

ÉVALUATION DE LA QUALITÉ DE VENTILATION D'UN SYSTÈME DOUBLE FLUX AVEC RÉCUPÉRATION DE CHALEUR, PAR LA MÉTHODE DE DÉCROISSANCE DU GAZ TRACEUR

Youness AJAJI ^{a,*}, Philippe ANDRÉ ^a

^a Université de Liège, Campus d'Arlon, BEMS (Building Energy Monitoring and Simulation), Faculté des Sciences – 185, Avenue de Longwy B – 6700
ARLON BELGIQUE

RÉSUMÉ

Comme les points de soufflage et d'extraction des systèmes de ventilation double flux locaux sont très proches, des courts-circuits de l'air pulsé, vers le point d'extraction peuvent se produire, augmentant la consommation d'énergie et alternant la qualité de la diffusion de l'air. Afin d'évaluer cette qualité et le confort thermique, nous avons mesuré, en chambre climatique – en supposant les jets isothermes – les efficacités de renouvellement d'air d'un prototype de ventilation double flux locale, par la méthode de décroissance du gaz traceur CO₂. Dans cet article, nous justifions le choix du CO₂ comme gaz traceur, nous évaluons les efficacités de renouvellement d'air moyennes et locales du prototype étudié, et nous mesurons les vitesses d'air à l'intérieur de la zone d'occupation.

Les résultats montrent que la diffusion de l'air est très satisfaisante pour le régime nominal et au-delà. Elle est insuffisante pour le régime de ventilation 20%, mais peut être améliorée. Les mesures de vitesse d'air ne font apparaître aucun inconfort thermique. La suite de notre travail consistera à évaluer le confort thermique pour des jets non isothermes.

Mots Clés : Test blower-door, méthode de décroissance du gaz traceur, efficacité moyenne du renouvellement d'air, indice d'efficacité locale du renouvellement d'air, confort thermique.

NOMENCLATURE

N_{vent}	régime de ventilation, %	ΔT	différence de température entre la chambre climatique et la zone tampon, K
Q	débit de la ventilation mécanique, m ³ /h	T_c	température de l'air dans la chambre climatique, °C
Q_i	débit d'infiltration, m ³ /h	T_b	température de l'air dans la zone tampon, °C
l	taux de renouvellement d'air dû aux infiltrations, h ⁻¹	ρ	densité de l'air à 20°C, kg/m ³
C_p	concentration en CO ₂ au point p, ppm	v	vitesse de l'air, m/s
C_e	concentration en CO ₂ à l'extraction, ppm	T_n	temps nominal, min
$C_{0,p}$	concentration relative initiale de CO ₂ au point p, ppm	T_m	âge moyen de l'air, min
ACH	taux de renouvellement d'air, h ⁻¹	$T_{L,p}$	âge local de l'air au point p, min
ΔP	différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur, Pa	ϵ_m	efficacité moyenne de renouvellement d'air
		$\epsilon_{L,p}$	indice d'efficacité locale au point p

1. INTRODUCTION

A cause de la nécessité de réduire la consommation d'énergie depuis 1974, et parce que l'utilisation de l'énergie pour assurer une ambiance intérieure acceptable, constitue la plus grande part de la demande totale d'énergie, diverses mesures ont été prises par les gouvernements, les groupes et les individus, afin de réduire la consommation d'énergie pour le chauffage et le refroidissement des bâtiments [1]. Leur isolation et leur étanchéité ont donc fortement été améliorées. L'amélioration de l'étanchéité des enveloppes des bâtiments signifie une forte diminution des infiltrations/exfiltrations naturelles contribuant au renouvellement d'air dans l'environnement intérieur.

Dans ce contexte, une ventilation supplémentaire s'impose. Les principaux avantages des systèmes de ventilation double flux locaux, par rapport aux systèmes centralisés, sont leur compacité, puisque seul un emplacement sur un mur extérieur ou un châssis de fenêtre est à prévoir, et leur souplesse d'utilisation, parce que la ventilation peut être contrôlée [2] en fonction de la présence des occupants dans chaque pièce, ce qui devrait se traduire par une économie conséquente d'énergie électrique. Ils sont destinés en priorité aux bâtiments en rénovation. Comme les points de soufflage et d'extraction sont très proches, une partie de l'air pulsé peut être extraite sans avoir diffusé dans la pièce. Cela a deux conséquences néfastes. La diffusion de l'air est moins bonne. Et la récupération de chaleur

* auteur correspondant

Adresse électronique : youness.ajaji@ulg.ac.be

à travers l'échangeur du système de ventilation est altérée, puisque l'air extrait est plus froid. Une autre problématique peut être soulevée : l'impact du jet sur le confort thermique des occupants. En effet des vitesses d'air trop élevées peuvent être ressenties comme des courants d'air par les personnes occupant la pièce.

Afin d'évaluer la qualité de la diffusion de l'air et le confort thermique, nous avons mesuré, dans la chambre climatique du laboratoire du groupe BEMS (Building Energy Monitoring and Simulation) de l'Université de Liège, sur le campus d'Arlon (fig. 1), les efficacités moyennes de renouvellement d'air et les indices d'efficacité locale de renouvellement d'air par la méthode de décroissance du gaz traceur CO₂. Nous avons effectué les mesures pour 4 régimes de ventilation et 6 points de la zone d'occupation. Nous terminons l'étude par la mesure des vitesses d'air en ces points. Cependant, au préalable nous justifions le choix du CO₂ comme gaz traceur. Pour cela, nous mesurons les infiltrations naturelles par des tests blower-door, et nous comparons les résultats à ceux obtenus par la méthode de décroissance du gaz traceur CO₂. Les résultats de cette étude préliminaire sont présentés de façon résumée.

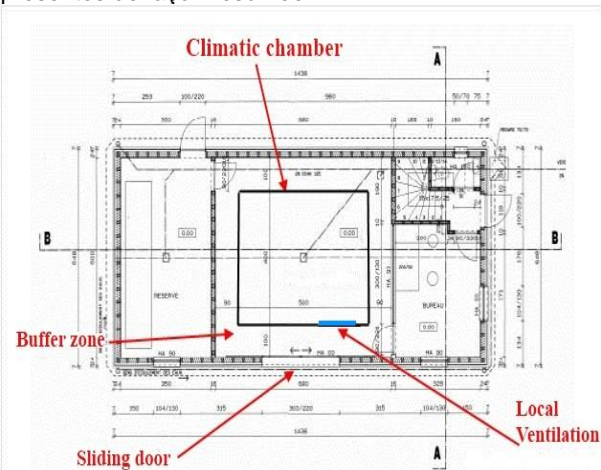


Fig. 1. Plan du rez-de-chaussée du laboratoire d'énergétique du bâtiment au campus d'Arlon. La chambre climatique est entourée d'une zone tampon dont l'ambiance thermique peut être contrôlée.

2. JUSTIFICATION DU CHOIX DU CO₂ COMME GAZ TRACEUR

Nous avons effectué 4 tests de pressurisation et dépressurisation (blower-door), selon la procédure décrite par la norme européenne EN 13 829. Les tests permettent d'obtenir les couples Débit d'air à travers l'enveloppe de la chambre climatique=f(différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de la chambre climatique), pour des différences de pression allant de 25Pa à 70Pa par paliers de 5Pa. Les différents couples mesurés respectent la loi de puissance [3] avec des coefficients de détermination supérieurs à 0.99. Par extrapolation aux faibles pressions (0.1Pa et 0.5Pa), on en déduit les infiltrations naturelles à travers l'enveloppe de la chambre climatique. La validité de cette extrapolation est discutée à partir des sources [4, 5, 6, 7, 8]. Finalement, on obtient, pour une température de la chambre climatique de 20°C, une température de la zone tampon de 15°C et une vitesse de vent qui varie pendant les essais entre 0.7m/s et 1.4m/s à 2 m au-dessus du sol, des infiltrations naturelles $I \approx 0.05V/h$;

$0.2V/h$], ce qui représente un débit d'infiltrations $Q_i \approx [2.33m^3/h ; 9.6m^3/h]$ avec $\Delta P_e [0.1Pa ; 0.5]$.

Les caractéristiques recherchées pour un gaz traceur sont données par les sources [9, 10, 11]. On injecte du CO₂ dans la chambre climatique jusqu'à atteindre 1600ppm, en veillant à brasser le gaz injecté avec l'air de toute la pièce. On mesure la concentration de CO₂ au centre de la pièce à 1.5m au-dessus du sol. Le protocole expérimental est expliqué dans la section suivante. La solution de l'équation de conservation de la quantité de gaz traceur [9] entre l'intérieur et l'extérieur est une exponentielle décroissante, dont le taux de décroissance est le taux de renouvellement d'air ou taux d'infiltrations. L'essai avait été effectué pour une température intérieure de 20°C, une température de la zone tampon variant entre 15 et 16°C, et une vitesse de vent comprise entre 0.9 et 1.8m/s. Pour une différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur, estimée à 0.25Pa, on trouve $I = 0.07V/h$, ce qui représente $Q_i = 3.36m^3/h$. La décroissance du CO₂ suit une courbe exponentielle avec un coefficient de détermination $R^2 = 0.97$.

Par conséquent, nous remarquons une cohérence entre les deux méthodes pour l'estimation des infiltrations naturelles, c'est-à-dire pour des différences de pression comprises entre 0.1 et 0.5Pa. Nous nous attendons donc à une estimation tout à fait correcte des efficacités de renouvellement d'air de la ventilation locale, puisque celle-ci fonctionne avec des différences de pression supérieures à 2.4Pa pour les plus bas régimes.

3. ESTIMATION DES EFFICACITÉS DE RENOUVELLEMENT D'AIR PAR UTILISATION DU GAZ TRACEUR CO₂

3.1. CONCEPTS D'EFFICACITÉ DE VENTILATION

3.1.1. La qualité du mélange de l'air

La qualité du mélange de l'air (air neuf+air vicié) dépend de plusieurs facteurs relatifs à la zone ventilée et au système de ventilation [12] : l'intensité de la turbulence, les dimensions de la pièce, la distribution et le débit des infiltrations, la disposition des points de soufflage et de reprise, les caractéristiques du diffuseur, la vitesse d'air au niveau du soufflage et le débit d'air pulsé, la position des sources et puits de chaleur et leurs dimensions. La qualité du mélange de l'air est estimée à partir des indices d'efficacité moyenne et locale de renouvellement d'air. L'indice moyen évalue le renouvellement d'air global dans la pièce, alors que l'indice local estime la qualité du renouvellement d'air en un point précis de la zone ventilée [12].

3.1.2. Définitions

La constante de temps nominale ou temps nominal τ_n est l'inverse du taux de renouvellement d'air. C'est la durée minimale nécessaire pour que tout l'air de la pièce soit renouvelé [12].

L'âge local de l'air τ_L est la durée moyenne, pour que l'air, une fois qu'il a pénétré dans la zone ventilée, atteigne un point p de celle-ci [12]. Pour une injection unique de gaz traceur (ou de polluant), il est donné par :

$$\tau_L = \int_0^{+\infty} \frac{C_p(t)}{C(0)} dt \quad [13, 14, 15].$$

L'âge moyen de l'air τ_m est la moyenne des âges locaux pour tous les points de la pièce [12].

$$\tau_m = \frac{\int_0^{+\infty} t \times C_d(t) dt}{\int_0^{+\infty} C_d(t) dt} \quad [14, 15].$$

Le temps de résidence de l'air (air change time) τ_r , est le temps nécessaire pour que tout l'air de la pièce soit renouvelé. Il est égal au double de l'âge moyen. Sa valeur minimale est égale à la constante de temps nominale.

L'efficacité moyenne du renouvellement d'air (air change efficiency) ε_m est le rapport entre le temps nominal et le temps de résidence.

$$\varepsilon_m = \frac{\tau_n}{\tau_r} = \frac{\tau_n}{2\tau_m} \quad [13].$$

Cet indicateur mesure la capacité d'un système de ventilation à renouveler tout l'air d'une zone ventilée. Puisque la plus petite valeur possible du temps de résidence est égale au temps nominal, alors l'efficacité du renouvellement d'air est un nombre inférieur ou égal à l'unité. C'est pour cela que Roulet et Dauriat, l'appellent rendement de ventilation [9]. Pour une ventilation à piston, l'air soufflé ne se mélangeant pas à l'air de la pièce, celui-ci est entièrement renouvelé en un temps égal au temps nominal, d'où $\varepsilon_m=1$. Pour une ventilation par mélange, si le mélange est parfait, alors pendant une durée égale au temps nominal, la moitié de l'air de la zone ventilée aura été renouvelé. Dans ce cas $\varepsilon_m=0.5$. « *Lorsqu'un système de ventilation génère des mouvements d'air compris entre les deux situations idéales présentées ci-dessus, on dit qu'il est efficace : dans un tel cas $\varepsilon_m > 0.5$.*

En revanche, si le système de ventilation génère des mouvements d'air avec des zones mortes, des phénomènes de recirculation et des courts-circuits, on obtient $\varepsilon_m < 0.5$ » [13].

L'indice local de renouvellement d'air (local air change index) : l'efficacité du renouvellement d'air est un indicateur qui évalue le renouvellement moyen de l'air dans toute la pièce. Or, dans la plupart des cas, il existe des zones mortes et des courts-circuits, et le renouvellement d'air n'est pas uniforme dans toute la pièce, d'où l'importance d'un indicateur local. L'indice local de renouvellement d'air est le rapport du temps nominal par l'âge local de l'air :

$$\varepsilon_L = \frac{\tau_n}{\tau_L} \leq 2$$

Cet indice évalue la capacité du système de ventilation à renouveler l'air en un point P de la zone d'occupation. Cet indice est utilisé par la norme ASHRAE Standard 62 [13].

3.2. PROTOCOLE EXPÉRIMENTAL

Nous avons effectué tous les essais dans des conditions isothermes. Pendant les essais, la porte coulissante (fig.1) est ouverte afin d'éviter que la zone tampon ne soit polluée par le CO₂ évacué par l'extraction de la ventilation. Après avoir placé 2 capteurs CO₂ à infrarouge dans la zone d'occupation à 1.5m au-dessus du sol, et un troisième capteur à l'extraction de la ventilation, nous mettons en marche le ventilateur de brassage dans la chambre climatique, et nous injectons le CO₂ directement dans la chambre, jusqu'à ce que la concentration atteigne une valeur suffisante, puis l'injection est arrêtée. On laisse tourner

le ventilateur de brassage pendant 25 mn. Après son arrêt, on met en marche la ventilation locale. Cette méthode de brassage n'est pas nouvelle [15]. Les capteurs CO₂ sont conçus pour des applications HVAC. L'erreur de justesse est 50ppm +2% valeur lue. Ils mesurent des concentrations sur une plage [0 ; 2000ppm] et sont connectés à un analyseur de données qui saisit des valeurs de concentration chaque minute. Il est à noter que le constructeur ne donne aucune indication sur l'erreur aléatoire de ces capteurs. Les essais sont réalisés pour 6 points différents de la zone d'occupation, comme l'indique la figure 2, et pour 4 régimes de ventilation : 20 %, 50 %, 80 % et 100 %.

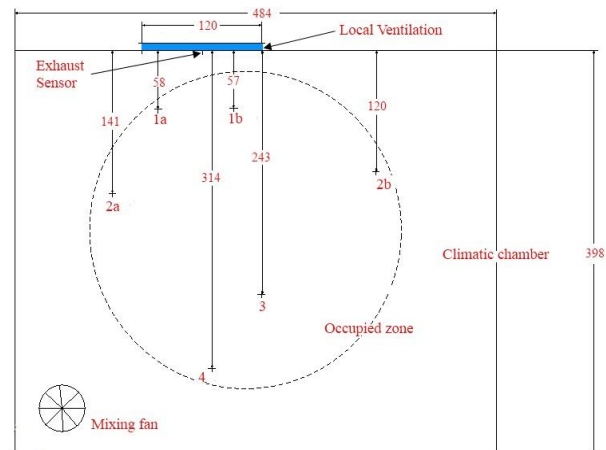


Fig. 2. Nous avons effectué les mesures de concentrations de CO₂ en 6 points de la zone d'occupation, à l'aide de 2 capteurs. Les mesures ne sont donc pas simultanées, mais elles ont été réalisées dans des conditions de températures très proches les unes des autres. Le prototype de ventilation locale est placé à 2m au-dessus du sol.

Nous mesurons les températures de la chambre climatique et de la zone tampon à l'aide de thermocouples dont la précision est 0.1K. On mesure également les vitesses d'air à 1.50 m du sol à l'aide de trois anémomètres omnidirectionnels à fil chaud, à l'endroit où l'on mesure la concentration en CO₂. Ces sondes mesurent des vitesses dans la plage [0.08 ; 5 m/s] avec une exactitude de 3 %.

Finalement, nous avons réalisé nos essais sous 24 conditions expérimentales différentes (pour chaque régime de ventilation 6 points de mesure dans la zone d'occupation).

On évalue les débits d'air à l'extraction et au soufflage de la ventilation, par mesure de pression différentielle. Pour cela, on utilise 2 tuyères placées en amont du ventilateur de soufflage et en aval du ventilateur d'extraction, reliées à un caisson, à l'intérieur duquel règne une pression constante. Les tuyères sont en contact d'une part avec le caisson, et d'autre part avec l'air ambiant. Il faut préciser que le prototype testé est sous forme éclatée, c'est-à-dire que les ventilateurs d'extraction et de soufflage sont placés dans deux caissons reliés au boîtier de ventilation par deux conduites et non dans le boîtier lui-même.

Les capteurs de pression à effet capacitif utilisés pour les mesures de débit, permettent de mesurer des pressions sur la plage [0 ; 500 Pa] avec une précision de 1%, pour des applications HVAC.

3.3. RÉSULTATS

Nous décrivons les résultats mesurés à chacun des six points de mesure. L'unité de l'axe des temps (axe des abscisses) est la seconde. Toutes les concentrations sont des valeurs relatives, c'est-à-dire, que la valeur mesurée par le capteur avant l'injection de CO₂ est retranchée de la valeur mesurée après l'injection.

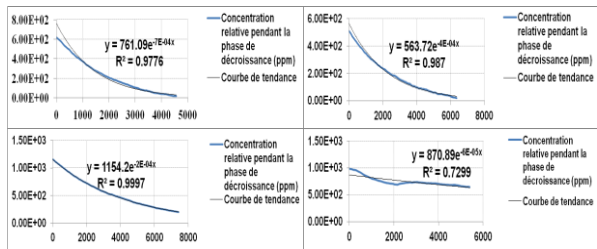


Fig. 3. Variation de la concentration du gaz traceur CO₂ au point 1a de la zone d'occupation, pour les régimes de ventilation respectifs 100 %, 80%, 50% et 20%.

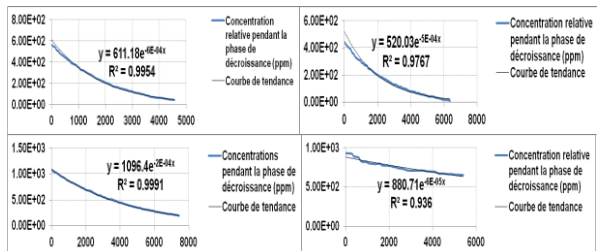


Fig. 4. Variation de la concentration du gaz traceur CO₂ au point 1b de la zone d'occupation, pour les régimes de ventilation respectifs 100 %, 80%, 50% et 20%.

Tableau 1 Paramètres de la ventilation mesurés aux points 1a et 1b pour différents régimes.

N _{vent.} (%)	20	50	80	100
Q (m ³ /h)	20.4	36.3	57.3	76.6
ACH (h ⁻¹)	0.42	0.76	1.19	1.6
T _n (min)	141	79.3	50.3	37.6
T _m (min)	-	83.7	41.0	28.0
ε _m	-	0.47	0.61	0.67
T _{L,1a} (min)	246	80.5	39.5	32.0
T _{L,1b} (min)	261	78.0	42.5	29.2
ε _{L,1a}	-	0.98	1.27	1.17
ε _{L,1b}	-	1.02	1.18	1.29

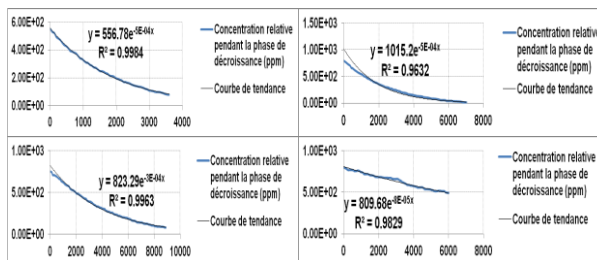


Fig. 5. Variation de la concentration du gaz traceur CO₂ au point 2a de la zone d'occupation, pour les régimes de ventilation respectifs 100 %, 80%, 50% et 20%.

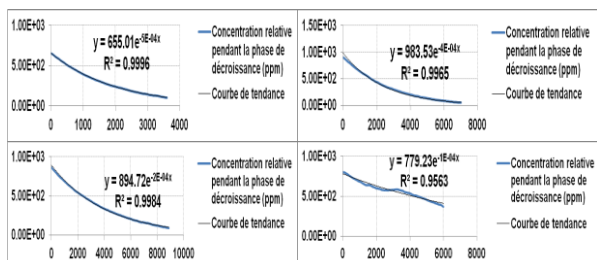


Fig. 6. Variation de la concentration du gaz traceur CO₂ au point 2b de la zone d'occupation, pour les régimes de ventilation respectifs 100 %, 80%, 50% et 20%.

point 3 de la zone d'occupation, pour les régimes de ventilation respectifs 100 %, 80%, 50% et 20%.

Tableau 2 Paramètres de la ventilation mesurés aux points 2a et 3 pour différents régimes.

N _{vent.} (%)	20	50	80	100
Q (m ³ /h)	20.2	36.2	57.2	76.6
ACH (h ⁻¹)	0.42	0.75	1.19	1.6
T _n (min)	143	79.6	50.3	37.6
T _m (min)	165	55.6	34.6	32.6
ε _m	0.43	0.72	0.73	0.58
T _{L,2a} (min)	210	68.5	39.2	33.1
T _{L,3} (min)	161	76.5	44.5	33.7
ε _{L,2a}	0.68	1.16	1.28	1.14
ε _{L,3}	0.89	1.04	1.13	1.16

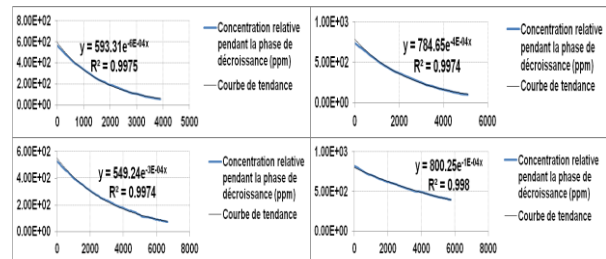


Fig. 7. Variation de la concentration du gaz traceur CO₂ au point 4 de la zone d'occupation, pour les régimes de ventilation respectifs 100 %, 80%, 50% et 20%.

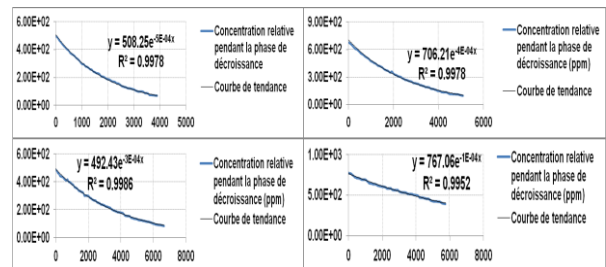


Fig. 8. Variation de la concentration du gaz traceur CO₂ au point 2b de la zone d'occupation, pour les régimes de ventilation respectifs 100 %, 80%, 50% et 20%.

Tableau 3 Paramètres de la ventilation mesurés aux points 4 et 2b pour différents régimes

N _{vent.} (%)	20	50	80	100
Q (m ³ /h)	20.9	35.7	57.3	76.0
ACH (h ⁻¹)	0.43	0.74	1.19	1.6
T _n (min)	137	80.7	50.3	37.9
T _m (min)	166	55.2	40.1	32.5
ε _m	0.41	0.73	0.63	0.58
T _{L,4} (min)	159	58.8	45.1	30.3
T _{L,2b} (min)	163	61.3	45.2	34.1
ε _{L,4}	0.87	1.37	1.11	1.25
ε _{L,2b}	0.84	1.31	1.11	1.11

Toutes les vitesses mesurées sont inférieures à 0.08m/s.

3.4. DISCUSSION

On remarque que les différences de températures entre la chambre climatique et la zone tampon sont négatives et faibles en valeur absolue. La moyenne des différences de température sur l'ensemble des essais est -0.8°C. La plus grande différence notée est de -2.6°C. Cela a deux conséquences :

1. Nous pouvons considérer que les conditions sont isothermes.
2. Nous pouvons négliger les infiltrations.

En effet, si on néglige l'effet du vent, parce que la vitesse du vent est faible et que la chambre climatique est très peu exposée et en supposant que le niveau neutre se situe à mi-hauteur entre le sol et le plafond (distribution uniforme des infiltrations), alors, pour $\Delta T = 0.8 \text{ }^\circ\text{C}$, on peut estimer la différence de pression induite par le tirage thermique $\Delta P = \rho g (\Delta T / (T_c + 273)) = 0.04 \text{ Pa}$. Or la différence de pression mesurée aux bornes du ventilateur de reprise pour le plus bas régime de ventilation testé - 20 % - est de l'ordre de 2.4 Pa, et pour le régime maximum - 100 % - elle est de l'ordre de 80 Pa. D'autre part, la valeur $\Delta T = 2.6 \text{ }^\circ\text{C}$ maximum mesurée au cours de nos essais, induirait, de la même façon, une différence de pression de 0.13 Pa. D'après la loi de puissance et les tests du blower-door effectués pour la chambre climatique, cela correspondrait à un débit de fuite de l'ordre de 3 m³/h. Cette valeur représente 8.4 % du débit nominal (cette différence de température ne s'est produite que lorsque la ventilation était à 50 % de son régime maximal, pour les 2 points de mesure 4 et 2b). Dans ce cas unique, il faudrait donc rigoureusement considérer ce débit de fuite dans le calcul des paramètres de la ventilation. Cela signifie qu'il faudrait superposer l'effet du tirage thermique à celui de la ventilation mécanique. La question est de savoir comment se traduit cette superposition mathématiquement, sur les débits. Modera et Peterson ont étudié une modélisation simple pour la superposition d'une ventilation mécanique, du tirage thermique et de l'effet du vent [16]. L'équation est la suivante (équation de quadrature) :

$$Q_{\text{total}} = \sqrt{Q_{\text{wind}}^2 + Q_{\text{stack}}^2 + Q_{\text{unbalanced}}^2} + Q_{\text{balanced}}$$

Avec Q_{wind} : débit d'infiltration dû à l'effet du vent, Q_{stack} : débit d'infiltration dû au tirage thermique, $Q_{\text{unbalanced}}$: débit dû à un ventilateur d'extraction seul ou de soufflage seul ou à une ventilation double – flux dont les débits ne sont pas équilibrés, Q_{balanced} : débit d'une ventilation double – flux équilibrée. Dans notre cas, on ne considère que le débit de la ventilation double – flux, et l'effet du vent est négligé. Donc l'équation devient une simple addition des débits :

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{stack}} + Q_{\text{balanced}}$$

Les auteurs ont évalué la qualité de cette modélisation simple en comparant les résultats obtenus par celle-ci à ceux obtenus par un programme plus complexe basé sur un bilan des débits. Ils évaluent ainsi les erreurs sur les différents débits. L'une de leurs conclusions est que l'équation de quadrature permet d'estimer de façon correcte le taux de renouvellement d'air d'un bâtiment avec des erreurs ne dépassant pas 10 %, à l'exception du cas où les débits dus à la ventilation mécanique sont faibles par rapport aux infiltrations naturelles (tirage thermique + effet du vent). Ainsi, pour le cas où $\Delta T = -2.6 \text{ }^\circ\text{C}$, on peut affirmer que le débit réel est plus proche de 39 m³ que de 36 m³ à 50 % de régime (Ventilation + tirage thermique). Cela signifie que la constante de temps nominal est surévaluée de 8 %, donc l'efficacité moyenne du renouvellement d'air et l'indice d'efficacité locale seraient en réalité inférieurs de 8 % aux valeurs indiquées par le tableau 3. Pour le point 2b de la chambre climatique, l'indice d'efficacité locale serait de 1.2 au lieu de 1.31, et pour le point 4 il serait de 1.26 au lieu de 1.37. L'efficacité moyenne serait pour ces

conditions de 0.65 au lieu de 0.73. Nous commenterons ces valeurs plus loin dans la discussion.

On note que la décroissance des concentrations en gaz traceur est exponentielle, conformément aux hypothèses, avec un fort coefficient de détermination R^2 , dont la plus faible valeur, pour tous les essais aux régimes 50, 80 et 100 %, est 0.9632 (fig. 4), et la plus haute valeur notée est 0.9997 (fig. 2). Pour le régime 20 %, les résultats sont moins bons : la plus faible valeur notée est $R^2 = 0.7299$ (fig. 2) pour l'essai réalisé au point 1a de la zone d'occupation et de 0.936 (fig. 3) pour l'essai réalisé au point 1b. Pour ces deux essais, nous trouvons des rendements de ventilation supérieurs à l'unité. Cela provient des valeurs des âges moyens qui sont très faibles : 80 minutes, c'est-à-dire proches de celles trouvées pour le régime 50 %. Aussi, nous ne prenons pas en compte ces deux résultats dans nos conclusions. Toutes les autres valeurs, pour les 22 essais restants, sont cohérentes. Les courbes de concentrations montrent bien des taux de décroissance qui augmentent avec le régime de ventilation (fig. 3, 4, 5, 6, 7, 8).

On remarque que les âges moyens et les âges locaux décroissent avec le régime de ventilation. D'autre part, les âges locaux sont relativement indépendants des points de mesure dans la pièce. Cela est typique d'une ventilation par mélange. Ainsi, à 100 % de régime, la plus petite valeur d'âge local mesurée est 29.2min pour le point 1b, et la plus élevée est 34.1min pour le point 2b. A 80 %, les âges locaux vont de 39.2 min à 45.2min pour les points respectifs 2a et 2b. A 50 %, on mesure 55min à 4 points différents. Cependant, aux 2 points 1a et 1b, les valeurs sont plus élevées : 80.5 et 78.0min. A 20 % les âges locaux mesurés vont de 162 min à 210 min.

Les efficacités moyennes de renouvellement d'air sont comprises entre 0.58 et 0.73, aux régimes 50, 80 et 100 %. Cela signifie que le mélange d'air neuf et d'air vicié est très bon et que la ventilation est efficace (tableaux 2 et 3). A régime nominal, on mesure 0.47 pour les deux premiers essais (tableau 1), valeur proche du mélange parfait. Aux régimes 50, 80 et 100 %, et pour les 4 points 2a, 2b, 3 et 4, on mesure des indices locaux de renouvellement d'air allant de 1.04 à 1.28, en tenant compte de la correction apportée dans le cas où l'on ne néglige pas les débits dus au tirage thermique (tableaux 2 et 3). Pour ces régimes et pour ces points de la chambre climatique, le renouvellement d'air est efficace et le mélange est bien réalisé. A 50 %, aux points 1a et 1b, les efficacités locales sont 0.98 et 1.02 (tableau 1) : le mélange est proche du mélange parfait. A 20 % de régime, les efficacités moyennes mesurées sur tous les essais varient entre 0.41 et 0.43 : la ventilation est inefficace. Cela est confirmé par les valeurs des indices locaux qui sont inférieurs à l'unité : entre 0.68 et 0.89 (tableau 2). Cependant elle peut être améliorée :

1. Naturellement, parce que la présence des occupants va contribuer à augmenter la turbulence, donc à améliorer le mélange d'air.
2. En augmentant la vitesse moyenne de soufflage, parce que les vitesses à l'intérieur de la zone d'occupation sont faibles comme on le verra au paragraphe suivant. Pour cela il suffit de diminuer l'aire du diffuseur à travers lequel l'air est soufflé. La turbulence est à nouveau augmentée.

Pendant ces essais toutes les vitesses d'air mesurées ont été réalisées à 1.50 m au-dessus du sol. A cette hauteur, et pour tous les régimes testés, les vitesses

sont inférieures à 0.08 m/s. « *Le pourcentage d'individus ressentant des courants d'air alors que, à vitesse d'air nulle, leur confort est idéal, dépend non seulement de la vitesse et de la température de l'air mais aussi de son degré de turbulence. L'intensité de turbulence est définie par le rapport σ/v* » [17]. σ représente l'écart standard par rapport à la vitesse moyenne v de l'air. « *Le pourcentage d'insatisfaits est alors donné par la relation empirique [Fanger et al, 1988]* » [17] :

$$PD = \left[\max(0, v - 0.05) \right]^{0.6223} (3.143 + 36.96 \times \sigma) \times (34 - T)$$

On en déduit la température nécessaire pour limiter le pourcentage d'insatisfaits :

$$T_{\min} = 34 - \frac{PPD}{\left[\max(0, v - 0.05) \right]^{0.6223} (3.143 + 36.96 \times \sigma)}$$

Cette équation donne lieu à des courbes exprimant la vitesse moyenne en fonction de la température de l'air T , pour différentes intensités de turbulence (celle-ci est un paramètre) [17, 18]. Cette équation pourrait être la base d'un travail ultérieur sur le confort thermique. Ce que nous retenons, c'est l'affirmation de MOREL et de GNANSOUNOU :

« *En règle générale, on évite de causer des courants d'air dont la vitesse excède 0,2 m/s dans la zone occupée. Il est même recommandé de ne pas dépasser 0,1 m/s* » [17]. Dans notre cas, aucun inconfort dû à la vitesse d'air ne peut être ressenti, et ce, quelque soit le régime de ventilation, puisque toutes les vitesses mesurées à 1.5 m au-dessus du sol, dans la zone occupée, sont inférieures à 0.08 m/s.

4. CONCLUSION

Nous concluons que le prototype de ventilation locale étudié réalise une diffusion d'air de qualité. La proximité du soufflage et de l'extraction ne s'oppose pas à l'efficacité de la ventilation pour le régime nominal et au-delà. A 20% de régime, la diffusion de l'air pourrait être optimisée si l'on augmente la vitesse moyenne de soufflage. Les mesures de vitesses d'air ne font apparaître aucun inconfort thermique.

Nous avons réalisé toutes nos expériences dans des conditions où les jets pouvaient être considérés isothermes, c'est-à-dire que la température du jet pulsé est égale à celle de la pièce. La différence de température entre le jet et l'ambiant fait naître les forces de poussée d'Archimède, qui vont faire dévier le jet. L'importance de ces forces dépend du rapport entre les forces d'Archimède et les forces d'inertie [19]. Dans la suite de l'étude donc, nous étudierons le confort thermique, pour différents cas de figure de jets non isothermes. Nous simulerons également un radiateur, une paroi froide et la présence d'un occupant.

REMERCIEMENTS

Ce travail de recherche a été réalisé pour le projet appelé GREEN+ : *développement de groupe de récupération d'énergie sur l'air vicié par un système double flux compact et intégré*, dans le cadre du Plan Marshall financé par la région wallonne.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Awbi H. Air infiltration calculation and measurement. In: Ventilation of Buildings, Spon Press, USA and Canada, 2003.
- [2] Aparecida Silva C, Gendebien S, Hannay J, Hansens N, Lebrun J, Lengele M, Masy G, Prieels L. Decentralized mechanical ventilation with heat recovery. In Proceedings of the 32nd AIVC Conference and 1st TightVent Conference on Optimal Airtightness Performance – Brussels, 2011, pp. 26-31.
- [3] Peterson F. On flow in narrow slots applied to infiltration. 3rd AIC conference, London, 1982.
- [4] Sherman MH. The use of blower-door data. Lawrence Berkeley Laboratory, University of California, Berkeley California, march 1998.
- [5] Keefe D. Introduction to Blower-doors. Home energy magazine online. Vol. 11, n°1, January/February 1994.
- [6] Walker IS, Wilson DJ, Sherman MH. A comparison of the power law to quadratic formulations for air infiltration calculations. Energy and Buildings, Vol. 27, n°3, June 1997.
- [7] Jokisalo J, Kurnitski J, Korpi M, Kalamees T, Vinha J. Building leakage, infiltration, and energy performance analyses for Finnish detached houses. Building and Environment 44 (2009) 377 – 387.
- [8] Meier A. Infiltration : Just ACH₅₀ divided by 20 ? Home energy magazine online, Vol. 11, n°1, Janvier/Février 1994.
- [9] Roulet CA. Mesures in situ. In : Energétique du bâtiment 2, Presses Polytechniques Romandes, 1987.
- [10] ASHRAE handbook 2005, Fundamentals Load and Energy calculations – Ventilation and Infiltration. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2005.
- [11] Laporthe S, Virgone J, Castanet S. A comparative study of two tracer gases : SF₆ and N₂O. Building and Environment 36 (2001) 313 – 320.
- [12] AIVC. A Guide to Energy Efficient Ventilation. Air Infiltration and Ventilation Centre. University of Warwick (Great Britain), 1996.
- [13] Koffi J. Analyse multicritère des stratégies de ventilation en maisons Individuelles. Thèse de doctorat, Université de La Rochelle, 2009.
- [14] Fracastero GV, Di Tommaso RM, Nino E. Correlation of air change efficiency with Archimedes Number in a ventilated test room, ROOMVENT, 2000.
- [15] Muhic S, Butala V, Effectiveness of personal ventilation system using relative decrease of tracer gas in the first minute parameter. Energy and Buildings 38 (2006) 534 – 542.
- [16] Modera M, Peterson F. Simplified methods for combining mechanical ventilation and natural infiltration. Lawrence Berkeley National Laboratory, 1985.
- [17] Morel N, Gnansounou E. Les besoins de l'occupant. In : Energétique du bâtiment, EPFL, Lausanne, 2008.
- [18] Awbi H. Human comfort and ventilation. In : Ventilation of buildings, Spon Press, USA and Canada, 2003.
- [19] Yue Z. Air jets in ventilation applications. Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, 2001.