI-R DC	147
FIGURE IV.3 – MODELE DE LA MAISON SOUS CONTAM : VMC HB	147
FIGURE IV.4 – ELEMENTS DE REGULATION	148
FIGURE IV.5 – COMPARAISON DES DEBITS DE VENTILATION : VMI-R DC, CUI-PF	150
FIGURE IV.6 – COMPARAISON DES CONCENTRATIONS DANS LA PIECE D’EMISSION : VMI-R DC, CUI-PF	150
FIGURE IV.7 – COMPARAISON DES TRANSFERTS VERS LES AUTRES PIECES : VMI-R DC, CUI-PF.....	150
FIGURE IV.8 – COMPARAISON DES TAUX D’HUMIDITES : VMI-R DC, CUI-PF	151
FIGURE IV.9 – COMPARAISON DES DEBITS DE VENTILATION : VMI-R DC, CUI-PO	151
FIGURE IV.10– COMPARAISON DES CONCENTRATIONS DANS LA PIECE D’EMISSION : VMI-R DC, CUI-PO	152
FIGURE IV.11 – COMPARAISON DES TRANSFERTS VERS LES AUTRES PIECES : VMI-R DC, CUI-PO	152
FIGURE IV.12 – COMPARAISON DES DEBITS DE VENTILATION : VMI-R DC, SdB-PF	153
FIGURE IV.13 – COMPARAISON DES CONCENTRATIONS DU POLLUANT : VMI-R DC, SdB-PF	153
FIGURE IV.14 – COMPARAISON DES TAUX D’HUMIDITES : VMI-R DC, SdB-PF	154
FIGURE IV.15 – COMPARAISON DES DEBITS DE VENTILATION : VMI-R DC, Dche-PF.....	154
FIGURE IV.16 – COMPARAISON DES CONCENTRATIONS DANS LA PIECE D’EMISSION : VMI-R DC, Dche-PF	155
FIGURE IV.17 – COMPARAISON DES DEBITS DE VENTILATION : VMI-R DC, CH4-PF	155
FIGURE IV.18 – COMPARAISON DES CONCENTRATIONS DANS LA PIECE D’EMISSION : VMI-R DC, CH4-PF.....	156
FIGURE IV.19 – COMPARAISON DES TRANSFERTS VERS LES AUTRES PIECES : VMI-R DC, CH4-PF.....	156
FIGURE IV.20 – COMPARAISON DES TAUX D’HUMIDITES : VMI-R DC, CH4-PF	156
FIGURE IV.21 – COMPARAISON DES DEBITS D’EXTRACTION ET CONCENTRATIONS DE FREON : VMC HB, SEJ-PF.....	157
FIGURE IV.22 – DEBITS D’EXTRACTIONS MESURES EN FONCTION DE L’HUMIDITE RELATIVE : VMC HB, SEJ-PF	157
FIGURE IV.23 – COMPARAISON DES TAUX D’HUMIDITES : VMC HB, SdB-PF	158
FIGURE IV.24 – COMPARAISON DES DEBITS D’EXTRACTION ET CONCENTRATIONS DE FREON : VMC HB, SdB-PF	158
FIGURE IV.25 – DEBITS D’EXTRACTIONS MESURES EN FONCTION DE L’HUMIDITE RELATIVE : VMC HB, SdB-PF	159
FIGURE IV.26 – COMPARAISON DES DEBITS D’EXTRACTION ET CONCENTRATIONS DE FREON : VMC HB, Dche-PF	159
FIGURE IV.27 – COMPARAISON DES TAUX D’HUMIDITES : VMC HB, SdB-PF	159
FIGURE IV.28 – COMPARAISON DES DEBITS D’EXTRACTION ET CONCENTRATIONS DE FREON : VMC HB, Dche-PF	160
FIGURE IV.29 – DEBITS D’EXTRACTION DANS LA CUISINE	161
FIGURE IV.30 – DEBITS D’EXTRACTION DANS LA DOUCHE	161
FIGURE IV.31 – DEBITS D’EXTRACTION DANS LA SALLE DE BAIN	161
FIGURE IV.32 – INFLUENCE DES DEBITS D’EXTRACTION : VMC HB, SdB-PF	162
FIGURE IV.33 – INFLUENCE DES DEBITS D’EXTRACTION : VMC HB, CH4-PF	162
FIGURE IV.34 – INFLUENCE DE LA PERMEABILITE DANS LA PIECE D’EMISSION : VMI-R DC, CH4-PF	163
FIGURE IV.35 – INFLUENCE DE LA PERMEABILITE SUR LE TRANSFERT VERS LES AUTRES PIECES : VMI-R DC, CH4-PF	164
FIGURE IV.36 – INFLUENCE DE LA PERMEABILITE DANS LA PIECE D’EMISSION : VMI-R DC, CUI-PF.....	164
FIGURE IV.37 – INFLUENCE DE L’HUMIDITE SUR LE TRANSFERT VERS LES AUTRES PIECES : VMI-R DC, CUI-PF	164

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU I.1 – BIOCONTAMINANTS ET LEURS SOURCES	10
TABLEAU I.2 – PRODUCTION DU VAPEUR D'EAU SELON LA SOURCE.....	14
TABLEAU I.3 – VALEURS REGLEMENTAIRES DES POLLUANTS	15
TABLEAU I.4 – EFFICACITE INITIALE DU FILTRE (NFX44061)	21
TABLEAU I.5 – LES EFFICACITES DU RENOUELEMENT D'AIR ET D'EXTRACTION DE POLLUANTS	25
TABLEAU I.6 – EFFICACITE DES STRATEGIES DE VENTILATION(CAO ET AL., 2014)	29
TABLEAU I.7 – NORMES DE LA VENTILATION DES BATIMENTS	30
TABLEAU I.8 – DEBIT NOMINAL DE VENTILATION SELON NBN D50-001	32
TABLEAU I.9 – DEBIT NOMINAL DE VENTILATION SELON CSA-F326-M91	32
TABLEAU I.10 – DEBIT NOMINAL DE VENTILATION EN CFM ($M^3.H^{-1}$) SELON ASHRAE 62.2	33
TABLEAU I.11 – DEBIT NOMINAL DE VENTILATION SELON APPROVED DOCUMENT F	33
TABLEAU I.12 – DEBIT NOMINAL DE VENTILATION SELON L'ARTICLE 3 DE L'ARRETE DU 24 MARS 1982.....	34
TABLEAU I.13 – DEBIT NOMINAL REDUIT SELON L'ARTICLE 4 DE L'ARRETE DU 24 MARS 1982.....	34
TABLEAU I.14 – DEBIT NOMINAL REDUIT POUR DES DISPOSITIFS DE MODULATION ARRETE DU 24 MARS 1982.....	35
TABLEAU II.1 – REPARTITION DES DEBITS D'AIR POUR LES 3 CONFIGURATIONS ETUDIEES	43
TABLEAU II.2 – LES CAS ETUDIES	44
TABLEAU II.3 – CARACTERISTIQUE DES POLLUANTS SIMULES A 20°C ET 1 ATM.....	45
TABLEAU II.4 – SCENARIOS D'EMISSION DES POLLUANTS.....	46
TABLEAU II.5 – LES COEFFICIENTS DE PRESSION C_p	48
TABLEAU II.6 – CAS 3 ET 4 : REPARTITION DES DEBITS D'AIR PAR PIECE ($M^3.H^{-1}$)	58
TABLEAU II.7 – LES DEBITS TRAVERSANT LES DETALONNAGES DES PORTES	65
TABLEAU II.8 – CARACTERISTIQUES DES ANEMOMETRES	70
TABLEAU II.9 – EQUATIONS DE L'AGE DE L'AIR SELON LA METHODE DE MESURE (MUNDT ET AL., 2004)	73
TABLEAU III.1 – CARACTERISTIQUES DES PIECES DE LA MAISON EXPERIMENTALE	82
TABLEAU III.2 – CARACTERISTIQUES HYGROAERAULIQUES DES BOUCHES DE LA VMC HB.....	83
TABLEAU III.3 – DEBIT GLOBAL A INSUFFER DANS LA MAISON	85
TABLEAU III.4 – LA REPARTITION DES DEBITS D'INSUFFLATION DANS LES PIECES	85
TABLEAU III.5 – PILOTAGE DU DEBIT HYGROREGLABLE DE LA VMI	85
TABLEAU III.6 – DESCRIPTION DES STRATEGIES DE VENTILATION ETUDIEES.....	86
TABLEAU III.7 – CARACTERISTIQUES DE LA STATION METEO XWT520.....	88
TABLEAU III.8 – SPECIFICATIONS DES ANEMOMETRES THERMIQUES	90
TABLEAU III.9 – INCERTITUDES-TYPE DES GRIMMS (EN P/L)	97
TABLEAU III.10 – CARACTERISTIQUES DES GAZ TRACEURS	98
TABLEAU III.11 – DESCRIPTION DES TESTS DE BLOWERDOOR	100
TABLEAU III.12 – LES PARAMETRES DE LA LOI DE PUISSANCE.....	104
TABLEAU III.13 – LA PERMEABILITE A L'AIR DE L'ENVELOPPE EXPRIMEE EN FONCTION DES INDICATEURS	104
TABLEAU III.14 – LES CARACTERISTIQUES DE FUITES D'AIR DE LA CHAMBRE 2.....	105
TABLEAU III.15 – TAUX ET EFFICACITE DE RENOUELEMENT D'AIR.....	107
TABLEAU III.16 – LES SCENARIOS	109
TABLEAU III.17 – LES DEBITS DE VENTILATION MESURES POUR LES DIFFERENTS CAS.....	109
TABLEAU III.18 – CONDITIONS DE MESURES : REPETABILITE DU TEST CUI-PF	110
TABLEAU III.19 – CONDITIONS DE MESURES : REPETABILITE DU TEST CH4-PO	110
TABLEAU III.20 – DONNEES DE MESURE : CUISINE, PORTES FERMEES	113
TABLEAU III.21 – DONNEES DE MESURE : SEJOUR, PORTES FERMEES.....	115
TABLEAU III.22 – DONNEES DE MESURE : SALLE DE BAIN, PORTES FERMEES.....	116
TABLEAU III.23 – DONNEES DE MESURE : DOUCHE, PORTES FERMEES	118
TABLEAU III.24 – DONNEES DE MESURE : CHAMBRE 4, PORTES FERMEES	120
TABLEAU III.25 – DONNEES DE MESURE : CHAMBRE 2, PORTES FERMEES	121
TABLEAU III.26 – DONNEES DE MESURE : CUISINE, PORTES OUVERTES	122
TABLEAU III.27 – DONNEES DE MESURE : SEJOUR, PORTES OUVERTES.....	123
TABLEAU III.28 – DONNEES DE MESURE : SALLE DE BAIN, PORTES OUVERTES.....	125
TABLEAU III.29 – DONNEES DE MESURE : CHAMBRE 4, PORTES OUVERTES.....	126
TABLEAU III.30 – TEMPERATURE ET HUMIDITE RELATIVE PENDANT LES TESTS.....	129

TABLEAU III.31 – EFFICACITE DE FILTRATION VMI®	129
TABLEAU III.32 – TRANSFERT DES PARTICULES : SCENARIOS ETUDIES	129
TABLEAU III.33 – DESCRIPTION STATISTIQUE DES MESURES METEOROLOGIQUES	130
TABLEAU III.34 – DISTRIBUTION STATISTIQUE DES CONCENTRATIONS MESUREES : VMI PO AO (p/L)	131
TABLEAU III.35 – DISTRIBUTION STATISTIQUE DES CONCENTRATIONS MESUREES : VMC PO AO (p/L)	131
TABLEAU III.36 – RESULTATS DE LA REGRESSION LINEAIRE SIMPLE	134
TABLEAU III.37 – COEFFICIENT DE SPEARMAN : VMI/VMC PO AO	136
TABLEAU III.38 – COEFFICIENT DE SPEARMAN : VARIABLES EXPLICATIFS	136
TABLEAU IV.1 – LES COEFFICIENTS DE PRESSION Cp	145
TABLEAU IV.2 – DEBITS MASSIQUES SELON Z_N ET $\Delta\rho$	146

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Air Liquide, 2009. Physical properties of gases, safety, MSDS, enthalpy, material compatibility, gas liquid equilibrium, density, viscosity, flammability, transport properties [WWW Document]. www.encyclopedia.airliquide.com
- Aivazian, S.A., 1978. Étude statistique des dépendances.
- ANSES, 2014. Étude exploratoire du coût socio-économique des polluants de l'air intérieur.
- ANSI/ASHRAE, 1997. Measuring Air Change Effectiveness (No. Standard 129).
- Approved Document F, 2010. The building regulation 2000-Ventilation.
- ASHRAE, 2007. Standard 52.2: Method of Testing General Ventilation Air-Cleaning Devices for Removal Efficiency by Particle Size.
- ASHRAE, 2009a. Indoor Air Quality Guide: best practices for design, construction, and commissioning. W. Stephen Comstock.
- ASHRAE, 2009b. ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASTM E779, 2010. Test Method for Determining Air Leakage Rate by Fan Pressurization. ASTM International.
- Aubert, H., 2011. Manuel de statistique. Ellipses, Paris.
- Awbi, H.B., 2011. Energy efficient ventilation for retrofit buildings. Proc. 48th AiCARR Int. Conf. Energy Perform. Exist. Build. 23–46.
- Axley, J.W., 1988. Progress Toward a General Analytical Method for Predicting Indoor Air Pollution in Buildings: Indoor Air Quality Modeling Phase III Report (No. NBSIR 88-3814). National Bureau of Standards US.
- Baiz, N., Slama, R., Béné, M.-C., Charles, M.-A., Kolopp-Sarda, M.-N., Magnan, A., Thiebaugeorges, O., Faure, G., Annesi-Maesano, I., 2011. Maternal exposure to air pollution before and during pregnancy related to changes in newborn's cord blood lymphocyte subpopulations. The EDEN study cohort. BMC Pregnancy Childbirth 11, 87.
- Brelih, N., 2012. Ventilation rates and IAQ in national regulations. REHVA Eur. HVAC J.
- Brinke, J.T., Selvin, S., Hodgson, A.T., Fisk, W.J., Mendell, M.J., Koshland, C.P., Daisey, J.M., 1998. Development of New Volatile Organic Compound (VOC) Exposure Metrics and their Relationship to "Sick Building Syndrome" Symptoms. Indoor Air 8, 140–152.
- Brown, W.G., Solvason, K.R., 1962. Natural convection through rectangular openings in partitions—1: Vertical partitions. Int. J. Heat Mass Transf. 5, 859–868.
- Burkart, J., Steiner, G., Reischl, G., Moshhammer, H., Neuberger, M., Hitzemberger, R., 2010. Characterizing the performance of two optical particle counters (Grimm OPC1.108 and OPC1.109) under urban aerosol conditions. J. Aerosol Sci. 41, 953–962.
- CAN/CGSB-149.10-M86, 1986. Determination of the Airtightness of Building Envelopes by the Fan Depressurization Method.
- Cao, G., Awbi, H., Yao, R., Fan, Y., Sirén, K., Kosonen, R., Zhang, J. (Jensen), 2014. A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings. Build. Environ. 73, 171–186.
- Carrier, W.H., 1919. The story of manufactured weather: by the mechanical weather man. Carrier engineering corporation.
- Colbeck, I., Nasir, Z.A., Ali, Z., 2010. Characteristics of indoor/outdoor particulate pollution in urban and rural residential environment of Pakistan. Indoor Air 20, 40–51.
- Colome, S.D., Kado, N.Y., Jaques, P., Kleinman, M., 1992. Indoor-outdoor air pollution relations: particulate matter less than 10 μm in aerodynamic diameter (PM10) in homes of asthmatics. Atmospheric Environ. Part Gen. Top. 26, 2173–2178.
- Commissariat général au Développement durable, 2009. Observations et statistiques, Ministère et l'écologie du développement durable et de l'énergie [WWW Document]. www.statistiques.developpement-durable.gouv.fr
- CSA, 1991. Residential Mechanical Ventilation Systems, CAN/CSA-F326-M91 (R2010).

- CSTB, 2011. Ventilation hygroréglable "BAHIA" associée ou nom au chauffe-eau thermodynamique "T.Flow" - Avis Technique, Commission chargée de formuler des Avis Techniques, Groupe spécialisé n°14- Installations de génie climatique et installations sanitaires, Avis Technique 14/07-1193 V4.
- CSTC, 1999. La ventilation des habitations (No. Digest n°5).
- Dodge, Y., Rousson, V., 2004. Analyse de régression appliquée. Dunod.
- Doty, R.L., Cometto-Muñiz, J.E., Jalowayski, A.A., Dalton, P., Kendal-Reed, M., Hodgson, M., 2004. Assessment of Upper Respiratory Tract and Ocular Irritative Effects of Volatile Chemicals in Humans. *Crit. Rev. Toxicol.* 34, 85–142.
- DTU 68.1, 1995. NF XP P50-410 Installations de ventilation mécanique contrôlée - Règles de conception et de dimensionnement [WWW Document]. www.bdd-avsconcept.fr.
- EEA, 2013. Air quality in Europe 6 - 2013 report (No. 9). European Environment Agency.
- Émissivité, 2014. . Wikipédia.
- EPA, 2013. Indoor Air [WWW Document]. www.epa.gov
- EPA, U., 2010. US Environmental Protection Agency [WWW Document]. www.epa.gov
- Everitt, B.S., Skronka, A., 2010. The Cambridge dictionary of statistics - Fourth edition.
- Feustel, H., Rayner-Hooson, A., 1990. COMIS Fundamentals (No. LBL-28560). Lawrence Berkeley Laboratory.
- Geller, M.D., Chang, M., Sioutas, C., Ostro, B.D., Lipsett, M.J., 2002. Indoor/outdoor relationship and chemical composition of fine and coarse particles in the southern California deserts. *Atmos. Environ.* 36, 1099–1110.
- Genc, S., Zadeoglulari, Z., Fuss, S.H., Genc, K., 2012. The Adverse Effects of Air Pollution on the Nervous System. *J. Toxicol.* 2012.
- Guan, L., Yang, J., Bell, J.M., 2007. Cross-correlations between weather variables in Australia. *Build. Environ.* 42, 1054–1070.
- GUM, 2008. Evaluation des données de mesure-Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure. JCGM 100.
- Höntzsch, 2012. Instruction Manual FA-Ex - U258 [WWW Document]. www.hoentzsch.com.
- Hussein, T., Glytsos, T., Ondráček, J., Dohányosová, P., Ždímal, V., Hämeri, K., Lazaridis, M., Smolík, J., Kulmala, M., 2006. Particle size characterization and emission rates during indoor activities in a house. *Atmos. Environ.* 40, 4285–4307.
- IRSN, 2014. Institut de Radioprotection et de Sûreté Nucléaire [WWW Document]. www.irsn.fr.
- JORF, 1982. Arrêté du 24 mars 1982 relatives à l'aération des logements, Journal Officiel de la République Française.
- J. S. Zhang, C.Y.S., 1995. On the accuracy and repeatability of the pulse and step- down tracer gas methods for measuring mean ages of air.
- Kato S., Murakami S., 1988. New ventilation efficiency scales based on spatial distribution of contaminant concentration aided by numerical simulation. *Ashrae Trans.* Vol 94 Pt 2.
- Koffi, J.K., 2009. Analyse multicritères des stratégies de ventilation en maisons individuelles. La Rochelle.
- Leeds, L.W., 1869. Lectures on Ventilation. Wiley.
- Leleyter, L., Riffault, B., Mazenc, B., 2010. Concentration en radon dans une maison du Calvados. *Comptes Rendus Mécanique* 338, 139–145.
- Liddament, M., 1993. A review of ventilation efficiency. Air Infiltration and Ventilation Centre.
- Liddament, M.W., 1986. Air Infiltration Calculation Techniques : An Applications Guide. AIVC Air Infiltration and Ventilation Centre.
- Liddament, M.W., 1996. A guide to energy efficient ventilation, AIVC-Annex V.
- Limb M.J, 2001. A Review of International Ventilation, Airtightness, Thermal Insulation and Indoor Air Quality Criteria (AIVC Technical Note No. TN55). AIVC.
- Mansson, L.-G., 2002. Annexe 27-Evaluation and demonstration of domestic ventilation systems handbook (No. IEA ECBCS Annex 27).
- Marano, F., 2012. Mécanismes d'action des particules atmosphériques fines et ultrafines. *Rev. Pollut. Atmos. Clim. Santé Société* N° Spéc. Part.

- Massey, D., Masih, J., Kulshrestha, A., Habil, M., Taneja, A., 2009. Indoor/outdoor relationship of fine particles less than 2.5 μm (PM_{2.5}) in residential homes locations in central Indian region. *Build. Environ.* 44, 2037–2045.
- McDonald, R., 1984. *The fireplace book*. Architectural Press.
- Meiss, A., Feijó-Muñoz, J., García-Fuentes, M.A., 2013. Age-of-the-air in rooms according to the environmental condition of temperature: A case study. *Energy Build.* 67, 88–96.
- Mundt, E., Mathisen, H.M., Nielson, P.V., Moser, A., 2004. *Ventilation Effectiveness, RHEVA Guidebook n°2*.
- NF EN 12831, 2004. *Systèmes de chauffage dans les bâtiments - Méthode de calcul des déperditions calorifiques de base*.
- NF EN 13829, 2001. *Détermination de la perméabilité à l'air des bâtiments*.
- NF EN 15242, 2007. *Ventilation des bâtiments - Méthodes de calcul pour la détermination des débits d'air dans les bâtiments y compris les infiltrations*.
- Novoselac, A., Srebric, J., 2003. Comparaison of air exchange efficiency and contaminant removal effectiveness as IAQ indices. *ASHRAE transaction* 109, 339–349.
- Omre, M., Leksmono, N., 2002. *Ventilation modelling data guide (No. AIVC GU05)*.
- OQAI, 2013. *Observatoire de la qualité de l'air intérieur [WWW Document]*. www.oqai.fr.
- Otto, D., Molhave, L., Rose, G., Hudnell, H.K., House, D., 1990. Neurobehavioral and sensory irritant effects of controlled exposure to a complex mixture of volatile organic compounds. *Neurotoxicol. Teratol.* 12, 649–652.
- Owen, M.K., Ensor, D.S., Sparks, L.E., 1992. Airborne particle sizes and sources found in indoor air. *Atmospheric Environ. Part Gen. Top.* 26, 2149–2162.
- Pajani, D., 2012. *La thermographie du bâtiment : Principes et applications du diagnostic thermographique*. Editions Eyrolles.
- Peterson, T.C., Parton, W.J., 1983. Diurnal variations of wind speeds at a shortgrass prairie site — a model. *Agric. Meteorol.* 28, 365–374.
- Qiu, H., Yu, I.T.S., Wang, X., Tian, L., Tse, L.A., Wong, T.W., 2013. Season and humidity dependence of the effects of air pollution on COPD hospitalizations in Hong Kong. *Atmos. Environ.* 76, 74–80.
- QUAD-BBC, 2012. *Qualité d'air intérieur et systèmes de ventilation dans les bâtiments à basse consommation d'énergie*.
- Quang, T.N., He, C., Morawska, L., Knibbs, L.D., 2013. Influence of ventilation and filtration on indoor particle concentrations in urban office buildings. *Atmos. Environ.* 79, 41–52.
- RT 2012, 2012. *Règlementation thermique 2012 : Méthode de calcul Th-BCE*.
- Salomon, S., Qin, D., Manning, M., Marquis, M., Tignor, M., Le Roy Miller, H., Chen, Z., 2007. *Climate Change 2007, The physical science basis. Working Group I Contribution to the Fourth Assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*.
- Sandberg, M., 1981. What is ventilation efficiency? *Building and Environment* 19, 123–135.
- Schlink, U., Thiem, A., Kohajda, T., Richter, M., Strebel, K., 2010. Quantile regression of indoor air concentrations of volatile organic compounds (VOC). *Sci. Total Environ.* 408, 3840–3851.
- Seppänen, O.A., Fisk, W.J., Mendell, M.J., 1999. Association of Ventilation Rates and CO₂ Concentrations with health and other responses in commercial and institutional buildings. *Indoor Air* 9, 226–252.
- Sherman, M., Grimsrud, D.T., 1980. *The measurement of infiltration using fan pressurization and weather data [WWW Document]*.
- Sheskin, D.J., 2003. *Handbook of parametric and nonparametric statistical procedures: Third Edition*. Taylor & Francis.
- Skaaret, E., 1986. Contaminant removal performance in terms of ventilation effectiveness. *Environ. Int., Indoor Air Quality* 12, 419–427.
- Stephens, B., Siegel, J.A., 2012. Comparison of test methods for determining the particle removal efficiency of filters in residential and light-commercial central hvac systems. *Aerosol Sci. Technol.* 46, 504–513.
- Taylor, R., 1990. Interpretation of the correlation coefficient: a basic review. *J. Diagn. Med. Sonogr.* 6, 35–39.

- Tippayawong, N., Khuntong, P., Nitatwichit, C., Khunatorn, Y., Tantakitti, C., 2009. Indoor/outdoor relationships of size-resolved particle concentrations in naturally ventilated school environments. *Build. Environ.* 44, 188–197.
- T Karimipannah, H.B.A., 2007. Investigation of air quality, comfort parameters and effectiveness for two floor-level air supply systems in classrooms. *Build. Environ.* 42, 647–655.
- Van Kempen, E., Fischer, P., Janssen, N., Houthuijs, D., van Kamp, I., Stansfeld, S., Cassee, F., 2012. Neurobehavioral effects of exposure to traffic-related air pollution and transportation noise in primary schoolchildren. *Environ. Res.* 115, 18–25.
- Walton, G.N., 1989. AIRNET: A computer program for building airflow network modeling. U.S. Dept. of Commerce, National Institute of Standards and Technology, National Engineering Laboratory, Center for Building Research, Building Environment Division.
- Walton, G.N., Dols, S., 2013. CONTAM user guide and program documentation (No. NISTIR 7251). National Institute of Standards and Technology.
- Weschler, C.J., Shields, H.C., 2003. Experiments probing the influence of air exchange rates on secondary organic aerosols derived from indoor chemistry. *Atmos. Environ.* 37, 5621–5631.
- WHO, 2013. Review of evidence on health aspects of air pollution – REVIHAAP project: final technical report.
- Wilcox, R.R., 2003. 6 - Least squares regression and Pearson's correlation, in: *Applying Contemporary Statistical Techniques*. Academic Press, Burlington, pp. 173–206.
- Yoshino H, Murakami S, Akabayashi S.I, Kurabuchi T, Kato S, Tanabe S.I, Ikeda K, Osawa H, Sawachi T, Hukushima A, Adachi M, 2004. Survey on minimum ventilation rate of residential building in fifteen countries. 25th AIVC Conference “Ventilation and retrofitting.”
- Zhu, Y., Hinds, W.C., Krudysz, M., Kuhn, T., Froines, J., Sioutas, C., 2005. Penetration of freeway ultrafine particles into indoor environments. *J. Aerosol Sci.* 36, 303–322.

ANNEXE SEPARÉ