



HAL
open science

Modélisation de la ventilation naturelle en vue d'une conception optimisée d'ouvertures vitrées

Shuqing Cui

► **To cite this version:**

Shuqing Cui. Modélisation de la ventilation naturelle en vue d'une conception optimisée d'ouvertures vitrées. Génie des procédés. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2015. Français. NNT : 2015ENMP0077 . tel-01321001

HAL Id: tel-01321001

<https://pastel.hal.science/tel-01321001>

Submitted on 24 May 2016

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.

École doctorale n° 432-SMI : Science des Métiers de l'Ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École nationale supérieure des mines de Paris

Spécialité “ Énergétique et Génie des Procédés ”

présentée et soutenue publiquement par

Shuqing CUI

le 13 novembre 2015

Modélisation de la ventilation naturelle
en vue d'une conception optimisée d'ouvertures vitrées

Directeur de thèse : **Dominique MARCHIO**
Co-encadrement de la thèse : **Pascal STABAT**

Jury

M. Francis ALLARD, Professeur, LaSIE, Université de la Rochelle
M. Pierre MICHEL, Professeur, LGCB, ENTPE, Lyon
M. François CAUNEAU, Professeur, PERSEE, Mines ParisTech
M. Bernard FLAMENT, Maître de Conférences, INSA de Strasbourg
M. Jean-Robert MILLET, Architecte, Chef de la division Energie du CSTB
M. Dominique MARCHIO, Professeur, CES, Mines ParisTech
M. Pascal STABAT, Maître Assistant, HDR, CES, Mines ParisTech

Rapporteur
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur

**T
H
È
S
E**

Remerciements

Mes travaux de thèse ont été menés au sein de l'équipe Maîtrise de la Demande en Energie du Centre Efficacité énergétique des Systèmes (CES) de Mines-ParisTech. Je tiens ici à remercier tous ceux qui ont contribué au bon déroulement de cette thèse.

Je souhaite tout d'abord remercier mon directeur de thèse, Dominique MARCHIO, et mon maître de thèse, Pascal STABAT, pour m'avoir accueilli dans leur équipe et m'avoir soutenu dans la réalisation de ces travaux. J'ai eu la chance de bénéficier d'encadrement positif, attentif et plein d'humour. Je leur suis reconnaissant pour leur confiance en moi et toutes les heures consacrées à diriger ma recherche.

Je souhaite adresser ma gratitude à mes rapporteurs, Francis ALLARD, professeur de l'université de la Rochelle, et Pierre MICHEL, professeur à l'ENTPE, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter d'évaluer mes travaux de recherche. Mes remerciements vont également à mes examinateurs, François CAUNEAU, Bernard FLAMENT et Jean-Robert MILLET, pour avoir accepté de participer à mon jury de thèse.

Je souhaite aussi exprimer ma gratitude aux collègues avec qui j'ai eu le plaisir de travailler au cours de ma thèse et du projet OVI-SOLVE : Mohamed EL MANKIBI, Emmanuel GOURDON, Riccardo ISSOGLIO, Juslin KOFFI, Anne-France BARTHELEME, Mohamad IBRAHIM, Virginie RENZI, Etienne WURTZ, Michaël COHEN et Marcel PERRET-GENTIL.

Un grand merci à Bruno DUPLESSIS et Philippe RIVIERE qui ont souvent été disponibles pour m'écouter et discuter. Par ordre chronologique, je tiens aussi à remercier les docteurs et les doctorants dans l'équipe, Marcello CACIOLO, Julien CAILLET, Yannick BERTHOU, David DA SILVA, Cong-Toan TRAN, Cyril VUILLECARD, Maxime RAYNAUD, Thomas BERTHOU, Hubert BLERVAQUE, Charles FREMOND, Ozlem OZKIZIKAYA, Sinziana CARLOGANU, Olivier GRESLOU, Lisa RIVALIN, Maria NIZNIK, Alberto TEJEDA, Romain BONABE DE ROUGE et Damien CASSETTA.

Je suis également reconnaissant à l'équipe administrative du centre, Marie-Laure MANCEAU, Rocio VALDEZ CARRANZA, Marie-Astrid KRAMES, Philomène ANGELOSANTO... et Philippe CALVET pour le support informatique.

Sans soutien de ma famille et de mes amis, il m'aurait été difficile d'aller au bout de cette démarche.

Sommaire

Introduction.....	1
Chapitre 1 Contraintes physiques de confort limitant l'usage de la ventilation naturelle.....	11
1.1. Nécessité de l'analyse des ouvertures vitrées en prenant en compte les différents aspects physiques.....	12
1.2. Impact sur l'éclairage de l'ouverture des fenêtres.....	14
1.3. Enjeux en contrôle de système d'ouvertures vitrées.....	27
Chapitre 2 Etude expérimentale de la ventilation naturelle volets ouverts et volets fermés.....	31
2.1. Méthodologie: choix d'une méthode.....	32
2.2. Validation en laboratoire d'une méthode de mesure du taux de renouvellement d'air destinée à l'expérimentation in situ.....	33
2.3. Modèle empirique.....	48
2.4. Mesures in situ : Essais à Cargèse.....	53
2.4.1. Conditions d'essais et instrumentation.....	53
2.4.2. Mesures réalisées.....	54
Chapitre 3 Modélisation numérique de la ventilation naturelle dans une pièce et comparaison aux modèles empiriques	65
3.1. Hypothèses, choix de modèles pour la détermination du débit de renouvellement d'air.....	66
3.1.1. Equations de Navier-Stokes.....	66
3.1.2. Choix de conditions aux limites.....	67
3.1.3. Détermination du débit de renouvellement d'air.....	70
3.2. Modélisation de la chambre d'essais ayant servi à établir la méthode par gaz traceur.....	71
3.3. Influence de la présence d'une loggia dans la ventilation traversante.....	76
Chapitre 4 Développement d'un prototype de volet acoustique en vue de ventilation naturelle...95	
4.1. Méthodologie de conception.....	95
4.2. Conception de la géométrie du volet.....	97
4.3. Caractéristiques des volets (synthèse des résultats obtenus par l'ENTPE et le CEA INES).....	106

4.3.1. Essais acoustiques (réalisés par l'ENTPE).....	106
4.3.2. Essais lumineux (réalisés par l'ENTPE et CEA INES).....	107
Chapitre 5 Conception et gestion du système d'ouvertures vitrées.....	109
5.1. Implantation des différents modèles représentant la physique des phénomènes.....	110
5.1.1. Modèle multi-physique.....	110
5.1.2. Environnement logiciel.....	110
5.2. Paramétrage des modèles.....	113
5.2.1. Paramètres qui varient pendant l'analyse.....	113
5.2.2. Différentes variantes effectivement simulées.....	114
5.3. Cas d'études et résultats de simulation.....	116
Conclusions et Perspectives.....	135
Références.....	141
Annexes.....	157
Nomenclature.....	193

Introduction

1. Contexte

Le bâtiment est le secteur le plus consommateur d'énergie en France : il représente environ 42 % de l'énergie finale totale consommée, et émet 123 Mt de CO₂, soit environ 23% des émissions de CO₂ [RT2012]. Le Grenelle de l'environnement puis la loi de transition énergétique ont fixé des objectifs ambitieux pour réduire ces impacts, à la fois en termes de rénovation énergétique du parc existant, mais aussi par la généralisation des bâtiments à basse consommation d'ici 2012 puis de bâtiments à énergie positive à l'horizon 2020 [LOI Grenelle II, projet de LOI Transition Energétique].

Aujourd'hui, un bâtiment doit garantir à la fois une très faible consommation d'énergie, un bon confort thermique et visuel et une qualité environnementale acceptable (bruit, qualité de l'air). Toutes ces contraintes génèrent des exigences sur les caractéristiques d'un bâtiment qui se révèlent souvent contradictoires. En effet, un bâtiment construit avec une bonne isolation thermique et favorisant les apports solaires afin de réduire les besoins de chauffage comporte en été des risques de surchauffe donc des inconforts thermiques ou une augmentation des consommations de refroidissement.

Afin de réduire ces effets négatifs, il est nécessaire de prévoir des dispositifs qui réduisent les apports solaires à travers les surfaces vitrées en période de refroidissement (*protections solaires*). Toutefois, il faut éviter que la réduction induite de lumière naturelle ait des effets négatifs sur le confort visuel ou augmente substantiellement la consommation d'éclairage artificiel.

En outre, l'ouverture d'une partie des surfaces vitrées, quand l'air extérieur est plus frais que l'air intérieur, contribue à la réduction des surchauffes mais ne doit pas générer des problèmes acoustiques ni augmenter les apports solaires à travers l'ouverture non protégée au point d'annuler l'effet du rafraîchissement par ouverture des baies.

L'obtention d'un compromis satisfaisant entre consommation énergétique et confort intérieur (thermique, lumineux, acoustique et qualité de l'air) suppose donc une **intégration et une gestion intelligente des différentes fonctions des surfaces vitrées, voire des solutions innovantes permettant un bon compromis entre les contraintes.**

2. Problématique scientifique de la thèse

Les travaux contenus dans cette thèse visent à proposer une meilleure gestion des ouvertures par le développement de modèles abordant les différentes facettes : thermique, aéraulique, acoustique, lumineuse.

Les objectifs principaux sont donc :

- **d'élaborer et de valider expérimentalement des modèles de systèmes d'ouvertures vitrées pour évaluer leur impact sur la performance des bâtiments tertiaires et résidentiels** en termes de consommations d'énergie, confort thermique, confort visuel et performance acoustique.
- d'évaluer ensuite, grâce à ces résultats de modélisation, différentes **options de gestion** pour minimiser les inconforts et la consommation d'énergie.

Pour les atteindre, des expérimentations sont menées afin de mieux comprendre les mécanismes en jeu et de valider les modèles numériques et semi-empiriques. Les modèles numériques (CFD) sont utilisés pour réaliser des études paramétriques à moindre coût au contraire d'essais expérimentaux. La CFD couplée à des modèles de bâtiment peut permettre d'évaluer la performance de la ventilation naturelle. Cependant, ce couplage est délicat et les temps de calcul sont souvent prohibitifs. Les modèles semi-empiriques faciles à intégrer dans la modélisation thermique du bâtiment trouvent ainsi leur utilité.

Avantages/inconvénients de la ventilation naturelle

La ventilation naturelle est une solution passive de rafraîchissement des locaux, elle ne consomme pas d'électricité au contraire de la ventilation mécanique. Les consommations des ventilateurs dans les bâtiments sont loin d'être négligeables, pouvant représenter 25% de l'usage d'électricité [CIBSE, 2005]. La ventilation naturelle satisfait le besoin des occupants de ne pas être complètement enfermé dans le bâtiment ; ceci se traduit néanmoins par une perte de contrôle de l'environnement intérieur.

L'investissement dans la ventilation naturelle est réduit mais il augmente dans le cas de l'utilisation d'un puits canadien ou d'une cheminée de tirage naturel.

L'inconvénient principal de la ventilation naturelle est sa dépendance aux conditions extérieures. Dans un climat comme à Paris, il est adapté de l'utiliser durant plusieurs saisons pour refroidir ou ventiler. Dans un climat plus chaud et plus sec comme l'Afrique du nord, la capacité de refroidissement en été est très limitée et son fonctionnement se limite principalement à la nuit. Dans un climat chaud et humide comme en Asie du sud, il est presque impossible d'ouvrir la fenêtre pendant la journée en saison estivale. L'efficacité de la ventilation naturelle varie donc beaucoup avec l'environnement.

Dans un **bâtiment de bureaux**, le niveau de contrôle de l'environnement intérieur est beaucoup plus élevé que dans un bâtiment résidentiel. Le besoin de l'intégration du système de ventilation à l'ensemble du système de chauffage et de refroidissement ainsi que les charges internes importantes dans les bureaux sont des freins à l'utilisation de la ventilation naturelle. D'autre part, la gestion de la ventilation naturelle traversante n'est pas toujours aisée. Du fait de perturbations des écoulements d'air ou du bruit dans les couloirs, les occupants tendent à fermer leurs portes.

Le souci de sécurité limite également la ventilation naturelle en cas d'inoccupation.

Problèmes liés aux modèles analytiques et empiriques de ventilation naturelle

Différentes questions se posent :

- Les modèles simplifiés sont-ils précis?
- Dans quelles limites peut-on appliquer ces modèles et comment les adapter pour d'autres configurations d'ouvertures (volets, balcon, loggia, grande ouverture...) que celles utilisées pour les valider ?

La ventilation naturelle est un processus complexe dont l'analyse suppose des méthodes analytiques, numériques et expérimentales lesquelles sont complémentaires.

Le taux de renouvellement d'air est une valeur souvent utilisée pour déterminer la performance générale de la ventilation. Il est souvent défini comme le volume d'air moyen à travers la frontière d'une pièce au cours d'une durée fixe.

$$q = \text{débit d'air entrant à l'interface de la pièce ventilée} \quad (1)$$

Cette définition ne rend pas compte de l'hétérogénéité du renouvellement d'air dans l'espace ventilé. Le modèle classique de débit d'air à travers l'enveloppe s'établit à l'aide des équations d'écoulement à travers un orifice. Une principale hypothèse dans ce modèle est que le débit à travers l'interface de la pièce est unidimensionnel. Pourtant celui-ci est beaucoup plus complexe en réalité. Plus la surface d'ouverture est grande, plus le flux d'air est instable. L'environnement extérieur n'est pas stable non plus. La direction et la vitesse du vent varient en permanence et ont des impacts directs sur les flux d'air entrant dans le bâtiment.

De plus, la mesure n'est pas simple : le taux de renouvellement d'air est difficilement homogène pour un espace ventilé comportant plusieurs pièces ou plusieurs zones. Si l'on s'intéresse à la qualité de l'air, il n'est pas suffisant de prendre en compte uniquement l'air neuf traversant l'interface. Dans le bâtiment, il existe probablement des zones mortes de ventilation qui réduisent le confort des occupants. Afin de quantifier la qualité de l'air intérieur, les auteurs [Sandberg, 1981], [Skåret et Mathisen, 1982], [Sherman et Wilson, 1986] ont introduit l'efficacité de ventilation.

Pour déterminer le taux de renouvellement d'air, on distingue les méthodes de mesure directe et indirecte. La méthode directe mesure la différence de température (ΔT) et le coefficient de pression lié au vent (C_p) à partir des pressions et des vitesses du vent à l'ouverture. La méthode indirecte, par gaz traceur par exemple, est plus globale. Elle est développée depuis des décennies et elle fait aujourd'hui l'objet d'une norme [ISO 12569] mais elle présente toujours des difficultés d'application.

Les deux mécanismes de ventilation qui interviennent sont: l'effet thermique et l'effet du vent. Ils s'expriment respectivement par la différence de masse volumique due à la différence de température et par la différence de pression entre les deux côtés de l'interface de la pièce ventilée.

$$q = f_1(\Delta T) + f_2(C_p) \quad (2)$$

où C_p est le coefficient de pression lié au vent, déterminé en fonction de la direction et la vitesse du vent.

La méthode classique utilise l'équation d'orifice basée sur le principe de Bernoulli. Sous l'hypothèse d'un régime quasi-permanent, où le débit est considéré comme unidimensionnel, on peut en déduire le taux de ventilation sous certaines conditions limites.

La Figure 1 présente le taux de ventilation en fonction de la vitesse du vent dans le cas d'une seule pièce ventilée. Selon l'Equation 2, le taux de ventilation dû à l'effet thermique est une ligne droite horizontale, et celui dû à l'effet du vent est une ligne droite ascendante.

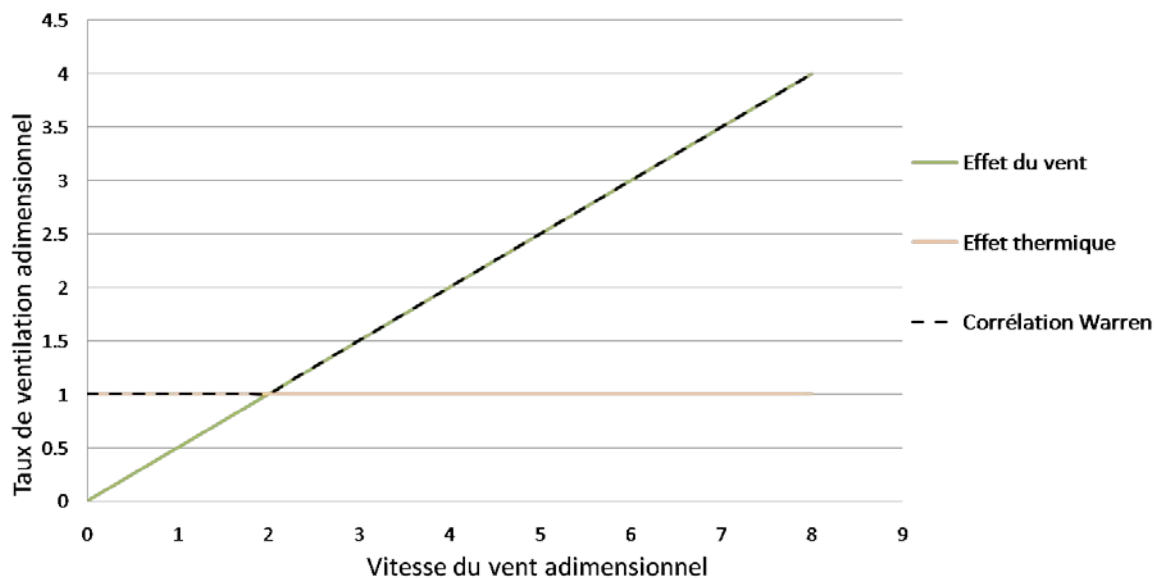


Figure 1. Diagramme schématisant les modèles de calcul de l'effet du vent et l'effet thermique

Pour simplifier le modèle, on peut ne considérer que l'effet prépondérant pour évaluer le taux de renouvellement d'air. Par exemple, dans un cas de ventilation traversante l'effet du vent est dominant. Dans un bâtiment de plusieurs étages faisant appel à la ventilation naturelle (puits canadien ou cheminée de tirage naturel), l'effet thermique est dominant. La mesure des pressions et de la vitesse du vent dans une telle configuration bien structurée est relativement facile et précise.

En revanche, en ventilation mono-façade, l'écoulement entrant dans la pièce et celui sortant de la pièce se situent au travers de la même ouverture. Il faut combiner les deux effets. Cependant, il a été observé que les deux effets ne s'additionnent pas vraiment. Warren [1976] a établi une corrélation pour calculer le taux de ventilation d'une pièce ventilée en mono-façade. L'auteur propose de prendre le maximum entre l'effet du vent et l'effet thermique (Fig. 1). Dans la gamme de vitesse de vent faible, le taux de ventilation est calculé à partir de l'effet thermique. Dans la gamme de vitesse forte, le taux de ventilation résulte de l'effet du vent. Ainsi, la courbe de taux de ventilation en fonction de vitesse du vent est une ligne brisée d'abord horizontale puis ascendante. La corrélation correspondante est facile à appliquer et est très utilisée dans le domaine jusqu'à aujourd'hui.

Le coefficient lié au vent dépend de la géométrie de la fenêtre. Il est préférable de réaliser des mesures et donner la courbe de ventilation en fonction du vent. La généralisation est délicate car la corrélation est bien adaptée pour une certaine géométrie et moins adaptée à d'autres.

Il est reconnu que les problèmes rencontrés avec les modèles classiques proviennent de la simplification de l'équation de la mécanique des fluides dans laquelle le terme de fluctuation est éliminé. Ceci correspond à l'omission de la turbulence due à l'effet du vent. Cette turbulence existe toujours même si la différence de pression est nulle en moyenne. Haghghat et al. [2000] présentent les différentes méthodes pour la prendre en compte. La plus simple souvent appliquée sépare l'effet de turbulence de l'effet du vent. Le taux de ventilation est calculé comme la somme des termes de différence de température, de différence de pression et de l'effet de turbulence. Il existe alors des techniques pour simplifier le calcul du terme de turbulence. Par exemple, Cockroft et Robertson [1976] utilisent un modèle de pulsation et Holmes [1980] utilise un modèle de résonateur.

Il est aussi possible de récupérer des données provenant d'essais expérimentaux pour identifier les termes de l'équation [Crommelin et Vrins, 1988]. La corrélation proposée par De Gidds et Phaff [1982] est fondée sur cette logique qui donne l'effet de la turbulence à partir d'une constante mesurée. Récemment, grâce à l'émergence de modèles de CFD, il est possible d'obtenir des données par résolution numérique pour des configurations d'architecture spécifique.

Evaluation expérimentale de la ventilation naturelle

Depuis des décennies, des mesures sont effectuées pour évaluer le taux de renouvellement d'air. La méthode directe consiste à mesurer les quantités qui apparaissent dans l'équation du modèle à travers l'enveloppe. Le taux de ventilation est recherché comme fonction de la direction du vent et du nombre de Reynolds.

$$\frac{q}{U \cdot L^2} = f\left(\theta, \frac{\rho \cdot U \cdot L}{\mu}\right) \quad (3)$$

où U est la vitesse du vent, L est la dimension liée au bâtiment, θ est la direction du vent.

Ainsi, le taux de ventilation peut être déterminé dans un environnement donné, pour une géométrie donnée. On peut alors en déduire des valeurs du taux de ventilation pour d'autres configurations. Bien sûr, la similarité de l'environnement où la fonction est appliquée avec l'environnement de mesure d'origine doit être pré-validée. Si la configuration du bâtiment est similaire et que les conditions de vent sont relativement proches, alors le taux de ventilation calculé sera proche.

Dans les corrélations d'Etheridge et Sandberg [1996] et de Rousseau et Mathews [1996], cette méthodologie est utilisée. E-S donnent la relation mathématique pour des obstacles lointains autour du bâtiment. R-M donnent également l'équation empirique en fonction de la direction du vent et de l'orientation de la fenêtre.

Le coefficient de décharge est introduit pour minimiser les variables à mesurer. Par mesure, il est déterminé sous la forme :

$$C_d = \frac{q}{S \cdot U \cdot \sqrt{\Delta C_p}} \quad (4)$$

où S est la surface d'ouverture.

Dans la plupart des cas, C_d est considéré constant. L'équation (4) a été établie pour un orifice, et les hypothèses prises doivent être reproduites. Tout d'abord, la taille d'ouverture doit être faible comparée aux surfaces des deux côtés. En effet, l'écoulement à l'interface de la pièce devient bidimensionnel quand l'ouverture est assez grande. De plus, l'existence de grandes ouvertures pourrait influencer l'écoulement au niveau de l'enveloppe. Ainsi la différence de pression entre les deux façades du bâtiment peut varier selon que la fenêtre est ouverte ou fermée.

La mesure de C_d peut être réalisée en conditions fixes au laboratoire. Ceci est valable pour des ouvertures spécifiques comme une cheminée ou un conduit d'air mais ce n'est plus garanti pour des ouvertures vitrées, surtout des ouvertures dont le rapport de surface vis à vis de la façade n'est pas négligeable.

Selon la définition de C_d , ce coefficient va changer lorsque le nombre de Reynolds varie ; par exemple en ventilation traversante.

La méthode indirecte a été également développée, en utilisant la technique du gaz traceur. Les avantages du gaz traceur se trouvent d'abord dans le fait que la mesure de débit d'air à travers l'ouverture de la pièce est moyennée, ce qui correspond à l'hypothèse de la loi d'orifice. Deuxièmement, en ventilation mono-façade la plupart des cas correspondent à des combinaisons de l'effet thermique et de l'effet du vent. La diffusion turbulente ne peut être évitée dans certains régimes de vent. De ce fait, la mesure directe est peu applicable en ventilation mono-façade et le gaz traceur est bien adapté.

En plus des difficultés pour trouver le bon traceur pour simuler le comportement de l'air, la problématique du gaz traceur est liée à la métrologie. La mesure de ce gaz ne peut pas se faire pour l'ensemble de l'espace ventilé. On peut seulement mesurer des concentrations en différents points spécifiques. Le choix de ces points de mesure est crucial pour la représentativité de la situation de l'air dans la pièce. En ventilation mécanique et en ventilation naturelle traversante, ceci est relativement facile à réaliser dans la mesure où les entrées et les sorties d'air sont distinctes. On pourra effectuer la mesure à la sortie pour évaluer le taux de renouvellement d'air. En revanche, on n'aura pas d'information sur l'efficacité de la ventilation. En ventilation mono-façade, les concentrations en gaz traceur devront être mesurées en différents endroits de la pièce et le renouvellement d'air sera estimé en moyennant ces différents points de mesure.

La technique de PIV est une approche quantitative qui permet d'observer les mouvements d'air à la fois côté extérieur et dans la pièce. Elle fournit le champ de vitesse d'air instantané dans un plan et l'intensité de la turbulence peut en être déduite aisément. Le coût de cette technique et certains inconvénients peuvent conduire à des difficultés. En effet, les informations obtenues avec la PIV sont détaillées mais se limitent au plan d'observation ne permettant pas d'avoir une analyse d'ensemble sur toute l'ouverture.

Les expérimentations à échelle réduite utilisent les techniques de mesure pour prévoir ou évaluer la performance de la ventilation d'un bâtiment. Elles sont beaucoup plus simples à utiliser que les expérimentations à grande échelle qui dépendent des conditions in-situ. Afin d'atteindre la similarité de flux d'air entre un modèle à échelle réduite et un bâtiment réel, les paramètres adimensionnels de l'écoulement doivent être conservés. Lorsque l'effet thermique n'est pas négligeable, il est difficile d'obtenir les mêmes nombres de Reynolds et de Grashof. Les expérimentations à l'échelle réduite ne peuvent simuler le débit d'air en situation réelle. Elles ont été principalement utilisées pour valider les modèles analytiques, empiriques ou numériques.

Modélisation numérique

Les essais étant particulièrement coûteux, la simulation numérique est aujourd'hui la méthode la plus répandue. Les modèles de CFD définissent le mouvement des particules de fluide à partir des variations de pression et des forces visqueuses dissipatives du fluide sous l'hypothèse de continuité. Ils servent à déterminer les interactions entre le fluide, les frontières et les obstacles à condition que le régime d'écoulement et les conditions aux limites du problème soient correctement décrits.

Un maillage composé d'un million de mailles était inapplicable pour l'étude de la ventilation naturelle il y a 15 ans, mais il est classique aujourd'hui. Avec le développement de la puissance de calcul, selon

Chen [2009], l'utilisation de la CFD a représenté jusqu'à 70% des études concernant la performance de la ventilation dans les dix ans passés. Cela inclut l'application de modèle CFD pour l'étude de la qualité de l'air et la conception des systèmes de ventilation naturelle, ainsi que le couplage avec d'autres modèles de simulation énergétique du bâtiment. La qualité d'une étude CFD est le résultat non seulement de la physique disponible dans le logiciel pour modéliser le système, mais aussi de contraintes numériques propres aux outils.

L'évaluation du modèle complet doit porter sur comment il répond à l'objectif pour lequel il a été développé. Comme toutes les simulations, les conditions préalables à une étude de CFD concernent la conception du modèle, la spécification des données et d'autres connaissances du système. Ainsi, un modèle de simulation numérique ne peut pas contourner ces questions :

- Dans quelle mesure le modèle reproduit-il des données issues d'expérimentations ?
- Dans quelle mesure le modèle fonctionne-t-il dans des conditions au delà de son domaine de validation ?
- Le modèle peut-il être utilisé pour améliorer la compréhension des phénomènes de ventilation naturelle ?
- Peut-il aider à la conception ou à l'optimisation ?

La fiabilité de la CFD est un problème majeur aujourd'hui. Il est largement reconnu que les simulations CFD peuvent être très sensibles aux nombreux paramètres de calcul qui doivent être définis par l'utilisateur. Par conséquent, la vérification et la validation des modèles CFD sont impératives. Le choix des paramètres du modèle résulte de connaissances fondées sur un modèle analytique et / ou de données empiriques. L'identification de la structure et des paramètres du modèle est généralement un processus itératif comportant des tests d'hypothèses de modèles alternatifs, l'objectif étant d'arbitrer entre sensibilité du modèle et complexité de la représentation. Les études de sensibilité détaillées peuvent fournir des informations supplémentaires servant au choix des paramètres de calcul pour de futures études CFD.

Une question systématique consiste à savoir si un modèle complexe est préférable à un modèle simple. La simplification porte souvent sur la construction du maillage. Le couplage d'un maillage du domaine extérieur au bâtiment à un maillage de l'intérieur du local étudié est fréquent. Pour simplifier, certains chercheurs ne construisent qu'un maillage du domaine intérieur et utilisent les coefficients de pression à l'interface. Cela exige la connaissance des coefficients de pression. Ceux-ci sont souvent le résultat de tests expérimentaux mais ils peuvent aussi être déterminés à partir d'une modélisation CFD du domaine extérieur [Tamura et al. 2008], [Franke et al., 2007]. Les études portent sur des configurations de bâtiment relativement simples : des façades lisses, des modules dits « boîte à chaussures », des toits plats, etc. Yang [2004] a développé une méthode de couplage pour un maillage de grand champ où le domaine extérieur et le domaine intérieur ont des tailles différentes. Le choix du modèle de turbulence est une étape importante dans la construction du modèle CFD [Jiang et Chen, 2002]. Caciolo et al. [2012] ont conclu que le modèle RANS économise le temps de calcul tout en maintenant une bonne précision par rapport à un modèle LES sur leurs configurations de bâtiment.

Couplage de modèles

Une fois la méthodologie de modélisation de ventilation naturelle validée, elle peut intégrer les aspects multi-physiques dans un système de gestion d'ouverture vitrée.

Un outil de simulation dynamique a besoin de beaucoup plus de données d'entrée qu'une simulation en régime permanent et ainsi suppose un paramétrage plus lourd. Les modèles manquent souvent de transparence dans leur domaine de validation et sont peu flexibles.

Selon Crawley et al. [2008], la moitié des outils de simulation énergétique du bâtiment sur le marché sont couplés avec un modèle décrivant l'écoulement d'air. Ils ont besoin de données concernant le vent et les pressions. TRNsys couplé à COMIS est par exemple capable de créer un modèle de ventilation naturelle. De plus, ces outils sont souvent utilisés avec des pas de temps horaires voire infra-horaires (restant généralement supérieurs à quelques minutes). Donc il paraît naturel de réaliser la modélisation en régime permanent.

La logique de modélisation est donc présentée dans la Fig. 2. La première étape consiste en des essais expérimentaux nécessaires à la caractérisation des phénomènes physiques et à la validation des modèles. Etant donné les difficultés à mesurer les débits d'air à l'ouverture, l'amélioration des méthodes de mesures est un axe important de la démarche. Ensuite, le développement de modèles est une étape indispensable pour dimensionner et optimiser la gestion des ouvertures vitrées. Ces objectifs sont réalisés par le couplage des modèles de ventilation naturelle avec des outils de simulation énergétique du bâtiment en intégrant les différentes contraintes associées à l'ouverture des fenêtres.

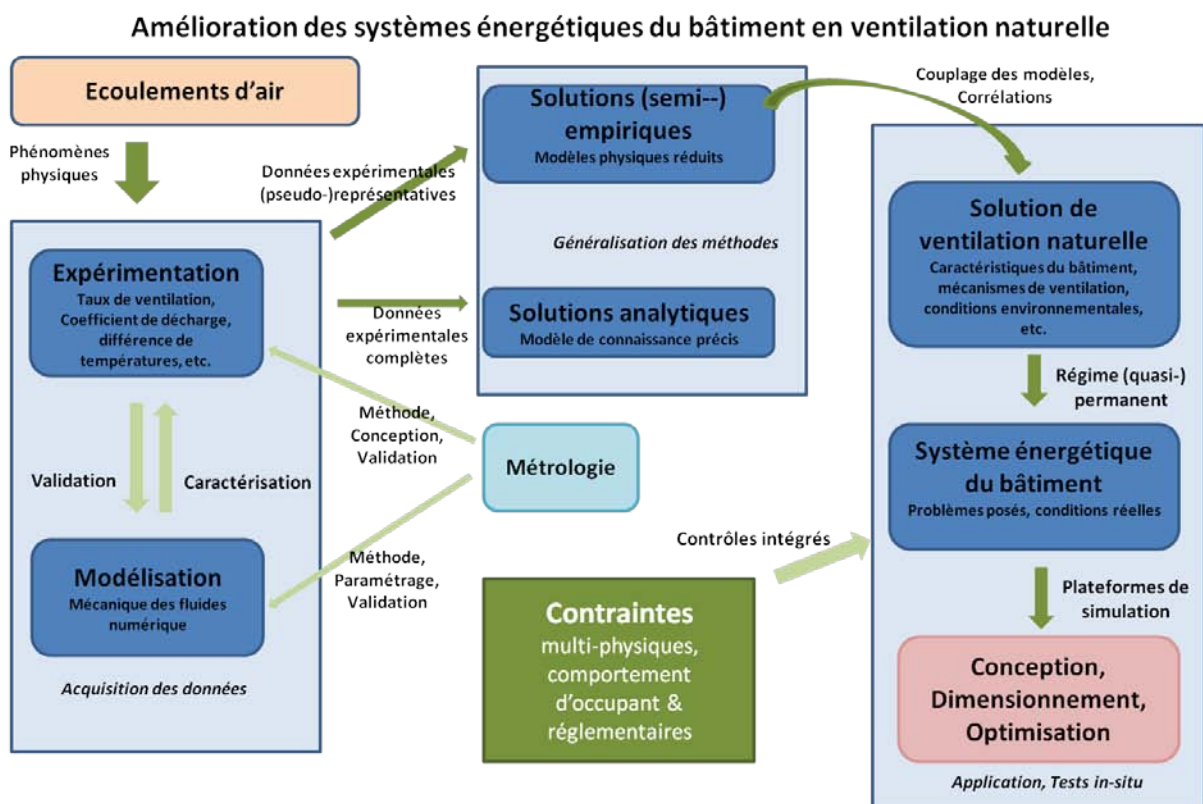


Figure 2. Méthodologie globale

3. Plan du manuscrit

La thèse est organisée de la façon suivante :

Dans le **premier chapitre**, à partir des modèles d'ouverture présents sur le marché français, on repère pour le résidentiel et pour le tertiaire de bureaux les cas où il semble y avoir incompatibilité entre thermique et acoustique. Ceci amènera à imaginer des solutions pour ces cas les plus délicats. Deux configurations contraignantes sont considérées : ventilation diurne en immeuble de bureau, ventilation nocturne en résidentiel. Différentes contraintes peuvent faire obstacle à l'ouverture des fenêtres par les occupants affaiblissant ainsi la capacité de refroidissement. Parmi les aspects physiques, la contrainte acoustique et le couplage éclairage-aéraulique feront l'objet d'un examen plus détaillé.

Le **deuxième chapitre** concerne les essais expérimentaux pour analyser la performance d'ouvertures vitrées en ventilation naturelle. Cette partie amènera à élaborer et tester un protocole de mesures original. Les essais sont réalisés d'abord dans un environnement de laboratoire pour valider la méthode de mesure. Des essais complémentaires sont réalisés de manière in-situ pour connaître le débit d'air en ventilation traversante et en mono-façade. Ces essais permettent de déterminer si les modèles empiriques réduits peuvent s'appliquer aux différentes configurations de bâtiment.

Dans le **troisième chapitre**, une simulation numérique est mise en œuvre pour analyser l'écoulement d'air. Ces études CFD sont effectuées pour fournir des informations complémentaires dans une gamme de conditions extérieures plus large que les seuls essais. Des analyses paramétriques concernant la façade et les configurations de fenêtres sont réalisées, avec des conditions climatiques différentes.

Dans le **quatrième chapitre**, des volets acoustiques ou des "pièges à son" sont imaginés, pré-dimensionnés par modélisation détaillée. Les volets conçus sont caractérisés du point de vue aéraulique en ventilation naturelle in-situ, du point de vue acoustique en chambre d'essais et enfin du point de vue lumineux pour un volet translucide.

Dans le **dernier chapitre**, les modèles simplifiés les plus représentatifs ou les mieux validés sont intégrés au sein d'un modèle global de gestion intelligente d'ouvertures vitrées. Des fiches algorithmes ont été rédigées pour rendre les modèles utilisables sur toute plateforme de simulation. Les travaux étant développés dans le cadre d'un projet de l'ANR avec des laboratoires partenaires, la thèse se limitera aux modèles développés par moi à savoir modèles thermique et aéraulique. Les modèles acoustique et d'éclairage développés par les partenaires sont présentés sommairement et intégrés afin de bâtir les algorithmes de gestion et implantés dans l'environnement TRNsys. Le modèle de gestion multi-physique ainsi développé est alors utilisé pour une étude paramétrique visant à dimensionner les paramètres de l'ouverture pour différents bâtiments et différents climats. A l'issue de l'étude paramétrique, des indicateurs globaux applicables en fonction de paramètres climatiques sont proposés.

Chapitre 1

Contraintes physiques de confort limitant l'usage de la ventilation naturelle

Ce chapitre fournit des informations de base sur les différentes contraintes qui limite la ventilation naturelle.

Dans un premier temps, quelques exemples extraits de l'état de l'art concernant l'inconfort d'été créé par l'ouverture vitrée sont présentés. En particulier, la contrainte acoustique empêche les occupants d'ouvrir la fenêtre; cet aspect est peu évoqué dans la bibliographie.

Un premier exemple de couplage aéraulique-thermique avec prise en compte de l'éclairage est d'abord traité pour appréhender comment l'ouverture des fenêtres modifie les apports solaires et simultanément l'éclairement naturel.

La dernière partie décrit deux approches pour gérer les différents inconforts. L'une consiste à développer un outil de gestion complexe pour traiter simultanément les différents aspects physiques, l'autre propose d'utiliser les équipements spécifiques pour diminuer le bruit lors des ouvertures. Deux scénarios de gestion du système d'ouvertures vitrées combinés avec des équipements anti-bruit sont présentés pour deux situations contrastées : la ventilation diurne dans un bâtiment tertiaire et la ventilation nocturne dans une maison résidentielle.

1.1. Nécessité de l'analyse des ouvertures vitrées en prenant en compte les différents aspects physiques.

De nombreuses études ont été réalisées pour comprendre l'influence du comportement des occupants sur la performance de ventilation.

Calasiu et Veitch [Calasiu et Veitch, 2006] ont synthétisé des recherches sur la rétroaction des occupants sur les conditions lumineuses et le contrôle d'éclairage combiné aux manœuvres des protections solaires. Ils notent que par manque de modèle réaliste, le contrôle de l'éclairage et des protections solaires donne lieu à une estimation incorrecte de la consommation d'énergie et du niveau de confort des occupants.

Dans une enquête portant sur 58 bureaux suivis plusieurs semaines, Rea et al. [Rea et al., 1996] ont trouvé que les stores sont généralement descendus lorsque l'éblouissement ou l'inconfort thermique est détecté, et qu'ils restent ensuite en place même après que les inconforts aient disparu. Ils remarquent que les occupants ajustent les stores plus fréquemment sur les façades ouest et sud du bâtiment que sur les façades est et nord.

Inoue et al. [Inoue et al. 1988] ont surveillé plus de 1000 fenêtres orientées dans les directions est, ouest, sud-est et sud-ouest en été, automne et hiver. Leurs résultats indiquent que pour un rayonnement solaire de plus de 60W/m^2 , le pourcentage de fermeture des stores est directement proportionnel à la profondeur de la pénétration de la tâche solaire dans la pièce. Ils ont aussi trouvé que les occupants tendent à fermer les stores quand ils sont éblouis ou qu'il fait trop chaud. Eux aussi remarquent qu'une fois fermés, les stores restent souvent pendant toute la journée. Cette tendance à oublier de ré-ouvrir les stores a aussi été remarquée par les études de Farber Associates [Farber Associates, 1992] et de Escuyer et Fontoynt [Escuyer et Fontoynt, 2001]. Dans la partie 1.2, un exemple de couplage thermo-aéraulique avec prise en compte de l'éclairage est traité pour appréhender comment l'ouverture des fenêtres modifie les apports solaires et simultanément l'éclairement naturel.

L'interaction entre ventilation naturelle et bruit extérieur est un autre sujet important pour les bâtiments urbains. Les recherches portant sur le contrôle des systèmes de ventilation sont relativement récentes. Il faut noter que l'acoustique n'a pas d'impact direct sur le transfert d'énergie entre le bâtiment et son environnement. L'étude acoustique exige une expertise spécifique bien différente de l'énergétique. Les études existantes sont concentrées sur le niveau de confort sonore et le développement des dispositifs qui réduisent la transmission du bruit. Des exemples incluent des systèmes passifs tels que vitrages spécifiques, couche absorbante, persiennes ainsi que des appareils actifs sophistiqués [Wang, 2014].

Les premières études ont été réalisées en vue de réduire certains types de bruit, tel que celui d'un ventilateur dans un conduit [de Lima, 2011], [Bibby, 2013]. En revanche, pour les ouvertures donnant sur l'extérieur, le bruit varie sur une grande plage de fréquences, ce qui peut difficilement être compensé par les dispositifs actifs.

On remarque que l'environnement intérieur est aussi bruyant que l'extérieur dès que l'ouverture de la façade dépasse une certaine taille, même si la transmission acoustique du bâtiment (fenêtres fermées) est faible. Or, les ouvertures vitrées sont beaucoup plus grandes que ce seuil.

Barclay et al.[Barclay et al., 2012] ont montré le potentiel d'économie d'énergie grâce à la ventilation naturelle en lien avec la cartographie du bruit extérieur. Il a été constaté que quand le niveau de tolérance est fixé à 35dbA, la consommation d'énergie pour refroidir les bâtiments dans un environnement tranquille est inférieure de plus de 20% comparée à un environnement bruyant. C'est pourquoi la contrainte acoustique ne doit pas être négligée dans l'évaluation de la performance énergétique en situation réelle.

1.2. Impact sur l'éclairage de l'ouverture des fenêtres

Publié dans un congrès international « IBPSA conference of Building Simulation 2014, Chambéry, 2014 »

Influence of natural ventilation on solar gains and natural lighting by opening windows

Shuqing Cui¹, Pascal Stabat¹, Dominique Marchio¹

¹CES Mines ParisTech, 60 Boulevard Saint Michel, 75272 PARIS Cedex 06, Paris, France
shuqing.cui@mines-paristech.fr

Abstract

Natural ventilation generally implies a complete or partial opening of windows which modifies the solar gains and the natural lighting, changing the solar and daylight factors. This “secondary” effect is generally neglected in building energy simulation. This study analyzes the impact on the modification of optical characteristics of glazed surfaces on thermal condition and natural lighting due to opening windows. The results focus on the impact of window opening on visual and thermal performance including not only the air change rate but also the negative effect of solar gains which arrive directly in the room through the opening. The parametric study leads to conclude when this effect can be neglected or not.

Introduction

As an effective solution to reduce summer cooling energy use, natural ventilation has been frequently studied. In the latest years, analytical and numeric modeling methods have made considerable progress [Costola et al., 2009] [Caciolo et al., 2012]. Especially for single sided natural ventilation, how the way of window opening affects ventilation efficiency has attracted many attentions [Dascalaki et al., 1996] [Alloca et al., 2003] [Caciolo et al., 2011]. However, there is an unignorable gap between theoretical prediction and real energy performance of buildings [Fabi et al., 2012] [Roetzel., 2010]. The building ventilation stands in complex physics phenomena while most studies concentrate on the thermal-air related mechanism in energy simulation. In practice, the behavior of opening a window to acquire air change would also result in changes of received solar gains and daylight by indoor environment. This effect due to the modification of the building shell is called hereafter secondary effect.

Though the secondary effect is usually neglected in most building energy simulations, it should be demonstrated how it would influence the expected natural ventilation efficiency.

In particular, different types of windows are expected not only to provide different air change rate, but also to have different radiative effects. This article is dedicated to assessing how the thermal and luminous performances are affected in two common opening configurations.

Methodology and approach

In this section, a series of hypothesis, as well as the necessary simplification of physical phenomena, is made to model the window system. The double glazing horizontal sash opening and top-hung opening shown in Figure 1 are dominant on the French construction market, and deserve therefore close inspection. For a parametric study, all the windows are fixed in the position of complete opening. The horizontal sash window has two sashes totally overlapped when opened thus the opening area is half of the window area, and the half glazed window area has the shading factor of a quadruple glazed window. The top-hung window could be opened with an angle of 30° . If the effective opening area can be defined without ambiguity for horizontal sash window, it is less obvious for top-hung windows. A definition of the effective opening area in natural ventilation simulation for these two configurations is proposed in [Caciolo et al., 2011].

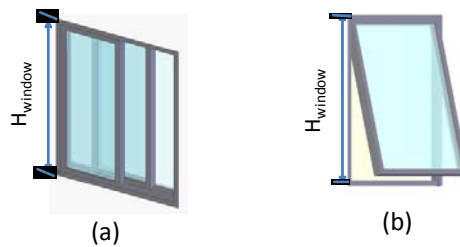


Figure 1. Windows typology
(a) Horizontal sash (b) Top-hung

Simulation schema

To take into account the solar gains and daylight when the windows are opened, a model has been developed using the variables that mutually influence on each other. The logic employed in the following simulation is shown in Figure 2, regarding TRNSYS environment, we used validated models for air change rate, radiance on the facade and transmittance into the room [Caciolo et al., 2012][CIE, 2011]. The global model incorporates some inputs such as ventilation and artificial lighting strategy, and returns hourly values illustrating thermal and visual performance, indoor comfort and energy costs. In this article, the analysis is mainly focused on cooling needs compared with or without secondary effect.

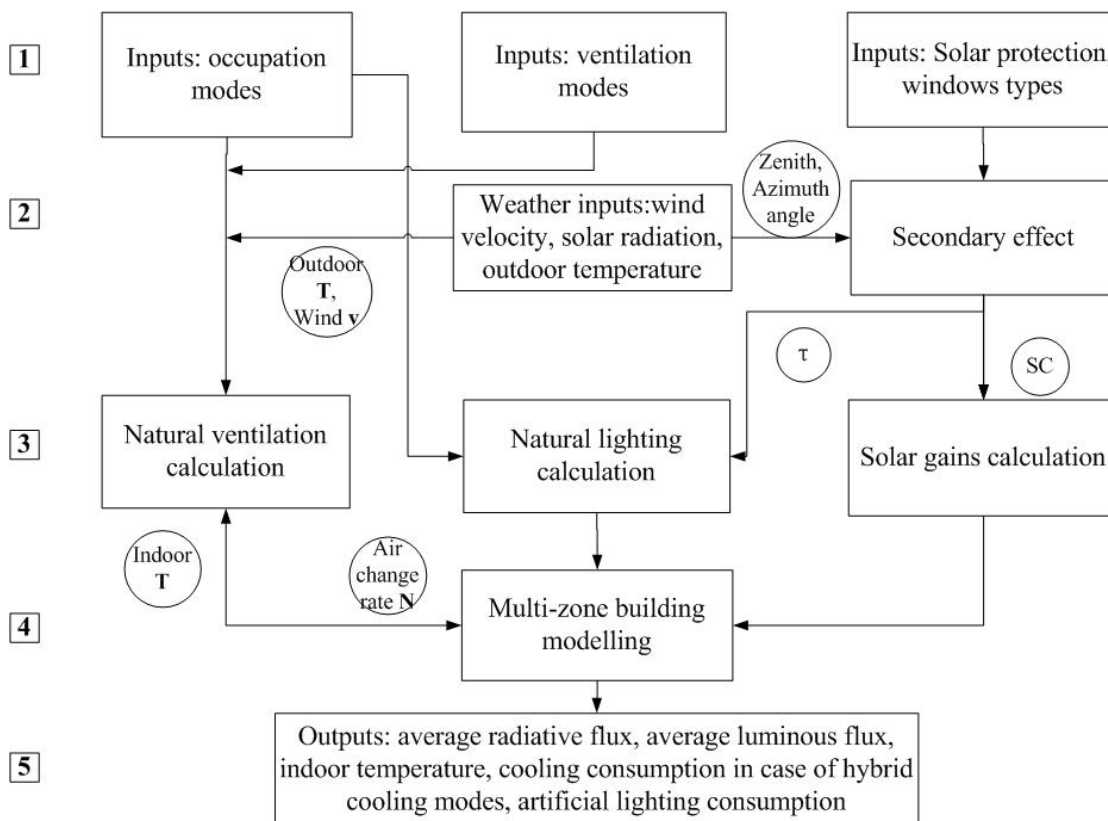


Figure 2. Proposed steps for the determination of thermal and visual performance

Thermo-air model description

The window model encapsulating ventilation, solar and daylight transmission in the commercial building simulation tool TRNSYS 16 is connected to the Type 56, which is a dynamic multi-zone building model. The building is split into homogeneous thermal zones. Each zone is written as a node of air with uniform temperature, surrounded by walls characterized by a thermal resistance and a mass. The model carries out a balance sheet of energy including air and walls. The equations are resolved by the method of transfer functions [TRNSYS, 2007].

The calculation of air flow rate by natural ventilation is achieved by applying the correlations summarized in [Caciolo et al., 2013]. If mechanical ventilation system exists, it is considered that it doesn't interact with the natural ventilation. In addition, the infiltration flow is hold to be constant. These hypotheses are righteous under the condition that the air change flow of mechanical ventilation and infiltration is largely inferior to the one of natural ventilation, which is the typical case. Compared to the incertitude generated by natural ventilation, the modification on air change rates by infiltration and mechanical ventilation can be regarded as negligible in the energy balance sheet.

Secondary effect of solar gains

The study considers two basic window configurations in order to assess how the glass openings influence the heat and luminous transmission.

An aperture without window can be seen as a "virtual wall" having no conductive exchange but with the solar factor and the light transmission coefficient equal to 1. This "wall" is also modeled outside the Type 56 to issue the incident radiative contribution to the room, which is equal to incident direct and diffuse radiation flux on the opening times its surface.

In particular, for a horizontal sash window, the overlapped double panes reduce partially the transmittance. It is assumed that overlapped double panes are equivalent to quadruple panes window. The ratio of transmittance can be roughly thought as the square of double panes. Together with the other half open surface that the transmission factors equal to 1, we obtain

$$\tau_l = \frac{\tau_{l_o}^2 + 1}{2} \quad (1)$$

$$SC = \frac{SC_o^2 + 1}{2} \quad (2)$$

where τ_l is the luminous transmittance and SC is the shading coefficient according to [ASHRAE, 2001]. The foot indices "o" means the original value.

A top-hung window has a more complex geometry. The opening plane is divided into the unprotected part, A_{open} , represented by the equivalent opening surface, and the projection of inclined window. Because the top-hung windows open with a relative small angle, typically less than 30°, the optical properties τ_{l_o} and SC_o are considered as constants. Thus the modification of transmittance can be written within the same principle.

$$\tau_l = \left(1 - \frac{A_{open}}{A_{window}}\right)\tau_{l_o} + \frac{A_{open}}{A_{window}} \quad (3)$$

$$SC = \left(1 - \frac{A_{open}}{A_{window}}\right)SC_o + \frac{A_{open}}{A_{window}} \quad (4)$$

where A_{open} is the opened surface and A_{window} is the window surface.

Lighting, occupation and ventilation scenarios

Energy consumption is inherently linked to the occupation scenario and ventilation strategy. The internal gains come from occupation and electrical equipments contribution. In the simulation, the internal heat gains from occupants and office electrical equipments are modulated during the day according to the schedule. (Figure 3a)

The natural lighting rate is calculated by means of a simplified method based on a daylight factor [CSTB, 2005]. The rate of artificial lighting use is on average for multiple offices determined in function of the natural lighting in the room according to [Alessandrini et al., 2006]. (Figure 3b)

Only when the office room is occupied, a mechanical ventilation system is active to assure the hygienic air change, namely 25 m³/ (h·person). Window opening is allowed if outdoor temperature is below the indoor temperature and if the outdoor temperature is higher than the threshold temperature, $T_{out,close,thres}$, in order to avoid cold draft during occupancy hours or under-cooling of the room during non-occupancy hours. Then,

the opening of the window is controlled by comparing the indoor temperature with two set-point values: $T_{in,min}$ and $T_{in,max}$ as presented on Figure 4. When the indoor temperature rises up to a cooling set point temperature $T_{set-point,cooling}$, the window is closed and the active cooling starts.

Building typology

A one person office room representing a whole building located in two climate zones is examined in the simulations: Paris (temperate) and Nice (Mediterranean). Several glazing surface ratios on the facade which affect luminous and radiant transmission are chosen as 30%, 50% and 70%. [Reiter and De Herde, 2001] The internal contributions are due to the following electrical equipments: a computer and an inkjet printer, for a total average power of 100 W (8 W/m²) in accordance with “EnergyStar” label. The sensible heat gains from occupants are 75 W per person.

The thermal characteristics of the rooms reach the requirements of French Thermal Regulation [RT2012]. The office has medium thermal inertia, as defined by [CEN, 2008], which is the most widespread in Europe. The floor consists of concrete plate and partition walls are plasterboards. The windows have an aluminum frame and low-e double glazing panes 4/16/4 filled with 85% argon: $U_w=1.4$ W/(m²K), solar factor SC=0.59 and luminous transmittance $\tau = 0.71$. The reflectivity of all internal walls is set to be 0.5.

According to the works of [Pernodet, 2009], the following fixed values have been set as

- daytime ventilation: $T_{in,min} = 22$ °C, $T_{in,max} = 23$ °C, $T_{out,close,thres} = 15$ °C
- nighttime ventilation: $T_{in,min} = 21$ °C, $T_{in,max} = 23$ °C, $T_{out,close,thres} = 12$ °C

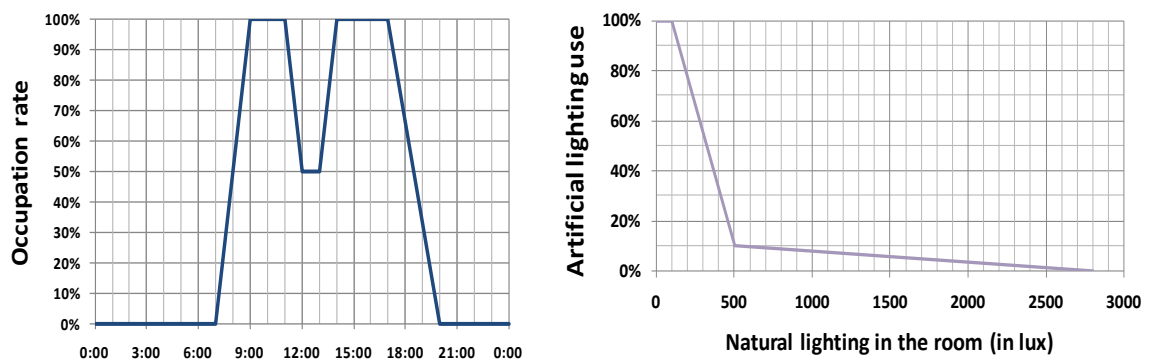


Figure 3 a. Occupants schedule during weekdays. [Filfli, 2006]

b. Use of artificial lighting regarding to natural lighting in a room estimated from outdoor irradiation. [Alessandrini et al., 2006]

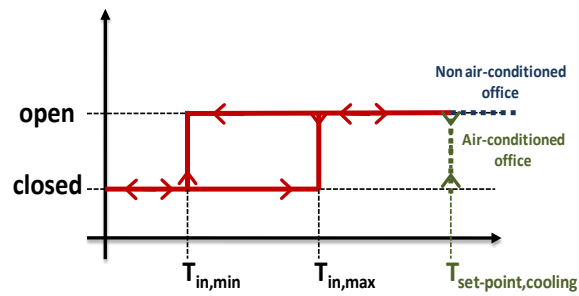


Figure 4. Chart showing window opening control[Pernodet, 2009]

The overhangs, if present as solar protection, have a width of 0.75m, 0.85m and 1m for the opening ratio of 30%, 50% and 70%, respectively, and are located 0.5 m above the window. The far away obstacles are neglected in this work.

Results

A series of simulation drawn in this study covers several typical building configurations in France, mainly in two climate regions, Nice and Paris; two extreme days in hot seasons, summer solstice and autumnal equinox; with or without an overhang as solar protection. Within these configurations, the outdoor temperature and solar zenith angle vary significantly, which could provide a comprehensive samples for comparison and help understand the effect of natural ventilation on solar gains and natural

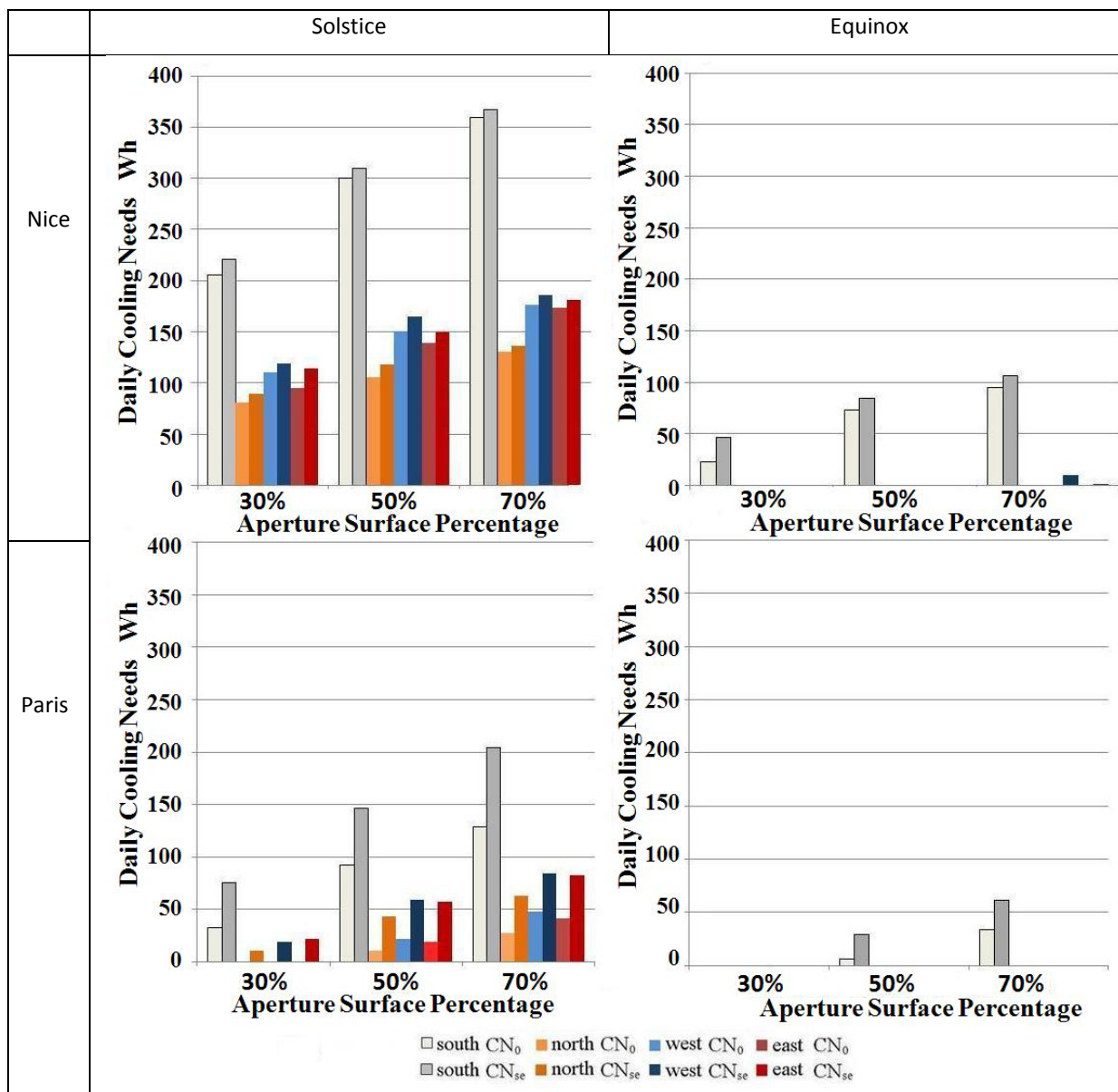


Figure 5. Cooling needs of office with sash window calculated by the methods with or without consideration of secondary effect

lighting received by the rooms. For the sake of simplicity in the analysis of the secondary effect, all configurations use a hybrid cooling strategy (natural ventilation and active cooling). When the outdoor temperature is too high in summer, the efficiency of natural ventilation decreasing sharply, the indoor mechanical cooling system will then be active. By comparing the energy consumption between different configurations under the same cooling scenario, one could conclude how the secondary effect influences the calculation. Thus one can identify under which conditions the simplified calculation without secondary effect is robust and efficient.

Horizontal sash windows

Figure 5 presents the average daily cooling needs of office rooms with sash windows, without overhang, during the week around summer solstice and the week around autumnal equinox. The extreme situation corresponds here to the maximum opening surfaces facing to the south. The opening reduces partially the mechanical cooling loads, for instance, south-oriented by 20% and other orientations by 40% of the energy consumption of offices in the same situations but with windows all closed. The figure shows the difference between the cooling needs modeled neglecting secondary effect (CN_0) and the cooling needs modeled with secondary effect (CN_{se}). Generally the cooling needs considering secondary effect are larger.

This discrepancy can be explained by two reasons with contrary effects.

- On the one hand, after opening the window, the office room receives more solar gains, augmenting the indoor temperature.
- On the other hand, higher natural lighting passes into the room, reducing the artificial lighting demands, so as the indoor temperature.

The faster the indoor temperature increases, the faster the window is closed and the active cooling is used, increasing so the cooling demands. The final result is a compromise of the two effects.

According to this analysis, the configuration of Paris in summer solstice, involving the most significant difference due to the secondary effect, hereafter is picked out to inspect the details of the energy consumption (Figure 6).

For this goal, the total cooling needs difference is separated into two parts. One is the cooling needs increasing caused by the solar gains (Δ_1) and the other one is the reduction of the artificial lighting (Δ_2).

The grey column in Figure 6 is the cooling needs difference calculated results of Figure 5,

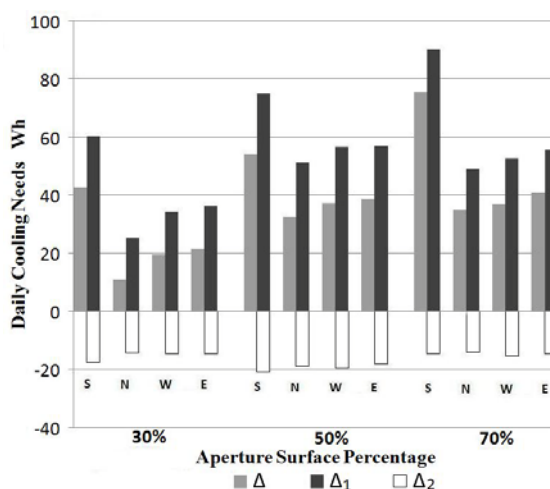


Figure 6. Cooling needs difference separating the solar gains effect and artificial lighting effect, Paris, summer solstice

$$\Delta = CN_{se} - CN_0 \quad (5)$$

One can check that the global difference is the sum of Δ_1 and Δ_2 ,

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 \quad (6)$$

The largest black columns represent the contribution of solar gains by opening window to the increase of the cooling needs. The white columns with negative values represent the artificial lighting contribution to the difference of cooling needs.

Analysis of horizontal sash window simulations

Figure 7 exhibits the simulation results of daily cooling needs by resetting the points on an energy consumption map, including the configurations of offices facing to 4 directions, with or without an overhang as solar protection device, for the 3 aperture ratios, in Nice and in Paris, on summer solstice and on autumn equinox.

Any element that limits the sun influence on the window such as season, climate zones and solar protection devices reduce the impact of the secondary effect. The results are categorized into 4 groups:

- In Group I in blue, most of the cases are on autumnal equinox. The outdoor temperature is low enough: the original cooling needs is between 50 to 100Wh/m² in Nice and is almost zero in Paris. The natural ventilation could cover all cooling needs so that the calculation of secondary effect is unnecessary.
- In Group II in violet, the secondary effect has a slight influence on cooling needs simulation. These cases with relative low original cooling needs are the offices not oriented to the south with small opening surface. As the natural ventilation efficiency is limited, the secondary

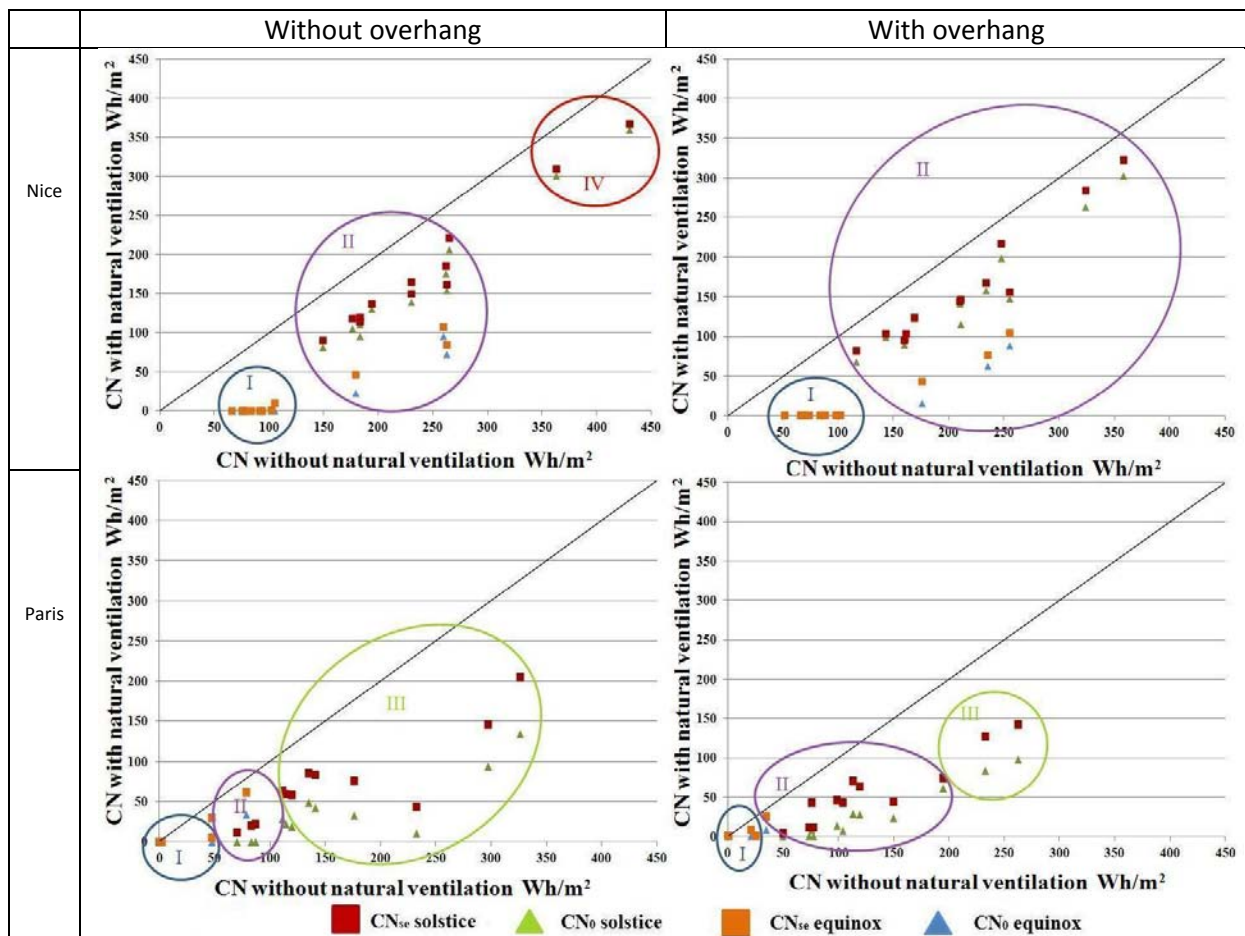


Figure 7. Comparative results between original cooling needs and cases with natural ventilation

effect doesn't have considerable influence on the calculation.

- In Group IV in red, the cases located in the highest original cooling needs region are south-oriented offices with 50% and 70% glazed surface in summer Nice. The reason why the difference of secondary effect in these cases is insignificant is that the outdoor temperature is so high that the natural ventilation is barely used.

In the Group I, II and IV, the calculation by neglecting secondary effect could be considered as consistent.

- The Group III in lawn green, where stands the maximum of difference, represents most of the offices with 50% and 70% glazed surface in summer Paris. In the temperate climate, the outdoor temperature is neither too high nor too low, consequently the natural ventilation works effectively in most of the time. Larger glazed surface amplifying the effect of sunlight, its secondary effect is then more significant. For instance, for the Paris office with 70% opening surface oriented to south without overhang, the 74Wh/m^2 of difference of cooling needs on a day is equal to 25% of the total energy consumption.

For the calculation of natural ventilation in similar situations of Group III, the secondary effect should be inspected more carefully by the designers and researchers.

The two graphs on the right column show the corresponding simulation of office with solar protection devices. The presence of an overhang drives down both the cooling needs with and without natural ventilation, thus the points move downward and to the left. In addition, the difference between each pair of points is reduced, meaning that the impact of the secondary effect is lower with the adding of overhangs. It should be noted that the points in Group IV in offices without overhang in Nice are replaced into Group II in the cases with the overhang. When the overhang impairs the direct solar incident flux, the offices tend to open the window taking more profit of the natural ventilation. As a result, the secondary effect recurs more obviously. However, compared to the total cooling needs around 300Wh/m^2 , this difference of 30Wh/m^2 is not important.

Analysis of top-hung windows simulations

Concerning the top-hung window, a series of simulations is done following the same principle. Similar to the horizontal sash window, the configurations consist of two climate regions, three aperture ratios, two typical seasonal days and with/without an overhang as solar protection.

The results reveal less difference than horizontal sash window across the comparative calculation. Figure 8 represents the extreme situation that is in summer Paris, corresponding to the worst case in sash window simulation. The difference between calculation with or without secondary effect varies only slightly, in general is less than 10Wh/m^2 . In other situations, on account of climates or the presence of solar protection, this value is weakened even more therefore is not necessary to be presented here. In sum, for the top-hung window, the calculation of secondary effect could be simplified.

The reason why the secondary effect of top-hung windows is negligible could also be simply explained in a schematic way. According to an analysis of the typical frontal view in Figure 9, a small opening angle accounts for a small unprotected opening surface.

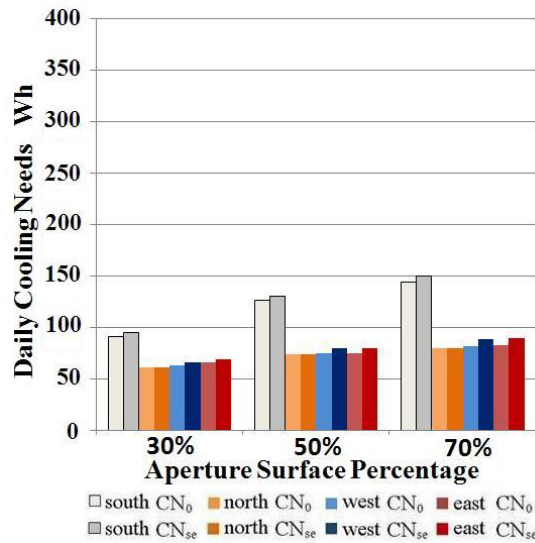


Figure 8. Cooling needs of office with top-hung window calculated by the methods with or without consideration of secondary effect, Paris, summer solstice

In a 30° angle case, the unprotected opening surface, for instance, stays between 0 to 15% while the incident radiation zenith angle varying from 90° to 30° for an inclined angle equal to zero. Though the entered direct solar radiation is slightly larger when the sun light arrives by an inclined angle, the errors of simplified calculations, in average, are less than 10% compared to the simulations with secondary effect.

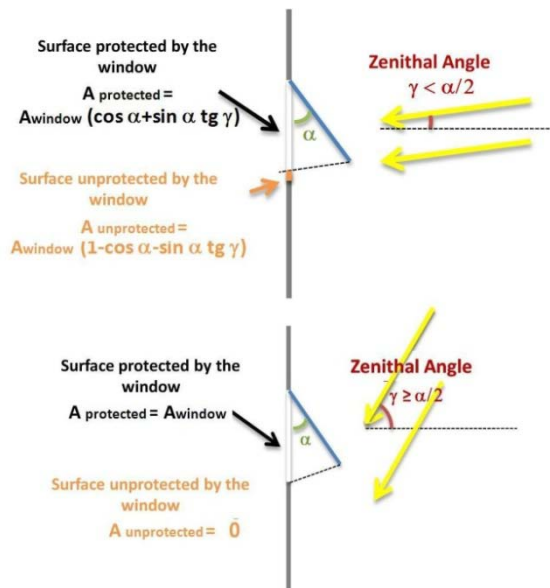


Figure 9. Frontal view of the top-hung window

Conclusion

This work started with a statement establishing the problem of window opening effect on solar gains and natural lighting. Regarding natural ventilation, the thermal and visual performance of two common windows, horizontal sash and top-hung, are evaluated. Contribution is made to the understanding of the role of

window opening in reducing the energy consumption and in compensating natural lighting across Paris and Nice on summer solstice and autumnal equinox.

Specifically, the results suggest that the secondary effect that occurred during the overlapping or inclining of windows alters the cooling effect of the natural ventilation. This adverse effect on natural ventilation efficiency of opening window depends on conditions. The more the natural ventilation is used, the more the secondary effect increases. The largest differences appear for the offices in temperate climates, where the natural ventilation can be dominant. Moreover, high level of glazed surface and south-oriented facade increase the secondary effect substantially.

Nomenclature

τ_l	= luminous transmittance
SC	= shading coefficient
τ_o	= original luminous transmittance
SC_o	= original shading coefficient
A_{open}	= opened surface
A_{window}	= window surface
$T_{out,close,thres}$	= threshold outdoor temperature,
$T_{in,min}$	= low set-point temperature
$T_{in,max}$	= high set-point temperature
U_w	= heat transfer coefficient
CN	= cooling needs
CN_o	= cooling needs without secondary effect
CN_{se}	= cooling needs with secondary effect
Δ	= cooling needs difference caused by secondary effect
Δ_1	= cooling needs difference caused by the solar gains
Δ_2	= cooling needs difference caused by the artificial lighting

1.3. Enjeux en contrôle de système d'ouvertures vitrées

L'analyse des situations de demande de ventilation fait apparaître deux classes de cas :

- Un premier où l'assemblage de produits existants : ouverture vitrée, protection solaire mobile ou fixe associés à des capteurs d'éclairement de bruit et de température peut permettre de gérer les surchauffes, l'éclairage et le niveau sonore. Les modèles de calcul simplifié du renouvellement d'air par ventilation mono façade ou traversante, d'éclairement naturel, de transmission sonore d'une source externe et enfin de transmission du rayonnement thermique sont disponibles.
- Un second, où il est impossible de concilier rafraîchissement par ouverture de fenêtre et contrainte acoustique. Il faut alors concevoir des produits nouveaux. L'effort doit alors porter sur une protection acoustique compatible avec la ventilation naturelle et pour laquelle une modélisation avec protection est nécessaire assortie d'essais expérimentaux en vue de l'obtention de modèles simplifiés utilisables.

Pour bâtir l'organigramme des contraintes, nous distinguons tout d'abord les bâtiments à usage résidentiel et les bureaux.

Dans les premiers, l'occupation apparaît majoritairement la nuit. La ventilation diurne, si elle présente des problèmes de sécurisation de l'habitation en inoccupation évite les contraintes acoustiques. En revanche, imaginer une ventilation nocturne (la plus efficace thermiquement) suppose de régler la question acoustique. On notera cependant que la protection sonore à imaginer peut être opaque puisqu'il n'y a plus à respecter une contrainte de transmission lumineuse. Le jeu complet des contraintes est reporté sur la Figure 1-3. Pour ce cas résidentiel, on s'intéressera à la ventilation traversante plus efficace.

Dans les bâtiments tertiaires, la situation est inverse. Les locaux sont inoccupés la nuit ce qui permet une ventilation nocturne sans contrainte acoustique. Seule la question de sécurité anti intrusion doit être traitée. En revanche, durant la journée une ventilation diurne pose la question du bruit bien entendu mais aussi celle de la transmission lumineuse. Une protection acoustique opaque obligerait à mettre en fonctionnement l'éclairage artificiel, générant à la fois des consommations électriques « inutiles », l'inconfort des occupants dans un espace fermé « permanent », et une contribution supplémentaire aux surchauffes contre lesquelles on lutte. Le jeu complet des contraintes en bâtiment tertiaire est reporté sur la Figure 1-4.

Sur ces deux figures, des ordres de grandeurs de renouvellements d'air supposés sont indiqués. En noir il s'agit d'estimation en ventilation traversante (cas favorable) et en rouge en mono façade. L'objectif de la modélisation CFD et des essais aura pour but de mesurer les taux de renouvellement d'air effectifs pour un rafraîchissement correct des locaux.

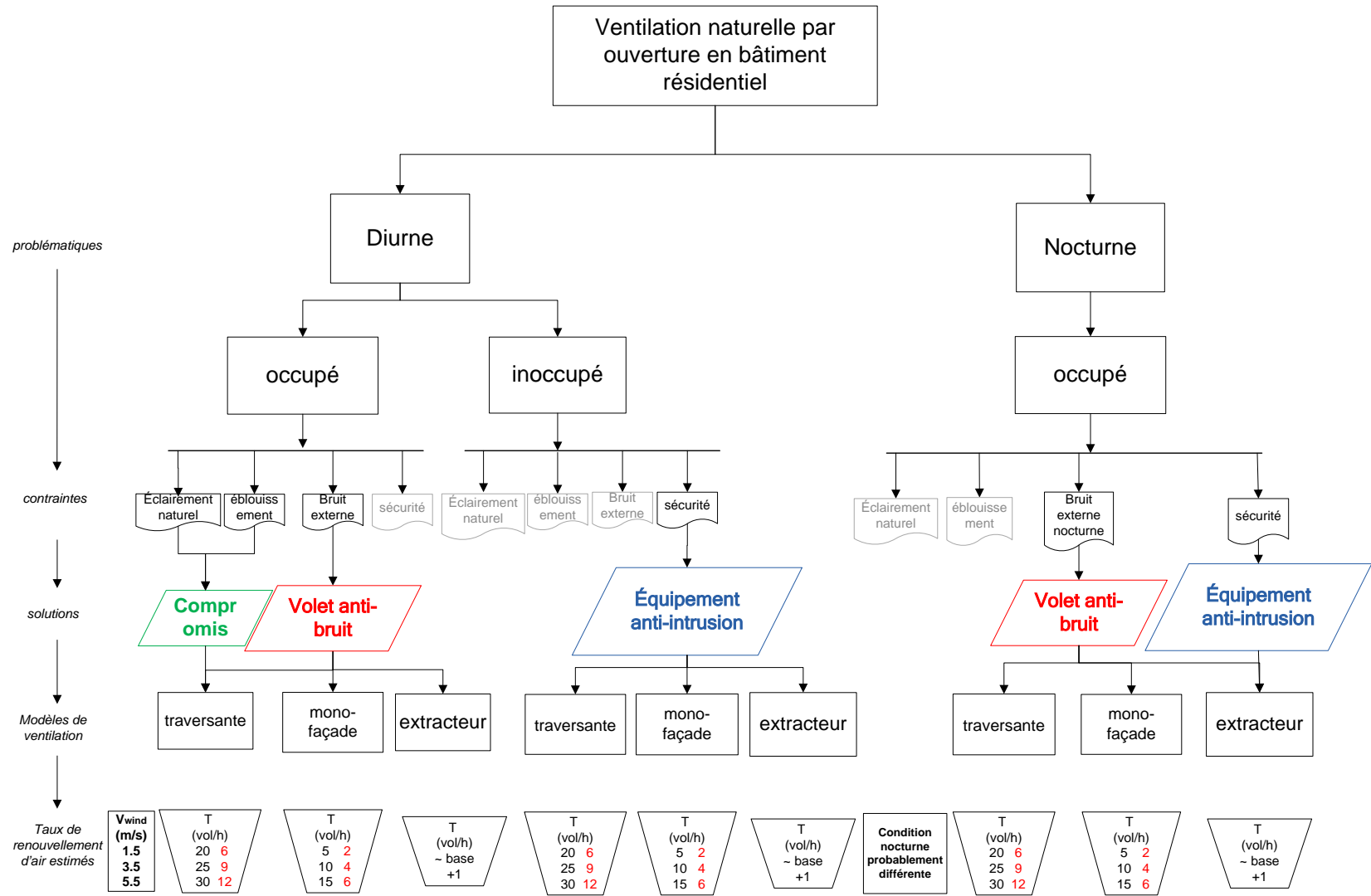


Figure 1-3. Arbre des possibilités dans le résidentiel

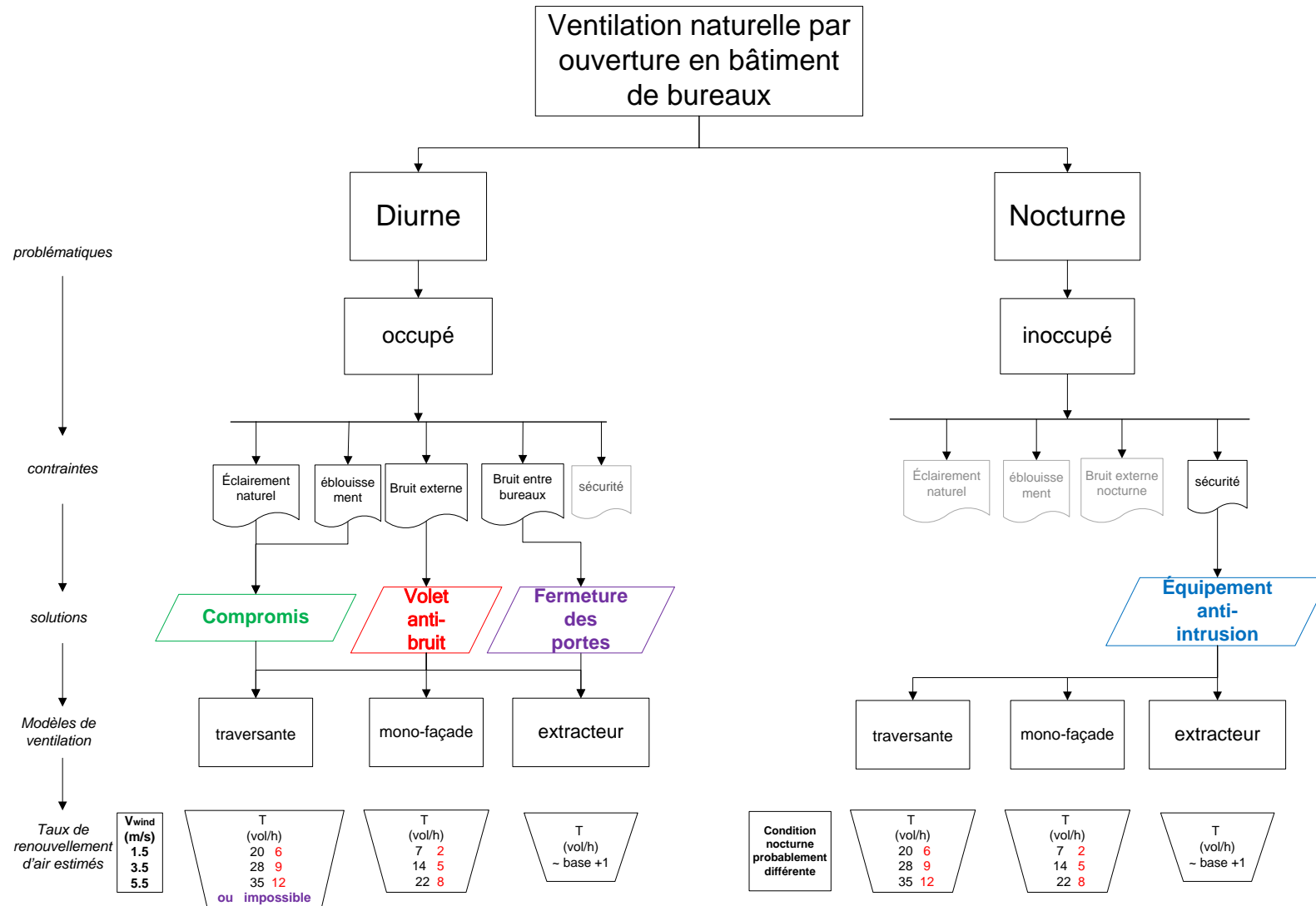


Figure 1-4. Arbre des possibilités dans le résidentiel

Chapitre 2

Etude expérimentale de la ventilation naturelle volets ouverts et volets fermés

Dans ce deuxième chapitre, une méthodologie pour la mesure du taux de ventilation dans une pièce est validée en condition de laboratoire et appliquée aux tests in-situ.

Dans un premier temps, la technique de gaz traceur est examinée aux conditions de laboratoire afin d'identifier les meilleures implantations des sondes de mesure et ainsi définir un nouveau protocole d'essai. Les résultats obtenus par la méthode de décroissance dans une pièce isolée en ventilation traversante contrôlé mécaniquement permettent de fournir des recommandations pratiques sur l'utilisation de la technique de gaz traceur.

En outre, les corrélations de calcul du taux de renouvellement d'air simplifié sont introduites, avant d'être comparées aux données expérimentales in-situ.

L'instrumentation d'une chambre d'hôtel en conditions réelles a été réalisée suivant les recommandations établies en laboratoire afin d'obtenir des données nécessaires pour comprendre le phénomène et les caractéristiques principales de l'écoulement qui se produit avec la ventilation traversante.

Dans une pièce ventilée naturellement en traversant, la force motrice se limite à l'effet du vent, ce qui simplifie l'analyse et la prédiction de taux de ventilation à partir d'un modèle empirique. En conséquence, les données issues de l'expérience sont comparées avec des corrélations afin d'orienter les choix de modèle simplifié dans la simulation énergétique des bâtiments faisant l'objet du Chapitre 5.

2.1. Méthodologie: choix d'une méthode

Pour la détermination du débit de renouvellement d'air, plusieurs techniques plus ou moins avancées sont utilisables. On peut citer les techniques de vélocimétrie par images de particules (PIV). Cette technique d'imagerie vise à mesurer le champ de vitesse dans un écoulement de fluide. La PIV consiste à prendre, au moyen d'une caméra, des images de particules à des instants rapprochés et à mesurer dans le plan d'une nappe de lumière (positionnée selon la direction principale de l'écoulement) leur déplacement. La vitesse se déduit du déplacement d'une particule connaissant le délai entre deux enregistrements. On peut ainsi déterminer le champ de vitesse à l'ouverture.

Une autre technique implicite est la méthode de mesure du taux de renouvellement d'air par gaz traceur. Le gaz traceur choisi pour les essais est le dioxyde de carbone (CO_2), gaz présent dans l'air ambiant ce qui impose une mesure de C_{ext} . Son principe s'appuie sur un capteur électronique sensible au CO_2 , inoffensif jusqu'à une certaine concentration. La mesure est basée sur deux hypothèses: d'une part que les débits soient constants durant l'expérience (de quelques minutes) et d'autre part que le gaz traceur soit bien mélangé à l'air ambiant de la pièce.

On distingue trois méthodes:

La méthode par décroissance de la concentration: une quantité faible de gaz traceur de concentration C_0 est mélangée à l'air de la pièce et ensuite après avoir retiré la source d'émission, on mesure la diminution de cette concentration en gaz pour une durée donnée. Elle présente l'avantage d'être facile à mettre en œuvre. En revanche, notamment dans le cas de la fenêtre ouverte, l'étude de la décroissance de la concentration sera rapide avec une durée d'essai très courte qui augmentera l'incertitude dans la détermination du débit.

La méthode de la concentration constante: on fait atteindre à la concentration du gaz traceur, une valeur donnée, C , qui devra être maintenue tout au long de l'expérimentation. Cette injection est suivie par un régulateur qui compare la concentration mesurée dans la chambre à une consigne. Ainsi, le flux d'air neuf est proportionnel au débit de gaz injecté. Cette technique est la plus précise. L'inconvénient de cette méthode est qu'elle ne permet pas d'évaluer l'âge de l'air ambiant dans certaines zones de la cellule.

La méthode par injection constante: elle est analogue à la précédente, c'est-à-dire, on injecte le gaz traceur de manière continue et à débit constant pendant toute la durée de la mesure. En revanche, la concentration en gaz traceur peut varier. L'inconvénient de cette méthode est qu'elle nécessite d'injecter autant de gaz traceur qu'il s'en échappe de la cellule.

La méthode de décroissance de concentration est retenue. Deux techniques de mesure peuvent alors être utilisées. La première consiste en un échantillonnage, c'est la technique de référence faisant appel à un analyseur de gaz de haute précision (NDIR). Des sondes de prélèvement sont utilisées pour cette méthode conduisant l'air vers un analyseur de gaz qui mesure la concentration de CO_2 . La deuxième méthode que nous voulons tester est adaptée aux mesures in-situ. Elle utilise des capteurs de CO_2 autonomes dispersés en différents endroits de la pièce à instrumenter.

2.2. Validation en laboratoire d'une méthode de mesure du taux de renouvellement d'air destinée à l'expérimentation in situ

Revue scientifique publié dans « Building and Environment 84 (2015) 162-169»

CO₂ Tracer Gas Concentration Decay Method for Measuring Air Change Rate

Shuqing CUI*, Michaël COHEN, Pascal STABAT, Dominique MARCHIO

CES, Mines Paristech, 75272, Paris, France

*Corresponding email: shuqing.cui@mines-paristech.fr

Keywords: gas tracer, in-situ measurement, concentration decay, uncertainty analysis

Highlights:

- In-situ CO₂ sensors are tested to measure air change rate by tracer gas technique
- Measured ACR by in-situ CO sensors are in good agreement with reference values
- Multiple sensors in different positions allow to assess the ventilation efficiency
- Multi-points calculation method gives more accurate results than two-points method

Abstract

The measure of air change rate (ACR) in building is a difficult and usually expensive task. The tracer gas method is the reference technique but its implementation is difficult and the interpretation of results is not straightforward. In the present work, the concentration decay method by multiple CO₂ transmitters is experimentally validated in the case of cross-ventilation. It is observed that in-situ CO₂ transmitters lead to ACR values in good agreement with reference measurements obtained from mechanically controlled values. Whereas multiple transmitters in different sampling positions show the imperfect mixing, a sensor located at the outlet or an averaged value of all sensors can provide an accurate measure of the ACR. Moreover, the spatial variation of CO₂ concentration can be used to assess the ventilation efficiency in the test chamber. Different measures and calculation methods are discussed, and the uncertainty analysis of each method is carried out.

Introduction

Ventilation measurements are mostly carried out by using tracer-gas techniques. In these techniques, a gas is injected into the studied zone and its concentration response is measured. These techniques can be applied not only for measuring air change rate through a building zone for mechanical and natural ventilation as well as infiltration but also for determining the air age distributions and the ventilation efficiency in this space [Etheridge and Sandberg, 1996] [Sandberg and Blomqvist, 1985]. Several tracer gas methods can be conducted for the air change rate measurement:

- a. **Concentration decay:** A dose of tracer gas is injected and mixed into the air in the room. The injection is stopped and the tracer gas concentration is uniform, the decrease of tracer gas concentration begins and is recorded during a given period.
- b. **Constant injection:** The tracer gas is continuously released into the room with a constant flow rate during the entire measuring period.
- c. **Constant concentration:** The tracer gas injection is controlled in order to maintain a constant concentration in the ventilated room.

Among the three methods, the concentration decay is the most commonly accepted since its implementation is the easiest [Chao et al., 2004] [Nikolopoulos et al., 2012] [Lo and Novoselac, 2012]. Moreover, the required quantity of tracer gas for this measurement technique is lower than for the other methods. The detailed description of these methods can be found in the international standard ISO 15569 [ISO 15569, 2013].

Several tracer gases have been used in the past decades. The ideal tracer gas should be safe (non-toxic, non-allergenic, non-flammable), non-reactive (it should not react chemically or physically with the environment) and easily measurable (preferably it can be measured with low cost instrumentation which should be able to measure low concentrations). Moreover, the tracer gas should perfectly mix with air (similar density) and can be distinguished from the constituents of air.

The first question is the choice of an appropriate tracer gas. No tracer gas fulfills all these requirements. There is no doubt that some tracer gases used in very early studies such as water vapor and H_2 [Dufton and Marley, 1935] could be eliminated in the present work. The isotope radioactive tracer gases have been used for a long time and are still in use today. Collins and Smith [Collins and Smith, 1955] find in their experiments that the measurements with ^{41}Ar are in very close agreement with those with H_2 . Howland et al. [Howland et al., 1960] give the same conclusion between ^{86}Kr and CO_2 . Kiwan et al. [Kiwan et al., 2013] use ^{86}Kr in a case study in a dairy building with multiple air inlets and outlets. The authors recommend multi-point sampling. The use of radioactive gases is less easily accepted and they are less easily available than other common gases. Some greenhouse gases as CFC, N_2O and SF_6 have also been widely employed [Dorizas et al., 2015] [Caciolo et al., 2011] in a variety of researches. In addition to their high environmental impacts, from one side N_2O is toxic at quite low concentration level and on the other side SF_6 and CFC have a high density compared to air; Helium is a good candidate without environmental impact but it is very light gas compared to air. As concluded in [Sherman et al., 1980], very light and very heavy gases have anomalous behavior. Carbon dioxide is also used [Boulard and Draoui, 1995] [Han et al., 2001] but its use can become hard in case of variable background concentration (people or combustion). Today

few inter-comparison studies allow selecting the best tracer gases. Table 1 shows the characteristics of common recommended tracer gases.

Table 1. Characteristics of common used tracer gas

Tracer gas	Density compared to the air	Advantages	Disadvantages
Krypton-85 ^{85}Kr	2.93	- 1 ppm in the air	- Heavy - Expensive
Nitrous oxide N_2O	1.53	- Low cost - Density relatively close to the air	- Interference with H_2O and CO_2
Sulfur hexafluoride SF_6	5.11	- Not present in the air - No harm to human beings	- Very heavy - Expensive - High greenhouse effect
Carbon dioxide CO_2	1.53	- Easily available: very low cost - Maximal detection threshold: 30000ppm	- Exists in the air

If one wants to avoid the use of gases with high greenhouse effect and to employ a cost effective solution, the carbon dioxide appears to be the best candidate as tracer gas. Its density is quite closed to that of the air. The use of CO_2 is not restrictive since it is non-explosive and non-toxic at low concentrations. The outdoor CO_2 concentration may vary but this background concentration can be measured and can be compensated in the air change rate calculation. In [Van Buggenhout et al., 2006] [Lu et al., 2010], methods are proposed to assess ventilation rates in the case of occupied spaces by coupling with an inside emissions model. Bulińska et al [Bulińska et al., 2014] propose to measure the CO_2 concentration in the centre of a small room with only a minimum infiltration rate in order to be more representative.

As a matter of fact, the interest for using CO_2 as tracer gas is renewed since it can be easily measured today thanks to low cost sensors facilitating the multi-points measurements in the room. There are several CO_2 transmitters with quite good accuracy available on the market [National Building Controls Information Program, 2009]. With these advantages, they offer the opportunity to set up several in-situ sensors instead of the classic technique using a sampling system that brings samples to the analyzer.

In this paper, the tracer gas decay method using in-situ CO_2 sensors is analyzed by comparing with other reference measurement techniques on experiments. Moreover, two calculation methods are used to determine the ACR from a decay curve, the two-points decay method and the multi-points decay method. The uncertainty of these two methods is also discussed.

Experimental setup

Test chamber

A test chamber of 3 m length, 2 m height and 3 m width (Figure 1) has been built with one supply inlet and one exhaust outlet. The inlet opening is connected to an air duct in which air is insufflated

by a centrifugal fan. Air flow measuring blades [KIMO instruments] are installed to measure the airflow rate and to control the fan. This referenced air flow rate is measured in the duct, 1.5 m from the inlet. The upstream straight duct is 5 m long to achieve fully developed flow [ASHRAE HANDBOOK, 1999] [Cheong, 2001]. The pressure transmitter is calibrated to a scale of 0 to 500 Pa and gives an range of air flow rate from 0 to 2550 m³/h. The margin of error is given directly by the manufacturer and is equal to 1.26 Pa at full scale. The absolute error of calculated ACH is about 1.2 ACH at the ventilation rate of 7.8 ACH and 0.5 ACH at 40.6 ACH. The infiltration rate of the test chamber, measured also by gas tracer technique from the average value of 6 CO₂ sensors placed at equal distance from each other on the central stream line, is 0.5 ACH, which should be taken into account for the uncertainty calculation. The two error sources are independent.



Figure 1. Experiment layout: ventilation system (left) and test chamber (right)

CO₂ measurements

Two measurements techniques are used. The first one is called sampling method, which is a reference technique based on a high precision NDIR gas analyzer (Table 2). Two sampling probes are used for this method, one is placed near the outlet of the test chamber and another is placed outside the test chamber. The two probes bring sampling air to the gas analyzer which measures the CO₂ concentration inside the test room and that in the background environment. The second method is called in-situ method, which is based on in-situ CO₂ sensors placed at different locations in the test chamber to measure local CO₂ concentrations. Vaisala GM70 has been selected (Table 2). These IR gas transmitters use the 4.26 μm absorption band which is the strongest for carbon dioxide. At this wavelength, absorption other common components of air like H₂O are negligible [National Building Controls Information Program, 2009]. The measurement interval of the two methods is respectively 1s and 15s.

Table 2. Characteristics of sensors

Sensors	Vaisala GM70 [Vaisala, 2009] In situ sensor	ABB URAS14 [ABB] Sampling sensor
Method	NDIR	NDIR
Range (ppm)	0-5000	0-10000
Accuracy	1.5 % of range + 2% of reading	1 %
Repeatability	2 %	0.5 %
Response time	30 s	1 s
Temperature dependence	-0.3 % of reading/°C (Ref, 25°C)	0 (<60°C)

Van Buggenhout et al. [Van Buggenhout et al., 2009] find that large errors can be present in the measurement of ACR depending on the sampling positions even in a small test chamber. In the present study, the positions of CO₂ transmitters are carefully investigated. Six in-situ sensors and one sampling-based sensor are available for the test. In order to study the influence of sensor position on ACR measurement, 7 different cases of tests have been carried out by changing the sensor positions (Figure 2). Each case consists of 5 tests with reference ACRs of 7.8, 16.1, 23.9, 32.2, and 40.6 ACH. In total, 35 tests have been carried out. For each test, sensor 4 and the sampling sensor are always placed at the outlet of test chamber. For the cases 1&2, 3&4, and 5&6, the sensors (1, 2, 3, 5 and 6) are placed on horizontal planes, positioned respectively at 2.8 m, 1.6 m and 0.6 m high. For case 7, the sensors (1, 2, 3, 5 and 6) are all located on the central vertical plane. Each test is repeated twice and their average values are applied. With the 7 cases, a total of 33 locations in the room are performed.

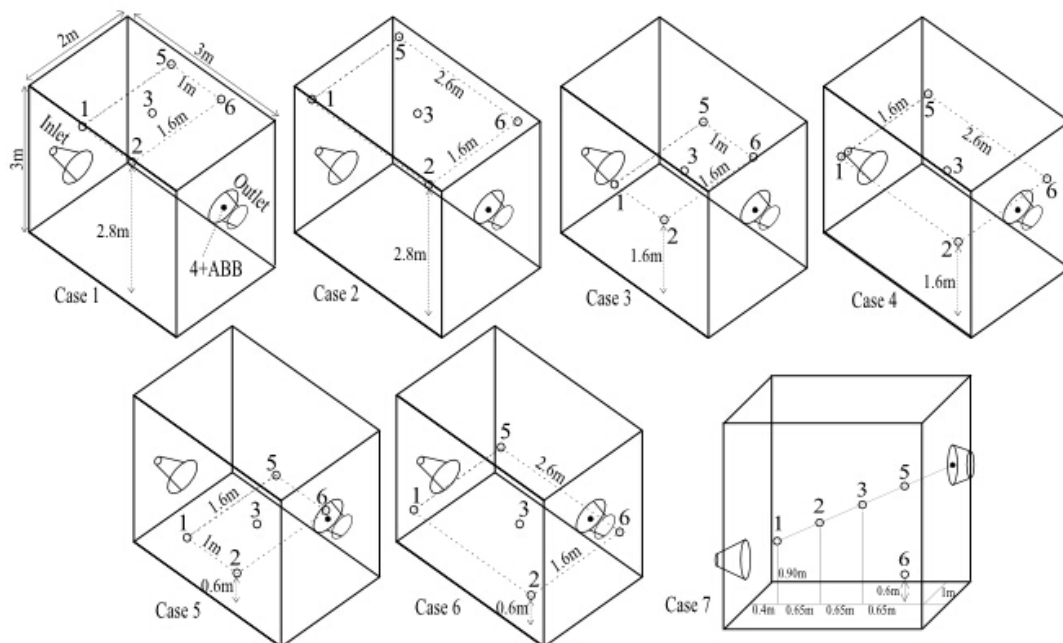


Figure 2. Sensor positions for different cases of tests

At the beginning of each test, the inlet and outlet are closed and sealed then CO₂ is injected into the chamber at different positions from a high-pressure cylinder. When the CO₂ concentration in the chamber reaches 3800 ppm, the injection is stopped. A fan in the chamber operates during about two minutes in order to insure a good mixing of the tracer gas with the air. When the concentration in the chamber is homogeneous and the concentration values of all CO₂ sensors are close, the inlet and outlet are opened and the mechanical ventilation is started and maintained at a constant rate. The test is stop when the CO₂ concentration drops to 500 ppm.

Air change rate calculation methodology

Equations for determine ACR

The ACR rate calculated from the air flow measuring blade system is considered as the reference value. From the measurement of pressure difference on the blade system (ΔP) and using the

correction factor (K) provided by the manufacturer, the air flow rate (Q) and the ACR (N) are calculated as following.

$$Q = KS \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (1)$$

$$N = \frac{Q}{V} \quad (2)$$

For both sampling and in-situ methods, the tracer gas concentration decay technique is used, which is based on mass balance equation of the tracer gas in the air. The equation is written as:

$$V \frac{dC_t}{dt} + QC_t = 0 \quad (3)$$

This equation neglects the background tracer gas concentration for the cases of gases not existent in air. Yet in this paper, as CO_2 is used, the equation (3) is modified in order to take into account for the background concentration such as:

$$V \frac{dC_t}{dt} + Q[C_t - C_{bg}] = 0 \quad (4)$$

where C_{bg} is the background concentration, considered as a noise.

C_t is a homogeneous value of the CO_2 concentration in everywhere of the chamber:

The equation can be integrated as:

$$C_t - C_{bg} = (C_0 - C_{bg}) \cdot e^{-\frac{Q}{V}t} = (C_0 - C_{bg}) \cdot e^{-Nt} \quad (5)$$

From equation (5), it can be seen that if the air change rate and the background tracer gas concentration are maintained constant and there is no error in tracer gas concentration measurement, the tracer gas concentration decay curve is strictly exponential and from any two points of the decay curve can be derived theoretically of one single ACR value. However, any measurement has perturbations and uncertainties, thus ACR calculated from different points can vary. Generally, from a tracer gas concentration curve, there are two methods to calculate the ventilation rate: two-points decay method and multi-points decay method. Two-points decay method uses an initial point (C_0) and a final point (C_f) of the decay curve to determine the ACR, the equation is as following.

$$N = \frac{\ln \frac{C_0 - C_{bg}}{C_f - C_{bg}}}{\Delta t} = \frac{1}{\Delta t} \left[\ln(C_0 - C_{bg}) - \ln(C_f - C_{bg}) \right] \quad (6)$$

Different from two-points decay method, the multi-points regression method uses multiple measurement points during a selected decay time to determine the ACR by least-square method. Both N and $\ln(C_0 - C_{bg})$ are considered as estimated parameters. The equation for each measurement point involved can be written as:

$$\ln(C_j - C_{bg}) = t_j \cdot (-N) + \ln(C_0 - C_{bg}) = \begin{bmatrix} t_j & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -N \\ \ln(C_0 - C_{bg}) \end{bmatrix} \quad (j = 1 \dots n) \quad (7)$$

The error equation is written as:

$$v_j = \ln(C_j - C_{bg}) - [t_j \quad 1] \begin{bmatrix} -N \\ \ln(C_0 - C_{bg}) \end{bmatrix} \quad (8)$$

By introducing a matrix format, the error equation can be written as:

$$\mathbf{V} = \mathbf{L} \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{X} \quad (9)$$

where

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} v_1 \\ \vdots \\ v_n \end{bmatrix}, \quad \mathbf{L} = \begin{bmatrix} \ln(C_1 - C_{bg}) \\ \vdots \\ \ln(C_n - C_{bg}) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} t_1 & 1 \\ \vdots & \vdots \\ t_n & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} -N \\ \ln(C_0 - C_{bg}) \end{bmatrix} \quad (10)$$

The estimation of N consists in minimizing the errors:

$$\text{Min } \mathbf{V}^T \mathbf{V} \quad (11)$$

The estimated N can be also obtained by the following equation (the details of the derivation can be found in Okuyama and Onishi's study [Okuyama et al., 2012]).

$$N = \frac{\left(\sum_{j=1}^n t_j \right) \cdot \sum_{j=1}^n \ln[C(t_j) - C_{bg}] - n \cdot \sum_{j=1}^n t_j \cdot \ln[C(t_j) - C_{bg}]}{n \cdot \sum_{j=1}^n t_j^2 - \left(\sum_{j=1}^n t_j \right)^2} \quad (12)$$

The two-points decay can be considered as a special case of multi-points regression method because where $n=2$, equation (12) is exactly the same as equation (6).

Choice of the initial point of the decay curve

Conventionally, for both two-points and multi-points methods, the starting point of the decay curve is often chosen as the initial point, the final point is chosen such as the decay term Δt is equal to the nominal time constant of the decay curve [Sherman, 1990]. However, in many cases, the starting point of a decay curve is not as clear as it seems to be. When the inlet and outlet are closed, the air in the test chamber is at stable state and once the inlet and outlet are open, the air begins to flow and it takes some time to establish steady-state airflow. The duration of this transition period depends on the ventilation rate. During this period, the CO₂ concentration begins to decrease but doesn't follow the exponential curve, as is shown in the Figure 3, thus any point during this period shouldn't be taken as the initial point of the regression calculation. In this study, in order to avoid the transition state problem, the starting point of both decay methods is taken when the CO₂ concentration reaches 3000 ppm (which is far enough from the transition period).

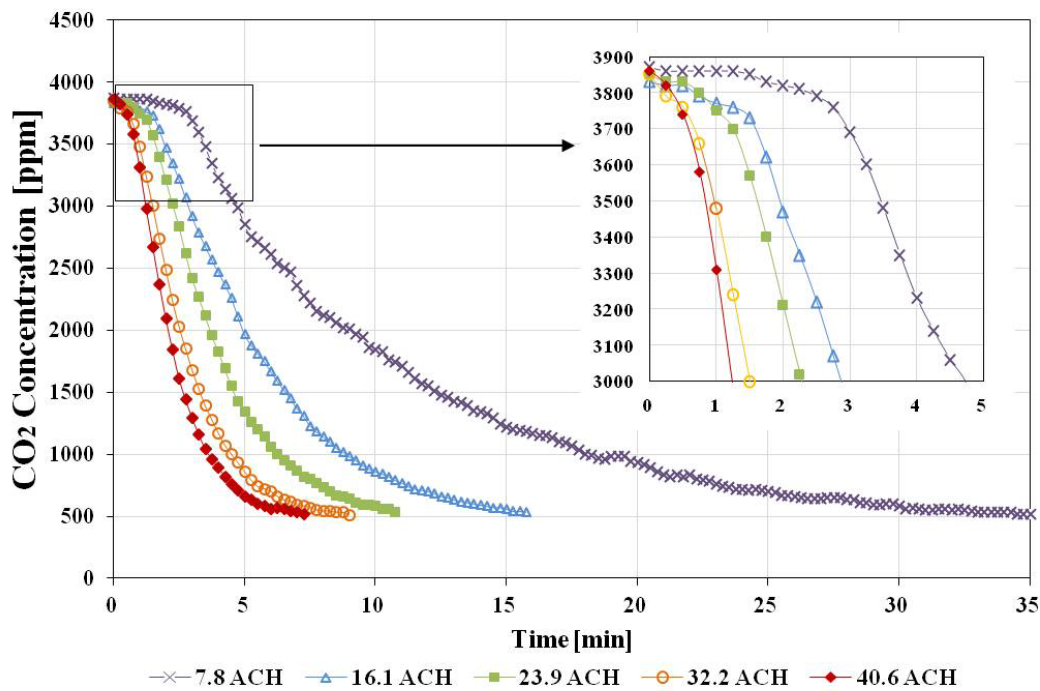


Figure 3. Decay curve of sensor 4 for different air change rates

Choice of the measurement period

Okuyama and Onishi's research shows if each measurement point of concentration has the same measurement error, then by applying an optimum decay period t_m , the measurement errors influencing the error on the ACR can be minimized. t_m is related to the ACR N and to the number of measurement points n . When n is larger than 60, which is often the case in continuous method, the product of N and t_m is about 1.25. If N is unknown, it is suggested to use an iterative method to find t_m and N . In our case, due to the characteristics of sensors, the measurement error is not constant and can vary with the measured value. However one assumes that the variation of measurement error has very small impact on the estimation of optimum decay duration and the method proposed by Okuyama and Onishi remains applicable. Because the ventilation rate is preset, the decay term t_m is obtained by using the reference value of N . For sampling method, as n easily exceeds 60, the

optimum decay duration t_m of referenced N of 7.8, 16.1, 23.9, 32.2 and 40.6 ACH are respectively 9.62, 4.66, 3.14, 2.33 and 1.85 min. For in-situ method, even though the interval of measurement point is 15 s, thus the number of measurement points hardly exceeds 60, the optimum decay period varies in a very small range compared to itself as shown in the Figure 4, and therefore we can take the same optimum decay term as in sampling method.

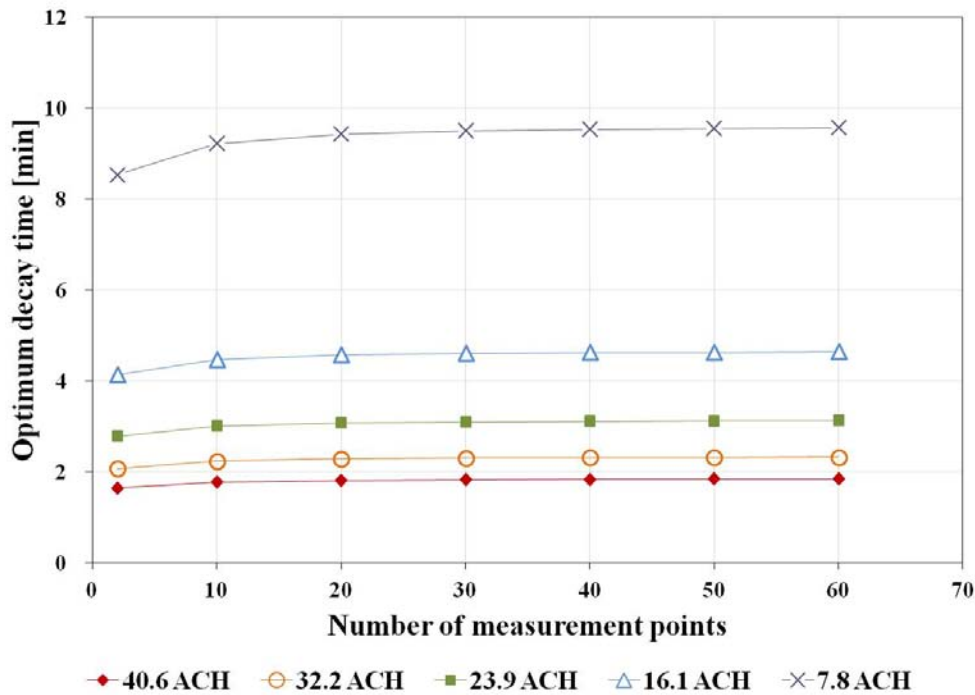


Figure 4. Variation of optimum decay duration for different n and N

Background concentration

The background CO_2 concentration changes very little. The variation is within 10 ppm, and for in-situ method, this value is considered constant as 430 ppm.

Results and discussion

Comparison of CO_2 decay measurement techniques

Five air change rates are studied in the test chamber, from 7.8 ACH to 40.6 ACH. For each ACR, the in-situ sensors at 33 locations in the chamber and the sampling-based sensor at the outlet of the test chamber are used. Table 3 shows the differences between the reference ACR and the ACR calculated from different sensors for each of the 7 cases of tests. The discrepancies between the in-situ sensors in different locations are quite low. The air change rates are calculated using the multi-points method with a starting point and a measurement duration chosen as described here before. All the results from sampling-based measurements and in-situ sensor 4, both positioned at the outlet of the room are within 5 % compared to reference values. This indicates that both measurement techniques are reliable for measuring ACR and that the position at the outlet of the room is appropriate. Most of the other in-situ sensors give also values within 5 % compared to references values. Larger deviations occurs when the reference ACR is 7.8 ACH in cases 1~6, but not for the case 7. It is believed that

when the sensors are placed near the corners of the test chamber, they are strongly affected by imperfect mixing of air flow when the ventilation rate is very low. If the sensors are placed on the central vertical plane, then the measured ACR is less affected and more reliable. Sensor 4 shows good stability and accuracy compared to the other 5 sensors whatever the ventilation flow rate is. Its location is the best for measuring ACR if only one sensor is available. If there are multiple sensors available, then they can be located at different positions of the room avoiding the corners. This will provide information about the quality of the mixing in the room. In natural ventilation field experiments, where the ventilated volume is usually larger than the presented test chamber, the uncertainty due to the imperfect mixing is often around 10% [Caciolo et al., 2011][Santamouris et al., 2008] by evaluating the deviation of measured concentration by multiple sensors. It can be seen from the last column in Table 3 that the deviation in the present test is generally less than this value. It should be noted that in the case of single-sided natural ventilation, the measurement at the opening is not appropriate since the airflow enters and quits the ventilated room via the same interface. The turbulent diffusion at the opening creates a recirculation zone near the window [Caciolo et al., 2013], thus a sensor placed at the opening cannot provide an accurate assessment of the ventilation rate.

Figure 5 shows the comparison of ACR obtained by different methods: blade system (reference), sampling method (ABB) and in-situ method. As for in-situ method, in each case, 6 in-situ ACRs are obtained in a single test according to different sensors. In total, 42 ACR measurements are obtained in 33 locations (several are redundant), and the maximum, minimum and average values are presented in the graph to compare with sampling-based and reference values. Also, the ACRs calculated by sensor 4 are presented individually in the Figure 5.

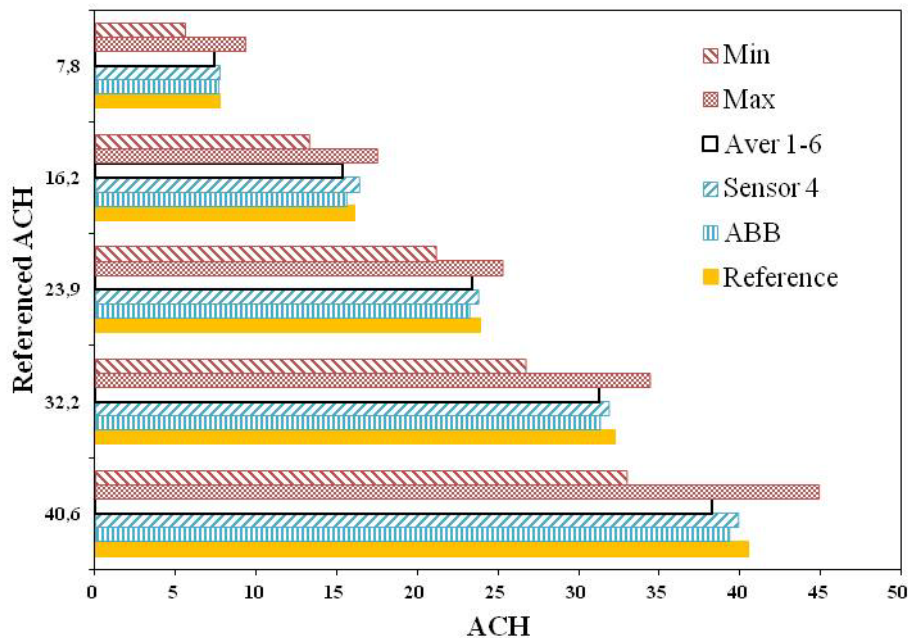


Figure 5. ACR comparison of different methods

From the experimental results, both sampling and in-situ methods are proved to be valid. The in-situ method, which is less expensive and easier to install, shows equal performance compared to the classical sampling method.

Table 3. ACR Comparison of different sensors at different ventilation rates

Reference	Difference to reference ACR								
	ACH	ABB	0~5%	5%~10%			>10%		
			Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3	Sensor 4	Sensor 5	Sensor 6	Aver 1-6
Case 1	40.6±0.7	3.3%	6.8%	5.5%	10.8%	1.9%	13.8%	10.0%	7.9%
	32.2±0.8	3.8%	1.7%	1.9%	3.6%	2.2%	3.4%	1.9%	2.4%
	23.9±0.8	2.5%	0.2%	0.0%	4.8%	1.2%	5.0%	4.7%	3.0%
	16.1±1.0	4.0%	1.8%	3.2%	9.2%	3.8%	8.2%	8.4%	5.8%
	7.8±1.3	2.3%	8.4%	7.2%	5.5%	5.9%	10.7%	9.8%	4.3%
Case 2	40.6±0.7	2.6%	1.6%	3.7%	10.3%	3.6%	10.8%	10.5%	4.1%
	32.2±0.8	2.9%	1.1%	1.0%	2.6%	1.7%	1.1%	0.4%	0.9%
	23.9±0.8	3.3%	1.4%	0.3%	2.5%	2.0%	0.4%	4.7%	1.4%
	16.1±1.0	2.6%	5.8%	7.0%	7.5%	1.9%	9.4%	8.9%	6.8%
	7.8±1.3	1.6%	12.0%	13.1%	1.6%	4.1%	22.9%	14.8%	4.0%
Case 3	40.6±0.7	3.8%	4.3%	3.3%	8.2%	3.1%	4.6%	3.6%	4.5%
	32.2±0.8	2.9%	4.8%	8.5%	6.1%	1.7%	4.5%	8.4%	5.5%
	23.9±0.8	2.9%	3.3%	4.6%	1.9%	2.5%	4.5%	5.8%	3.1%
	16.1±1.0	3.2%	0.5%	4.5%	5.9%	2.6%	4.4%	8.3%	4.4%
	7.8±1.3	1.0%	7.7%	7.6%	13.9%	5.7%	18.5%	20.2%	9.5%
Case 4	40.6±0.7	3.3%	8.3%	11.3%	8.5%	2.4%	4.4%	9.2%	7.3%
	32.2±0.8	2.2%	4.5%	9.2%	6.0%	1.3%	2.3%	7.2%	5.1%
	23.9±0.8	2.9%	1.4%	0.7%	0.9%	1.9%	3.6%	1.1%	1.2%
	16.1±1.0	2.6%	6.8%	9.8%	5.0%	2.3%	4.5%	7.7%	5.9%
	7.8±1.3	2.3%	12.3%	15.8%	6.1%	4.3%	5.9%	5.7%	6.8%
Case 5	40.6±0.7	2.6%	0.7%	0.6%	5.3%	3.4%	0.9%	0.5%	1.4%
	32.2±0.8	3.5%	7.0%	3.5%	7.1%	1.5%	6.2%	2.1%	1.9%
	23.9±0.8	1.6%	2.3%	1.9%	10.2%	2.8%	4.7%	0.2%	1.5%
	16.1±1.0	4.4%	6.4%	17.2%	5.0%	3.7%	7.9%	9.0%	7.7%
	7.8±1.3	3.6%	20.9%	28.2%	18.9%	5.2%	16.1%	19.2%	15.6%
Case 6	40.6±0.7	2.1%	4.6%	18.6%	5.6%	3.6%	6.0%	9.2%	7.9%
	32.2±0.8	0.4%	3.8%	16.9%	6.0%	1.4%	4.9%	8.3%	6.7%
	23.9±0.8	2.9%	2.2%	4.8%	11.3%	2.0%	3.3%	5.8%	4.9%
	16.1±1.0	1.3%	2.6%	5.0%	7.5%	2.8%	2.9%	5.2%	4.5%
	7.8±1.3	2.3%	2.9%	11.2%	7.9%	3.8%	10.1%	9.7%	4.6%
Case 7	40.6±0.7	3.1%	4.7%	12.2%	6.1%	3.3%	10.8%	10.6%	5.5%
	32.2±0.8	2.2%	0.6%	8.5%	2.5%	1.5%	7.2%	6.4%	3.2%
	23.9±0.8	1.6%	0.8%	7.7%	4.8%	1.8%	6.0%	5.9%	4.0%
	16.1±1.0	3.2%	2.4%	0.5%	5.6%	3.6%	8.9%	2.8%	0.3%
	7.8±1.3	0.3%	0.1%	2.3%	2.0%	3.2%	3.9%	5.1%	3.9%

Comparison of ACR decay calculation methods

Two-points and multi-points decay methods use different numbers of measurement points, thus the error calculation differs between the two methods. The estimated standard deviation of N for two-points decay method is given below, determined by uncertainty propagation law.

$$\sigma N_2 = \sqrt{\left(\frac{\partial N_2}{\partial C_0}\right)^2 \sigma_{C_0}^2 + \left(\frac{\partial N_2}{\partial C_f}\right)^2 \sigma_{C_f}^2} \quad (13)$$

With

$$\frac{\partial N_2}{\partial C_0} = \frac{1}{\Delta t} \cdot \frac{1}{C_0 - C_{bg}} \quad (14)$$

$$\frac{\partial N_2}{\partial C_f} = -\frac{1}{\Delta t} \cdot \frac{1}{C_f - C_{bg}} \quad (15)$$

For multi-points decay method, the estimated standard deviation of N is given below:

$$\sigma N_m = \sqrt{\sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial N_m}{\partial C(t_j)}\right)^2 \sigma_{C(t_j)}^2} \quad (16)$$

With

$$\frac{\partial N_m}{\partial C(t_j)} = \frac{\left(\sum_{j=1}^n t_j\right) - n \cdot t_j}{[n \cdot \sum_{j=1}^n t_j^2 - (\sum_{j=1}^n t_j)^2] \cdot [C(t_j) - C_{bg}]} \quad (17)$$

Figure 6 shows an example of the decay time related $\sigma N / N$ (which is referred as relative error) for the two calculation methods, based on the data of sensor 4 for the five different ACRs of the test. The range of 3000 ppm to 600 ppm of the decay curves is used for the calculation. It can be seen that for both methods the relative error first decreases with the decay time and then increases when the decay period becomes too large. For two-points method, the minimum error occurs when the decay time is 2.0, 2.5, 3.5, 5.25, and 9.25 min for reference ACR of 40.6, 32.2, 23.9, 16.2, 7.8 ACH respectively. For the multi-points method, the optimal decay time for the five ACR is 3, 3.5, 5.25, 7.75 and 12.25 min respectively. We notice that the criteria of [Okuyama et al., 2012] to assess the optimal decay term give the same order of magnitude but slightly shorter periods than the duration determined from our experiments.

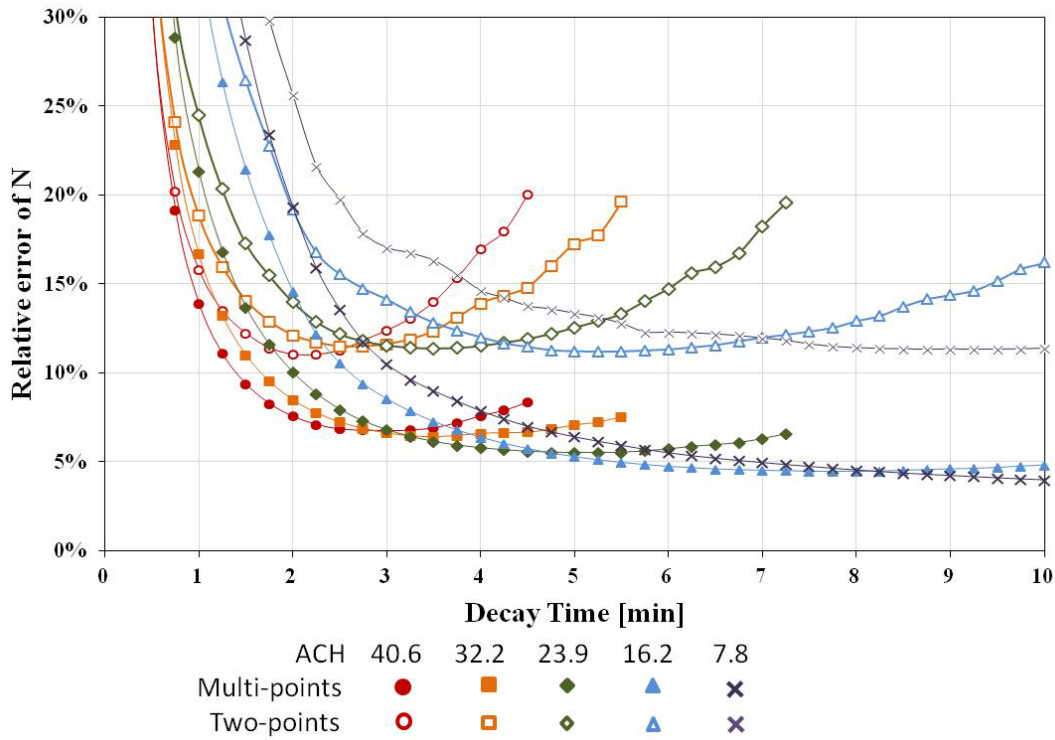


Figure 6. Variation of error versus decay time based on experiments

Table 4. Comparison between two-points method and multi-points method

Reference ACR		40.6 ACH	32.2 ACH	23.9 ACH	16.1 ACH	7.8 ACH
two-points	optimum decay time [min]	2	2.5	3.5	5.25	9.25
	minimum error	11.00 %	12.20 %	11.40 %	11.20 %	11.30 %
	error below 15 % [min]	1.25 to 3.50	1.50 to 4.50	2 to 6	2.75 to 9.25	4 to 15
multi-points	optimum decay time [min]	3	3.5	5.25	7.75	12.25
	minimum error	6.70 %	6.40 %	5.50 %	4.40 %	3.70 %
	error below 15 % [min]	>0.95	>1.15	>1.35	>1.95	>2.40

Conclusions

In this paper, experiments of tracer gas concentration decay technique for determining air change rate are performed and two experimental methods, in-situ method and sampling method, are compared to referenced values measured from a blade system in a mechanical ventilated test chamber. From the decay curves, two-points and multi-points decay calculation methods are analyzed. The measurement uncertainties and the optimum decay terms are derived. The following conclusions can be made from this paper:

1. From the experiment results, we find that the use of in-situ CO₂ transmitters is a lower cost solution as reliable as a sampling method for determining the ACR.
2. In cross-ventilation or mechanic ventilation with air extractor, if there is only one sensor available, it could be placed preferably at the outlet of the room. However, in single-sided

natural ventilation, this approach would not be appropriate since the air inlet and outlet are on the same opening. The use of properly distributed multiple sensors seems to be a good solution to estimate the average ACR [CUI et al., 2014].

3. Even though imperfect mixing is unavoidable in the test room, averaged ACR calculated from multiple in-situ sensors give also a good estimation of the ACR. Moreover the uncertainty analysis of multiple sensors provides information on the ventilation efficiency in the ventilated space. For instance, lower ACR obtained by sensors in the corners may indicate the dead zones in the space.
4. Concerning the air change calculation method, the multiple-points method gives better results than the two-points method. The transition period should be eliminated of the calculation in order to avoid error in the estimation of the ACR. Depending on the air change rate, there exists an optimum decay duration leading to a minimum error of estimation. Thanks to experimental data, we observe that the decay duration has a relatively large range where the error is acceptable. A minimum time is required depending on the ACR.

Acknowledgement

This work is financially supported by French National Research Agency under contract OVI-SOLVE.

Nomenclature

Q	ventilation rate
ACH	air changes per hour
K	Pitot tube factor
S	sectional area of the duct
ΔP	pressure difference measured by Pitot tube
ρ	air density
N	air change rate
V	test chamber volume
C_t	tracer gas concentration at time t
C_{bg}	background tracer gas concentration
C_0	tracer gas concentration at the initial point
C_f	tracer gas concentration at the final point
Δt	tracer gas concentration decay term
v_j	regression equation error from j -th concentration measurement in decay process
\mathbf{V}	vector containing v_j ($j=1$ to n)
\mathbf{L}	vector containing $\ln(C_f - C_{bg})$ ($j=1$ to n)
\mathbf{A}	$2 \times n$ matrix, the first column t_j , ($j=1$ to n), second column 1
$\hat{\mathbf{X}}$	vector containing system parameters to be estimated
σ_{N_2}	standard deviation of uncertainty in ACR using two-points decay method
$\sigma_{C(t_j)}$	standard deviation of uncertainty in concentration measurement
σ_{N_m}	standard deviation of uncertainty in ACR using multi-points decay method
t_j	the j -th elapsed time from the decay process starting $t_1 = 0$

$C(t_j)$ the measured gas concentration at time (t_j)
 n the total number of measured elapsed time points ($n \geq 3$)
 t_m optimum decay time

2.3. Modèle empirique

2.3.1. Ventilation mono-façade

Les corrélations sont inspirées par des relations d'orifice issues des considérations théoriques ou expérimentales. Quelques corrélations en ventilation mono-façade sont présentées ci-après.

Corrélation de Warren [Warren, 1977]

La corrélation de Warren permet de tenir compte de l'effet prépondérant, soit le tirage thermique, soit le vent.

$$q_{ther,Warren} = \frac{1}{3} \cdot A \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{|\Delta T| \cdot H \cdot g}{\bar{T}}} \quad (2-1)$$

$$q_{vent,Warren} = 0.025 \cdot A \cdot v_{vent}$$

Le maximum du débit engendré est retenu pour le calcul :

$$q_{Warren} = \max(q_{ther,Warren} ; q_{vent,Warren}) \quad (2-2)$$

Cela reflète le fait que l'un des deux effets est toujours dominant dans la ventilation mono-façade. Cette corrélation est reprise dans des guides pratiques pour l'évaluation des performances de la ventilation mono-façade, comme les guides de la CIBSE [CIBSE, 2006].

Corrélation de Phaff et De Gids [Phaff et W. De Gids, 1982]

L'expression de Phaff - De Gids tient à la fois compte de l'effet du vent, toutefois à travers sa vitesse, de la turbulence engendrée par celui-ci et du tirage thermique :

$$q_{pdg} = \frac{1}{2} \cdot A \cdot C_D \cdot \sqrt{C_1 \cdot v_{vent}^2 + C_2 \cdot H \cdot |\Delta T| + C_3} \quad (2-3)$$

$$C_1 = 10^{-3} \quad C_2 = 3.5 \times 10^{-3} \quad C_3 = 10^{-2}$$

La corrélation de Phaff et De Gids est reprise dans la norme EN 15242 [CEN, 2007] et dans le moteur de calcul de la réglementation thermique française [CSTB, 2005].

Corrélation de Larsen [Larsen, 2008]

Larsen propose une expression plus complète que celle de Phaff et De Gids en ce qu'elle prend en compte la direction du vent :

$$q_{Larsen} = A \cdot \sqrt{C_1 \cdot f(\theta)^2 \cdot |C_p| \cdot v_{vent}^2 + C_2 \cdot H \cdot \Delta T + C_3 \cdot \frac{\Delta C_p(\theta) \cdot \Delta T}{v_{vent}^2}} \quad (2-4)$$

$f(\theta)$ et $C_p(\theta)$ sont des fonctions empiriques en angle d'incidence du vent θ

$$f(\theta) = 9 \cdot 10^{-9} \cdot \theta^4 + 2 \cdot 10^{-6} \cdot \theta^3 - 5 \cdot 10^{-4} \cdot \theta^2 + 0.0359 \cdot \theta + 0.3083 \quad (2-5)$$

$$\Delta C_p(\theta) = -3 \cdot 10^{-9} \cdot \theta^3 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot \theta^2 - 2 \cdot 10^{-4} \cdot \theta + 0.1128 \quad (2-6)$$

C_1 , C_2 et C_3 sont des coefficients empiriques donnés dans le Tab. 4-1.

Tableau 2-1 .Coefficients de la corrélation de Larsen.

	Angle d'incidence	C_1	C_2	C_3
Au vent	$\theta = (0,75) \cup (285,360)$	$15 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-4}$	$-5 \cdot 10^{-4}$
Sous le vent	$\theta = (105,255)$	$50 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-4}$	$160 \cdot 10^{-4}$
Vent latéral	$\theta = (75,105) \cup (255,285)$	$10 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$111 \cdot 10^{-4}$

Corrélation de Caciolo [Caciolo et al., 2013]

A l'aide d'essais expérimentaux in-situ et numériques en CFD, Caciolo a développé une nouvelle corrélation en ventilation mono-façade. Le débit de ventilation dû à l'effet thermique est donné comme suit :

$$q_{th} = \frac{1}{3} \cdot A_{eff} \cdot C_D \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \Delta T_{int-ext} \cdot \Delta T^* \cdot H_{ouv}}{\bar{T}}} \quad (2-7)$$

où :

$$\Delta T^* = \begin{cases} 1.355 - 0.179 \cdot v_{wind} & \text{si } \theta \in (90^\circ, 270^\circ) \\ 1.234 + 0.048 \cdot v_{wind}^2 - 0.49 \cdot v_{wind} & \text{si } \theta \in ((0,90^\circ) \cup (270^\circ, 360^\circ)) \text{ et } v_{wind} < 5 \text{ m/s} \\ 0 & \text{si } \theta \in ((0,90^\circ) \cup (270^\circ, 360^\circ)) \text{ et } v_{wind} > 5 \text{ m/s} \end{cases} \quad (2-8)$$

Où : θ est l'angle d'incidence du vent sur l'ouverture.

En outre, le débit d'air dû à l'effet du vent est donné par l'expression :

$$q_{vent} = \begin{cases} 0 & \text{si } \theta \in (90^\circ, 270^\circ) \\ 0.0357 \cdot A_{eff} \cdot (v_{wind} - 1.23) & \text{si } \theta \in ((0,90^\circ) \cup (270^\circ, 360^\circ)) \end{cases} \quad (2-9)$$

Dans la Fig. 2-1, la différence entre la corrélation Caciolo et celle de Warren est comparée.

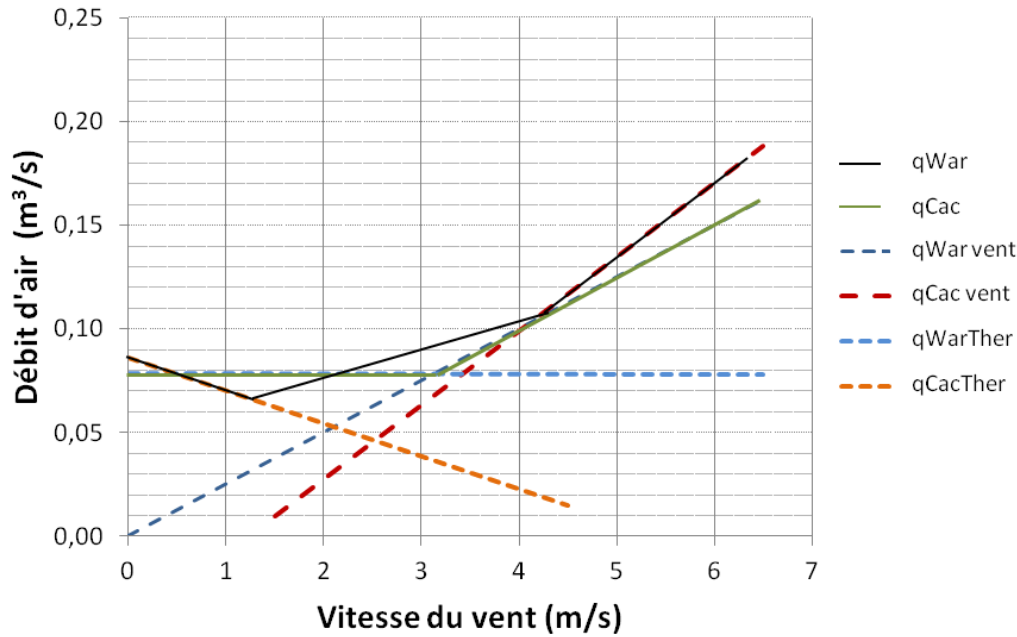


Figure 2-1. Comparaison entre la corrélation de Warren et de Caciolo (extrait de Caciolo et al. 2013)

Dans la corrélation de Caciolo, l'effet thermique et l'effet du vent ne sont plus indépendants contrairement aux méthodes analytiques classiques. L'augmentation de la vitesse du vent a tendance à réduire la stratification thermique à travers la fenêtre à cause de la génération de turbulence à l'ouverture. Ceci dit, **l'effet de la turbulence est intégré** dans l'interaction des deux effets. Le débit d'air total est la somme des deux effets, mais pas un choix a priori entre l'un des deux effets prédominant.

2.3.2. Ventilation traversante

En ventilation traversante, l'effet du vent est le moteur principal du mouvement d'air. Les corrélations introduisent une relation directe entre la pression dynamique et le taux de renouvellement d'air.

Corrélation de Etheridge et Sandberg [Etheridge et Sandberg, 1996]

Etheridge et Sandberg démontrent que l'on peut relier ce taux à la différence de pression entre les deux façades.

Pour un bâtiment donné, dans un environnement donné, la différence de pression augmente généralement avec le carré de la vitesse du vent. Plus précisément, elle est proportionnelle à la pression dynamique. Elle est souvent exprimée par un terme de coefficient de pression lié au vent C_p .

$$\Delta C_p = 2\Delta p / \rho U^2 \quad (2-10)$$

Le débit d'air traversant vaut:

$$q = C_d A_1 U \sqrt{\Delta C_p / 2} \quad (2-11)$$

La formule est valable lorsque les ouvertures des deux cotés du bâtiment ont la même surface. Le coefficient de pression est déterminé par le schéma dans la Figure 2-22-2.

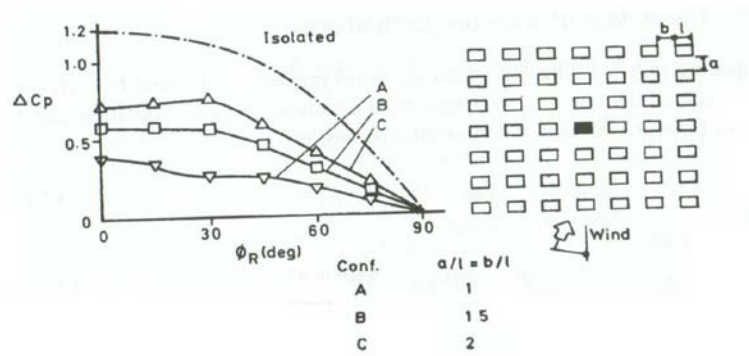


Figure 2-2. Variation du C_p selon la direction du vent retrait de [Etheridge et Sandberg, 1996]

Selon Etheridge et Sandberg, la mesure de différence de pression est obtenue à partir d'un modèle à échelle réduite. Des essais en bâtiments réels sont possibles (certains ont été réalisés) mais les mesures sont peu fiables.

Seifert et al. [Seifert et al., 2006] ont généralisé la formule 2-11 lorsque les ouvertures ne sont pas identiques.

$$q = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho \sum 1/(A_i^2 C_{di}^2)}} \quad (2-11)$$

Selon cette corrélation, si une des surfaces est plus petite, c'est elle qui crée la résistance principale.

Evola (2006) et Karava (2011) ont repris la même logique qu'Etheridge et Sandberg et ont validé par des essais la formule simplifiée :

$$q = C_d A_{\text{eff}} U \sqrt{\Delta C_p} \quad (2-12)$$

où

$$C_d A_{\text{eff}} = \frac{C_{d1} A_1 C_{d2} A_2}{\sqrt{(C_{d1} A_1)^2 + (C_{d2} A_2)^2}} \quad (2-13)$$

Corrélation de Rousseau et Mathews[1996]

Le calcul de ΔC_p est aussi donné expérimentalement en fonction de l'angle d'incidence du vent selon une étude de ventilation en soufflerie effectuée par Rousseau et Mathews.

$$\Delta C_p = \begin{cases} 0.5994 - 0.1426|\sin\theta| - 0.8055|\sin\theta|^2 + 2.0149|\sin\theta|^3 - 2.1972|\sin\theta|^4 & \text{si } \theta \in (90^\circ, 270^\circ) \\ -0.333 - 0.1544|\sin\theta| - 0.1128|\sin\theta|^2 & \text{si } \theta \in ((0,90^\circ) \cup (270^\circ, 360^\circ)) \end{cases} \quad (2-14)$$

L'effet de l'environnement urbain est pris en compte par la densité D , qui est définie comme le pourcentage de la surface totale du bâtiment dans l'environnement occupé par d'autres bâtiments. Donc l'effet de l'environnement peut être obtenu en multipliant le ΔC_p par un facteur:

$$\beta = \frac{1}{e^{0.05D}} \quad (2-16)$$

Corrélation de Swami et Chandra [1987]

Il faut noter que la corrélation E-S et la corrélation R-M sont données pour des bâtiments carrés ou cubiques et de faible hauteur.

Un autre modèle de Swami et Chandra permettant également d'estimer la variation de C_p selon l'angle d'incidence du vent est développé à partir d'une série d'essais pour les configurations du bâtiment généralisé. Plusieurs auteurs ultérieurs ont rapporté des améliorations sur la corrélation S-C [Sawachi et al., 1991, Sharag-Eldin, 2007], et cette corrélation est couramment appliquée et implantée dans les plates-formes de simulation énergétique des bâtiments tel que EnergyPlus. Sa forme originale pour un bâtiment de faible hauteur est donnée ci-dessous.

$$C_p = C_p(0^\circ) \cdot \ln(S) \left(1.248 - 0.703 \sin \frac{\theta}{2} - 1.175 \sin^2 \theta + 0.131 \sin^3(2\theta \ln S) + 0.769 \cos \frac{\theta}{2} + 0.071 (\ln S)^2 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 0.717 \cos^2 \frac{\theta}{2} \right) \quad (2-17)$$

où S est le rapport de la longueur sur la largeur du bâtiment.

La corrélation donne également l'équation pour un bâtiment haut et des méthodes simplifiées pour calculer l'impact des obstacles autour du bâtiment.

Les modèles empiriques seront comparés avec le modèle expérimental et le modèle numérique dans les parties suivantes.

2.4. Mesures in situ : Essais à Cargèse

2.4.1. Conditions d'essais et instrumentation

Des essais en ventilation traversante sont réalisés dans les résidences de Cargèse où la configuration des chambres permet de réaliser une telle ventilation comme l'indique la **错误！未找到引用源。** 2-3. La technique de gaz traceur développée et validée dans les conditions de laboratoire sera utilisée pour ces tests in-situ.

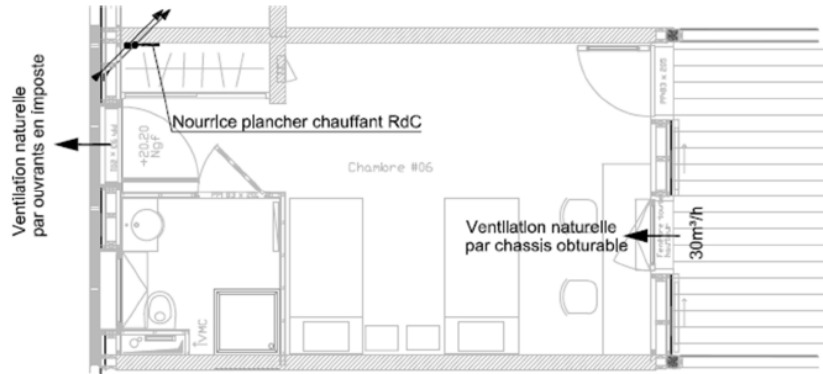
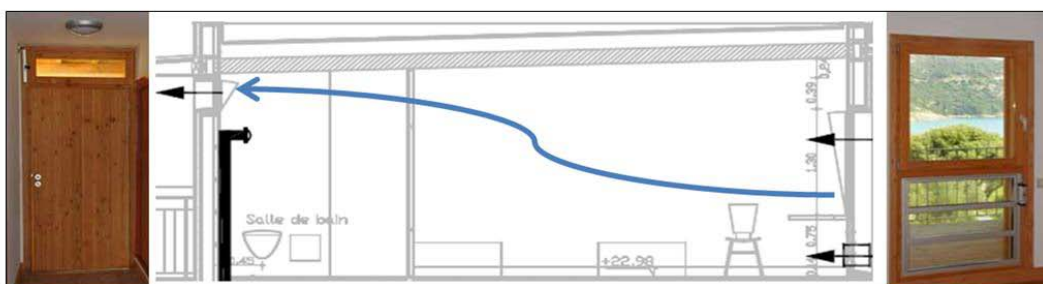


Figure 2-3. Coupe de la chambre de test à Cargèse

L'entrée d'air se fait côté mer à travers la porte donnant sur la loggia située à droite sur la **错误！未找到引用源。** 2-3. La fenêtre plus sa partie inférieure constituée de lamelles ouvrantes a pour dimension 83*205 (1,7 m²) dont 83*130 (1,08 m²) si on n'ouvre que la partie haute. La sortie d'air se fait au-dessus de la porte arrière en ouvrant totalement la fenêtre située en imposte 93*38 (0,35 m²).

L'objectif est donc de **réaliser des mesures en climat naturel** (vitesse du vent et direction variables). La validation entre mesures et modèles permettra ensuite des études paramétriques relatives aux prototypes de volets acoustiques testés en ventilation mono façade dans les conditions de la ventilation traversante. Les résultats sont présentés au chapitre suivant.

Ventilation naturelle traversante



imposte : 93*38 (0.35 m²)

fenêtre : 83*130 (1.08 m²)

Figure 2-4. Imposte pouvant servir à la ventilation traversante

2.4.2. Mesures réalisées

Cette partie a été présentée au congrès international « ISIAQ conference of Indoor Air 2014, Hong Kong, 2014 »

Performance evaluation of natural ventilation through windows with horizontal blade shutters

Shuqing CUI^{1,*}, Riccardo ISSOGLIO², Juslin KOFFI², Mohamed EL MANKIBI², Pascal STABAT¹, Dominique MARCHIO¹

¹CES, Mines Paristech, Paris, France,

²Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat, Vaulx-en-Velin, France

*Corresponding email: shuqing.cui@mines-paristech.fr

Keywords: Natural ventilation, Gas tracer, Shutter

Summary

The use of shutters can reduce the drawbacks of natural ventilation on intrusion risks and acoustic problems. However, when the shutters are used with single-sided ventilation, the air change rate is too deeply reduced. This study shows that the air change rate is maintained to acceptable values in cross-ventilation contrary to single-sided natural ventilation for horizontal blade shutters. An experimental investigation is carried out on a hotel room with or without shutter in Corsica, France. The air change rates are given out by the tracer gas technique using carbon dioxide. The concentration decay method is applied and the decrease of tracer gas concentration in the room is measured by 9 CO₂ sensors in various positions. Air change rates are given for different wind orientations and speeds. Even if the shutters reduce by 45% the window opening surface on one side, the air change rate can be kept up to 80% of that with a plain opening without shutter since it is limited by the other side window which has smaller opening surface.

INTRODUCTION

Natural ventilation is an attractive solution for cooling buildings, but is often rejected because of intrusion risks or acoustic problems. (Cui et al., 2013) studied different designs of acoustic shutters seeking a trade-off between ventilation and noise attenuation. The air change rate (ACR) was evaluated by computational fluid dynamics (CFD) using Reynolds Average Navier-Stokes equations. The results showed that shutters could reduce from 60 to 80% the ACR while attenuating from 3 to 12 dB external noise compared to a fully opened window in the single-sided ventilation mode. Such reduction on the ventilation performance is hardly acceptable, leading to assessing if the cross-ventilation mode could broaden the frontier of using acoustic shutters.

As reported by many papers, the validation of numerical calculation is realized by scaled models and in-situ measurements (Chao et al., 2004, Stavrakakis et al., 2008, Hooff et al., 2012). The scaled models seem to be a good solution due to their low cost, easily controlled boundary conditions and strong repeatability. However, the in-situ measurements are indispensable as the tests are conducted in real conditions where wind turbulence and buoyancy effects are taken into account. A hotel room located in a gulf in Corsica, France has been chosen to be the test space, as shown in Figure 1.

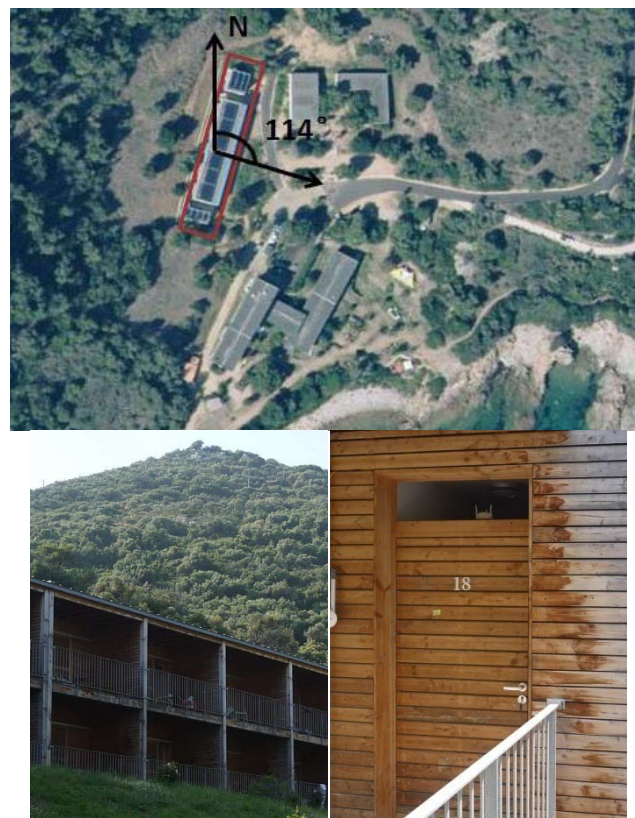


Figure 1. Hotel top view (upper). Loggia (bottom left). Entrance door (bottom right).

In this study, it is decided to investigate experimentally how the ACR can be reduced in the case of cross-ventilation and single-sided ventilation when using of horizontal blade shutters.

METHODOLOGY

Air change rate measures

The ACR is a key indicator to understand ventilation performance. In this study, the ACR is assessed by the tracer gas technique using carbon dioxide and the concentration decay method. The tracer gas CO₂ is injected into the room via two flow regulators, by several injection sets. The CO₂ flux and amount is instantaneously supervised and controlled by a manual valve. The injection of tracer gas is stopped when its concentration in the room reaches 3000 ppm while the central ceiling fan stays in operation several minutes. Once the gas is mixed in the room, both the loggia window and the hopper window above the door are opened.

The concentration of tracer gas falls exponentially with the ACR, defined as the volume air inflow rate divided by the space volume, $N=q/V$ (vol/h) (ASHRAE, 2001).

The CO₂ concentration in inlet air flow from the loggia window is equal to the outdoor concentration C_{ext} which is roughly constant on the site while the average concentration of CO₂ in the room is marked as $\overline{C}(t)$ (ppm):

$$V \frac{d\overline{C}(t)}{dt} + q [\overline{C}(t) - C_{ext}] = 0 \quad (1)$$

When the mixture of CO₂ in the room is ensured, the initial value is calculated as average of the sensors $\overline{C}(t = 0) = C_{ini}$. The equation can be integrated as:

$$\overline{C}(t) - C_{ext} = (C_{ini} - C_{ext}) \cdot e^{-\frac{q}{V}t} = (C_{ini} - C_{ext}) \cdot e^{-Nt} \quad (2)$$

In a logarithmic coordinate chart for the average concentration $\overline{C}(t)$ decreases linearly. The ACR is then obtained using a simple linear regression analysis on the logarithmic curve. Because this method is sensitive to the zero drift and tends to overweight the contribution of lowest concentration values, the measure interval is chosen to be between 3000 and 600 ppm in the analysis to avoid the concentration to fall into the range where the relative error of sensors is too significant. The fresh air inflow q (m³/s) drives the decreasing of CO₂ concentration. If there is a high air change, the concentration falls sharply. However, short time of experiment contributes to the instability on measuring the ACR. A test example of cross-ventilation with shutter is presented on Figure 2.

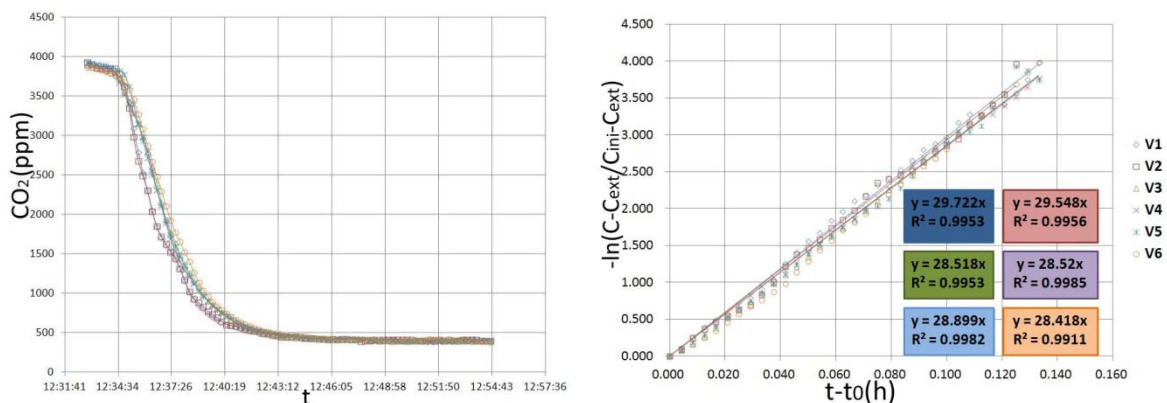


Figure 2. CO₂ concentration decay measure example, test CWS2, sensors Vaisala

In (Sherman, 1990), the uncertainty related to air change, δN_c , in regression method can be estimated according to the average decay method.

$$\delta N_c = \frac{1}{\Delta t} \sqrt{\left(\frac{\delta \bar{C}}{\bar{C}}\right)^2 + \left(\frac{\delta C_{ini}}{C_{ini}}\right)^2 + 2\left(\frac{\delta C_{ext}}{C_{ext}}\right)^2} \quad (3)$$

Assuming all the concentrations are measured equally and correctly, the error on sampling is then derived from the measure errors $\frac{\delta N_c}{N_c} \geq 3.3 \frac{\delta \bar{C}}{\bar{C}}$.

Another important error source is the mixing imperfection, $\frac{\delta N_m}{N_m}$. As the volume weighting coefficient of each sensor is not easy to determine, the error is found by the deviation from average values of all sensors in one test. Assuming all these uncertainties are independent, the standard deviation is given out by:

$$\sigma^2 = \left(\frac{\delta N_c}{N_c}\right)^2 + \left(\frac{\delta N_m}{N_m}\right)^2 \quad (4)$$

Location of CO₂ sensors

The location of CO₂ sensors is shown in Figure 3. Two types of sensors are used:

- three Telaire Ventostat 800 CO₂ sensors of 0-4000 ppm, accuracy 5% of span.
- six Vaisala G70 CO₂ sensors of 0-4000 ppm, accuracy 1.5% of span.

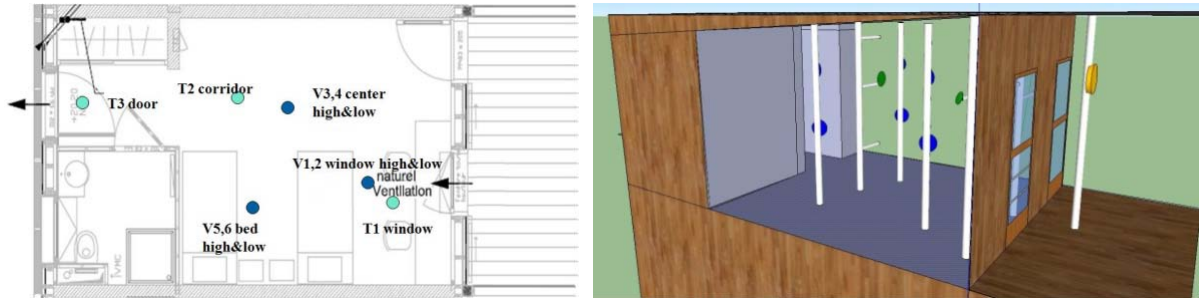


Figure 3. Location of CO₂ sensors (top and 3D view)

Thermometers are placed on each wall and in several positions evenly distributed in the room. The average temperature in the room is obtained as the arithmetic mean value of the measured temperature. Three ultrasonic 3D anemometers are set in the loggia, in the center of the room and on the hopper window. Two differential pressure sensors are set on the two facades of the building near the windows. The environmental data are recorded by a meteorological station on the roof.

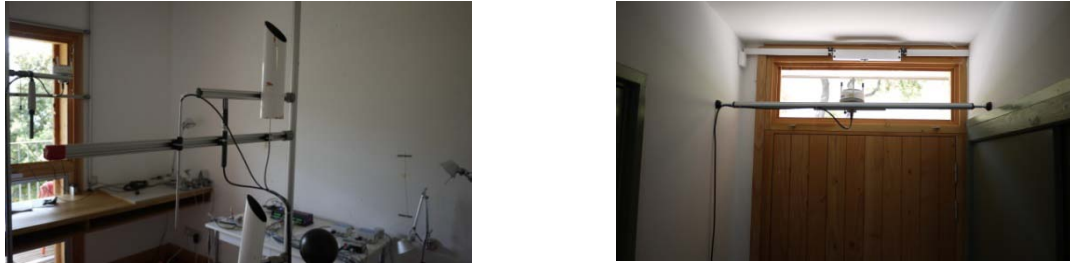
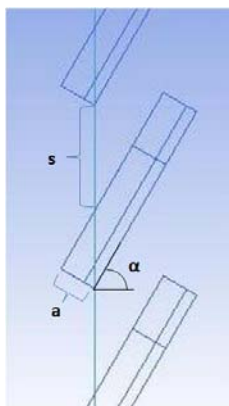


Figure 4. Setting of the sensors

Ventilation space configuration

The hotel room is on the second floor, 18 m² large, 2.68 m high, making a total ventilated volume of 48 m³. A loggia outside is closed by 4 faces. The sealed washroom is not ventilated. The window on the loggia side is 1.08 m² large and at the opposite of the room, above the entrance door, another window is 0.35 m² large.

On the loggia side window, a movable blade shutter composed of 12 blades with 60° inclination is installed. The effective surface, S , through which the air flows, is defined as the sum of all the narrow passages between the blades (Figure 5). S is equal to 0.58 m², representing 58.5% of the total opening surface.



thickness of each blade a	2.25 cm
Inclined angle of blades α	60°
Height of space between blades s	6.34 cm
Effective opening surface S	0.58 m ²

Figure 5. Shutter configuration and air flow section

Half of the tests are processed in cross-ventilation with shutter (CWS); half without shutter (CNS). The single-side ventilation cases are introduced as the basis for comparison (SWS and SNS).

RESULTS AND ANALYSIS

Table 1 sums up the test results, using two methods to calculate the ACR. Method 1 averages the measured concentration by each sensor that is rather stable according to the correlation coefficient of regression curves. On the contrary, method 2 gives out the algebraic average of ACR obtained by the sensors.

In the cases of cross-ventilation, the wind is too variable during the test period to find two cases identical in the point of view of environmental conditions. The building is located on the seaside and the wind alternates between two wind regimes, typically, coming from sea to mountain in the day and reverse at night. However, in both wind regimes, the ACR is maintained on an acceptable level and is not reduced significantly compared to the cases without shutter at the same experiment time, noted that in this room, the infiltration rate is 0.5 ± 0.1 vol/h and the minimum ACR to keep comfortable indoor air quality is 2 vol/h (CEN, 2007).

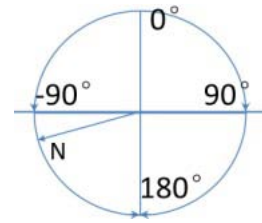
Compared to the cross-ventilation cases, the two single-sided ventilation cases picked up are quite similar on environmental conditions. The ACR with shutter (SWS1), $\bar{N}=1.1$ vol/h, equals to 60% of the value without shutter (SNS1), $\bar{N}=1.8$ vol/h.

Table 1. Measured air change rates

Test	Time	Environmental conditions			Method 1		Method 2		
		Wind speed (m/s)	Wind direction (°)	ΔT (°C)	\bar{N} (vol/h)	R^2	N (vol/h)	$\frac{\delta N_m}{N_m}$	σ
CWS1	11:40	3.43	22.3	2.0	27.9	0.996	27.9±3.2	11.4%	12.5%
CWS2	12:20	2.97	40.8	1.8	27.1	0.992	27.2±0.9	3.4%	6.2%
CWS3	18:55	1.51	74.3	2.1	13.6	0.995	13.9±0.6	4.1%	6.6%
CWS4	22:15	0.98	178.5	3.6	6.7	0.986	6.6±0.3	3.8%	6.4%
CWS5	11:20	1.93	29.9	2.1	9.6	0.977	8.9±0.6	6.7%	8.5%
CWS6	15:15	2.29	55.2	1.7	14.1	0.993	14.4±1.9	13.2%	14.2%
CWS7	21:21	0.74	-174.1	3.4	8.4	0.988	8.1±0.5	6.4%	8.2%
CNS1	23:00	0.63	-158.2	3.7	8.3	0.985	8.2±0.6	7.0%	8.7%
CNS2	08:08	1.98	43.9	1.6	11	0.989	10.4±1.5	14.0%	14.9%
CNS3	11:50	2.32	22.7	1.9	18.8	0.984	19.0±1.7	9.2%	10.6%
CNS4	13:45	2.90	29.3	1.8	28.5	0.981	28.7±2.8	9.7%	11.0%
CNS5	14:35	2.12	-52.5	1.7	21.2	0.988	19.3±2.3	12.0%	13.1%
SWS1	16:30	1.64	-22.3	1.9	1.1	0.976	1.0±0.1	11.7%	12.8%
SNS1	18:00	1.40	-40.8	2.0	1.8	0.994	1.6±0.1	7.6%	9.2%

ΔT : difference between indoor and outdoor temperature.

If the wind comes from the normal direction to the loggia opening, the incident angle is defined to be 0° , the clockwise is positive and anti-clockwise is negative.



The sampling error δN_c is calculated using only the most precise sensor (Vaisala).

Cross-ventilation correlations

In cross-ventilation, wind is the major driving force of air flow. Nearly all correlations are established on the relation between ACR and dynamic pressure. (Etheridge and Sandberg, 1996) put forth that this ratio can be correlated with differential pressure Δp between two facades, the wind speed U with a discharge coefficient C_p .

$$\Delta C_p = 2\Delta p / \rho U^2 \quad (5)$$

The calculation formula of crossing air flow is generalized by (Seifert et al., 2005):

$$q = \sqrt{\frac{\Delta C_p}{\sum 1/(A_i^2 C_{di}^2)}} \quad (6)$$

The calculation of $\square C_p$ is performed by empirical diagram based on environment obstacle and incident angle. According to experimental results of (Rousseau, 1996), another approach to calculate $\square C_p$ is also proposed in function of wind incidence. Both approaches are compared.

Comparison and discussion

The experiments are often disturbed by various noises which question the validity to apply the correlations. The value of wind speed in Table 1 is the algebraic mean value of velocity of all registered points in the experiment. As the wind speed is rather instable, it has been found that the use of algebraic mean value of the wind direction for the correlation produce poor results (ACR overestimated by 50% for the cases with shutters and 60% without shutters). Therefore, a new mean value of wind is derived by projecting each wind vector of every time interval in the direction perpendicular and parallel to the opening, then by averaging, and finally by recomposing a new vector. The results are shown in Figure 6. The Rousseau and Mathews correlation, marked RM, is closer to the experimental results than the one of Etheridge and Sandberg, marked ES. However, both overestimate the air flow rates. The ACR is overestimated by 40.3% for CWS, 64.2% for CNS with ES correlation, by 38.8% for CWS, 43.5% for CNS with RM correlation, respectively. The single-sided

ventilation correlation developed in (Caciolo et al., 2013) gives also poor results: 0.81 vol/h (-26%) in SWS1 and 3.3 vol/h (83%) in SNS1.

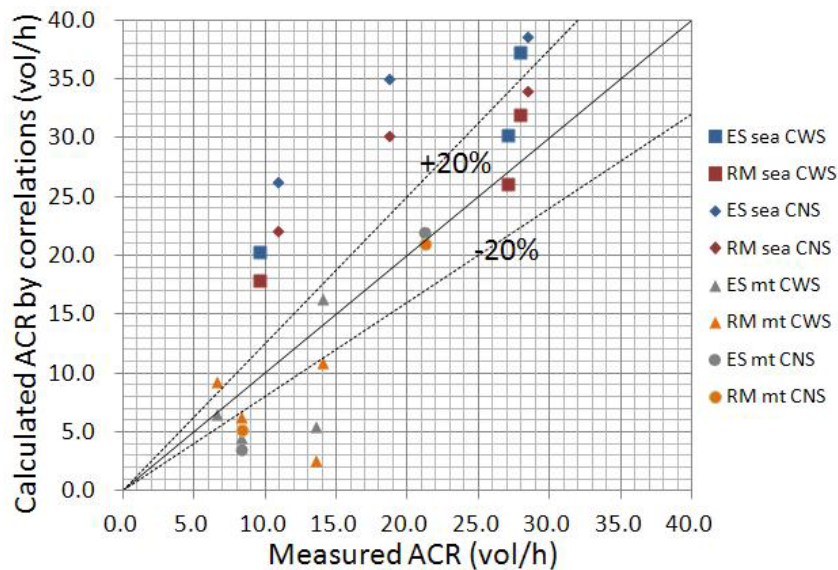


Figure 6. Comparison between ACR obtained in the tests and from correlations (sea : wind from the sea; mt : wind from the mountain)

Figure 7 is a projection into an azimuth map of each test (Table 1), represented on a line of same radial direction, with 3 points corresponding to measured and calculated ACR. It is clear that most cases in the daytime with the wind from sea, coming into the large opening, tend to overestimate the ACR. In the evening with the wind from mountain, the practical value is not always overestimated and the difference to theoretical values is lower.

The difference between the experimental results and the correlations could be especially attributed to the configuration of the openings. On one hand, the room has a loggia on the sea side. On the other hand, the effective opening surface is different between the facade and the hopper windows.

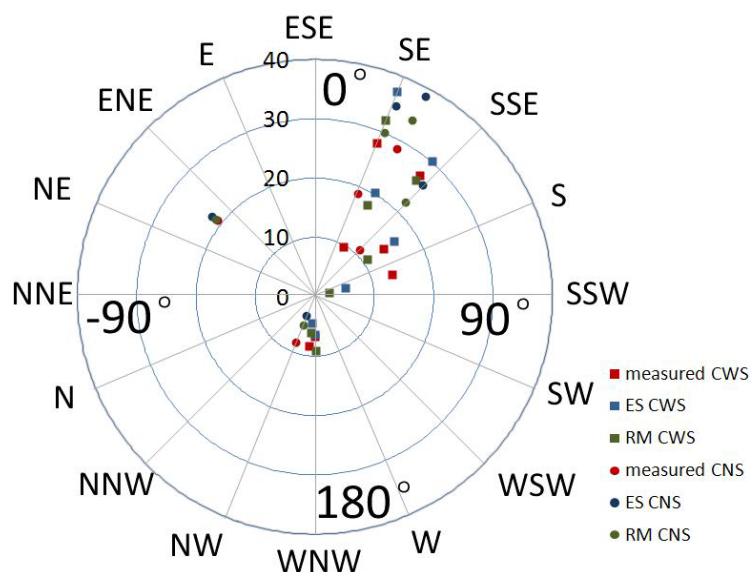


Figure 7. Measured and calculated ACR N (vol/h) in azimuth map

To check the influence of the loggia, a CFD simulation has been carried out reproducing the experiment environment conditions. The CFD model specification could be found in (Cui et al., 2013). The CFD demonstrates that the ACR of the room with or without loggia are different. In all windward cases, the loggia reduces by 22% the ACR in average.

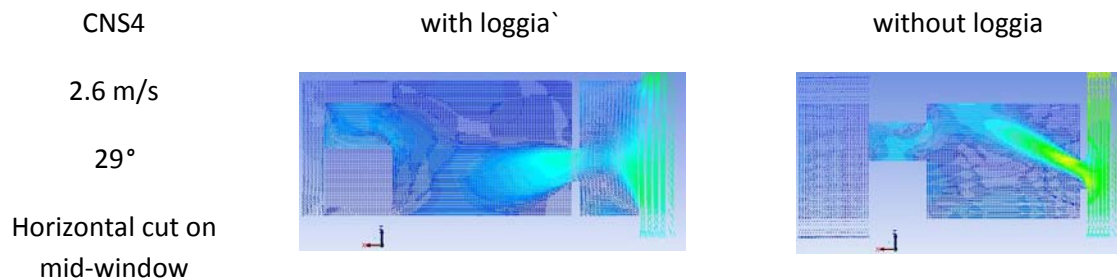


Figure 8. Wind velocity vector field in CFD simulation (top view)

The effect of loggia can be observed by the top view in the example presented in Figure 8. When the incident angle increases regarding to the normal direction of opening, the turbulence becomes less negligible. Using the profile of test CNS4, where the incident angle is taken as 29°, the air flow is not stopped by the side of the loggia and normally enters directly the room. But a small turbulence is formed between the window and the loggia edge, changing the direction and reducing the speed of the air flow compared to the case without loggia.

Another reason of the difference between the correlations and the experiments is the large difference of the size between the two openings. In fact, when the shutter is closed, the theoretical results are closer to experiment results because these two open areas are closer in size. In addition, the correlations for air change rate (ES and RM) do not distinguish if the air enters the room by one opening or by another one on the opposite side of building. These results demonstrate the limits of the correlations which require symmetrical building configuration.

CONCLUSIONS

This work uses tracer gas technique to determine the ventilation rate in a hotel room in Corsica. The experimental data demonstrates that under cross-ventilation situation, the air change rate remains to acceptable value even when a blade shutter is used contrary to single-sided cases. The gas tracer method is a good technique to determine indoor ventilation rate. The measurements errors on gas concentration appear small between different positions and types of sensors in this study.

Though the correlations are simple to apply in practice, there are many limitations in use:

- In case of a room with a loggia, the correlations are not suitable anymore. A CFD study shows that a 4-faces-closed loggia can decrease by 22% the ACR in comparison with a room without loggia in case of a windward condition.
- The two correlations do not well take into account the obstacles in building environment. They don't distinguish the conditions that whether the wind comes from the front side or back side, from the large opening or the small opening. However, the ventilation performances obtained in experiments are not the same.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work is financially supported by French National Research Agency. The experiments were carried out in Institute d'Etudes Scientifique de Cargèse, Corsica, France.

Chapitre 3

Modélisation numérique de la ventilation naturelle dans une pièce et comparaison aux modèles empiriques

Ce chapitre présente les résultats de différents modèles CFD appliqués à la ventilation naturelle et les compare avec les résultats expérimentaux obtenus au chapitre précédent et les modèles analytiques-empiriques.

Dans la première partie, les équations de base de la simulation CFD, les différents modèles de turbulence, les conditions aux limites ainsi que la méthode de construction du maillage sont présentés.

La deuxième partie compare les résultats obtenus par simulation numérique avec les résultats d'essais réalisés au Chapitre 2. En particulier, le modèle en régime transitoire est appliqué pour comparaison aux essais de gaz traceur en laboratoire et le modèle en régime stationnaire est appliqué pour comparaison aux essais in-situ. Le maillage et le choix des conditions aux limites sont effectués en fonction des configurations de bâtiments et du type de ventilation (mono façade ou traversante). Les courbes de décroissance de concentration de CO₂, de champ de vitesses et de pressions, ainsi que les profils de turbulence, sont examinés.

La configuration du bâtiment servant aux essais in-situ est particulière puisqu'elle est dotée d'une loggia. Ce cas est, de ce fait, étudié plus en détail au travers d'un article. On y étudie en ventilation traversante l'impact sur le taux de renouvellement d'air de la présence d'une loggia en façade du bâtiment. On s'intéresse aussi à la comparaison des débits d'air obtenus entre les configurations "sous le vent" et "auvent" lorsque la porosité (taux de percement) des façades avant et arrière est fortement différente.

Les simulations CFD permettent de mieux identifier le domaine d'application des modèles analytiques-empiriques.

3.1 Hypothèses, choix de modèles pour la détermination du débit de renouvellement d'air

3.1.1. Equations de Navier-Stokes

La simulation numérique de la ventilation naturelle consiste à résoudre les équations de Navier-Stokes, qui sont des équations aux dérivées partielles. Les équations intègrent dynamiquement la température, la vitesse, la direction, l'humidité, la pression et la viscosité de l'air dans l'espace, et ne peuvent pas être résolues par des méthodes analytiques. À l'aide du développement de la CFD, on peut maintenant obtenir des solutions de ces équations par une discrétisation numérique, sous des hypothèses préétablies.

Les équations représentent la conservation de la masse, le bilan de quantité de mouvement et la conservation de l'énergie dans un domaine fluide. Ces équations considèrent le fluide comme un milieu continu.

- Equation de continuité:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

- Bilan de la quantité de mouvement :

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{jk}}{\partial x_j} + \rho g_j \quad j = 1,2,3$$

$$\tau_{jk} = \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) + \frac{2}{3} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \delta_{jk} \quad j = 1,2,3 \quad (3.2)$$

- Bilan d'énergie:

$$\rho C_V \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \rho C_P \frac{\partial \bar{u}_i \bar{T}}{\partial x_i} = -\left(\lambda + \frac{C_P \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_i^2} + \dot{q} \quad (3.3)$$

Où u_j est le j-ième composant du vecteur vitesse, p est la pression statique, ρ est la masse volumique, τ_{jk} est le tenseur des contraintes visqueuses, μ est la viscosité dynamique, δ_{jk} est égal à 1 si $j = k$, zéro autrement, g_j est le j-ième composant du vecteur de force de gravité, C_V et C_P sont les capacités thermiques massiques à volume et à pression constante respectivement, considérées indépendantes de la température, T est la température absolue, λ est le coefficient de conductivité thermique, aussi considérée indépendante de la température, et \dot{q} représente une éventuelle source de chaleur.

Les méthodes de calcul pour résoudre les équations 3.1 à 3.3 sont bien développées, même pour un écoulement tridimensionnel en fonction du temps. Pourtant, il n'y a pas de modèle de calcul pouvant être appliqué à des problèmes pratiques généralement turbulents. Cela tient au fait que la capacité informatique nécessaire pour la méthode DNS (Direct Numerical Simulation) dépasse de loin ce qui

est généralement disponible, même si elle a été améliorée de plusieurs ordres de grandeur aujourd'hui.

Pourtant, les écoulements turbulents sont courants. Pour y répondre, des modèles de turbulence ont été développés. Ces méthodes consistent à simplifier la turbulence aux petites échelles en appliquant des moyennes spatiales (LES - Large Eddy Simulation) ou temporelles (RANS - Reynolds Averaged NS) aux équations de Navier Stokes.

La méthode RANS consiste en une représentation statistique des champs de vitesse décomposant la vitesse en une valeur moyenne¹ et une fluctuation par rapport à cette moyenne. On applique cette décomposition dans les équations de la dynamique des fluides ce qui fait apparaître un terme supplémentaire ayant la forme d'un tenseur symétrique (6 composantes à déterminer). On se retrouve ainsi avec plus d'inconnues que d'équations. Pour fermer le système, il est nécessaire d'introduire d'autres équations. On utilise alors des modèles de fermeture tels que les modèles k- ϵ .

3.1.2. Choix des conditions aux limites

La construction du maillage et le choix du domaine de calcul sont des points clés pour le calcul numérique. La compatibilité du maillage à la problématique visée n'est pas seulement une question liée à la résolution de chaque maille, mais aussi à l'architecture du maillage et aux conditions aux limites.

Dans le cas de la ventilation, le domaine de calcul peut être limité à l'espace ventilé associé à des conditions aux limites aux ouvertures mais il est courant d'intégrer aussi l'environnement où le(s) bâtiment(s) situe(nt). La géométrie de chaque élément est toujours simple ou facile à simplifier à base de cubes, de carrés, de ronds, etc. Il est préférable d'utiliser un maillage structuré dans tout le domaine de calcul.

Le choix du domaine va dépendre de la connaissance des conditions limites. La Figure 3-1 illustre l'application en espace intérieur seul. La périphérie du domaine de calcul correspond à l'enveloppe de l'espace ventilé. Les entrées et les sorties doivent alors être spécifiées en tant que conditions aux limites. La Figure 3-1-a correspond à la configuration de la pièce ventilée mécaniquement ayant servi aux essais du Chapitre 2.2. Le débit d'air contrôlé par un ventilateur sert de condition à l'entrée et on spécifie une «pression libre» à la sortie. L'utilisation d'un domaine limité à l'espace intérieur est ici adaptée.

¹ Il s'agit d'une moyenne d'ensemble que l'on peut en pratique calculer pour un processus stationnaire comme une moyenne temporelle.

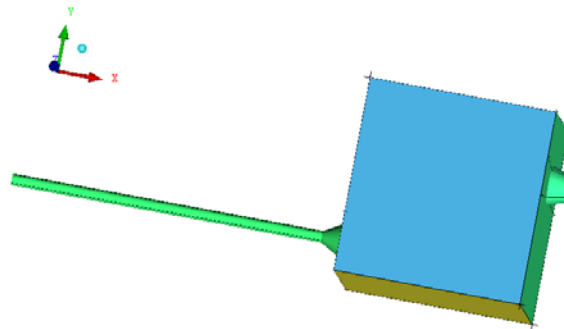


Figure 3-1. choix du domaine : calcul dans l'espace intérieur seulement

Dans le cas de la ventilation naturelle, le modèle est complexe car l'écoulement d'air à travers les ouvertures est lié à la fois au vent et au tirage thermique entre l'intérieur et l'extérieur.

En ventilation naturelle traversante où l'effet du vent est dominant, il est possible d'utiliser le seul espace intérieur comme domaine de calcul.

Toutefois, pour une ouverture libre, il est préférable d'imposer à l'entrée une condition de pression que de vitesse. Ceci suppose de connaître la distribution de pression sur les façades. Pour cela, on peut utiliser des coefficients de décharge prédéterminés en laboratoire. Malheureusement, ces coefficients ne sont pas toujours disponibles (exemple des essais in situ à Cargèse sur un bâtiment avec loggia du Chapitre 2.4).

Il est aussi supposé que l'écoulement intérieur n'a pas d'impact important sur l'écoulement extérieur. En effet, pour un bâtiment avec de très grandes ouvertures, la distribution de pression sur les façades changera quand la fenêtre sera ouverte et le coefficient de décharge ne sera plus identique à celui mesuré dans les conditions du laboratoire. Ceci limite l'application du modèle à des bâtiments à porosité faible ou moyenne.

En ventilation naturelle mono-façade, il paraît difficile de définir des conditions limites à l'ouverture. Une modélisation intégrant des domaines extérieurs est donc indispensable.

L'amélioration de la puissance de calcul des ordinateurs rend aujourd'hui possible d'utiliser un modèle représentant le champ complet. La Figure 3-2 présente le domaine de calcul intérieur + extérieur retenu pour simuler le bâtiment de Cargèse. Avec un tel domaine, l'interaction entre l'intérieur et l'environnement est prise en compte. La simulation est plus réaliste car le profil de vitesse à l'ouverture est généré par le champ de pression.

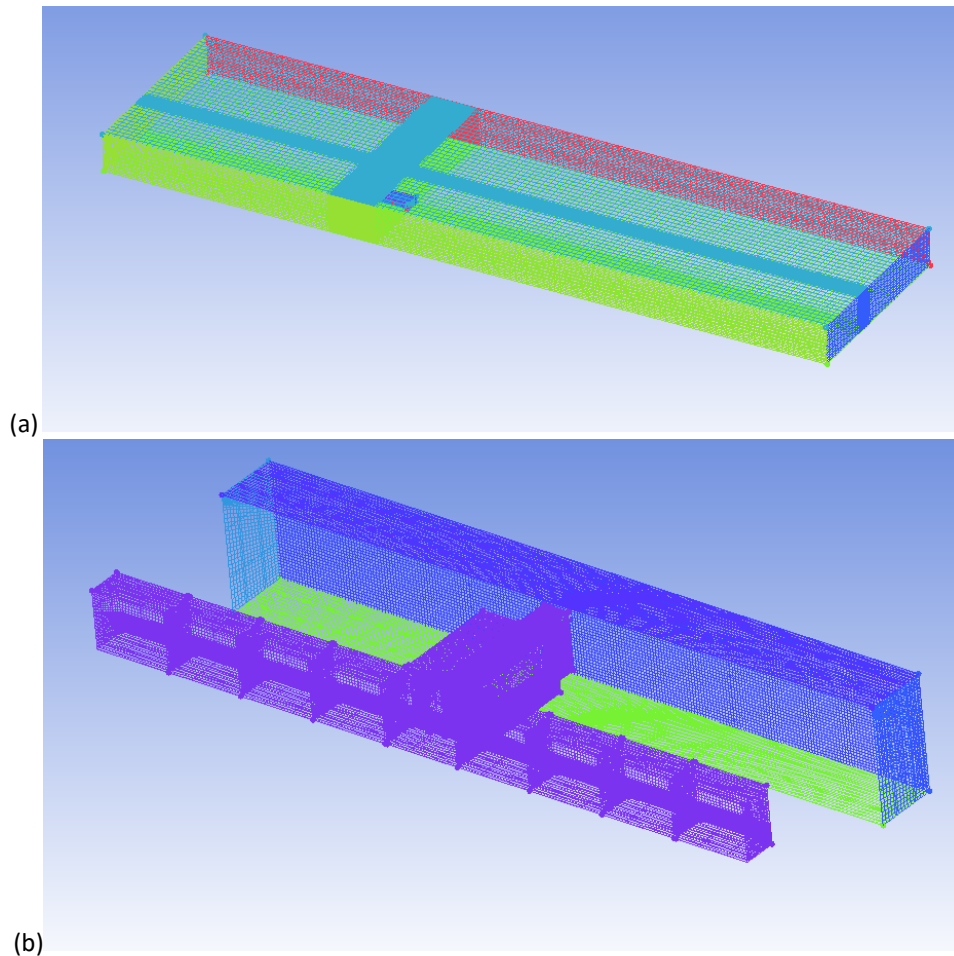


Figure 3-2. choix du domaine géométrique modélisé : calcul en champ complet. a) ensemble du domaine, b) zoom à proximité de la zone intérieure étudiée

Si l'on veut répondre à la question de la qualité de l'air intérieur ou évaluer le taux de renouvellement d'air à travers la fenêtre, le maillage dans le bâtiment doit être assez fin. Au contraire, le domaine extérieur qui sert à générer le champ de vitesse doit être assez large. Ainsi, il est préférable d'utiliser deux maillages de finesse différente puis de les coupler. Un maillage typique en ventilation naturelle est de l'ordre d'un million de mailles.

Les conditions aux limites en champ complet sont plus compliquées que si l'on se limite à l'espace intérieur. Prenons le même exemple, la logique de mise en place de domaine de calcul est donnée ci-dessous

- Le terrain est considéré comme une paroi rugueuse, avec une hauteur de rugosité de 0,15 m;
- L'enveloppe du bâtiment et les parois internes sont modélisées comme des murs lisses;
- La bordure supérieure du domaine est en condition de cisaillement constant;
- Les bordures côtés gauche et droit sont considérées soit comme symétriques, soit comme entrée ou sortie selon la condition du vent;
- L'entrée est considérée comme Entrée de Vitesse;
- La sortie est considérée comme Sortie de Pression.

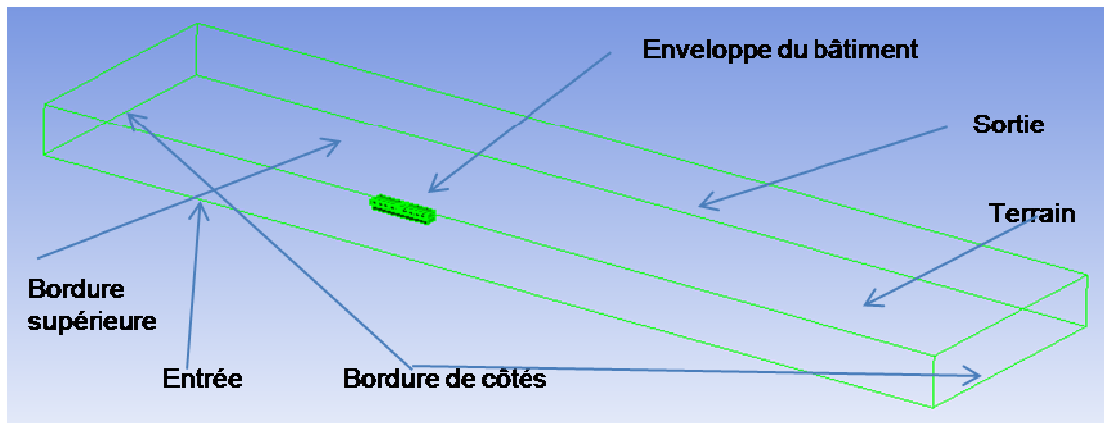


Figure 3-3. choix de condition aux limites

Les détails géométriques sont présentés au Chapitre 3.3.

3.1.3. Détermination du débit de renouvellement d'air

Deux méthodes peuvent être utilisées pour obtenir le taux de renouvellement d'air. La première consiste à intégrer les vitesses dans le plan des ouvertures. Cette méthode est pratique pour la simulation en ventilation naturelle traversante où le sens de l'écoulement au niveau des ouvertures est assez bien établi. Cependant, cette méthode n'arrive pas à bien prendre en compte les éventuelles recirculations d'air dans le plan d'ouverture. L'autre méthode repose sur la simulation de l'émission d'un gaz traceur fictif et le tracé de la courbe de décroissance de sa concentration, comme dans les essais expérimentaux par gaz traceur. Cette méthode est particulièrement adaptée pour la ventilation naturelle mono-façade ou dans le cas d'écoulements fortement perturbés au niveau des ouvertures avec de fortes recirculations.

Les deux méthodes sont employées au chapitre 3.2 en utilisant le modèle en champ intérieur pour le cas de la ventilation mécanique.

3.2 Modélisation de la chambre d'essais ayant servi à établir la méthode par gaz traceur

La chambre de test, longue de 3m, haute de 2m et large de 3m (figure 3-4) est construite avec une entrée d'aspiration et une sortie d'évacuation. Dans les essais, l'entrée est connectée à un conduit d'air dans lequel l'air est insufflé par un ventilateur centrifuge. Des mesures du débit par sondes de Pitot sont utilisées pour mesurer le débit d'air et contrôler le ventilateur. Elles sont installées dans le conduit à 1.5 m de l'entrée de la chambre d'essais. Le conduit en amont est de longueur 5m pour avoir un écoulement pleinement développé. Les débits plats (valeurs correspondantes à la mesure au Chapitre 2.2) sont utilisés comme conditions aux limites à l'entrée du modèle en amont de la chambre d'essais ventilée.

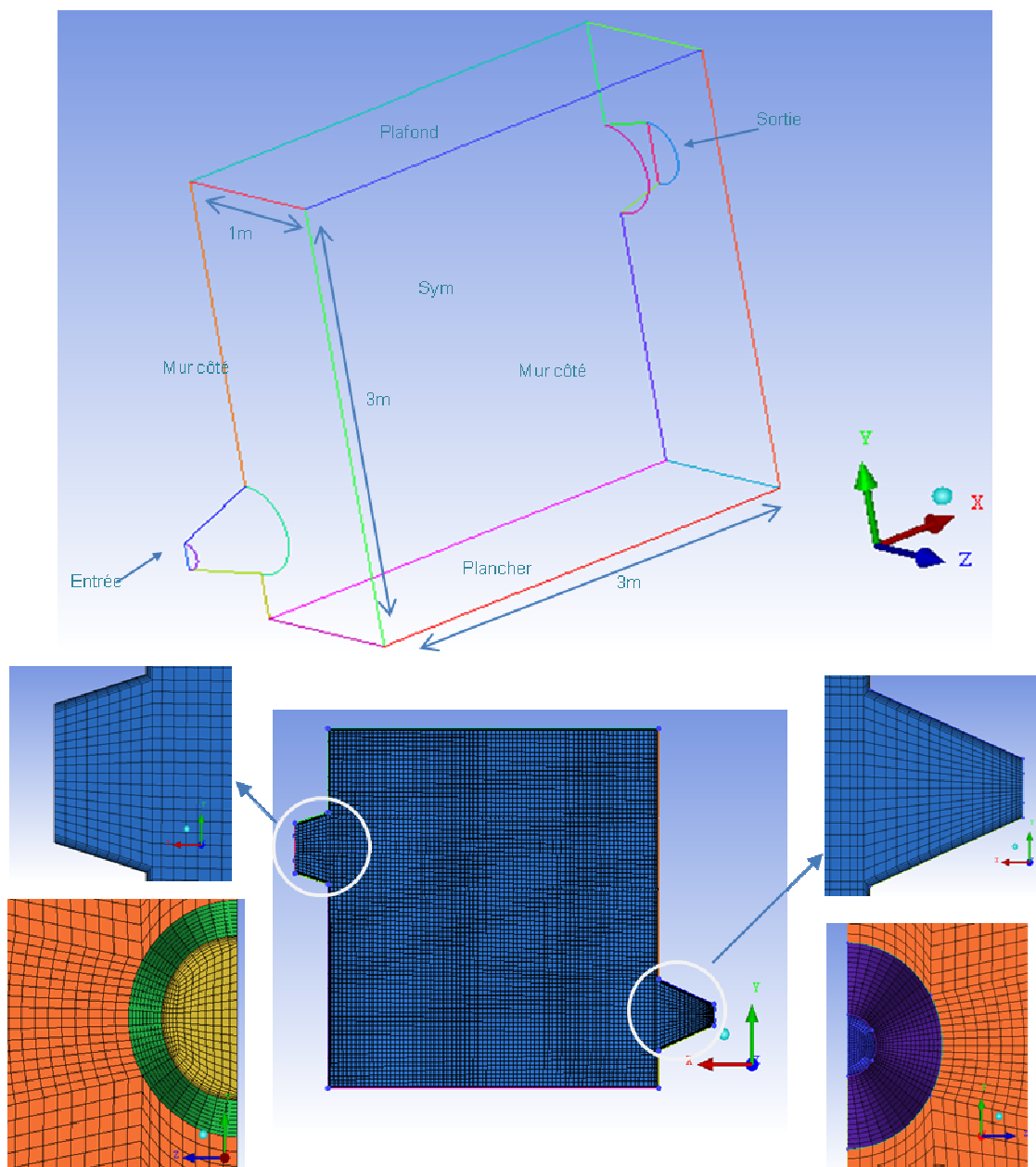


Figure 3-4. Géométrie et maillage du domaine simulé

La Figure 3-4 présente la géométrie et le maillage structuré de la chambre de test. Le maillage a été créé sous ANSYS ICEM avec un «Minimum Orthogonal Quality» de 0.29 et un « Maximum Aspect Ratio » de 54.2. Les conditions aux limites et la taille des mailles sont indiquées dans Tableau 3-1.

Tableau 3-1. Conditions aux limites et taille des mailles pour la simulation CFD

Zone	Conditions aux Limites	Taille des Mailles
Nozzle-In	Wall	2cm
Plancher	Wall	4 cm
Entrée	Velocity-inlet	1 cm
Fluide	Interior	4 cm
Sortie	Outflow	1 cm
Façade	Wall	4 cm
Mur côté	Wall	4 cm
Nozzle-out	Wall	2 cm
Sym	Symmetry	4 cm

Les résultats en simulation de gaz traceur sont donnés sur la figure 3.5.

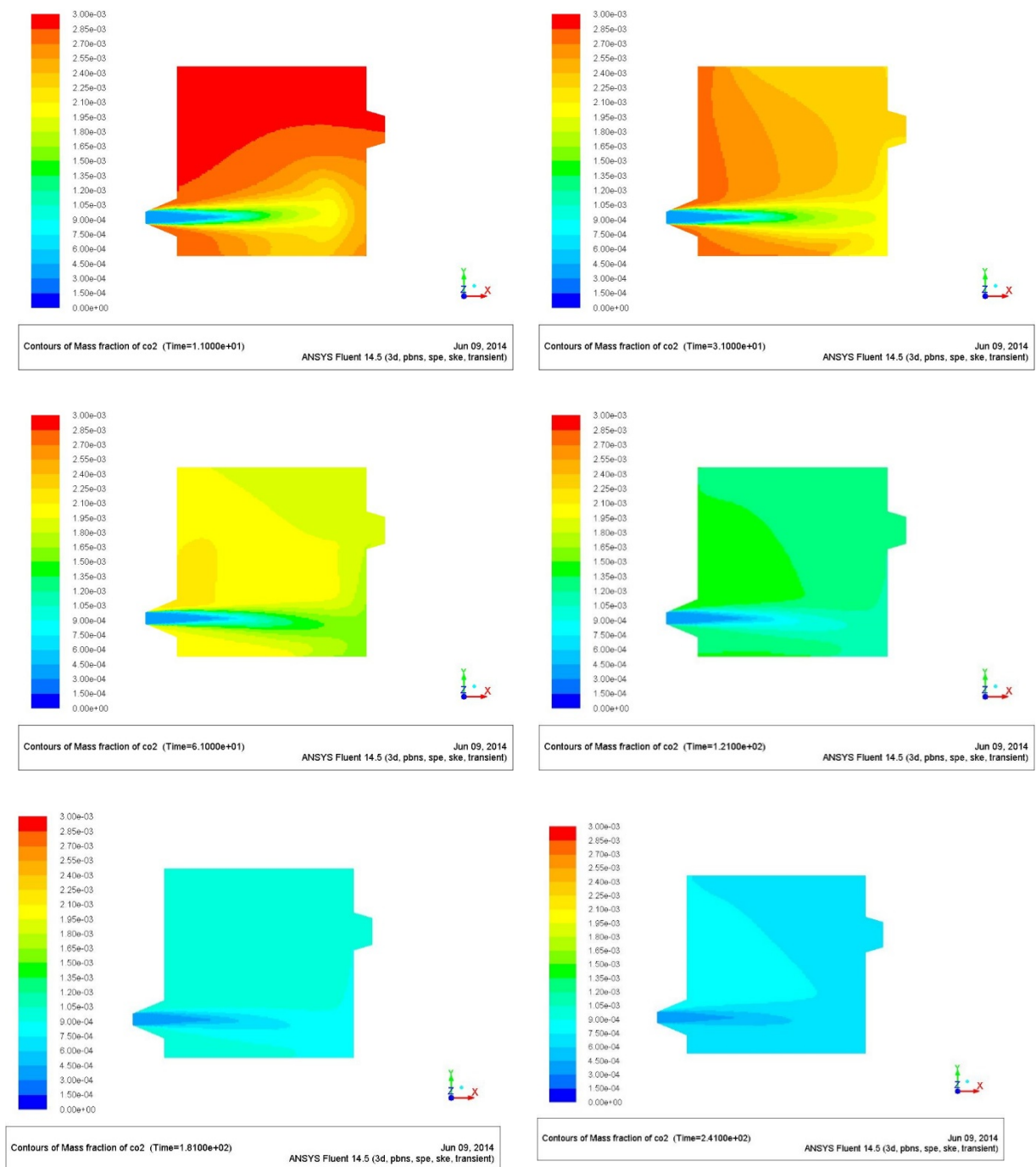


Figure 3-5. Profils de concentration en CO₂ dans la chambre d'essais

La Figure 3-5 montre les profils de fraction massique de CO₂ à différent pas de temps (10s, 30s, 60s, 2min, 3min, 4min respectivement). Le taux de renouvellement d'air de référence de cette simulation est de 32 vol/h. Comme on peut le voir sur cette figure, la décroissance de concentration de CO₂ commence à l'entrée de la chambre et se propage vers le coin en bas à droite, puis vers le coin en haut à droite, puis à gauche, et finalement vers le centre. Un jet d'air se forme effectivement pour ce débit. En fonction du temps, on observe la concentration de CO₂ aux différents emplacements de la chambre d'essais.

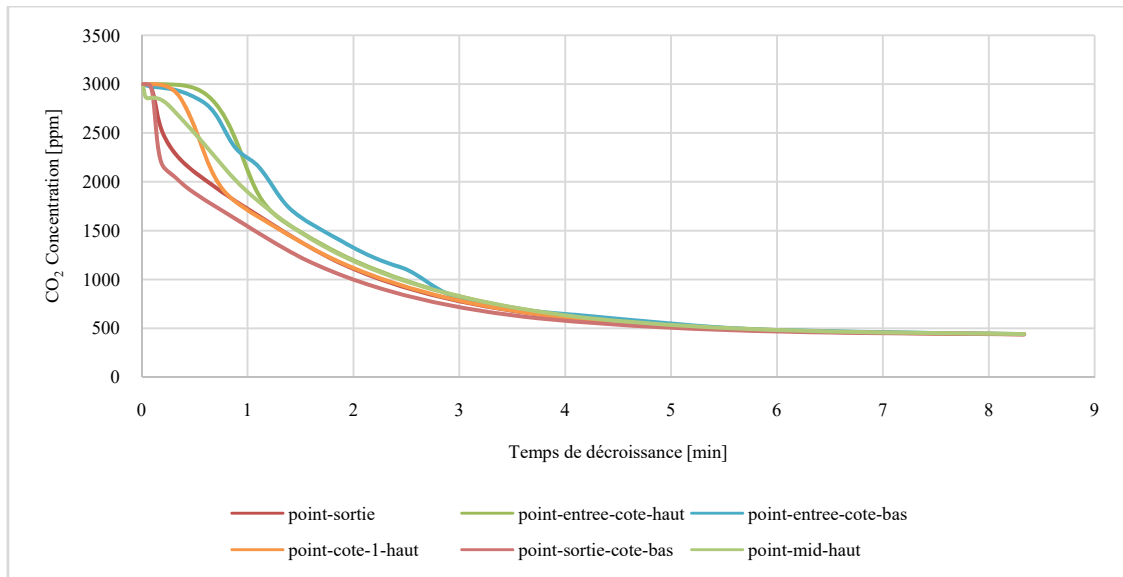


Figure 3-6. Courbe de décroissance en différents endroits de la pièce

Les courbes de décroissance en différents points situés à l'intérieur de la chambre d'essais sont montrées dans la Figure 3-6 à titre d'exemple. Aux premiers instants, une importante déviation est observée due aux mouvements d'air. Les différentes courbes tendent à converger ensuite. Les taux de renouvellement d'air déduits des courbes de décroissance en différents points et pour différents taux de renouvellement d'air sont présentés dans le Tab. 3-2. Le calcul de décroissance porte sur la plage située entre 3000 ppm et 500 ppm.

Tableau 3-2. Synthèse des résultats pour différents taux de renouvellement d'air

ACH_{ref}	ACH_s	$ACH_{g-moyen}$	$Diff_{gr}$	ACH_{g-max}	ACH_{g-min}	Ecart type de l' ACH_g
vol/h	vol/h	vol/h		vol/h	vol/h	
7.6	7.6	6.8	-13%	8.8	5.2	15%
16.1	16.1	14.8	-8%	16.8	12.5	12%
24.0	24.0	23.5	-2%	24.7	19.4	6%
32.0	32.0	31.0	-4%	33.4	27.7	6%
40.3	40.3	37.7	-7%	39.7	35.6	7%

ACH_{ref} est le taux de renouvellement d'air de référence; la vitesse du vent correspondante à cette valeur est imposée à l'entrée comme la condition aux limites. ACH_s est le résultat obtenu par l'intégration de vitesse de l'écoulement d'air à la sortie dans la simulation et ACH_g par la méthode du gaz traceur fictif. ACH_{g-m} est le résultat moyen de l' ACH_g en plusieurs points dans la pièce ventilée. Les résultats sont obtenus pour toutes les valeurs de référence de taux de renouvellement d'air qui apparaissent dans les essais au Chapitre 2.2.

Quand le débit d'air de référence est de 24 vol/h, la simulation obtient un taux de renouvellement d'air moyenné plus proche de la valeur imposée à l'entrée. Pour le débit d'air plus faible ou plus grand, les différences sont plus importantes. D'ailleurs, pour les débits d'air plus importants, l'erreur relative entre chaque point est plus faible. En effet, le choix de la plage de calcul dans la méthode du

gaz traceur fictif a une influence clé sur les résultats obtenus. Il existe une recirculation à l'intérieur de la pièce et les résultats de simulation moyennés entre plusieurs points s'accordent mieux avec les valeurs de référence. En général, une différence entre la méthode du gaz traceur fictif et l'intégration des vitesses est d'environ 10%, ce qui est de l'ordre de grandeur de la différence observée entre chaque point de mesure. Toutefois, la méthode du gaz traceur fictif représente un temps de calcul beaucoup plus lourd car chaque pas de temps demande des calculs itératifs pour tracer la courbe de décroissance. Seule la méthode de l'intégration des vitesses sur le plan de l'ouverture est employée au chapitre 3.3 en utilisant le modèle en champ complet pour la configuration de bâtiment à Cargèse.

3.3 Influence de la présence d'une loggia dans la ventilation traversante

Revue scientifique publié dans « Building and Environment », accepté

Numerical simulation of wind-driven natural ventilation: effects of loggia and facade porosity on air change rate

Shuqing CUI*, Pascal STABAT, Dominique MARCHIO

MINES ParisTech, PSL Research University, CES - Centre d'efficacité énergétique des systèmes, 60 Bd St Michel 75006 Paris, France

*Corresponding email: shuqing.cui@mines-paristech.fr

Keywords: cross-ventilation, loggia effect, Computational fluid dynamics (CFD), Experimental validation, correlation, parametric analysis

Abstract

Building envelope geometry has an important impact on cross-ventilation performance. Presence of external architectural structures (e.g. a loggia), and opening surfaces can all affect ventilation performances. All these factors lead to deviation in the wind-driven ventilation rates predicted by semi-empirical models (correlations). Thus, this study is focused on the effects of a loggia and window opening size on cross-flow ventilation rates estimated by Computational Fluid Dynamics (CFD). CFD has been validated on field measurements in a low-rise building, with a steady-state Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) model. Ventilation performance is evaluated for buildings with or without a loggia with different opening sizes and various wind conditions. We find the presence of the loggia reduces the average air change rate by 27%, except for one wind direction at which a vortex is formed in the loggia and directs the airflow into the opening. However, the empirical models based on the orifice equation fail to precisely predict the ventilation rate for large windward-side windows. Large windows should be installed on the façade exposed to the prevailing wind, so as to enhance ventilation performance.

Introduction

Natural ventilation is an efficient strategy to reduce building energy consumption and improve occupant satisfaction and indoor air quality [Allard, 1998]. Natural ventilation is driven by wind- and/or buoyancy-induced pressure differences [Hunt and Linden, 1999][Li and Delsante, 2001][Larsen and Heiselberg, 2008]. Due to its complex mechanism, ventilation performance prediction remains a primary concern [Kato et al. 1992][Mistriotis et al. 1997][Straw et al. 2000][Mochida et al. 2006][Wright and Hargreaves, 2006][Hu et al. 2008][Stavarakakis et al. 2008][Norton et al. 2010][Nikas et al. 2010] and how to integrate it into the heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) control system of a building is a hot topic [Wang and Greenberg, 2015][Hiyama et al. 2015].

Among Building Energy Simulation tools, a common approach is to use natural ventilation correlations derived from semi-empirical models. Semi-empirical ventilation models, usually based on orifice equation and Bernoulli's principle, are simple ways to involve the turbulence effect in to

calculation of air change rate or air change per hour (ACH). The two types of ventilation, single-sided ventilation and cross-ventilation, are often treated separately [Evola and Popov, 2006][Caciolo et al., 2012]. On one hand, when conventional empirical models are used to deal with single-sided ventilation, the main difficulties are the entering and leaving air circulations at the same opening and the interaction between wind and buoyancy effects. Caciolo et al. combined experimental study and numerical parametric analysis to figure out a correlation that involves the main turbulence effects [Caciolo et al. 2013]. On the other hand, the mechanism of cross-ventilation is relatively simple because the major driving force is the wind effect, and therefore, the form of cross-ventilation correlations is usually simple. According to dimensionless analysis [Etheridge, 2002], the ventilation rate can be expressed only as a function of the wind direction and Reynolds number. When the environmental surroundings, building geometry and wind conditions are known, the developed correlations can be used to easily assess the ventilation rate. However, these correlations are not applicable to all building configurations.

Building envelope features greatly affect the air flow patterns. In particular, the position, size and shape of openings can significantly alter the air flow within a building. A very large opening size may change the pressure coefficient on the building envelope and thus probably the airflow near the building [Etheridge, 2012]. This would make the real ventilation rate and theoretical prediction considerably different, especially in wind-driven cross-ventilation. As reported, when the facade porosity (window surface ratio on the facade) exceeds a threshold (in this case ranging from 10% to 33%), the correlation method underestimates ACH [Serfert et al. 2006].

Different opening shapes can greatly change the natural ventilation performance [Shetabivash, 2015][Wang et al. 2015], so appropriate selection of opening features is a major objective in the pre-design phase of building construction. Today, Computational Fluid Dynamics (CFD) is generally applied to obtain more precise predictions of ventilation performance [Chen, 2009]. In complex building configurations mentioned above, conventional correlation methods are unable to assess the ACH correctly. Field measurements are impractical in the pre-design phase. Nevertheless, the low-cost numerical models help researchers to investigate flow patterns and pressure distribution and acquire additional information that is basically inaccessible from experiments.

CFD has already been used to study various building envelope configurations. Kobayashi et al. used experimental and numerical methods to investigate how flow patterns and pressure distributions are affected by the opening size in cross-ventilation [Kobayashi et al. 2010]. When the opening size exceeds a certain value (15% of the facade's surface), the windward-side vortex disappears and consequently the flow resistance in the ventilated space is reduced. In a building with a semi-enclosed individual balcony, the flow pattern changes strongly with the local flow diversion and recirculation on the facade compared to the configuration without a balcony [Montazeri and Blocken, 2013]. The general deviation is 10%, but the discrepancy in each room is not systematic. Moreover, the presence of a porous second-skin facade could decelerate the local wind speed by reducing pressure gradients across the facade spacing [Montazeri et al. 2013]. These two studies focus on the wind comfort of the occupants in a high-rise building and nearby pedestrians. Ai and Mak investigated the pollutant dispersion between rooms in a high-rise building with semi-enclosed balconies [Ai and Mak, 2014]. Shetabivash performed numerical simulations on a multi-cell building with several window shapes and positions [Shetabivash, 2015].

However, none of these studies have dealt with a configuration with loggia. A loggia hereafter is referred to an architectural feature which is a wholly-covered exterior space from the ground to the upper level, as opposed to a semi-enclosed balcony. Such a building element will significantly change the pressure distribution on a building envelope and the ventilation rates in the rooms.

In addition, building configurations are not always symmetrical in reality. When the window surfaces on the two opposite walls are not equal, neither the envelope pressure distributions nor the indoor flow patterns are the same. However, changes in natural ventilation rate according to the wind direction (from the opposite facade instead of the front facade) have not been predicted by the correlation methods and are barely studied previously.

The major objective of this study is to investigate the effects of loggia and facade porosities on the cross-ventilation performance. ACH is chosen as a principal indicator of natural ventilation performance to be systematically analyzed.

Field Tests

Building Environment

The study target is a single-cell room in a low-rise building on the seaside in Corsica, France (Fig.1). This building is located in a typical Mediterranean climate with hot dry summers. The instant wind speeds and directions were measured by an ultrasonic 3D anemometer installed on the roof (10 m high). The front wall is oriented east-southeast facing the sea. The surrounding buildings on the seaside are all located much lower and thus hardly form any obstacle to the wind. On the back side of the building, the facade is quite embedded in the hill located behind the building. The building is a two-floor hotel with 9 identical rooms on each floor. Each room has a separated loggia structure on its seaside facade that is surrounded on four sides by a floor, two vertical walls and roof. The building is designed to promote cross-ventilation through two openings of different sizes on opposite walls. There is a large window (1.08 m^2) on the front wall and a small window (0.35 m^2) on the back wall. Both windows can be opened completely for cross-ventilation. The porosities of the front and back walls are 11.1% and 3.6%, respectively. The ventilated space is 18 m^2 with a volume of 48 m^3 . The room size is $3.6 \times 2.7 \times 8.2 \text{ m}^3$ (length \times height \times width) including 1.6 m of the loggia. This building configuration is the reference geometry in the following study.

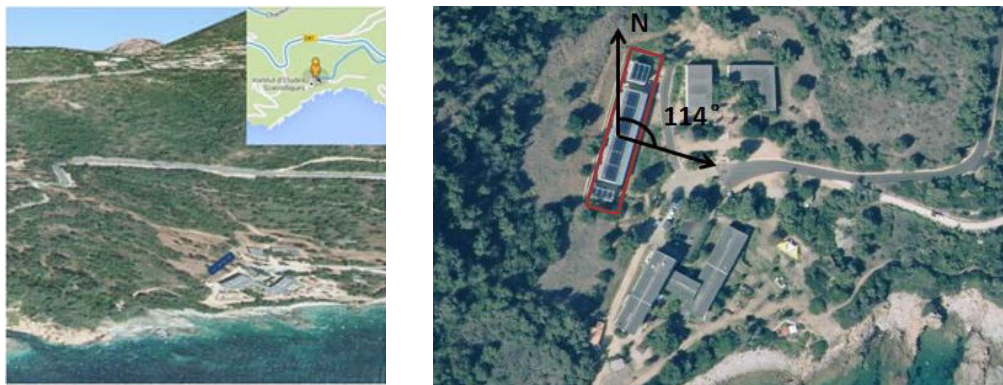


Figure 1. Building environment.

Measurement Instrumentation

The ventilation rate was measured with the tracer gas technique based on the concentration decay method. The measurement method and decay curve calculation were already assessed in preliminary laboratory tests and field tests [Cui et al. 2014][Cui et al. 2015]. Thus, only the basic principles are presented here.

The tracer gas used for the tests was carbon dioxide, which is inert, colorless, odorless, nontoxic below 5000 ppm and slightly heavier than air ($= 1.87 \text{ kg/m}^3$ at $15 \text{ }^\circ\text{C}$ and ambient pressure). Carbon dioxide can be mixed properly with the wind from a ceiling fan.

Before each test, CO_2 was injected into the room for a few minutes at a flow rate adjusted by an auto-valve. The injection was stopped when the indoor concentration reached about 4000 ppm. The fan went on working for a few minutes after the end of the injection, until the concentrations measured at 9 positions in the ventilated space (Fig.2) were the same, which indicates the uniformity of CO_2 concentration. Owing to the presence of CO_2 in the air, the outdoor background concentration (C_{bg}) was simultaneously measured to compensate for the possible external variation. Then the fan was stopped and the windows were opened to measure the decay of CO_2 concentration. If the ventilation rates are maintained constant, the decay curve is strictly exponential. The measures on the decrease of instantaneous concentration determine the volumetric flow rate (q) and ACH of fresh air.

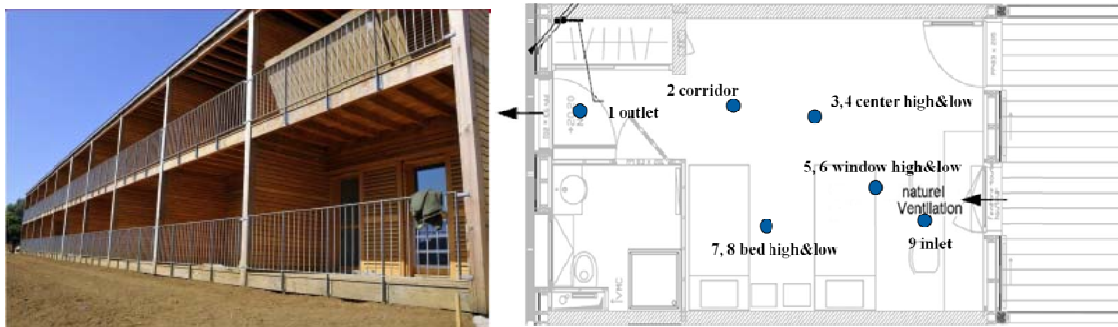


Figure 2. Building configuration facade view and gas tracer tests implantation schema.

CO_2 concentrations were measured every 15 seconds. The volumetric flow rate q can be calculated from any two points on the decay curve as follows:

$$q = \frac{1}{\Delta t} \ln \frac{(C_0 - C_{bg})}{(C_f - C_{bg})} \quad (1)$$

where C_0 is the initial concentration and C_f is the final concentration.

The q is divided by the room volume to determine ACH:

$$ACH = \frac{q}{V} \quad (2)$$

Least-square regression is carried out between $C_0=3000$ ppm and $C_f=600$ ppm to determine the ACH measured at each position. The difference between each position represents the indoor air mixing degree.

Experimental Results and Comparison to Correlation Methods

The measured ACHs are synthesized in Table 1 with the averaged wind speed and wind direction for each test. The average uncertainty in each test is 10%. The uncertainty is compounded from three independent error resources by calculating the normalized root-mean-square deviation: uncertainty of sampling and instruments, fluctuation of wind speed and direction in natural ventilation, and non-homogeneous CO₂ concentration during decay. The average values are used to validate the CFD models.

The results of the correlation methods are also listed in Table 1. An analytical expression can be derived from the orifice equation [Etheridge and Sandberg, 1996]. ACH is expressed as the product of effective opening surface A_{eff} , discharge coefficient C_d , wind velocity v_{ref} , and the pressure coefficient ΔC_p (C_p is pressure difference between front and back walls):

$$q = C_d \cdot A_{eff} \cdot v_{ref} \cdot \sqrt{\Delta C_p} \quad (3)$$

The dimensionless ΔC_p is a function of wind direction alone when the building configuration and surrounding environment are known. However, Eq.(3) does not distinguish between the windward and leeward sides of a building with different opening sizes on its opposite facades, which means the predicted ventilation rates under two wind conditions are identical. ΔC_p is usually calculated with empirical or semi-empirical methods [EN 15242, 2007]. Swami and Chandra (SC) correlation [Swami and Chandra, 1987] allows to estimate the C_p change according to the wind incident angle [Orme and Leksmono, 2002]. Despite some improvements to SC correlation recently [Sawachi et al. 2006] [Sharag-Eldin, 2007], the original equation is quite commonly applied and implanted in building energy simulation platforms [Crawley et al. 2008]. Therefore, its original form is used as a reference here:

$$C_p = C_p(0^\circ) \cdot \ln \left(1.248 - 0.703 \sin \frac{\theta}{2} - 1.175 \sin^2 \theta + 0.131 \sin^3(2\theta \ln S) + 0.769 \cos \frac{\theta}{2} \right) + 0.071 (\ln S)^2 \sin^2 \frac{\theta}{2} + 0.717 \cos^2 \frac{\theta}{2} \quad (4)$$

where S is the aspect ratio of the building geometry; θ is the wind incident angle.

The results calculated by Rousseau and Mathews (RM) correlation [Rousseau and Mathews, 1996] are listed as well because this correlation is based on field measurements in a low-rise rectangular architecture with a plate roof, which is similar to our configuration. RM correlation is expressed as follows: for $\theta \leq 90^\circ$ and $\theta \geq 270^\circ$

$$C_p = 0.5994 - 0.1426|\sin\theta| - 0.8055|\sin\theta|^2 + 2.0149|\sin\theta|^3 - 2.1972|\sin\theta|^4 \quad (5a)$$

and for $90^\circ < \theta < 270^\circ$

$$C_p = -0.333 - 0.1544|\sin\theta| - 0.1128|\sin\theta|^2 \quad (5b)$$

As showed in Table 1, the SC and RM correlations overestimate the natural ventilation rate by 66.7% and 31.9% on average, respectively. In these calculations, C_d is always considered to be 0.61, which is common for small opening surfaces. However, the correlations that assume homogeneous pressure distribution over the building facades can add uncertainty to calculations [Cóstola et al. 2009]. Since

the correlations provide a shielding coefficient only for far obstacles rather than for shelter structures over the facade, in the present study the main influence factor on the reduction of ventilation performance could be the existence of the loggia.

Table 1. Ventilation rate calculated by correlations compared to field tests

Cases	Wind speed(m/s)	Wind direction(°)	ACHexp (vol/h)	SC Correlation (vol/h)	Deviation	RM Correlation (vol/h)	Deviation
T1	0.63	-158.2	8.2±0.6	9.0	9.7%	5.2	-36.7%
T2	1.98	43.9	10.4±1.5	27.1	160.6%	22.0	111.3%
T3	2.32	22.7	19.0±1.7	32.9	73.1%	30.0	58.1%
T4	2.90	29.3	28.7±2.8	40.6	41.5%	33.9	18.0%
T5	2.12	-52.5	19.3±2.3	28.7	48.5%	21.0	8.6%

CFD Model of the Test Room and Validation

Domain Size and Meshing

CFD simulations should take into account the interactions between outdoor and indoor air flows. This purpose can be achieved by coupled and decoupled approaches. The coupled or ‘whole field’ approach simulates the building and environment simultaneously in the same mesh, thus resolving the above interaction. On the contrary, the decoupled approach treats indoor and outdoor environments separately. Outdoor simulation or field measurements are used as boundary conditions for indoor airflow simulations. These two approaches can be selected for different purposes. For instance, Montazeri and Blocken studied how the presence of a balcony affects the wind speed around the building [Montazeri and Blocken, 2013], so the simulation was only based on outdoor meshing. In the present study which was focused on the indoor air change rate, a coupled method was applied to determine a whole field calculation.

The simulated two-floor building was described in section 2.1. Its size is $32.4 \times 5.4 \times 8.2 \text{m}^3$ (the loggia included in length). The third room from the left on the first floor was used for the experimental campaign and simulated by CFD.

In order to simulate the real wind field around the building, we built a large computational domain of $421.2 \times 32.4 \times 85.8 \text{m}^3$ (13, 6, and 13 times of the building’s length, height, width, respectively). The mesh domain is larger in the leeward zone. The computational field mesh was selected with consideration into wind direction (Fig. 3).

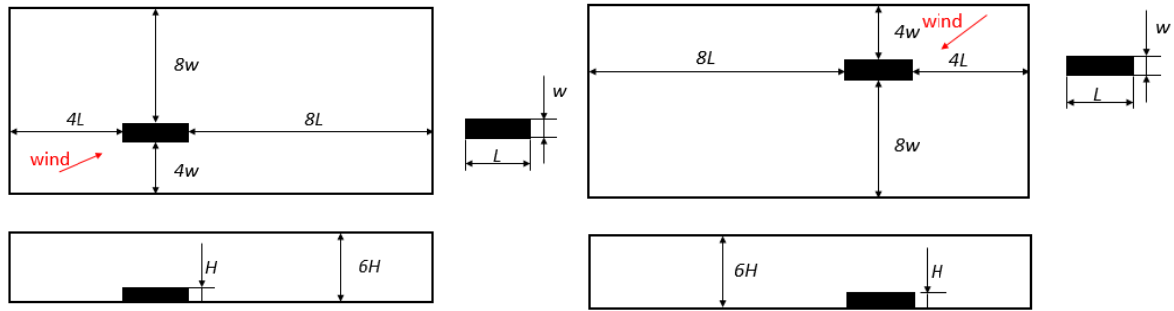


Figure 3. Whole field grid: wind arrives at the front wall (left) or back wall(right).

The sizing and mesh numbers are presented in Table 2. In order to optimize the meshing number, we drew the field domain on a coarse mesh and the ventilated space on a fine mesh. The resulting mesh is constructed in Ansys ICEM [ANSYS, 2014].

Table 2. Mesh size and number

	Reference Grid
Cells	1,888,776
faces	5,752,990
nodes	1,974,554
Minimum orthogonal quality	0.909
Maximum aspect ratio	55

A grid convergence test was performed on three sizes to check the independence of the chosen grid: a coarse grid with 903 744 cells, a normal grid with 1 888 776 cells and a fine grid with 5 066 992 cells. The normal one composed of about 1 million cells for both field and room domains are selected.

The grid was refined in the vicinity of the ground surface, the walls and the openings, with a minimum grid size of 1.5 cm for the room facade, 15 cm for the walls attached to the ventilated room, and 35 cm for other surfaces of the building.

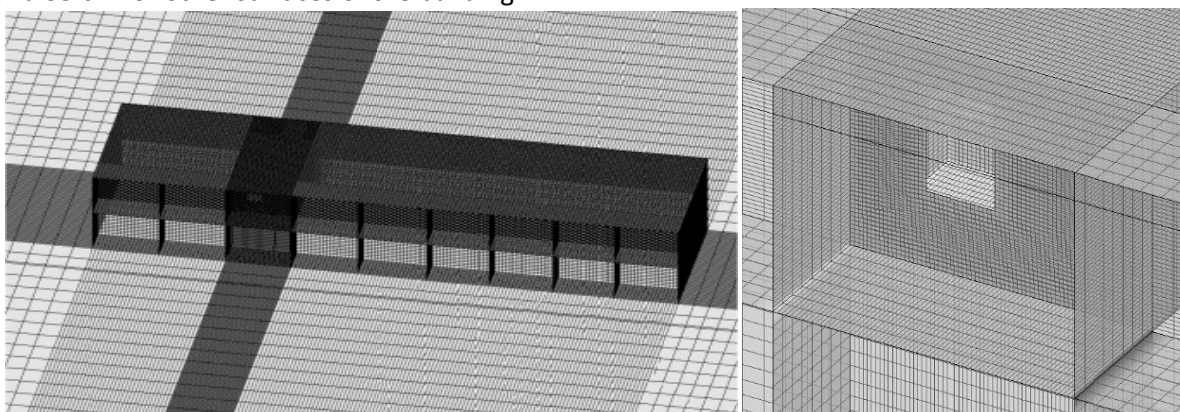


Figure 4. Details of computational domain (left) and building scale (right) on loggia scale.

Boundary Conditions

The boundary conditions are set as follows:

- (1) ground surface: rough wall with a roughness height, z_0 , of 0.15m;
- (2) exterior and interior building walls: no-slip walls;

- (3) top border of the domain: a constant shear stress condition;
- (4) left and right walls: symmetric boundary conditions or no-slip walls;
- (5) inlet boundary: velocity with a logarithmic law;
- (6) outlet boundary: pressure out.

Solver Settings

It is confirmed that the Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) model provides acceptable results in most situations with inaccuracy of only 20% and short computation time about 1/30 that of Large Eddy Simulation(LES)[Caciolo et al. 2013]. Here the steady 3D RANS equations were solved on the commercial CFD platform Ansys Fluent 14 [ANSYS, 2011]. The governing RANS equations are written as follows:

$$\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \bar{u}_k \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 \bar{u}_j}{\partial x_k^2} - \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \overline{u'_j u'_k}) + \rho \beta (\bar{T} - T_0) g_j, \quad j = 1, 2, 3 \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \bar{u}_k \bar{T}) = -\left(\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t}\right) \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial x_k^2} + \frac{\dot{q}}{C_p} \quad (8)$$

where the overbar indicates ‘time-averaged’. The term involving the Reynolds stresses can be calculated from several turbulence models such as Re-Normalisation Group (RNG) k-ε model and Reynold Stress Model (RSM). Both models were applied to the field test data to compare the prediction accuracy of ventilation performance. The pressure was interpolated by a “PRESTO!” scheme, and pressure-velocity coupling was finished by the SIMPLE algorithm. Second-order upwind discretization schemes were used for both the convection terms and diffusion terms of the governing equations. We assumed convergence when all the scaled residuals leveled off and minimized to 10^{-5} for velocity terms, 10^{-3} for k, ε, continuity and Reynolds stress tensor in RSM. In addition, the mass and energy balances at the opening were checked through surface integration of mass flow and energy.

Calculation of ACH

The simplest way to calculate the ACH from the simulated velocity field is to integrate the time-averaged normal velocity over the opening areas as follows:

$$q = q_{in} = q_{out} = \frac{1}{2} \sum_c^{N_{cells, opening}} \left| \bar{v}_c \cdot \bar{n}_c \right| \cdot A_c \quad (9)$$

where \bar{v}_c is the velocity vector, \bar{n}_c is the unitary vector normal to the opening and A_c is the area of cell c that belongs to the opening. ACH is then calculated from Eq. (2).

This method is straightforward and pertinent in the present case of wind-driven cross-ventilation in a single room where the buoyancy effect can be neglected compared to single-sided ventilation [Allocca et al. 2013][Yang et al. 2006].

Comparison of the CFD Model with Field Measurement

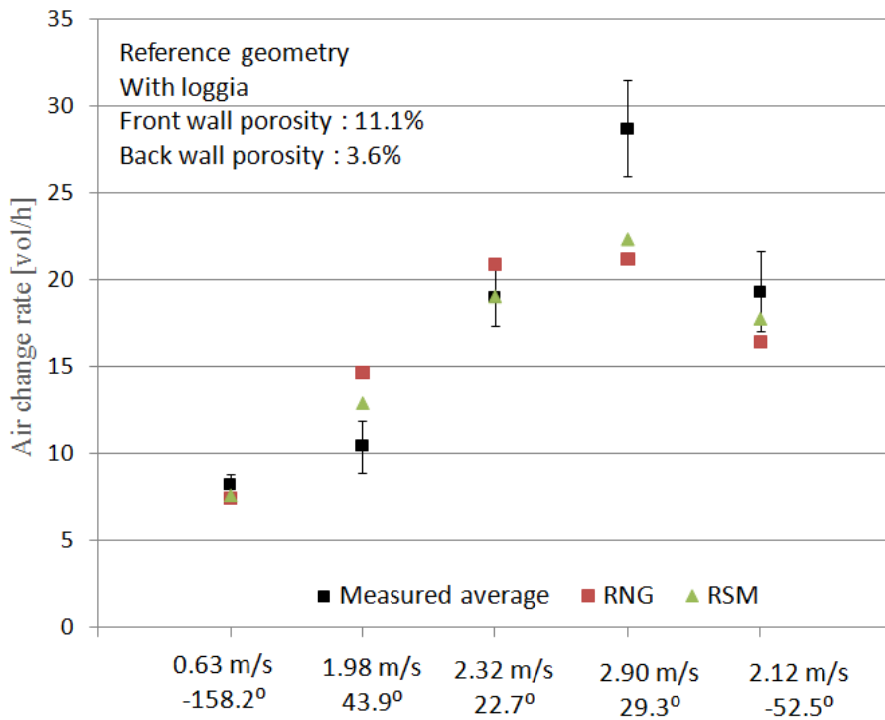


Figure 5. Comparison of ACH between experimental results and numerical simulations.

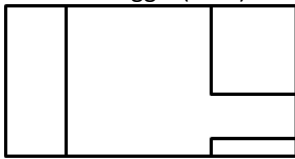
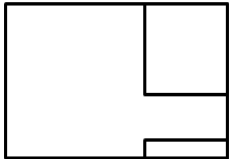
As for validation, the hill behind the building was modeled in the mesh. In the parametric analysis is in section 4, the hill is removed from the mesh to create an isolated environment.

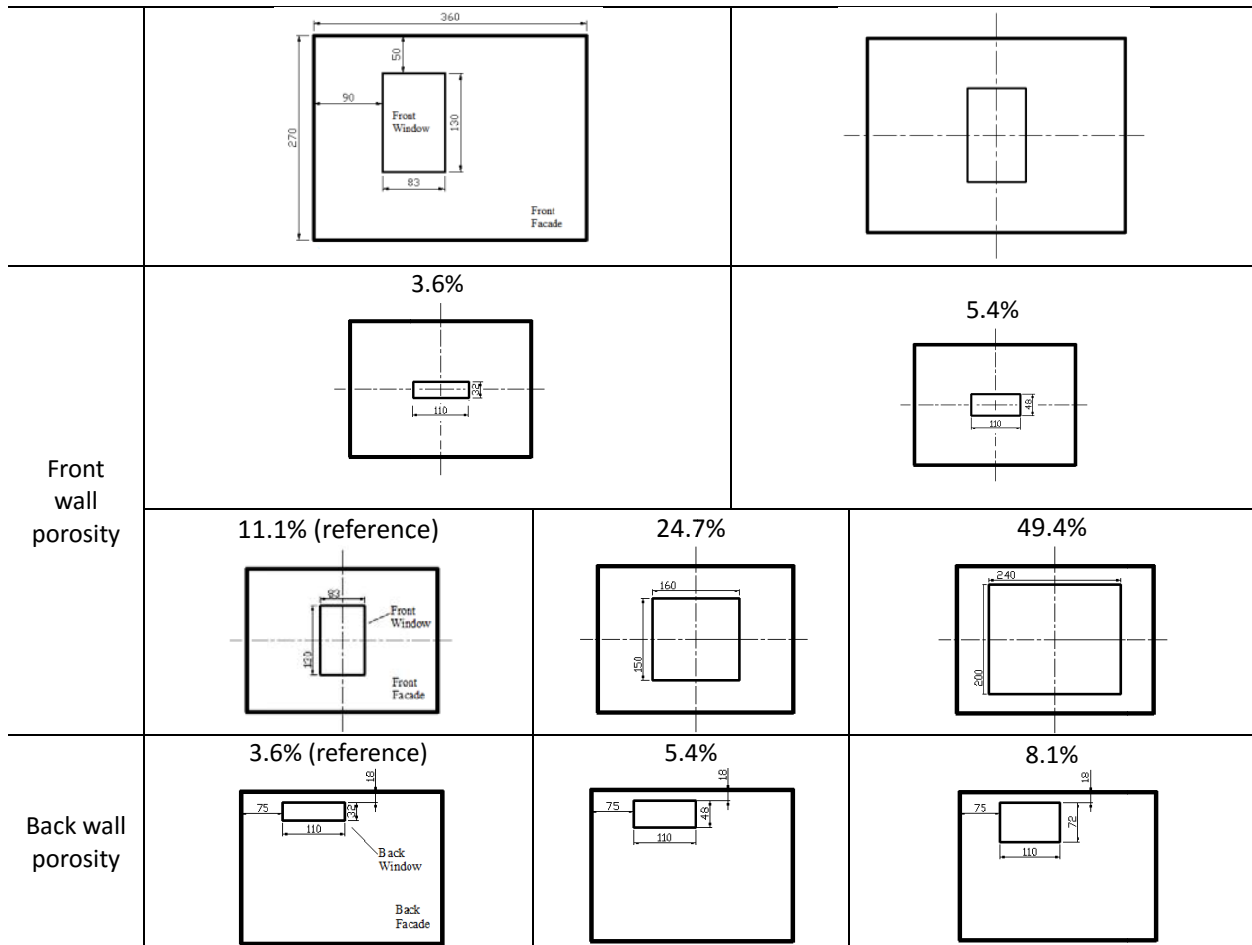
Figure 5 shows the ACHs determined simulation and experiments. Given the uncertainty of measurements, the ACHs from simulations are relatively reliable. The results of RSM are close to, even seemingly a bit more accurate than, those of RNG k-ε. However, RSM takes longer convergence time, so RNG k-ε is selected in the following analyses.

CFD Simulation about Impacts of Geometrical Parameters on Natural Ventilation

In the following parametric analysis, the geometry elements of the building envelope are varied. Each simulation is performed on a geometry that is a combination of the elements (Table 3).

Table3. Geometric changes in the cases of parametric analysis

Element	Configurations	
Loggia	<p>With loggia (CWL)</p> 	<p>Without loggia (CNL)</p> 
Position of front window	Reference (one-sided)	Centered



Impact of Loggia

Impact of Wind Incident Angle

The ACHs predicted by the correlation methods are much larger than the experimental results. This entails the necessity to investigate the impact of the loggia on the air flow. This part presents the simulations with Configuration with No Loggia (CNL) compared to the reference Configuration With Loggia (CWL) in the experiments. Except the loggia, the building geometry remained the same. In addition to the environment data obtained in the experiments, wind conditions were generalized for the parametric analysis.

The corresponding ACHs are shown in Fig.5. The wind velocity was set to be 2m/s and the wind incident angle, ϑ , varied from 0 to 180°.

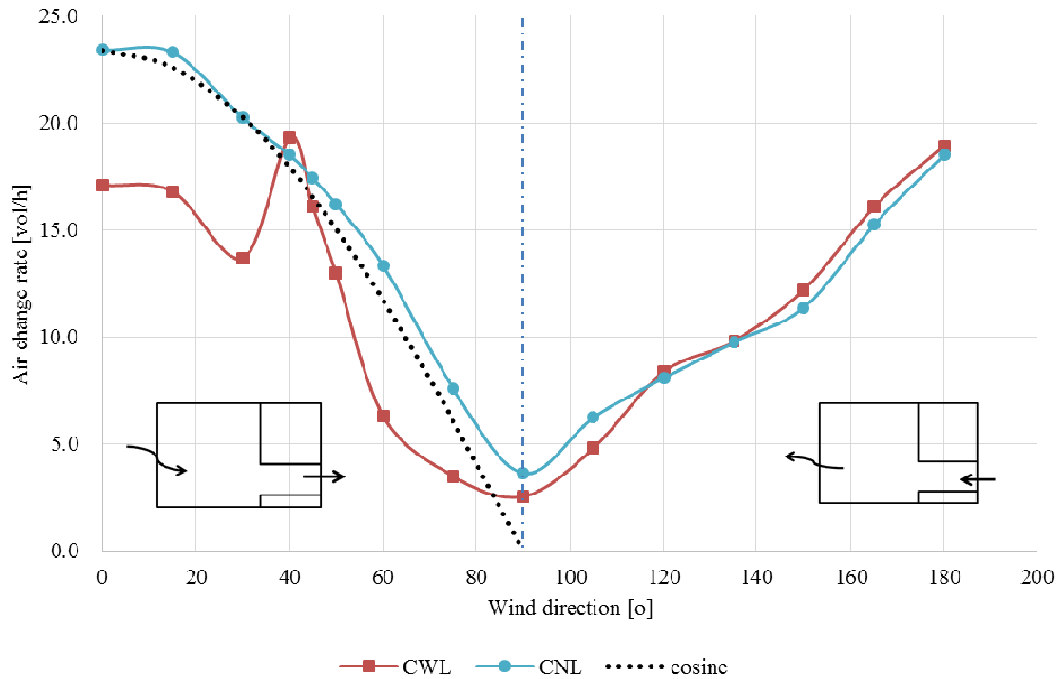


Figure 6. Air change rates in the function of wind incident angle, CWL and CNL, $v_{ref}=2\text{m/s}$.

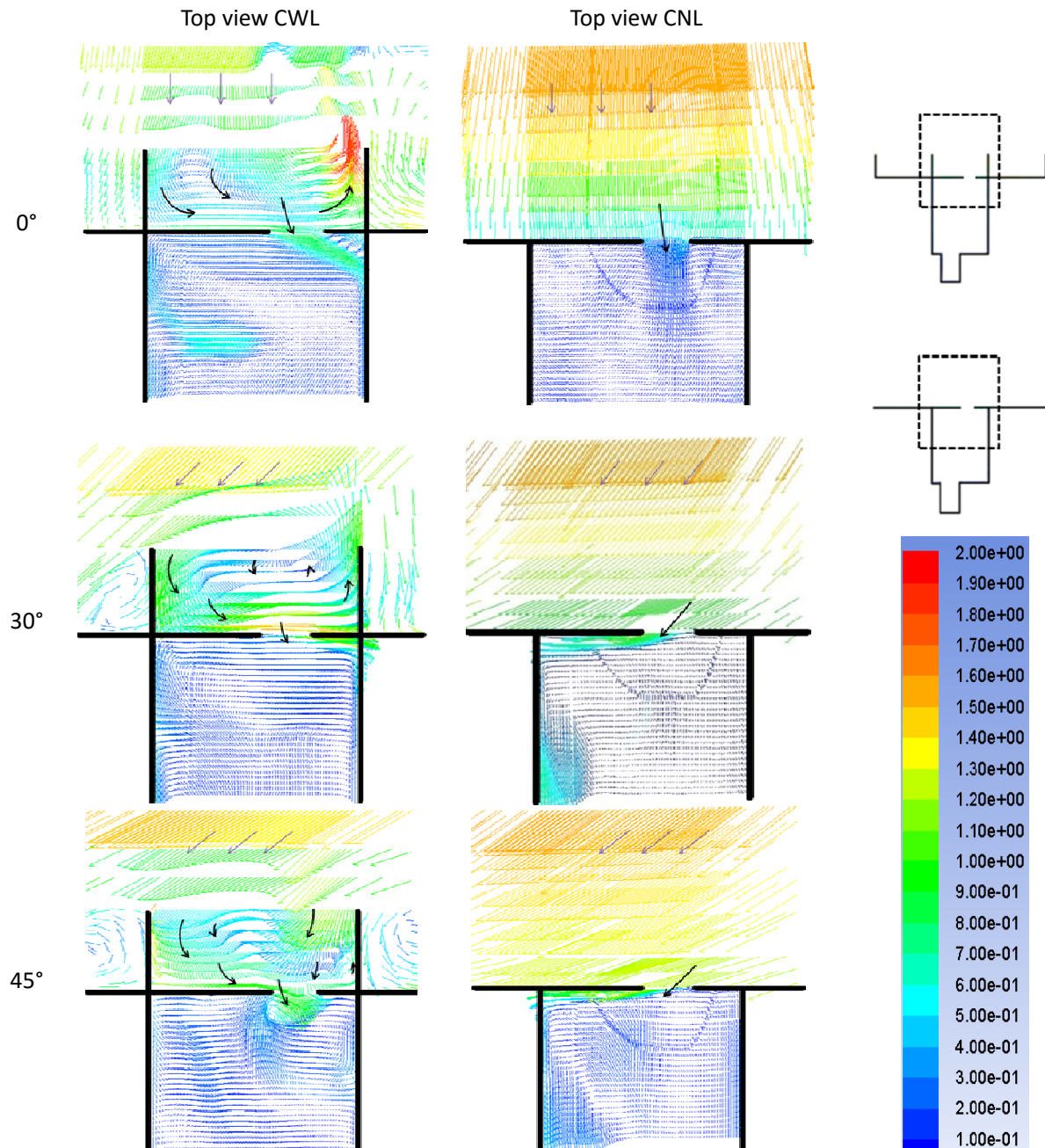
In case of CNL, the air change rate decreases when the wind incident angle ϑ increases, and the form is a cosine curve when ϑ is less than 75° . When ϑ approaches 90° , the ACH is minimized. The ACH will not be zero even when ϑ is 90° because the pressure fluctuation would create turbulence to induce airflow. The leeward part of the curves (right) is not the mirror of the windward part (left), despite the absence of the loggia. In the present configuration, the two windows on the front and back facades are not the same size, which leads to this dissymmetry.

In case of CWL, the ACH on the windward side is generally decelerated compared with CNL. On the windward side from $\vartheta=0$ to 90° , CWL reduces the ACH by 27% compared with CNL. A singularity exists, where the ventilation performance is improved, when ϑ is around 40° . The wind coming at the front window always ensures a larger ACH because of more significant turbulent flow on the larger opening. The CWL does not affect ACH if it is located at the outlet of the flow (leeward conditions).

A schematic explanation is presented to explain why the singularity at $\vartheta=40^\circ$ was not observed in the experiments, which depends on actual climate conditions in experiments. Figure 6 compares the velocity magnitude vector fields at the front wall opening among different wind incident angles. On a top view of the velocity field, it is clear that vortices are formed in the loggia area. This alters the wind direction and reduces the airflow velocity at the room opening, except in some cases. Between $\vartheta=30$ and 60° , with a climax at 45° , the loggia-induced vortex tends to direct the flow at the opening, limiting the reduction of the velocity component that is normal to the opening. At $\vartheta=45^\circ$, the velocity at the opening is 0.678 m/s , whereas it drops to 0.657 m/s at 30° and to 0.630 m/s at 60° . The presence of the vortex slows down the decrease of ventilation rate as long as ϑ is less than 60° . Once the wind direction exceeds this range, the side walls of the loggia truncate the wind inflow and the ACH drops dramatically.

As showed in Fig.6, the airflow approaching the building is weak at most tangential angles, but is reinforced at some others. At most tangential angles, ACHs are weakened by the vortex and some air

leaves the loggia without passing through the window. However, at ϑ around 40° , the airflow is mostly canalized by the loggia to flush indoor. The ACH increase under certain wind directions was not observed in the experiments because in real conditions, the wind fluctuation leads to continuous turbulence change inside the loggia, which can hardly form stable vortices as seen in the steady-state simulation.



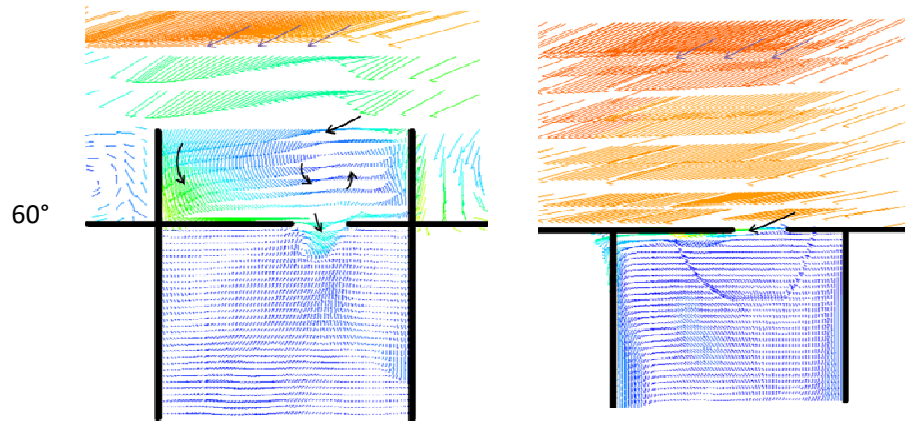


Figure 7. Wind velocity vector field at different wind incident angles, $v_{ref}=2\text{m/s}$, CWL and CNL. Top view on the mid-height of front window.

Impact of Opening Position

In the previous simulation, the front window was not positioned in the facade center, either horizontally or vertically. The window was installed 90 cm to the left wall and 50 cm to the roof. This corresponds to the original reference configuration and may be particular. To verify the generality of the loggia effect, we simulated the ACHs with the window positioned in the façade center (Fig. 7). The centered window was installed 1.4 m to both side walls and 70 cm to the roof. As showed in Fig. 8, the two ACH curves almost show the same shape, with a small phase difference of 5° . The two opening positions almost exert the same reduction effect on ACHs, which was not captured by the correlation methods. The singularity observed in the simulation is unidentifiable by in-situ experiments, since the wind is not steady.

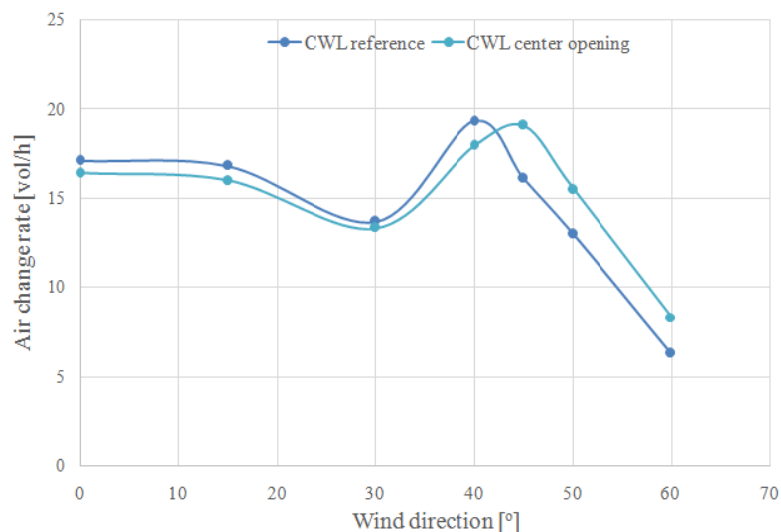


Figure 8. ACH for wind velocity $v_{ref}=2\text{ m/s}$, CWL reference and CWL with center opening.

Impact of Wind velocity

At larger wind velocities, the ACH curves relative to wind incident angle θ follow the same trend. As shown in Fig. 7, the ACHs generally decrease at larger ϑ . As showed in Fig.8, the ACHs at velocities of 4 and 6 m/s are 2.3 and 3.5 times larger than that at 2 m/s, respectively.

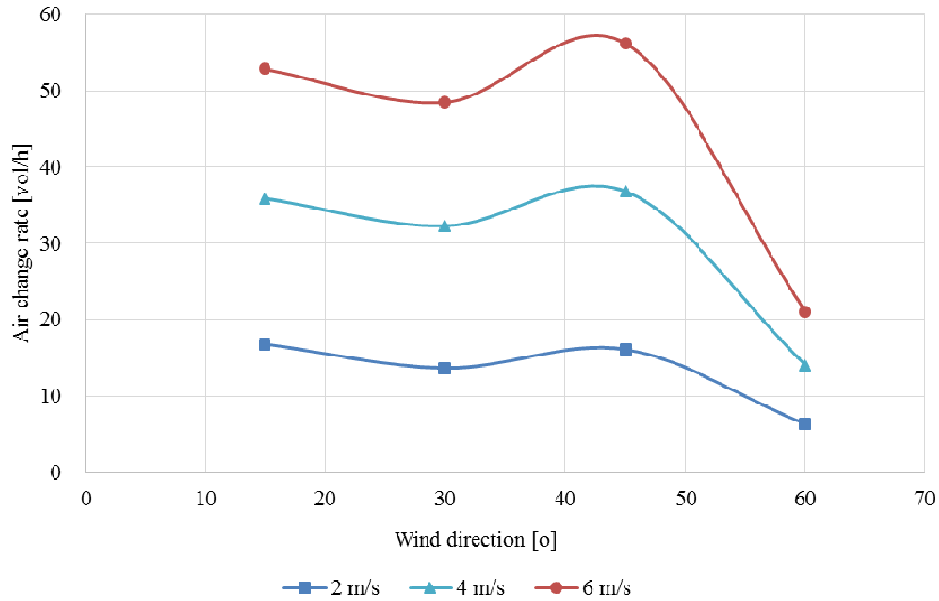


Figure 9. ACH at $v_{ref}=2, 4, 6$ m/s, CWL reference configuration.

Impact of Façade Porosity

As showed in Fig. 5, the simulation results are not symmetric between the windward side and leeward side even for CNL. None of the above mentioned correlation methods discriminate whether the wind arrives at the front wall or back wall. This phenomenon is attributed to the different sizes of the two openings. Specifically, the smaller opening surface became the major obstacle against airflow and therefore would control the ACH.

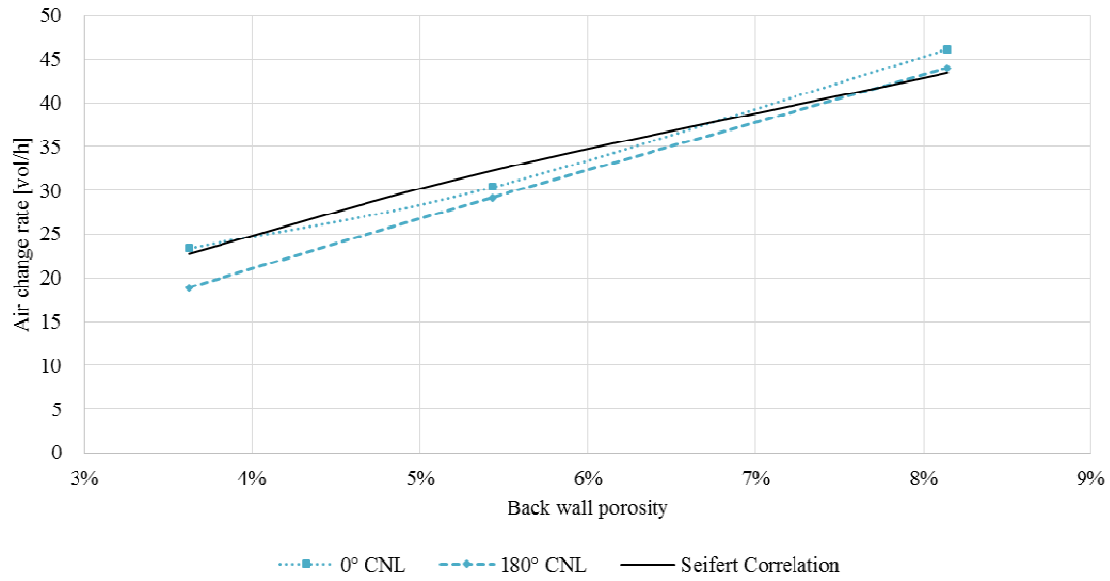
Equation (3) was generalized by Seifert et al. by introducing an effective opening surface when the openings, A_i , are not equal:

$$q = v_{ref} \cdot \sqrt{\frac{\Delta C_p}{\sum_i 1/(A_i^2 C_{d,i}^2)}} \quad (10)$$

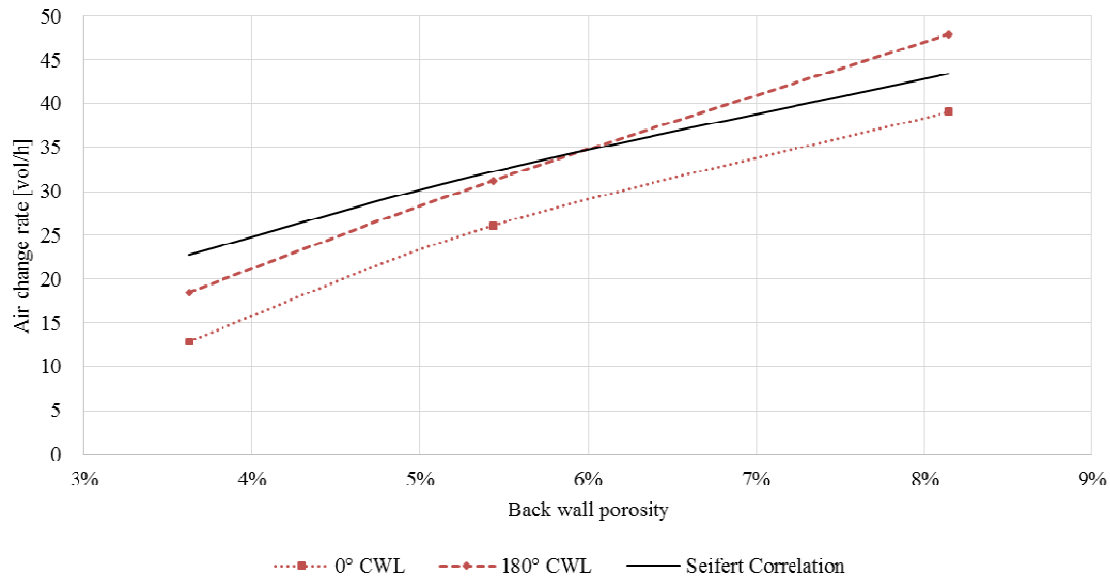
Where i represents the physical terms on each window opening. When the discharge coefficient C_d is constant, the airflow is controlled by the smaller openings and Eq. (10) predicts identical results between the windward and leeward sides.

To investigate the effects of opening size on ACH, we simulated with different opening sizes. The ACH varies when we successively change the opening size of back window (Fig. 10) and front window (Fig. 11).

As showed in Fig. 10, the geometry of the front window is fixed as in the reference configuration. The back window surface was enlarged by 1.5 and 2.25 times, which corresponds to porosity of 5.4% and 8.1% (limited by the room geometry). The wind speed was set to be 2m/s, and two wind directions ($0^\circ, 180^\circ$) were tested.



a) CNL

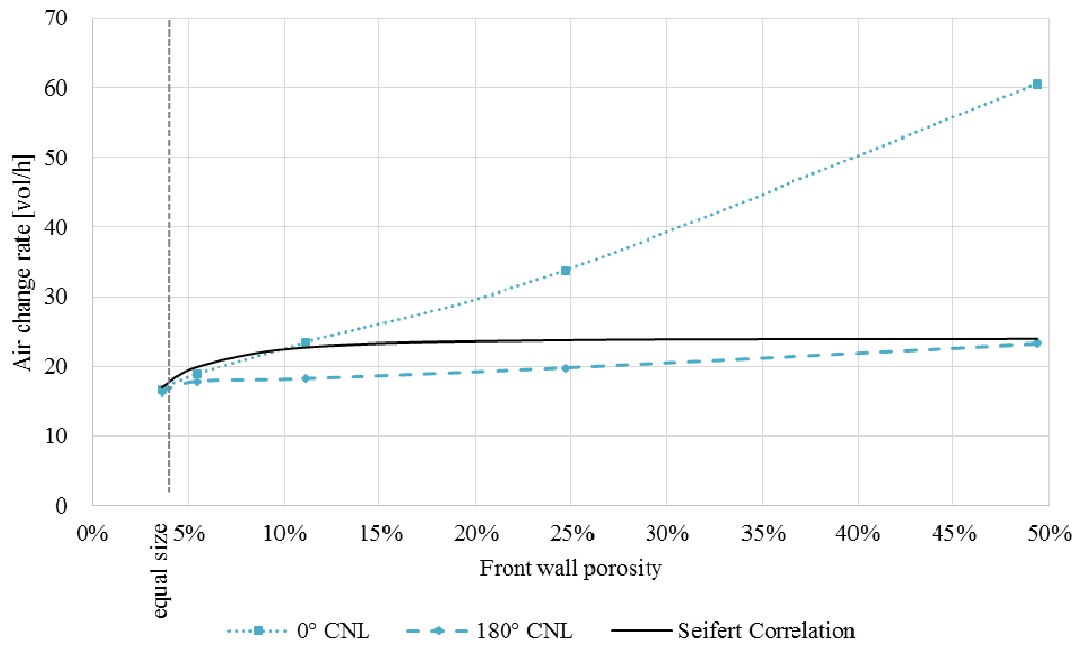


(b)CWL

Figure 10. ACHs at varying back wall porosity (3.6%, 5.4% and 8.1%), $v_{ref}=2$ m/s, wind direction 0° and 180°, façade porosity = 11.1%.

When the back wall porosity is improved, the ACHs linearly increase as well because the openings are relatively small. Therefore, the Seifert correlation predicts the same trend as the numerical simulation. In the case of CNL, the correlation method yields positive results at both wind directions. In the case of CWL, the ACH under windward condition (0°) is reduced due to the 'loggia effect', while the ACHs under leeward condition (180°) are very close between CWL and CNL.

As showed in Fig.11, the back window geometry was fixed as in the reference configuration with a porosity of 3.6%. The front wall porosity was modified until it was 4 times the surface of the reference, with surfaces of 0.35, 0.53, 1.08, 2.4 and 4.8 m², corresponding to porosities of 3.6%, 5.4%, 11.1%, 24.7% and 49.4%, respectively. Two wind directions (0°, 180°) were tested.



a) CNL



b) CWL

Figure 11. ACHs at varying front wall porosity (3.6%, 5.4%, 11.1%, 24.7% and 49.4%), $v_{ref}=2$ m/s, wind direction 0° and 180° , back wall porosity = 3.6%.

It should be restated that the loggia reduces the ACH by around 30% underwindward condition (0°), but has no evident effect under leeward condition (180°), regardless of the front-wall porosity. Based on Fig. 10, we find:

- ACHs are quite close between windward and leeward conditions when the window sizes are equal for CNL.

- The CFD-predicted ACH increases slowly as the wall porosity increases under leeward condition.
- On the contrary, ACH significantly increases when the front opening size is enlarged under windward condition.
- Under windward condition, the results of the correlation diverge from those of the CFD. The ACHs from CFD simulations increase continuously for both CNL and CWL, whereas the ACH from the correlation method is limited by the smaller opening. The ACH difference between CFD and correlation method can be up to 146% when the opening ratio reaches 49.4% for CNL.

The failure of correlation methods in ACH calculation on large opening configurations has been reported. Using constant value of C_d is inappropriate for wind-induced ventilation that is characterized by pressure and velocity fluctuations [Chiu and Etheridge, 2007]. The correlation methods lose accuracy when two equally large openings are placed in the wind direction, because a dominant air stream is formed to largely reduce a building's airflow resistance [Shetabivash, 2015].

The present study confirms that the ACH calculation in the opening plan in wind-driven ventilation depends not only on the window size, but also on the wind direction. The correlation methods do not underestimate the ACH under leeward condition, even if the front window is quite large, and the deviation from CFD simulations remains under 30%. This indicates that the correlation methods can still be applied in a number of configurations when the window sizes on the opposite walls are not equal.

More-precise predictions require field measurements of C_d or CFD simulation. This is less convenient and more time-consuming than the use of correlation methods. The correlation methods tend to underestimate ACH for large openings under windward condition. The ACHs are high enough for large openings. The correlation methods are implanted according to the design guidelines and norms, so that it can be determined whether or not the design satisfies a minimum requirement of airflow rates.

Conclusions

We present a systematic evaluation of wind-driven natural ventilation performance in a low-rise hotel building configuration with loggia (CWL) or with no loggia (CNL) on the front façades. The simulation is based on 3D steady RANS CFD model.

The simulations show that CWL decreases ventilation performance under windward condition by 27%. Dominant wind from certain directions favors the cross-ventilation by forming a vortex in the loggia. In case of CNL, the simulation results are close to those of the correlations in all the leeward cases and in the windward cases where the opening sizes remain under 11% of the facade surface.

The correlation methods are adequate for the small facade porosity, but inadequate for large window sizes, especially under windward condition. Once the opening size is large enough, the ventilation rates increase significantly. This means larger window should be placed in the dominant wind direction rather than its opposite, in order to improve ventilation performance. It is also interesting in relating air change rate with the wind pressure in field measurements so as to better understand the ventilation mechanism for large facade porosity in future work.

For the design of ventilation performance, the actual correlation methods are accurate enough for low porosity. Under windward condition and for large porosity, C_d should be adjusted so as to use the correlation methods.

Acknowledgement

This work is funded by French National Research Agency under contract OVI-SOLVE. We appreciate that CEA INES and IESC provide the space for the experiments and ENTPE for the assistances in the experiments.

Nomenclature

q	Volumetric flow rate ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
C_0	Initial CO_2 concentration (ppm)
C_f	Final CO_2 concentration (ppm)
C_{bd}	Background CO_2 concentration (ppm)
C_d	Discharge coefficient (-)
A_{eff}	Effective flow area of the opening (m^2)
A_i	i -th opening (m^2)
C_p	Wind pressure coefficient (-) or Specific heat capacity at constant pressure ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
ACH	Air change rate, air changes per hour ($\text{vol} \cdot \text{h}^{-1}$)
V	test room volume (m^3)
S_{ct}	Turbulent Schmidt number (-)
T	Temperature (K)
T_0	Reference temperature (K)
u_i	i -th component of the velocity vector ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
p	Precision (Pa)
v_{ref}	Reference wind velocity ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
v_{wind}	Wind velocity ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
\mathbf{v}	Velocity vector (u_1, u_2, u_3) ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
Pr_t	Turbulent Prandtl number (-)
λ	Thermal conductivity ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
k	Turbulent kinetic energy ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$)
ε	rate of dissipation of the turbulent kinetic energy
μ	Dynamic viscosity ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$)
μ_t	Turbulent viscosity ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$)
ρ	Density ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
θ	Wind incident angle ($^\circ$)
β	Thermal expansion coefficient (K^{-1})
g_j	j -th component of gravity vector ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)
HVAC	Heating, ventilation, and air conditioning
RANS	Reynolds-Averaged Navier Stokes equation modeling
RSM	Reynold Stress Model
RNG	Re-Normalisation Group k - ε Model
LES	Large Eddy Simulation
CWL	Cross-ventilation test With Loggia
CNL	Cross-ventilation test with No Loggia

Chapitre 4

Développement d'un prototype de volet acoustique en vue de ventilation naturelle

Au chapitre précédent, la méthodologie de simulation numérique du système de ventilation naturelle a été examinée et validée. La modélisation de différentes géométries à l'aide de la CFD permet d'élargir le domaine d'application des solutions de ventilation naturelle.

Dans ce chapitre, on se sert du modèle CFD accompagné d'une modélisation acoustique par éléments finis (FEM) afin de concevoir des prototypes de volets acoustiques capables de réduire la propagation des bruits extérieurs à travers la fenêtre tout en maintenant un taux de ventilation acceptable. Plusieurs prototypes sont envisagés (sur la base d'un remue-méninges): des volets à lamelles et des volets à chicanes. Ensuite, chacun est évalué du point de vue des performances aérauliques et acoustiques (environnement de salles réverbérantes). Ces études se concentrent uniquement sur l'impact de la géométrie retenue et négligent l'effet des matériaux employés. Les meilleures conceptions sont celles qui assurent un compromis entre la réduction de la performance aéraulique et le renforcement de la fonction antibruit.

Ensuite les conceptions retenues sont étudiées expérimentalement au travers d'une mise en œuvre selon 2 matériaux : plaques en mousse, et lamelles de plexiglas. Ces travaux expérimentaux ont été réalisés par l'équipe de l'ENTPE dans le cadre du projet OVI-SOLVE. Les résultats sont brièvement présentés afin de confirmer et valider les caractéristiques obtenues pour les volets (index de réduction de bruit, affaiblissement en taux de ventilation en ventilation mono-façade et traversante, avec matériau translucide ou opaque, etc.). Les paramètres obtenus seront les entrées des simulations de performance du bâtiment qui seront présentées au chapitre suivant.

4.1. Méthode de conception

La performance de la ventilation naturelle est limitée par le fait que le rafraîchissement par l'ouverture de fenêtre ne peut pas se concilier avec les contraintes liées aux bruits extérieurs. Ceci conduit à faire porter l'effort sur la conception et la fabrication d'équipements de protection acoustique de la fenêtre, qui restent compatibles avec la ventilation naturelle. La logique de conception a été présentée dans le Chapitre 1.4, et nous avons distingué deux domaines d'application différents: bâtiment tertiaire de type bureaux et bâtiment résidentiel. Afin de limiter le nombre de prototypes à concevoir et fabriquer, la méthode de conception suit le schéma:

- a. Remue-méninges visant à imaginer des dispositifs efficaces en termes de ventilation et de protection acoustique
- b. Elimination a priori des mauvaises solutions
- c. Simulation préalable, non validée, des solutions retenues du point de vue acoustique et du point de vue aéralique
- d. Tri des solutions pour se limiter à deux types de géométrie au maximum

Ces travaux correspondent au Chapitre 4.2.

- e. Choix du matériau : translucide pour le dispositif de jour, opaque et poro-élastique pour la nuit
- f. Caractérisation acoustique des deux prototypes suivant différentes positions de la source sonore dans la chambre d'essais de l'ENTPE
- g. Caractérisation de la transmission lumineuse du prototype translucide

Une partie des travaux ont été menés par l'ENTPE et le CEA INES. Ils seront brièvement présentés puisqu'ils n'ont pas été réalisés dans le cadre de cette thèse. L'ensemble constitue le Chapitre 4.3.

- h. Campagne d'essai aéralique in situ en ventilation traversante d'un dispositif de volets similaires
- i. Validation du modèle de calcul aéralique permettant de faire varier la géométrie et les conditions environnementales.
- j. Validation du modèle de calcul acoustique permettant de faire varier les sources de bruit

Les résultats d'essais aéraliques ont déjà été présentés au Chapitre 2.4. Après validation du modèle de calcul, les caractéristiques des volets acoustiques seront utilisées dans la simulation de performance énergétique du bâtiment au Chapitre 5.

4.2. Conception de la géométrie du volet

Cette partie a été présentée au congrès international « APEC Conference of Low Carbon Town and Physical Energy Storage, Changsha, 2013 »

How far can "baffle shutters" attenuate outdoor noise while maintaining acceptable natural ventilation rates?

Shuqing Cui*¹, Emmanuel Gourdon², Riccardo Issoglio², Pascal Stabat¹, Dominique Marchio¹, Mohamed El Mankibi²

¹CES, MINES ParisTech, Boulevard Saint Michel, F 75272 Paris cedex 06, France

²DGCB, Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat, Rue Maurice Audin, 69518 Vaulx-en-Velin C, France

* E-mail: shuqing.cui@mines-paristech.fr

Tel: +33 (0)1 40 51 91 56

Fax: +33 (0) 1 40 51 94 49

ABSTRACT

Natural ventilation is an attractive solution for cooling. However its implementation on building is often limited due to privacy, security and external noise. The use of "baffle shutters" could reduce the noise exposition but it also could decrease the air flow rate, particularly in the case of single-sided natural ventilation.

This paper assessed the impact of different types of shutter on the acoustic attenuation and on the air change rate. The methodology is based on numerical simulation using Computational Fluid Dynamics for ventilation study and finite element method for the acoustic study. Two kind of shutters have been studied, one type with chicanes and the other one with louvers. A parametric study on the geometry of both shutter types has been undertaken accounting for the spacing between slats, their width, their inclination angle and their position (vertical or horizontal).

The results are compared to the same simulations without any shutter. The best reduction of noise reached is 13dB while the air change rate is reduced by 80%. The reduction of ventilation rate is unavoidable since the apparent opening surface is reduced by 50% due to the shutter. However, another configuration of shutter shows a reduction of air change rate of 50% only but 3dB on noise. The choice of the best design of shutter is a trade-off between noise attenuation and air change rate.

Key words: Natural ventilation, noise attenuation, numerical simulation, shutter, baffle, louver

1. INTRODUCTION

Natural ventilation is an attractive cooling solution in the design of sustainable building environments. In the past years, many research works have been dedicated to the evaluation and improvement of natural ventilation performance [Jiang and Chen, 2002] [Evola and Popov, 2006] [Caciolo et al., 2011].

Among the different natural ventilation strategies, the single-sided ventilation appears to be the easiest to integrate in buildings since this strategy limits the problems of privacy and noise between rooms. However the air change rate is lower compared to cross or stack ventilation. The single-sided ventilation is rather well accepted by the occupants but its implementation is generally limited by the outdoor noise.

The introduction of "baffle shutters" including air channels and noise obstacles could be a solution to reduce noise exposure and still allow indoor environment to "breathe". Since the shutters are obstacles reducing the air change rate compared to an opening surface, their design should be a trade-off between an adequate air change rate and significant noise attenuation.

This paper provides an analysis of noise attenuation and air change rate for 2 types of baffle shutters based on CFD and FEM numerical simulations. One type of shutters is with two or three rows of baffles and the other one with inclined louvers. A parametric study on the geometry of both shutter types is then undertaken, varying the width, the inclination angle and the spacing of slats as well as the vertical or horizontal position of slats. The objective of this study is to identify the best concepts which will be assessed in later experiments.

In the single-sided natural ventilation, both analytical and numerical methods have been developed in the last decades for the assessments of the air change rates [Linden, 1999][Li and Delsante, 2001]. Analytical models have been successfully developed for top-hung window [Warren and Parikins, 1985][Larsen and Heiselberg, 2008] and have been validated by experiments [Caciolo et al., 2012]. However, in the case of opening with shutters, the geometry is more complex, so that the numerical simulation turns to be the most appropriate tool which can reveal the impacts of various shutter design parameters, especially on the stack and wind effects which are the two driven forces in single-sided natural ventilation.

2. NUMERICAL SIMULATION METHODS

2.1. General description

In this paper, two types of shutters have been studied. The shutter is installed on a window with dimension of 1m*1m. The first shutter type consists in multi-layer slats: each slat is 20cm high (H1) with a thickness (e) of 1 cm or 2 cm; the slats are disposed on the windowsill; the slats are side by side from a view in normal direction; the shutter width (E) is of 10 cm or 20 cm. Two examples are shown in Fig. 1(a&b). The second type consists in parallel louvers: the thickness of louvers 5 cm or 10 cm; the height for each louver is 2 cm or 4 cm and two inclination angles (11° and 22°) are studied. Two examples are shown in Fig. 1(c&d). Both the slats and louvers could be set horizontally or vertically.

This work employs Finite Volume Method for ventilation study and Finite Element Method for acoustic study, respectively within the commercial calculation environment Fluent 14 and Comsol Multiphysics 4.3. In the CFD part, a RSM model is introduced and several conditions concerning the indoor and outdoor temperature as well as the wind speed and its direction are examined. For the FEM study, an external noise source is set up facing the facade and representing a plane incident sound wave in the normal direction. Sound Reduce Indices are obtained by evaluating the weakened sound transmission through the aperture. The details of the phenomena of absorption and diffraction on noise frequency are presented according to different shutter geometries and spacing between baffles.

2.2. CFD simulations methodology

In the 3 main turbulence models existing (Direct Numerical Simulation, Large Eddy Simulation and Reynolds-Averaged Navier Stokes), the RANS can capture well the turbulent characteristics of air flows while consuming less calculation resource. Caciolo et al. [Caciolo et al., 2012] confirms that in most situations the RANS provides acceptable results with 20% of inaccuracy in about 30 times less computation time than the LES. We apply the Reynolds Stress Model (RSM) which is expected to increase accuracy compared to eddy-viscosity models. As an anisotropic turbulence model, additional transport equations are solved for each term of the Reynolds stresses tensor and the dissipation of the turbulent kinetic energy [Franke et al., 2007] so that the individual effects of the fluctuating quantities on the flow are taken into account.

The equations are solved by the commercial software Fluent. The pressure is interpolated by a "PRESTO!" scheme.

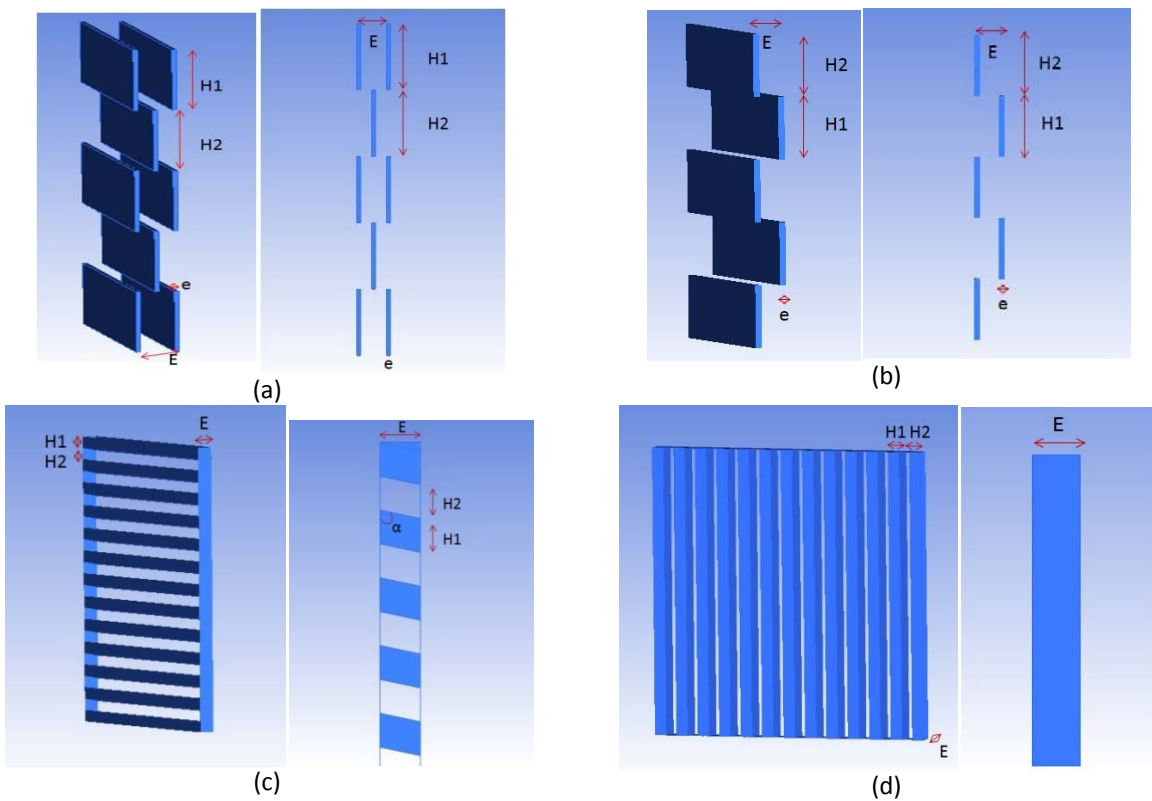


Figure 1. Shutter typology:

- (a) 3 layers slats (b) 2 layers slats, 3 slats outside and 2 slats inside (c) horizontal louvers (d) vertical louvers

The convective term, the diffusive term, the pressure term and the energy term use a second order upwind scheme. Pressure and velocity are coupled in the SIMPLE algorithm. Solution is considered to be converged while all residuals are confined in at least 10^{-3} of the initial calculation and remain stable for around 50 iterations. The convergence is also verified by checking the mass and energy balances between indoor and outdoor environment with user-defined functions (UDF).

The domain is discretized in two structured meshes, separating as indoor and outdoor domain, linked by conformal interfaces. In order to restrict the border effects, the inlet, outlet and upper boundaries are apart from the indoor domain ($L*L*H$) with a distance of $5L$, $10L$ and $5H$. The resulting mesh consists of around 600 000 cells.

The inlet boundary condition is based on the incident wind profile of imposed reference speed and turbulence intensity. The inlet speed uses a logarithmic profile neglecting the thermal effects which makes the advantage of consistency with the terrain roughness model [Blocken et al., 2007]. The outlet boundary uses a pressure profile following the Boussinesq approximation, which presents a hydrostatic stress. In the room, a heat source, representing a computer and a printer, is set as convective surface with a heat flux of 100 W/m^2 . The indoor walls are hold to a constant temperature (299K). The outdoor walls are smooth and adiabatic. The outdoor temperature is 295K.

2.3. FEM parameters

The fluid model for pressure acoustics used in this study is a linear elastic fluid by defining the density ρ and the speed of sound c . The pressure acoustics application solves for the acoustic pressure, p [Civoli and Neta, 2004] [Bayliss et al., 1982] [Temkin, 2001][Bauer, 1977].

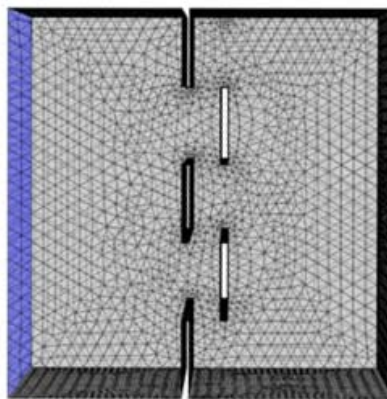


Figure 2. Example of FEM model (geometry and mesh) for pressure acoustics

Moreover, losses are accounted by introducing corrections related to the distortion of flow and increment of the mass participating to the total motion of air. The FEM modeling of the acoustical domains corresponding to holes, slats and louvers is a crucial point. In fact, from previous studies it has been demonstrated that using real valued density and sound speed for the air, the FEM model does not account correctly losses. The formulation used here is based on the equivalent dissipative fluid approach. According to this theory the holes, slats, louvers and porous materials can be considered as an equivalent fluid completely described by means of “equivalent” sound speed and density, complex valued, that are able to justify internal energy losses (visco-inertial and thermal effects) and phase shifts between pressure and particle velocity. In the widely used equivalent fluid model of Johnson-Champoux-Allard [Allard, 1993] (mainly utilized for porous materials but also for holes or perforated plates [Bonfiglio and Pompoli, 2009]), expressions for “equivalent” sound speed and density are proposed. An example of the domains is depicted in Figure 2

A brief description of the domains and boundary conditions is given as follows:

-Air: $\rho=1.21 \text{ kg/m}^3$ and $c=343 \text{ m/s}$

Boundaries:

-Inlet (source): radiation condition ($p=1 \text{ Pa}$)

-Outlet: radiation condition ($p=0 \text{ Pa}$)

The radiation boundary conditions allow an outgoing wave to leave the modeling domain with minimal reflections.

-Remaining: hard wall (particle velocity is equal to zero on those boundaries).

The **Sound Hard Boundary (Wall)** feature node creates a boundary condition for a *sound hard boundary* or wall at which the normal component of the acceleration is zero.

Mesh (free tetrahedral) has been created according to the rule of 10 finite elements per wavelength.

The transmission loss is defined as:

$$TL = 10 \log \frac{P_{in}}{P_{out}}$$

where P_{in} and P_{out} denote the total acoustic power at the inlet and the outlet, respectively. The transmission loss is thus defined as a function of sound frequency.

P_{in} is defined by the surface integral:

$$P_{in} = 2 \int_{S_{inlet}} \frac{p_0^2}{2\rho c}$$

The power through the outlet is defined in an analogous surface integral over the outlet boundary, but with the computed pressure instead of the applied one:

$$P_{out} = 2 \int_{S_{outlet}} \frac{|p|^2}{2\rho c}$$

3. RESULTS AND DISCUSSION

CFD and FEM simulations have been for the different configurations of shutter s as described in § 2.1. For each configuration, CFD simulations are carried out with wind speeds of 0 m/s, 1.5 m/s, 3.5 m/s and 5.5 m/s; in windward direction (30°) and leeward direction (150°). All these shutters reduce the apparent opening surface by 50%. The results of a CFD simulation are given in terms of average pressure, velocity and temperature fields. As shown in Tables 1 and 2, the air change rate results in column 5 are the range of all wind speeds and are compared to the reference simulations without shutter in column 6. The noise diminution in column 7 is the arithmetic average on 500, 1000, 1500, 2000, 2500 Hz. The 3-layers cases have the layer of 3 slats outside. The two layers cases can be distinguished by having the layer of 2 slats inside (2i) or outside (2o).

Table 1. Slats shutter ventilation and acoustical performance

slatslayers	Horizontal / vertical	E (cm)	e (cm)	Air change rate (vol/h)	Comparison (%)	Noise diminution (dB)
3	H	20	2	1.0-2.0	15%	13
3	V	20	2	2.0-2.8	22%	13
3	H	10	2	1.1-2.0	15%	5

3	V	10	2	1.6-2..6	19%	5
2i	H	10	2	2.4-3.2	25%	10
2i	V	10	2	2.5-4.0	30%	10
2o	H	10	2	2.2-2.6	22%	11
2o	v	10	2	2.5-3.6	29%	11

Despite of the reduction on apparent opening surface of 50%, the air change rate (ACR) reaches between 15% and 60% of the ACR without shutter. The best noise reduction is 13 dB with the 3-layer shutter while the ACR is reduced by about 80%. The air recirculation is largely stopped by the shutters so that this configuration should not appear as favorable.

Table 2. Louversshutter ventilation and acoustical performance

Horizontal / vertical	H1(cm)	E(cm)	□	Air change rate (vol/h)	Comparison (%)	Noise diminution (dB)
H	2	5	22	1.3-2.6	18%	3
V	2	5	22	2.9-4.8	50%	3
H	4	10	11	2.0-3.5	25%	2
V	4	10	11	4.4-6.6	60%	2

For louvers shutters, the ACR could reach even more than 50% of the ACR without shutter in the vertical position, which means that both the stack and wind effects are well preserved, but the noise attenuation is limited.

3.1. Ventilation performance

In the following part, a focus on 4 shutters is undertaken by analyzing the flow fields referring to the vertical section in the middle of window (view A) and the opening plan section in the center of shutter from an indoor view (view B). With the simulation results, the air change rate is calculated as the sum of convection and diffusion flows over the opening plane.

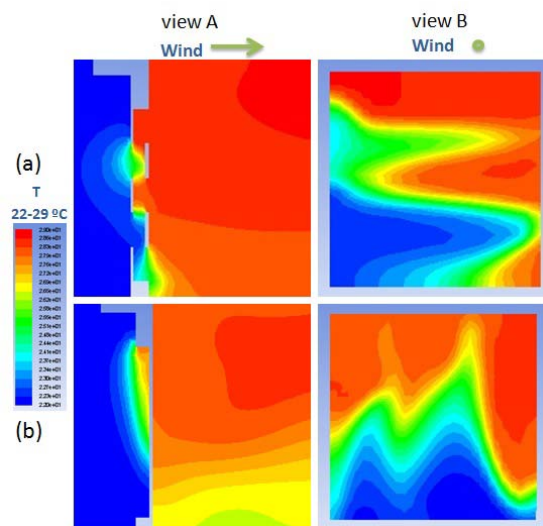


Figure 3 Steady-state 2D temperature fields: (a) horizontal slats (b)vertical slats

In the two cases presented, the horizontal and the vertical shutters have exactly the same geometry characteristics from an acoustic point of view with the noise source stemming from normal direction so that the acoustical performance is the same.

First cases are horizontal and vertical 2-layer slats shutters (2i). Fig. 3 shows the computed temperature fields.

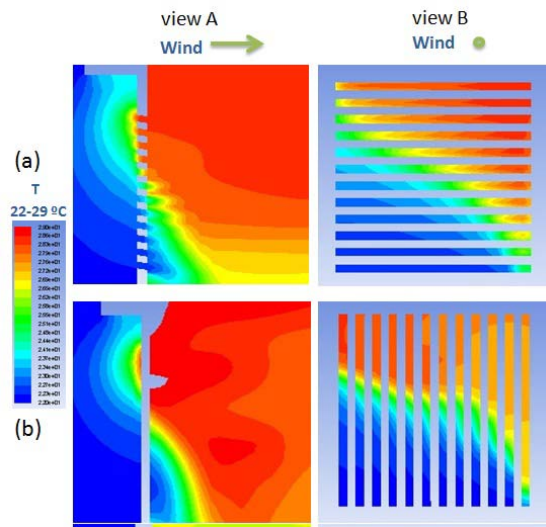


Figure 4. Steady-state 2D temperature fields : (a) horizontal louvers (b) vertical louvers

For both horizontal and vertical cases, the air enters in the room by the bottom apertures and goes out through the top apertures. As the stack height is truncated by horizontal slats and is kept with vertical slats, the horizontal ones tend to reduce the buoyancy effect contrary to the vertical ones. The wind effect is strongly reduced in both cases. Finally the horizontal slats have lower air change rate than the vertical slats.

For horizontal and vertical louvers, the temperature field (Fig. 4) clearly shows that stack effect is well preserved for both shutters. In vertical louver case, the vortex in front of the shutters is amplified and forms a larger mixing zone.

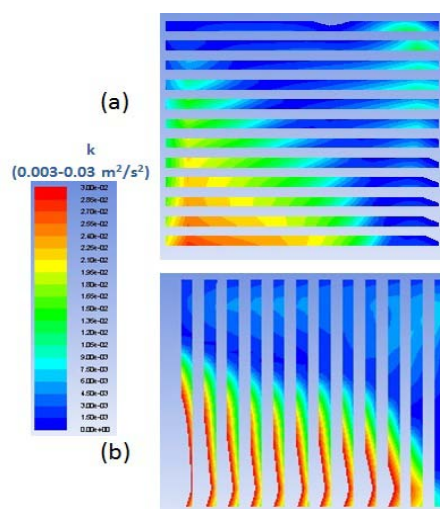
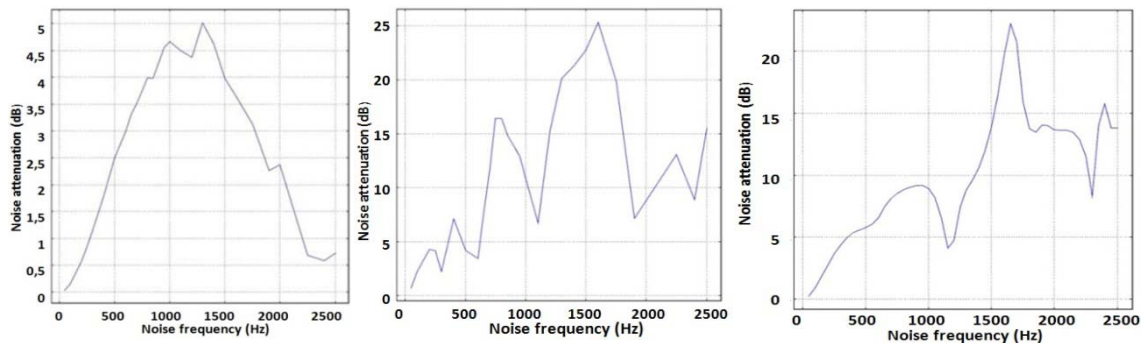


Figure 5. Steady-state 2D turbulent kinetic energy fields : (a) horizontal louvers (b) vertical louvers

The calculated turbulent kinetic energy is higher over the opening plane (Fig. 5). By this contribution of wind effect, the vertical shutters reach a better air change rate.

3.2. Acoustical performance

In the following part, different shutters tested are picked out as examples to show the main differences between slats or louvers. Indeed, as shown in Table 1 and in Fig. 6, there is a large difference in attenuation between louvers (around 3dB) and slats (more than 10dB).



(a)horizontal louvers (b)horizontal 3-layer slats (E=20cm) (c)horizontal 2-layer slats (2o)

Figure 6. Transmission Loss (dB) in function of Frequency (Hz)

For louvers, evenif there is a peak in Transmission Loss around 1000Hz, this peak is very small (around 5dB) so the attenuation is very low. Outside the frequency range where the peak is localized, the sound is transmitted so the isolation is very bad (Fig.7).

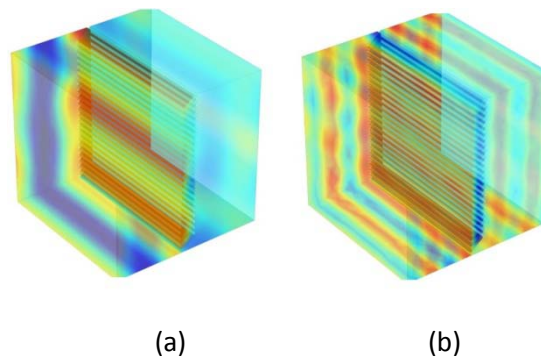


Figure 7. FEM model: pressure distribution for louvers : (a) around 1000Hz and (b) around 2500Hz

For slats louvers, the Transmission Loss is more interesting, where the pressure distribution shows the efficiency of slats (there is no direct transmission through slits). The acoustic pressure can be very low behind the slats (Fig. 8).

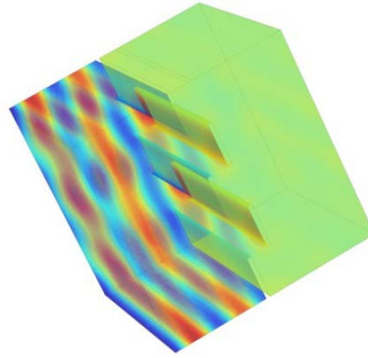


Figure 8. FEM model: pressure distribution for 2-layer slats around 2500Hz

A good compromise can be found with 2-layers slats where the performance is quite good (around 10dB).

4. CONCLUSION

In order to design new shutters reducing external noise while maintaining acceptable natural ventilation, this study has been carried out using CFD for ventilation aspect and the FEM for acoustical aspect.

The louver shutters limit the reduction of the air change rate compared to the reference case without shutters. However the acoustical diminution is of 3dB on average. The slat shutters, on the contrary, reducing significantly the noise by 10 dB, lowers strongly the ventilation rate. Two designs with the best trade-offs, the 2-layers vertical shutters and the vertical louvers, are selected to be studied experimentally in future works.

4.3. Caractéristiques des volets (synthèse des résultats obtenus par l'ENTPE et le CEA INES)

La fabrication des prototypes s'est donc limitée aux configurations issues du travail de modélisation qui précède. Afin de caractériser effectivement ces volets prototypes, des essais expérimentaux sont effectués pour les aspects aéraulique, acoustique et lumineux. Les résultats de performance aéraulique en ventilation naturelle mono-façade et traversante ont été présentés au Chapitre 2.3. Les résultats d'essais acoustiques et lumineux réalisés par l'ENTPE et CEA INES sont cités ci-après, ce qui permettront le paramétrage lors des simulations de performance énergétique du bâtiment qu'on trouvera au Chapitre 5.

4.3.1. Essais acoustiques (réalisés par l'ENTPE)

Les essais acoustiques ont été menés dans les salles réverbérantes et la cellule Hybcell de l'ENTPE. Le prototype a été installé entre 2 cellules par l'intermédiaire d'une paroi de support. Les deux salles de part et d'autre sont conçues pour permettre d'émettre un son statiquement homogène en tout point. (Fig. 4-1.)



Figure 4-1. Implantation du prototype « chicanes » en mousse (gauche) et en plexiglas (droite) dans des salles réverbérantes découplées

Un sonomètre analyseur 2250 de classe 1 conforme à la norme NF S 31-009, un haut-parleur multidirectionnel, un microphone à condensateur, un amplificateur Type 2716 et un télémètre laser sont utilisés pour mesurer la transmission acoustique à travers l'ouverture où est installé le prototype. Les résultats sont les suivants.

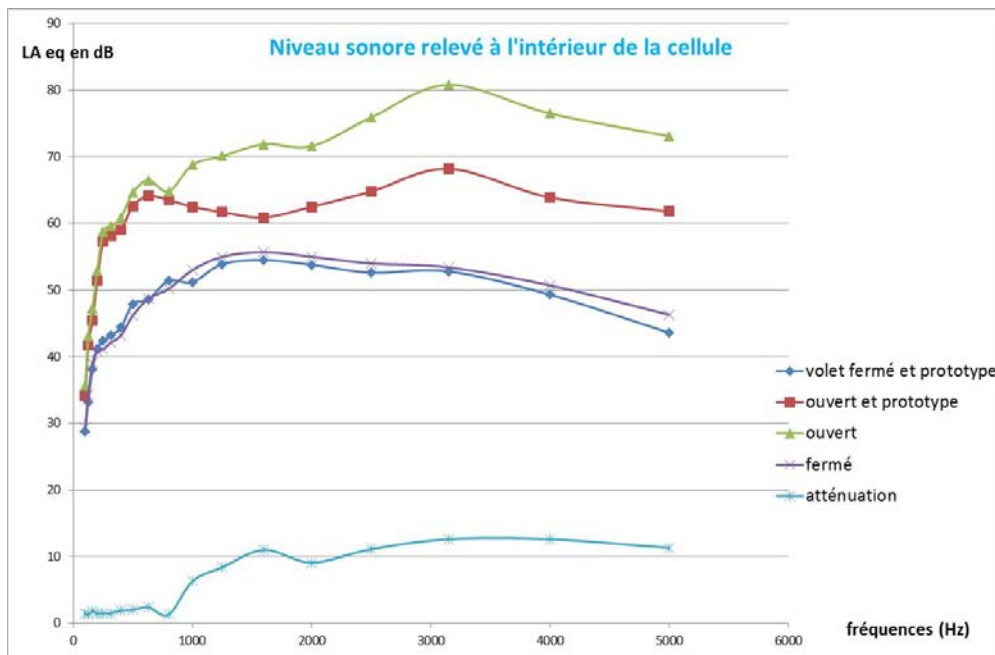


Figure 4-2. Affaiblissement du niveau sonore par le prototype à « chicanes » en mousse dans des salles réverbérantes

Les mesures d'atténuation acoustique du prototype à « chicanes » en mousse sont présentées dans la Figure 4-2. La courbe d'affaiblissement acoustique du volet en plexiglas évolue de la même manière. Les affaiblissements acoustiques des prototypes à « chicanes » sont en général de l'ordre de **10 dB**. On note une moindre atténuation aux basses fréquences.

4.3.2 Essais lumineux (réalisés par l'ENTPE et CEA INES)

Les mesures lumineuses ont été également menées dans la cellule Hybcell de l'ENTPE pour le volet à « chicanes » en plexiglas. Compte tenu des facteurs influençant la transmission lumineuse, à savoir, les obstacles telles que les fenêtres en aluminium et les murs en saillie aux extrémités, le prototype a été positionné à l'extérieur de l'ouverture, au centre et collé au châssis en aluminium.



Figure 4-3. Prototype installé dans la cellule Hybcell pour mesures lumineuses

Les mesures d'éclairement sont réalisées de manière comparative entre deux fenêtres : une fenêtre

dite de référence (sans volet), la seconde équipée du volet en plexiglas.

Les capteurs ont été positionnés à hauteur du plan de travail et en façade comme indiqué dans la Figure 4-4.

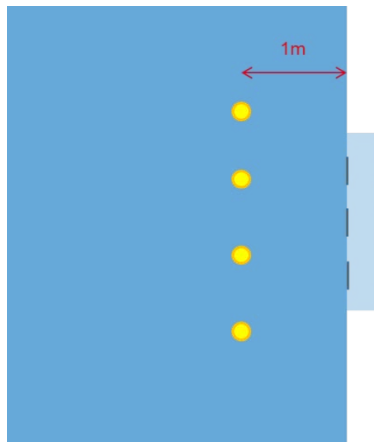


Figure 4-4. Dispositif expérimental - Emplacement des sondes internes (cercles jaunes) ; une mesure supplémentaire est prise à l'extérieur

Les mesures se sont déroulées en continu pendant plusieurs jours et les résultats représentatifs proviennent des journées de ciel couvert avec un éclairage extérieur diffus.

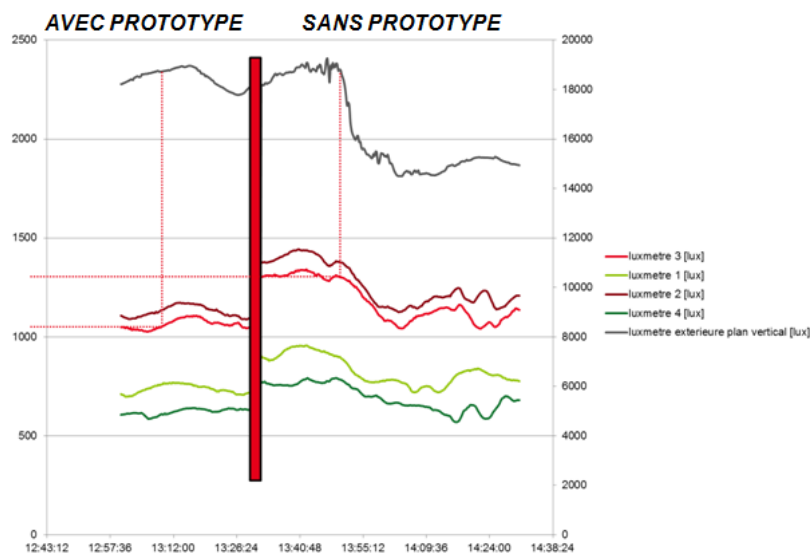


Figure 4-5. Mesures d'éclairage à l'intérieur de la cellule Hybcell avec et sans prototype

Comme le montre la Fig. 4-5, l'éclairage intérieur augmente d'environ 15% lorsque le prototype est enlevé de la fenêtre. Le prototype en plexiglas peut être considéré comme translucide; il n'est pas transparent.

Chapitre 5

Conception et gestion du système d'ouvertures vitrées

Dans ce chapitre, la problématique de conception et de gestion du système d'ouvertures vitrées est traitée au travers d'une approche multi-physique. Des modèles simplifiés représentant les différents aspects physiques de l'ouverture sont intégrés dans un outil de simulation. Ces modèles sont appliqués à des études paramétriques dans des bâtiments typiques afin d'évaluer la performance de la ventilation naturelle

- *mono-façade en tertiaire de jour*
- *et traversante en résidentiel de nuit*

en situation réelle avec contraintes acoustiques, d'éblouissement et d'éclairage pour le cas diurne. Ces études de simulations sont réalisées pour différents climats, configurations du bâtiment et scénarios d'occupation afin de comparer différentes stratégies de ventilation.

Dans une première partie, la nécessité d'une approche multi-physique du système d'ouvertures vitrées est rappelée. On décrit brièvement l'enchaînement des modèles aérauliques choisis et validés aux précédents chapitres, des modèles acoustiques et d'éclairage proposés par les partenaires du projet OVI-SOLVE et enfin on définit les modèles de contrôle/commande envisagés dans cette étude.

Dans la deuxième partie, les caractéristiques des bâtiments et les paramètres de simulation à simuler sont listés. L'étude s'intéresse en premier lieu à l'influence de l'orientation et à la taille de la surface vitrée dans différents climats, l'impact du comportement de l'occupant résulte des scénarios d'occupation et des seuils de tolérance au bruit, à l'éblouissement et à l'inconfort thermique, etc.

Dans la troisième partie, à l'aide de l'outil de simulation, on évalue la réduction théorique du potentiel de refroidissement de ventilation naturelle lorsqu'on intègre les contraintes de confort et qu'on modélise des réactions comportementales complexes. On étudie enfin l'intérêt d'un volet acoustique (tel que conçu dans les chapitres précédents) pour maximiser la ventilation naturelle malgré le bruit extérieur et la tolérance acoustique des occupants. Les résultats sont présentés en nombre d'heures d'inconfort et en consommation électrique servant à l'éclairage artificiel. Les résultats débouchent sur des indicateurs de décision.

5.1. Implantation des différents modèles représentant la physique des phénomènes

5.1.1 Modèle multi-physique

Pour savoir si la ventilation naturelle peut conduire à de bonnes conditions de confort pendant l'été dans des bâtiments, il faut tenir compte des contraintes liées à l'ouverture de fenêtres telles que le bruit, le positionnement des stores et l'acceptation d'un sur-refroidissement etc..

Dans les précédents chapitres, les phénomènes aérauliques et thermiques ont été étudiés expérimentalement et les résultats d'essais acoustiques et lumineux ont été présentés. Ceux-ci permettent une représentation du système d'ouvertures vitrées: fenêtre ouverte ou fermée, avec ou sans volet, stores levés ou baissés.

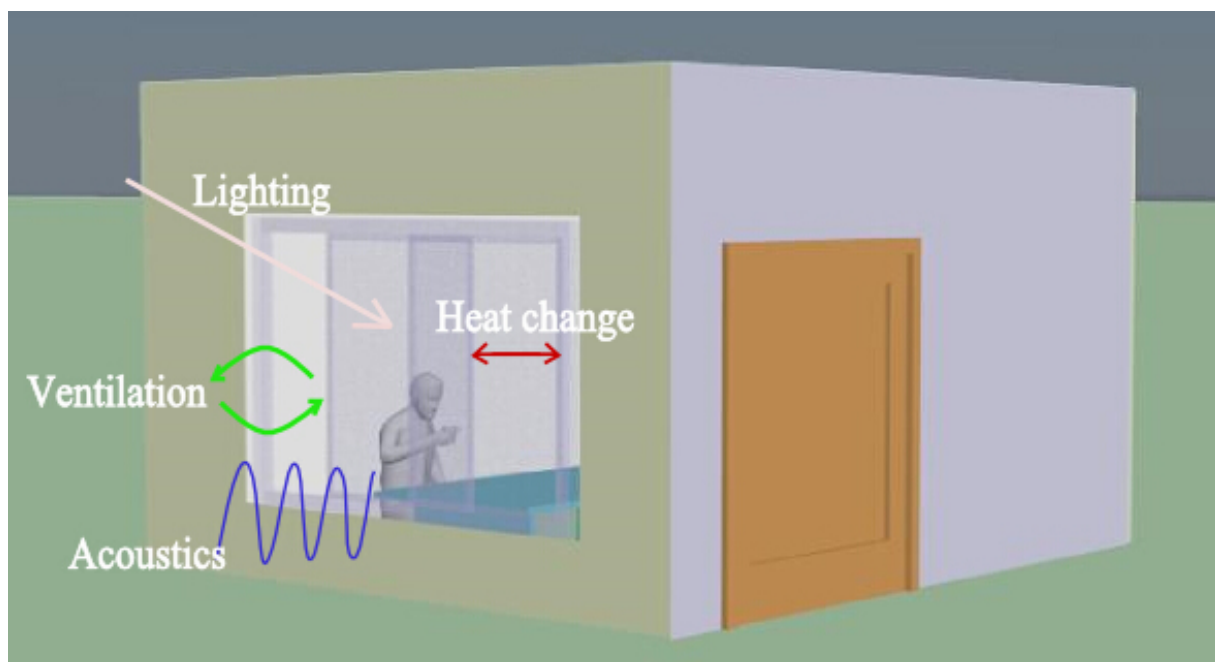


Figure 5-1. Modélisation multi-physique des phénomènes liés à l'ouverture vitrée

5.1.2 Environnement logiciel

Afin de constituer un outil à même de déterminer le meilleur dimensionnement des ouvertures en fonction du bâtiment et son climat et de définir un mode de gestion intelligente, il est nécessaire d'assembler tous les modèles sélectionnés ou développés pour chaque aspect physique et de contrôle. On dispose à présent de

- Modélisation aéraulique basée sur les corrélations retenues.
- Modélisation d'éclairage et du contrôle d'éblouissement.
- Modélisation acoustique.
- Modèles de contrôle plus ou moins exigeants qui tiennent compte des contraintes liées à l'ouverture des baies.

Les fiches détaillées de chaque module se trouvent en annexe 1 à 4 sous un format proche de celui de l'HVAC2 Toolkit afin de les rendre disponibles aux différents modélisateurs.

Après avoir codé et validé chaque module concernant les ouvertures vitrées (thermique, aéraulique acoustique et d'éclairage) individuellement, une intégration globale est réalisée afin de modéliser le comportement multi-physique des bâtiments utilisant la ventilation naturelle et la régulation des équipements (fenêtres, volets, stores, l'éclairage artificiel) pour garantir le respect des différentes contraintes de confort en les hiérarchisant.

Bien que les algorithmes puissent être implantés dans un autre environnement, le logiciel TRNsys 17 a servi de plateforme de développement. TRNsys est un logiciel extrêmement flexible avec une interface graphique facile à utiliser. Il sert à simuler le comportement des systèmes énergétiques du bâtiment en régime thermique dynamique.

TRNsys est constitué de deux parties différentes.

1. La première («the kernel» en anglais ou «le noyau» en français) gère les fichiers d'entrées, résout l'ensemble des équations en vérifiant la convergence et exporte les graphiques représentant les variables du système. Cette partie contient aussi les éléments déterminant les propriétés thermo-physiques, détermine des régressions linéaires et interpole des données d'entrée.
2. La deuxième partie est une bibliothèque de composants très complète qui permet de modéliser les différentes parties d'un système. La bibliothèque standard inclut près de 150 modèles dans des domaines très différents, allant des pompes à des bâtiments «multizones», des éoliennes à des panneaux photovoltaïques et des systèmes de climatisation ; en outre des modèles de calcul économique.

Pour constituer notre modèle global, on fait appel aux «types» de la bibliothèque TRNsys. Les modèles complémentaires que nous avons développés et présentés dans les fiches reportées en Annexe ont été créés sous la forme de types TRNsys. Le Type 56 (bâtiment) fait appel aux sorties des modules créés pour calculer la température intérieure dans le bâtiment et les consommations d'énergie. La figure 5.2 schématise le modèle global vu par l'interface TRNsys.

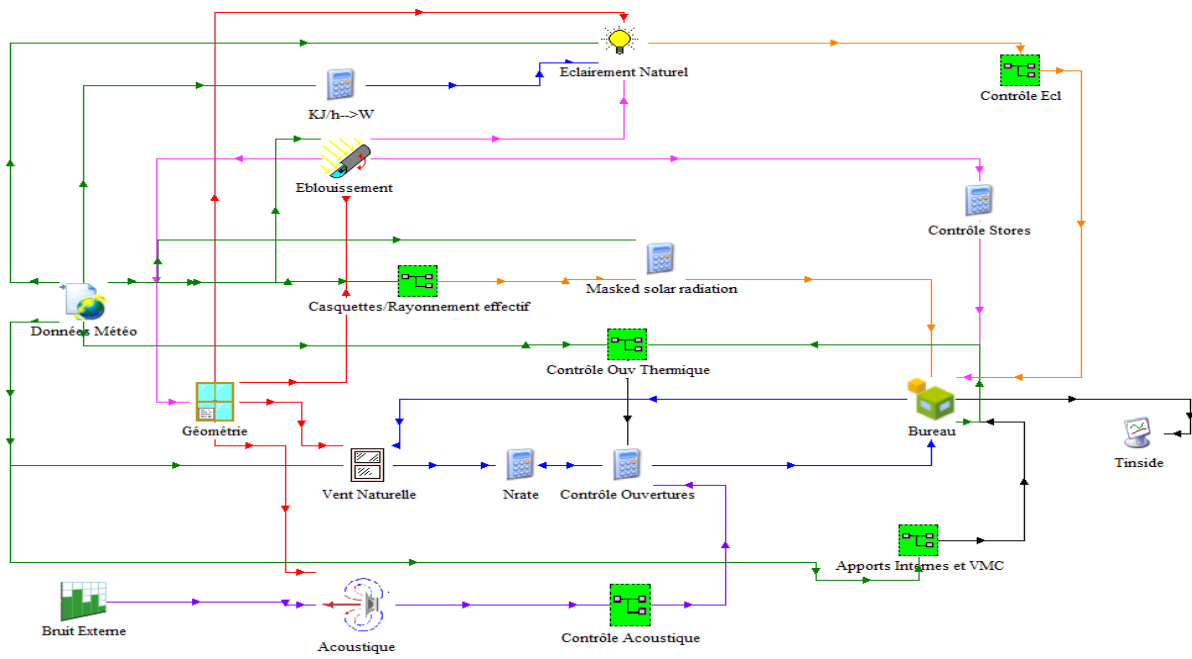


Figure 5-2. Modèle multi-physique d'ouvertures vitrées développé dans la plateforme TRNsys 17

5.2. Paramétrage des modèles

5.2.1 Paramètres qui varient pendant l'analyse

Ce chapitre a pour but prioritaire de répondre aux questions concernant le confort atteint pendant la période estivale (du 15 mai au 15 septembre) et les consommations électriques de l'éclairage artificiel. Les paramètres principaux qui ont été considérés pour l'analyse sont les suivants:

- La **zone géographique**, qui détermine les conditions extérieures de température et d'ensoleillement, ainsi que les caractéristiques du vent. Les climats examinés sont ceux de **Paris-Montsouris et Nice**. Les fichiers météorologiques sont issus de la base de données METEONORM et sont représentatifs du climat moyen sur 30 ans.
- **Typologie de bâtiment**, qui représente différents scénarios et problématiques de confort d'occupants. Les bâtiments étudiés sont un bureau individuel (12.5 m² par personne), un bureau de deux personnes (8 m² par personne), enfin une maison individuelle (21.3 m² par personne). Dans ce chapitre, quelques résultats pour le bureau individuel et la maison seront présentés. Les résultats de bureau de deux personnes seront présentés en annexe 5.
- **L'orientation de la façade** de la pièce, qui influence les apports solaires et l'angle d'incidence du vent. Pour cette analyse, les 8 orientations principales plus la direction au vent et sous le vent majoritaire dans le climat seront prises en compte. Le sud est l'orientation la plus favorable en matière d'éblouissement et la plus défavorable par rapport aux apports solaires, occasionnant donc le plus de surchauffe dans les bureaux pendant l'été. Ceci oblige d'ouvrir la fenêtre plus longtemps pour refroidir la pièce. L'ouest est l'orientation au vent majoritaire en région parisienne et favorise donc la ventilation naturelle.
- **Le taux de surface vitrée ou porosité de la façade lorsque les fenêtres sont ouvertes**, qui influence le débit d'air, les apports solaires, ainsi que la transmission lumineuse et, par conséquent, les apports internes dus à l'éclairage.

Dans les bureaux, trois valeurs de taux de surface vitrée ont été choisies pour la ventilation mono-façade: 30 %, 50 % et 70 %. Par exemple, pour une surface de la façade du bureau individuel de surface 6.25 m², les trois surfaces vitrées sont donc:

- 30 % soit une baie de 1.4m x 1.4m (1.96 m²),
- 50% soit une baie de 2.1m x 1.6m (3.36 m²),
- 70% soit une baie de 2.5m x 1.75m (4.38 m²).

Dans le cas de la maison avec ventilation nocturne où l'éclairage est moins important pour l'étude, la surface vitrée est fixée à 21%. Cette porosité est consistante avec les corrélations utilisées qui concernent la ventilation traversante.

- **L'inertie thermique**, qui influence le potentiel de refroidissement par la ventilation naturelle nocturne.

Les deux niveaux retenus sont inertie moyenne et inertie lourde pour le bureau, selon la définition de la norme EN ISO 13786 (CEN, 2008). Dans l'article qui va suivre (limité en pages), seul le résultat en inertie lourde sera présenté en profondeur; il représente le cas le plus favorable. Le tableau 5.1 résume les caractéristiques des locaux retenus.

Tableau 0-1. Composition et caractéristiques thermiques des parois

Paroi	Couche de matériaux (*)	Épaisseur cm	λ W/(mK)	ρ kg/m ³	c_p kJ/(m ³ K)	U_{paroi} W/(m ² K)
Paroi extérieure (isolation par l'extérieur)	Parois béton	20	1.4	2300	1000	0.15
	Polystyrène PSE 32	20	0.032	40	1450	
	Dalle béton	20	1.4	2300	1000	
Plancher / Plafond d'étage	Dalle béton	20	1.4	2300	1000	0.26
Cloisons (maison)	Placoplatre	1.3	0.35	1000	1000	0.61

	Laine minérale ($\lambda=0.036$)	5	0.036	100	1030
	Placoplatre	1.3	0.35	1000	1000

Les bureaux sont considérés d'être situés à l'étage intermédiaire, toutes les parois des bureaux simulées sauf celles qui contiennent les fenêtres sont considérées adiabatiques. Les caractéristiques thermiques des parois dans la maison sont unies ayant une inertie lourde. Les baies vitrées ont une menuiserie en aluminium avec double vitrage clair DV 4/16/4 faiblement émissif et rempli d'argon à 85 % ($U_w = 1.4 \text{ W/ (m}^2\text{K)}$), facteur solaire FS = 0.59 et taux de transmission lumineuse $\tau = 0.71$).

5.2.2 Différentes variantes effectivement simulées

L'étude de différents cas vise à déterminer pour différentes configurations quand la ventilation naturelle peut garantir le confort thermique dans des bâtiments sans mettre en péril le confort acoustique et lumineux des occupants.

Pour ce faire, les variantes retenues dans la modélisation sont présentées dans Figure 5-3(bureau) et Figure 5-4 (maison individuelle) pour l'analyse paramétrique. Comme expliqué précédemment, l'article qui suit limite les résultats à une combinatoire réduite (2 climats seulement, etc..). L'ensemble des résultats apparaît en annexe 5.

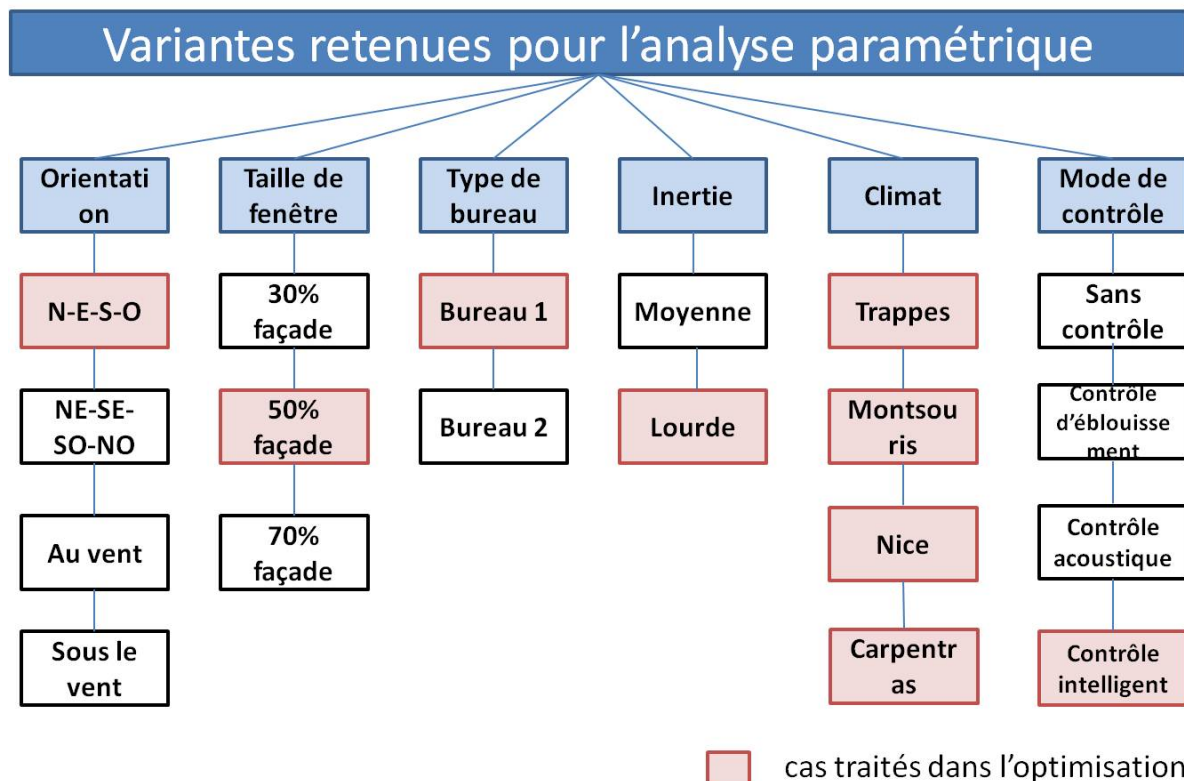


Figure 5-3. Ensemble des cas étudiés et des variables prises en compte dans l'analyse paramétrique pour le bureau

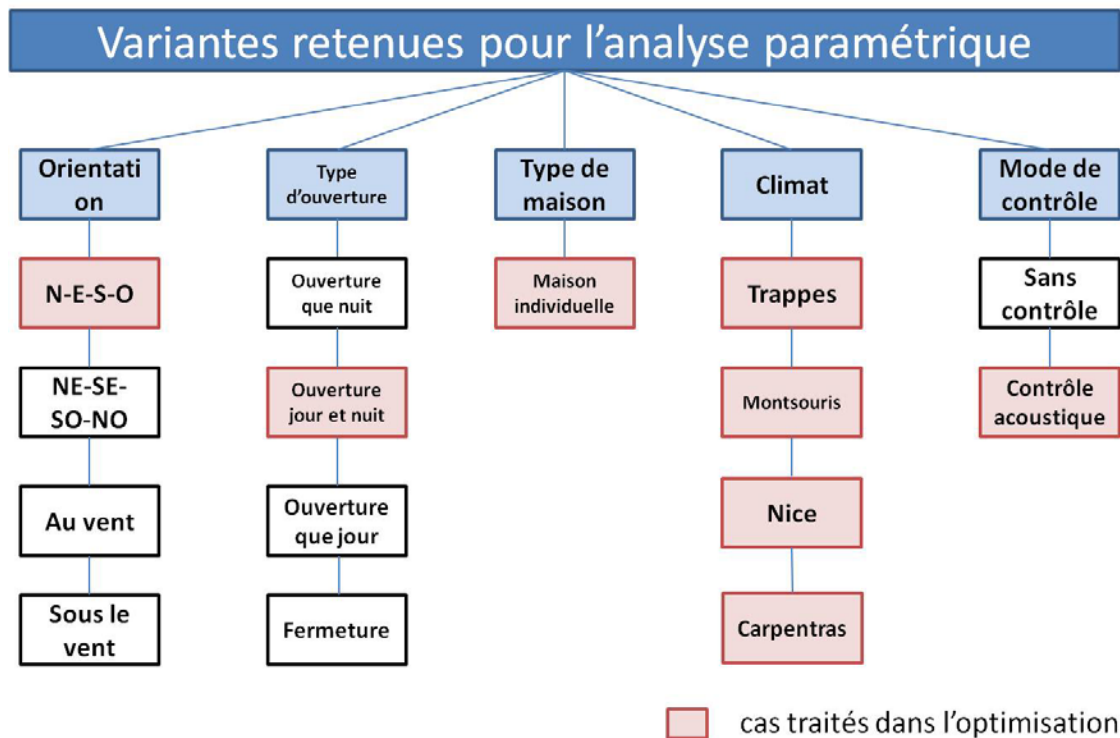


Figure 5-4. Ensemble des cas étudiés et des variables prises en compte dans l'analyse paramétrique pour la maison individuelle

Dans l'article reproduit ci-après et en cours de relecture par «Journal of Building Performance Simulation», on traite

- des bureaux individuels pour lesquels on recherche une gestion intelligente des ouvrants durant la période d'occupation en ventilation mono-façade, le pré-refroidissement nocturne étant autorisé.
- des maisons individuelles pour lesquelles on limite les contraintes physiques au problème du bruit en ventilation nocturne traversante.

5.3. Cas d'études et résultats de simulation

Revue scientifique publié dans « International Journal of Ventilation », accepté

A global modelling approach of natural ventilation with acoustic and daylighting constraints

Shuqing Cui¹, Marcel Perret-Gentil¹, Emmanuel Gourdon², Anne-France Barthelmé³,

Mohamed El Mankibi², Etienne Wurtz³, Pascal Stabat¹, Dominique Marchio¹

¹ CES, MINES ParisTech, PSL Research University

shuqing.cui@mines-paristech.fr, +33 1 40 51 91 56,

60 Bld St-Michel, 75272, Paris Cedex 6, France

² Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat, Vaulx-en-Velin, France

³ CEA, INES, Le Bourget du Lac, France

Abstract: Natural ventilation helps to cool buildings in summer without energy consumption, but its application may be restricted by acoustic and glare constraints. Here a modeling approach integrating different physical aspects was developed and connected to TRNSYS. Different control strategies of glazed openings were defined and simulations were performed with an office room and a detached family house. We find the natural ventilation potential is largely reduced due to acoustic and visual comfort constraints. An acoustic shutter, which facilitates more frequent window opening during occupancy by decreasing outdoor noise transmission, was equally studied in detail with the help of this modeling approach. The acoustic shutter improves the acoustic and thermal comforts for intelligent control strategy and is an attractive solution to enhance the natural ventilation potential under a moderate noisy environment.

Keywords: natural ventilation, multiple constraints, solar protection, acoustic shutter, indoor comfort, occupant behaviour

1. Introduction

With the growing awareness of energy consumption and environmental concerns, the European Union (EU) ambitiously aims to reduce CO₂ emissions by 80% -95% by 2050 compared to 1990 [European Commission 2011]. In the EU, buildings account for 40% of the final energy consumption and 36% of CO₂ emissions. The *Energy Performance of Buildings Directive* recast requires all new buildings have near-zero energy consumption by the end of 2020 [European Parliament and Council, 2010; Annunziata et al., 2013]. A substantial proportion of energy consumption in buildings is caused by Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) systems. Though low-energy buildings are well-insulated for wintertime energy saving, they generally cause summertime overheating and thus aggravate cooling loads. Natural ventilation is a promising solution to reduction of cooling energy consumption in buildings [CIBSE 2005].

Natural ventilation can be achieved through window opening or dedicated devices based on wind or stack effect (e.g. wind catchers, chimneys, solar-induced ventilation)[Etheridge 2015].The simplest way for natural ventilation seems to be glazed opening. However, lighting and noise concerns must be considered in design of window openings.

Buildings in urban areas are often located near heavy traffic, so occupants usually close the windows completely in order to attenuate noise discomfort. When the sunlight directly enters the building and glares the occupants, they use solar protection devices, which inevitably reduce the open surface area. The window opening for natural ventilation is not only a multi-constraint problem, but also depends strongly on occupant behaviour. The interaction between occupants and window opening control has been extensively studied in order to improve indoor comfort [Roetzel et al., 2010][Yun et al., 2010][Rijal et al., 2008][Fabi et al., 2012][Yan et al., 2015].

Galasiu and Veitc [Galasiu and Veitc, 2006] reviewed the studies on occupant preferences to lighting condition shading and lighting control. An unrealistic modelling of lighting and shading controls can lead to misestimate of energy use and occupants' comfort satisfaction. Thus, comprehensive control approaches in building performance simulation (BPS) are needed [Parys et al., 2011].

In contrast today lighting, the impact of outdoor noise, a non-negligible factor [Warren 1984][Gunay et al., 2013),on natural ventilation performance has been barely studied. Barclay et al. [Barclay et al. 2012] studied the energy saving potential of natural ventilation integrating noise exposure, and found the cooling energy consumption by buildings in quiete environment decreased by more than 20% compared to noisy locations for a tolerance of 34dB. Some works have been conducted to develop noise attenuation devices [Wang et al. 2014][de Lima et al. 2011][Bibby and Hodgson 2013].

To our knowledge, no natural ventilation approach integrating noise, glare and daylighting constraints has been comprehensively explored so far. In this study, a global modelling approach of natural ventilation integrating different physical and control models was proposed and used to investigate the best trade-offs between thermal, acoustic, lighting and noise comforts. The models were implemented onTRNSYS17.0 [TRNSYS 2012] with building simulations, while the algorithms could also be used in other building simulation environments.

Section 2 describes the physical models and section 3 presents the control strategies of glazed openings defined according to occupants' discomfort tolerances.

Then the approach was applied into two case studies for intelligent control (Figure 1): (1) single-sided ventilation in an office room under a daytime scenario, and (2) cross-ventilation in a detached single-family house under a night scenario.

Simulation results are given to assess the impacts of glare and acoustic controls on natural ventilation potential.

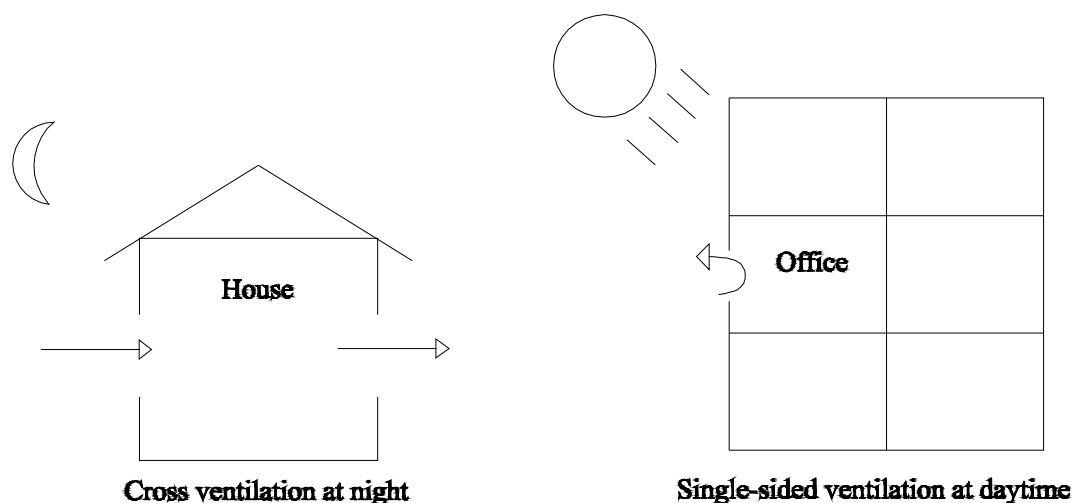


Figure 1. Case studies of simulation

Finally, the glazed opening surface for summertime comfort was optimized and the use of acoustic shutter to increase natural ventilation potential was discussed.

2. Physical Models

To fulfil the objective of this study, we developed three types of physical models:

- Ventilation model based on correlations;
- Acoustic model based on sound transmission and reflection;
- Glare and lighting models based on solar radiation and building geometry.

The physical models are briefly presented below, with details provided in annexes.

2.1 Ventilation model

Two configurations of natural ventilation were studied: single-sided ventilation and cross-ventilation. Algorithms based on empirical models were used to determine the airflow rate through window openings, which usually depends on environmental conditions such as wind direction and magnitude, indoor-outdoor temperature difference, and opening configuration.

The correlation for single-sided ventilation is based on a semi-empirical model inspired by the orifice model (Warren 1977). The semi-empirical model, which is set according to Computational Fluid Dynamics (CFD) tools and validated by in-situ experiments [Caciolo et al., 2011], represents both buoyancy effect and wind effect [Caciolo et al., 2013]. The correlation for cross-ventilation is based on the study by Rousseau and Mathews [Rousseau and Mathews, 1996].

2.2 Acoustic model

The calculation algorithm of this model supposes a free outdoor acoustic field and a diffused indoor field [Sabine, 1929] [Hongisto, 2000], and only considers the facade transmission. Sound transmission

reduction through windows and front walls was calculated using structural and aperture transmission coefficients [Hongisto, 2000], which were assessed according to window sizes and wall materials. Finally, the indoor noise level was derived from the data of outdoor noise and sound transmission reduction [Long, 2014].

2.3 Glare model

This model is based on geometrical calculation and solar radiation data, and determines whether people working on a desk in the room's centre are glared [ANR, 2015]. The glaring is effective if the sun beam is in a pyramid, of which the apex is fixed on the desk and the base is the window.

2.4. Daylighting model

There are various numerical methods, from the simplest Daylight Factor (DF) method to the most sophisticated raytracing method. By comparing six daylight simulation methods, Reinhart and Herkel [Reinhart and Herkel, 2000] find the DF method performs well on fully and partially cloudy days, but underestimates the indoor illuminance on clear days. Considering simplicity and computation time, we select the DF method [CIBSE, 1999]. Its inaccuracy for clear days is limited if solar protection is lowered. The main model parameters are the size, orientation and type of window, position of shadings, and total vertical irradiance. The total horizontal irradiance was extracted from Meteonorm files [TRNSYS 2012], while the vertical global irradiance incident on the opening surface was derived from horizontal global irradiance. DF was calculated based on the geometry and reflective properties of the glazed and internal surfaces. The indoor illuminance was determined as the outdoor illuminance on the opening surface multiplied by the DF corrected by facade orientation [CIE 1973].

3. Control strategies of models

3.1 Overview of global model structure

Each physical model was coded and validated separately [ANR, 2015]. The models were coupled on TRNSYS to simulate the multi-physic aspects of natural ventilation. Then equipment control (windows, shadings, artificial lighting) was implemented to ensure the compliance with various constraints. The control models were interconnected and the interplays between them were pivotal in making the results consistent.

An overall flow diagram illustrating the interactions between the models is shown in Figure 2. This diagram is composed of four modules:

- Input module: It stores the inputs into the global model. Some inputs used for physical models are available in TRNSYS (weather file), and others are acquired from exterior data (e.g. urban noise scenario, occupancy schedule, geometries of windows and buildings).
- Physical module: It consists of five main physical models (green boxes in Figure 2).

- Control module: Main control models are presented in grey boxes in Figure 2. Window opening and closing decisions are made considering indoor acoustic and thermal conditions.
- Building module: It uses the Type 56 component of TRNSYS and simulates building energy using the parameters and intermediate variables from all physical and control models. The outputs include major indicators such as indoor temperature and energy consumption.

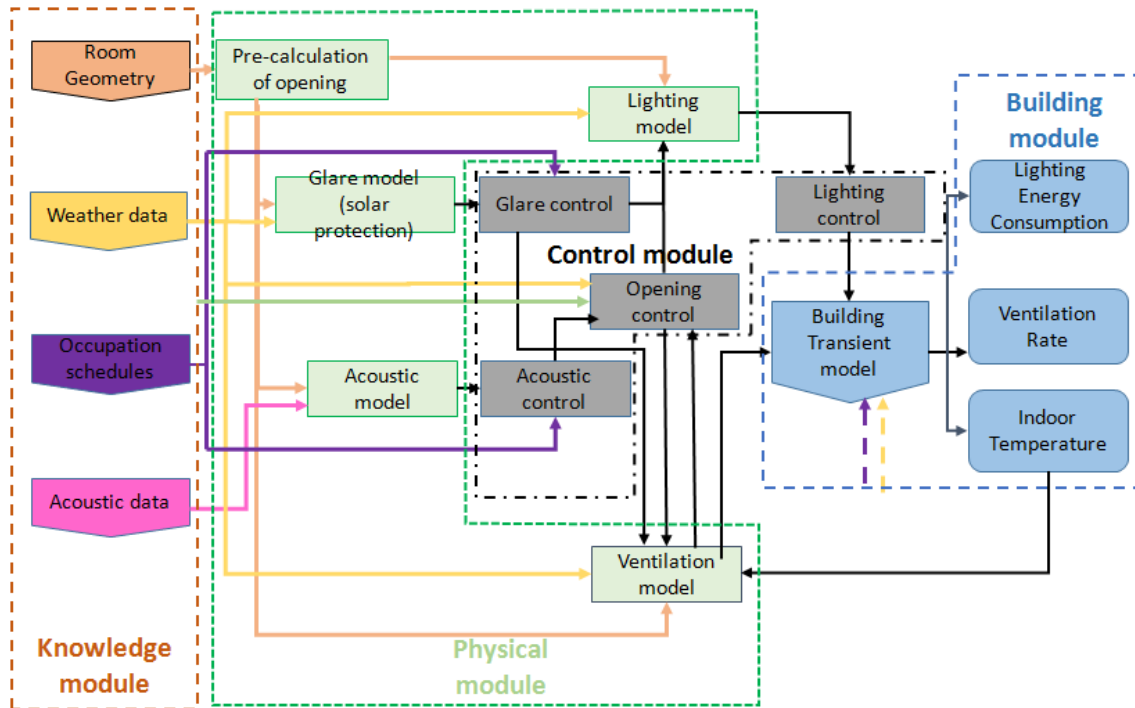


Figure 2. Interconnections of control models in the global model

As showed in Figure 2, the coloured arrows represent different data categories:

- Orange: features of windows and offices;
- Brownish yellow: weather data;
- Violet: occupancy scenarios;
- Rose: acoustic data.

The indoor temperature at a previous time step is marked by a black dotted arrow and used to calculate the air flow at the next time step.

Most of the control strategies are simulated on deterministic occupant behaviour models. This simplification is made due to two concerns. First, the practitioners can easily change the preset value in routine modelling and pre-design work. Second, there is no explicit arbitration model between thermal and acoustic comforts in field, so occupant behaviour patterns should be established, usually through long-term observation and field tests, but this is not the objective of this study.

3.2 Ventilation control

A simple ventilation control with only two modes of 'completely open' and 'completely closed' was chosen. As showed in the scenario (Figure 3), the temperature thresholds are established to avoid window opening when indoor temperatures are inappropriate for natural ventilation, and time hysteresis is introduced to avoid too frequent window opening/closing which are often unacceptable for occupants.

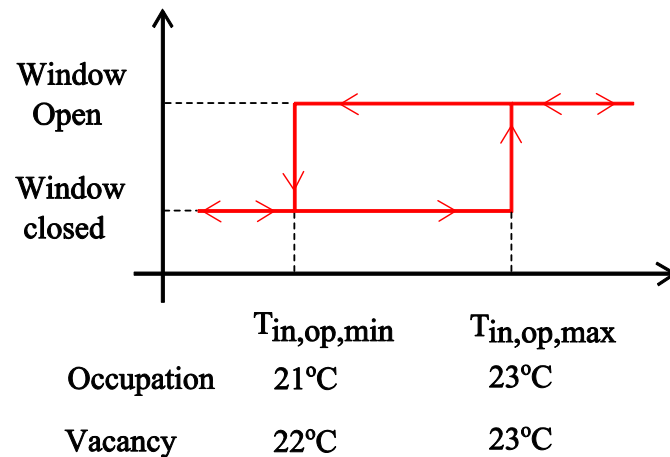


Figure 3. Window opening thresholds

The thresholds are changed according to occupancy and position (open or closed) of the window at the previous time step. The thermal control of window opening is planned as follows:

- Natural ventilation is allowed only when outdoor temperature is above 15°C during the occupancy period and above 13°C during the vacancy period, thus avoiding the discomfort due to too low temperature or over-cooling;
- Indoor temperature should be necessarily higher than outdoor temperature.

3.3 Acoustic Control

The acoustic control ensures sound comfort levels should be in the acceptable range for various indoor activities. The acoustic control together with ventilation control is used to make the decision of window opening. The acoustic control follows reversal logics(Figure 4):

- It would be applied only if the room is occupied;
- The window should be opened if the indoor temperature is too high;
- The window should be closed if the indoor noise level exceeds a threshold;
- The window opening order received from a thermal control model would be overridden if the acoustic condition is not fulfilled.

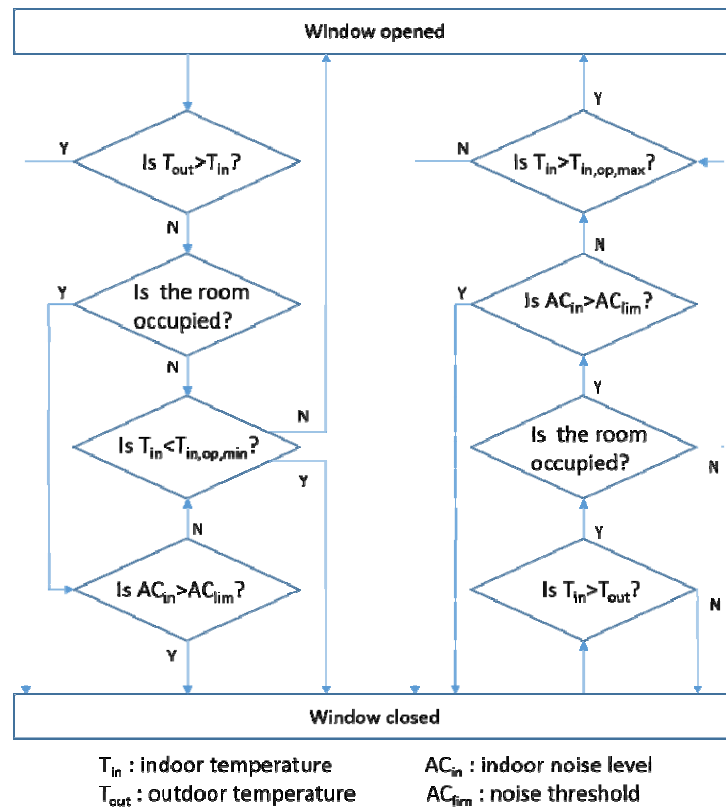


Figure 4. Control logics of window opening

3.4 Glare control

An opaque shading sunscreen is initially placed over the window. If the physical and user authorizations are both positive, the sunscreen will be lowered to a preset height, implying a reduction of air path for natural ventilation. During the vacancy period, the sunscreen is still in place to reduce solar gains if the window is closed.

3.5 Artificial lighting control

Lighting comfort in offices should be guaranteed throughout the occupation period. Appropriate facade orientation and an appropriate glazing size allow to make the largest use of daytime daylight. When the daylight resource is insufficient to maintain the occupants' visual comfort, this module sends an order to turn on the artificial lighting.

3.6 Acoustic Shutter Protection

An acoustic protection device, a shutter is optional in the simulation. The characteristics of this shutter can be found in [Cui et al. 2013]. It is considered to be transparent and therefore does not directly impact lighting or glare control.



Figure 5. Example of transparent acoustic shutter

As showed in Figure 5, the shutter has been fabricated in plexiglass. It is considered to be transparent and therefore does not directly impact lighting or glare control. It reduces air change rate by 50% in average for both windward and leeward sides. It save rage reduction on passing noise is between 8 to 11 dB from 50 to 4000 Hz which covers most street noise frequencies. Therefore the shutter is considered to lower the indoor noise by 10dB and reduce the air passing surface by 50% in the simulation.

4. Case study conditions

Two building configurations were chosen for simulations in TRNSYS with different control strategies presented in section 4.3: an office room with single-sided ventilation and a single-family detached house with cross-ventilation. Their locations, window sizes and orientations were parametrically analyzed.

4.1 Thermal Characteristics of the office room and the detached house

The office room (5 m long, 2.5 m wide and 2.5 m high) is located in the middle floor of a tall building. All walls except the facade are considered as adiabatic. The window sizes range from 30% to 70% of the facade surface. The room has heavy thermal inertia. The opaque part of its outer walls is well-insulated with 10 cm polystyrene. Each window is installed with an aluminium frame and low emissive glass. Indoor gain is 75W for one person and 110W for electrical equipment following a standard office schedule. Artificial lighting(72W) can be switched on only during the occupied period, which is 8:00-12:00 and 13:00-20:00.

The detached house only has one 32 m² bedroom zone and one 32 m² living room zone. The window surfaces are set to be 7m² in both zones. The windows in each zone are installed on the two sides of the house at 90° to each other, which guarantees the cross-ventilation through the two zones. The house has similar thermal characteristics as the office. The indoor gains are 225W for three persons, 72W for artificial lighting, and 110W for electrical appliances in each room. The occupancy period is 8:00-20:00 in the living room zone and 20:00-8:00 in the bedroom zone. The lights and electrical appliances are turned on from 8:00-20:00 in the living room zone, and from 20:00-24:00 and 6:00-8:00 in the bedroom zone.

The same closing/opening thresholds in thermal and acoustical constraints are applied to the office room and the detached house.

4.2 Environmental data

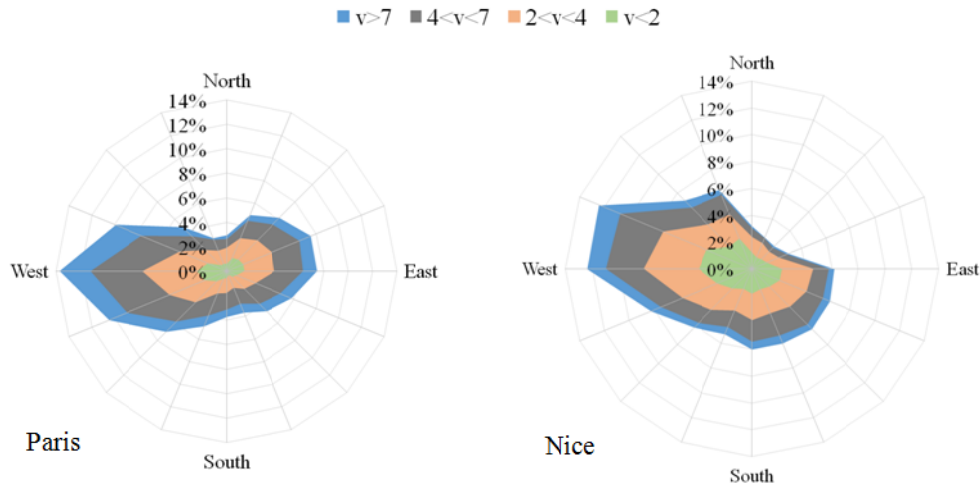


Figure 6. Wind direction and speed in two simulated locations

Figure 6 shows the speed and direction of summer winds in Paris and Nice, which represent an oceanic climate and a Mediterranean coast climate, respectively. The climate data at a time step of 1h were generated by a stochastic model from METEONORM in TRNSYS. Clearly, the west wind is dominant and the north wind is rare in both locations. The wind speed varies mostly between 1 and 6m/s.

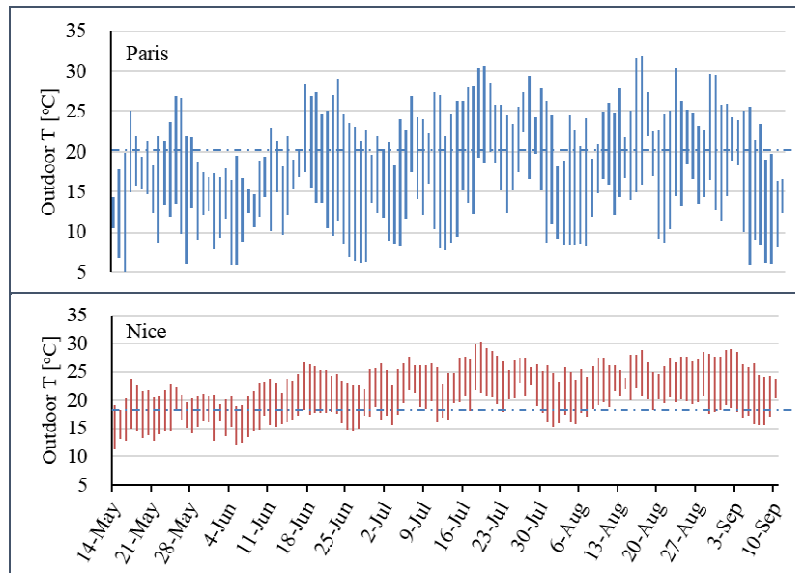


Figure 7. Temperature variations in two simulated locations

Figure 7 shows the daily temperature variations during summer. In Paris, the day-night temperature difference is often larger than 10 °C, while in Nice, the climate is more temperate with less temperature variation.

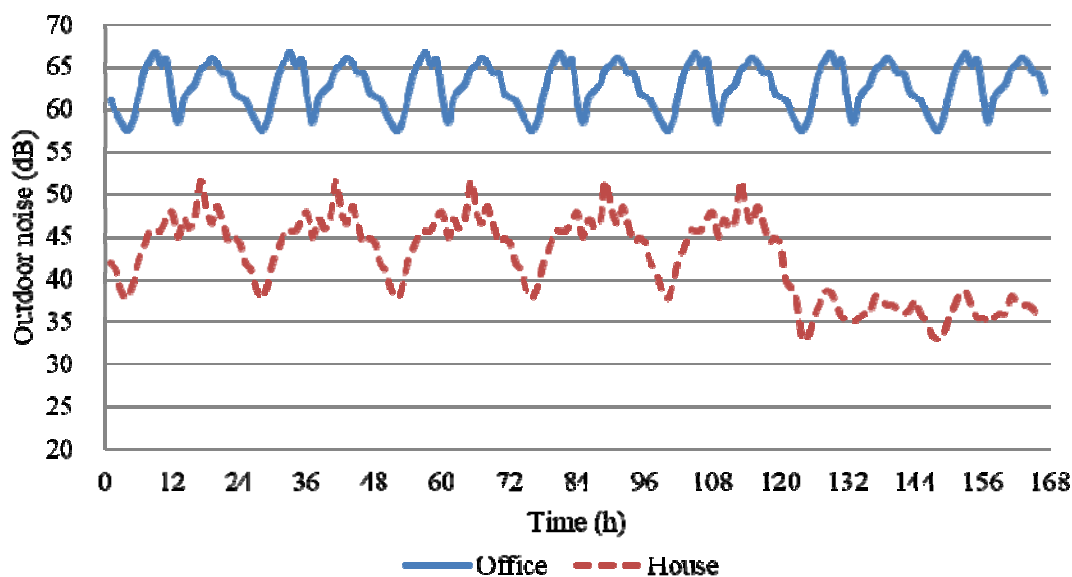


Figure 8. Outdoor noise profiles in one week

As showed in Figure 8, the outdoor noise profiles in one week are the same for the buildings in Paris and Nice, where offices are supposed to be located in urban areas and houses in suburban areas.

4.3 Characteristics of simulations

The simulations, which covered the summertime from 15 May to 15 September, were performed at a time step of 0.5 h. As natural ventilation may not always fulfil the cooling demands, the thermal discomfort should be quantified. Here, we selected Discomfort Degrees Hours (DDHs), which are defined as the temporal integration of differences between indoor temperature and comfort threshold (25 °C) during the occupancy.

This simple definition of DDH enables us to assess the general cooling effect of natural ventilation, though adaptive comfort temperatures are included in many standards [CIBSE, 2006] [CEN 15251] [ASHRAE, 2004].

Four window opening strategies are simulated:

- Strategy with natural ventilation in priority (VentPrior): Only the thermal constraint is applied. It provides the maximum obtainable cooling effect of natural ventilation.
- Strategy with lowered solar protection (Glare Ctrl): The opaque shading sunscreen is lowered by 50% of window height once glare is detected. Since the study with the detached house is focused only on acoustical and thermal comforts, the lighting scenarios are simplified such that the solar protection and artificial lighting controls are inactive. The lighting threshold was chosen according to the European standard [EN12464-1, 2011], which corresponds to 500 Lux for a person at work (sitting in front of a computer or reading documents on a desk). More-complicated daylighting models are available especially when complex solar protection devices and adaptive occupant behaviours are involved [Reinhart, 2004] [Bourgeois, 2006].

- Strategy with acoustical constraints (Acous Ctrl): The acoustic and ventilation controls are applied. In the following case studies, the noise threshold for the office is 40dB all the time (Table 1); but is 40dB at daytime and 30dB at night for the detached house (Table 2).

Table 1. Acoustic scenario of the office

Office acoustic scenario	Weekday				Weekend
	8:00-12:00	12:00-13:00	13:00-18:00	18:00-8:00	0:00-24:00
Occupancy Threshold (dB)	40	40	40	40	40
Occupancy	Occ	Unocc	Occ	Unocc	Unocc

Table 2. Acoustic scenario of the detached house

House acoustic scenario	Daytime	Night
	8:00-20:00	20:00-8:00
Occupancy Threshold (dB)	40	30
Occupancy	Occ (livingroom)	Occ (bedroom)

- Strategy with intelligent control (Intel Ctrl): The thermal, acoustic and lighting constraints are all applied.

In the office, all four strategies were applied.

In the detached house, only 'VentPrior' and 'Acous Ctrl' were applied. Since the house's occupants can easily adapt to glare by moving contrary to office's occupants, no glare control is considered. Regardless of daylight level, the lamps are turned on as long as the room is occupied except from 0:00 to 6:00.

5. Results and Discussion

5.1 Simulation with the office room

5.1.1 Reference simulation

Simulation of 'Window closed' (Clos). The office room faces the south without solar protection and with 50% window surface ratio. A reference simulation (Table 3) enables a thermal analysis of the office room, which is equipped with only mechanical ventilation (constant at 0.7 vol/h) during the occupation period.

Table 3. Results from 'Window closed' simulation

Location	Average indoor temperature(°C)	DDH (°C*h)	Lighting energy consumption (kWh)
Paris	33.6	3845	75
Nice	34.5	6474	72

The average indoor temperature is 33.6 °C in Paris and 34.5 °C in Nice is obtained. The office room is partially uncomfortable regardless of the climate, suggesting cooling is necessary.

Simulation of VentPrior. Natural ventilation is authorized during both occupation (diurnal ventilation) and vacancy (nocturnal and weekend ventilation).

Table 4. Results from 'VentPrior' simulation

Location	Average indoor temperature(°C)	DDH (°C*h)	Lighting energy consumption (kWh)	Average air change rate (vol/h)	Opening hours(h)
Paris	23.0	104	74.0	11.5	1292
Nice	24.0	133	70.8	11.9	2251

As shown in Table 4, the average indoor temperature drops around 10°C and the DDHs almost disappear, which suggest the strong cooling effect of natural ventilation compared with the reference simulation where the window is always closed. These results, though very promising, are idealistic since the window opening constraints are neglected.

5.1.2 Comparison of simulation results

Simulations of other control strategies with different window sizes (30%, 50% and 70%) in Paris and Nice were also performed.

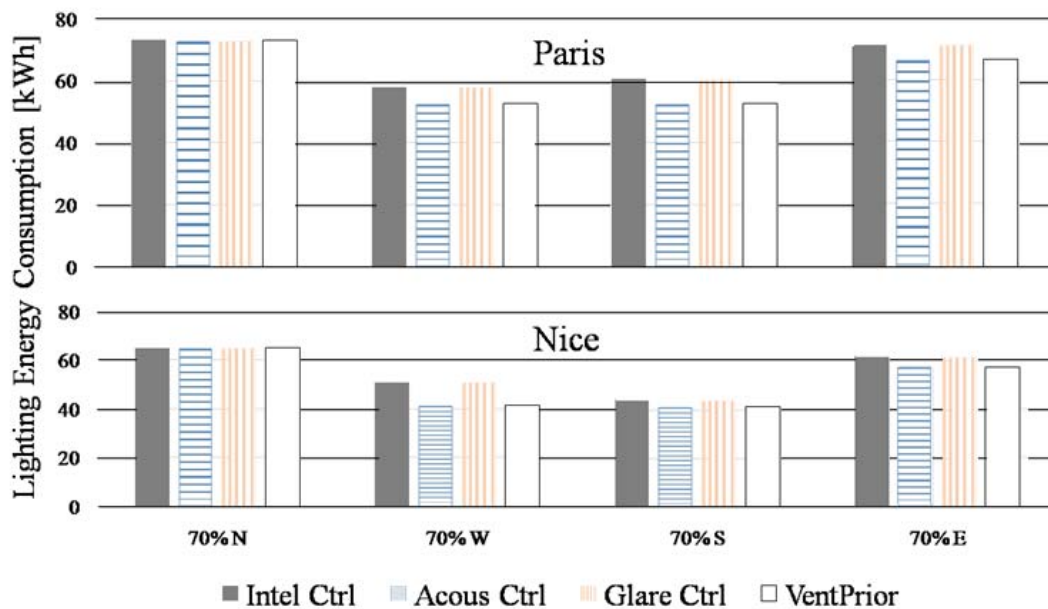


Figure 9. Lighting energy consumption for different orientations in both Paris and Nice, with a 70% window size

Figure 9 shows the lighting energy consumptions (LECs) for different control strategies and different window orientations, but only with the window size 70% because of similar results among window sizes. Only slight difference due to less solar gains is noticed between control strategies.

The LEC at west or south orientation is smaller compared with east and north orientations. Natural lighting reaches the threshold demand of 500 lux only around noon, so artificial lighting is turned on most of the time. On the contrary, at south, east and west orientations, the blinds are put down once glare is detected in strategies 'IntelCtrl' and 'Glare Ctrl'. Thus, artificial lighting is still needed and the LEC is slightly higher compared with the strategies without glare control ('AcousCtrl', 'VentPrior'). At the north orientation, no glare is detected and LECs remain the same among the control strategies. LECs are higher in Paris than in Nice where sunny days are more frequent.

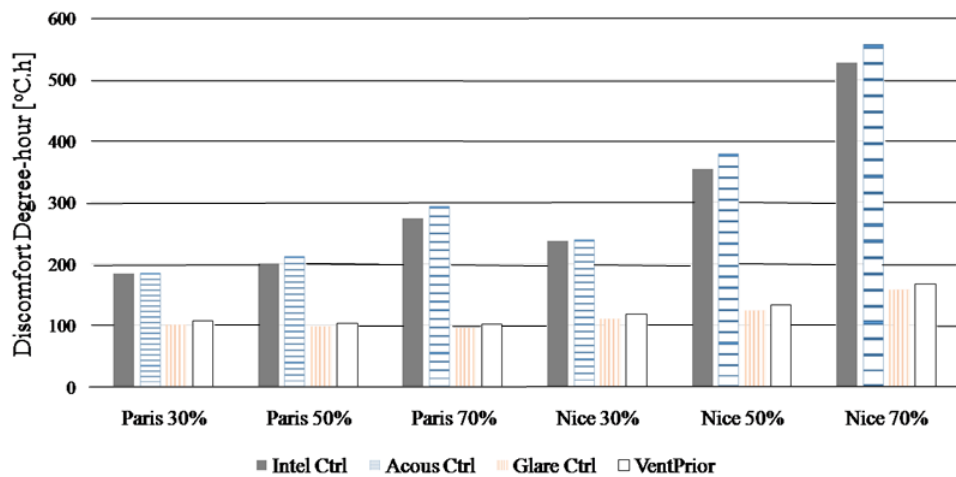


Figure 10. DDHs of different window sizes at south orientation in Paris and Nice

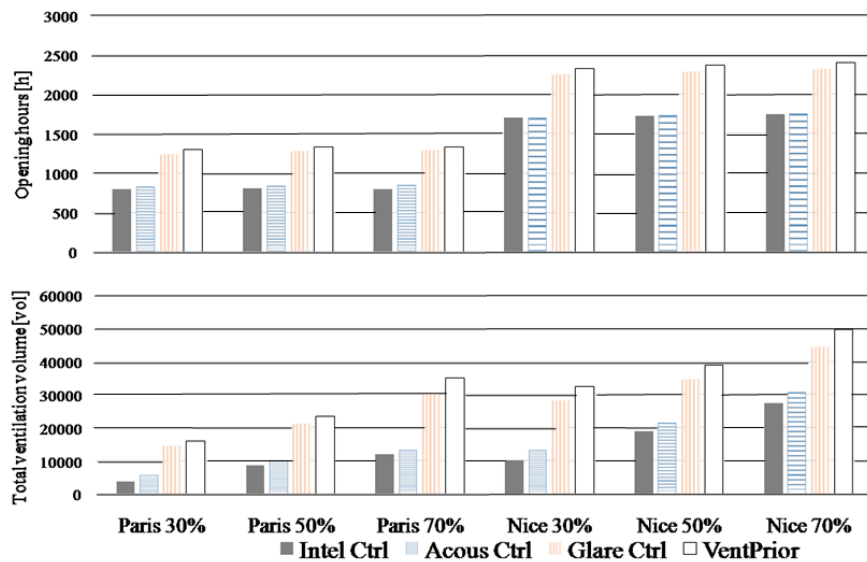


Figure 11. Opening hours (up) and ventilation volume (down) of different window sizes at south orientation in Paris and Nice

The DDHs vary largely depending on location, window size and control strategy. For instance, Figure 10 shows the DDHs of two offices in Paris and Nice with three window sizes at south orientation and all four control strategies. When window size and control strategy are both unchanged, the office in Paris generally has less DDHs than that in Nice.

A larger window makes the office more uncomfortable. As for the control strategies without acoustic constraint, the impact of window size on discomfort is slight since the solar gains are more or less compensated by the improved natural ventilation. In particular, the difference due to window sizes in the Paris office is negligible. However, if an acoustic control or intelligent control is applied, the window size strongly impacts the indoor comfort, indicating that the acoustic constraint strongly accentuates DDH.

DDH is related to the ventilation volume. As showed in Figure 11, the total ventilation volume passing through a south-oriented window is maximized if no constraint is applied and minimized with the application of an intelligent control. The acoustic constraint may reduce more than 30% of window opening time and all ventilation volume.

5.1.3 Optimization of thermal comfort

The modelling tool could also be used to find out the optimum design for a more comfortable building. For instance, simulations with varying window sizes and orientations were carried out hereafter to identify the parameters that can minimize the DDH.

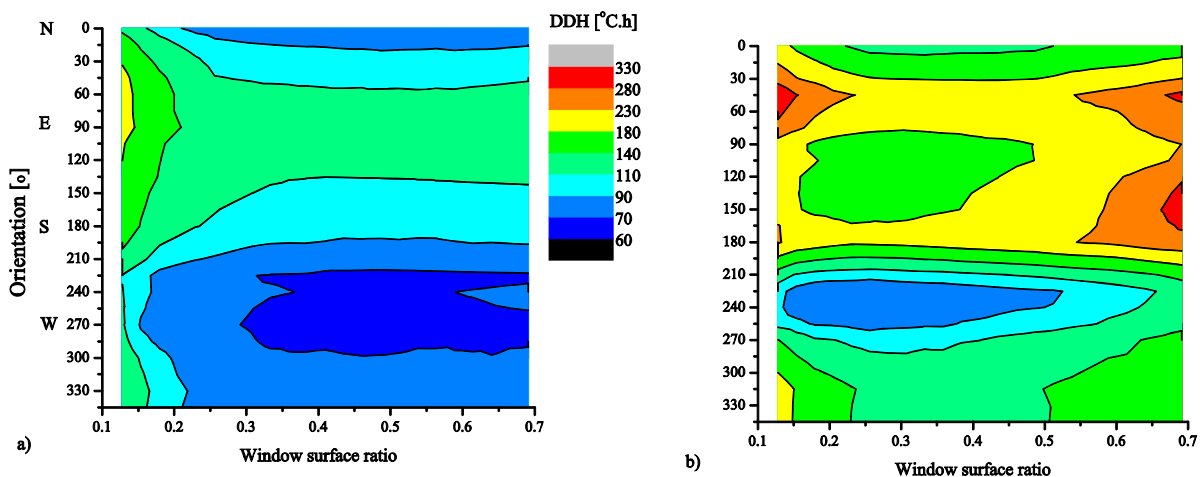


Figure 12. Variations of DDH with window size and orientation in Paris, (a) VentPrior; (b) IntelCtrl

Figure 12 shows the variations of DDH with window size and orientation in Paris with strategies 'VentPrior' and 'IntelCtrl'.

In the case of 'VentPrior', DDH decreases significantly when the window size increases from 13% to 40% of the facade, especially at the west orientation. The DDH drops over 80% in this orientation, which emphasizes the importance of natural ventilation in building cooling, irrespective of the duration when the outdoor temperature is above 25 °C. The variation of DDH with window size remains low when the window size exceeds 40% of the facade, indicating the natural ventilation and additional solar gains received by a large surface counterbalance each other. In Paris with a

temperate oceanic climate, natural ventilation is an effective passive solution to summertime cooling needs. More specifically, when the window size is constant, the smallest DDH always occurs between orientation 220° and 300° (southwest), which suggests a comprehensive trade-off between natural ventilation and solar gains. Ventilation is the strongest at the orientation 240°, which is also the dominant wind direction (Figure 5). When the window orientation is close to the south, solar gains and DDH both increase. In this climate, the window orientation significantly impacts thermal discomfort, and therefore is a key parameter to be considered at the building design phase.

In the case of 'IntelCtrl', DDH is minimized when the window size is between 20% and 40% of the facade surface, which is the optimum window size under multi-physic constraints. By considering the noise and glare constraints, we think window opening is less frequent and overheating is slightly more frequent compared with strategy 'VentPrior'. The smallest DDH always occurs around the orientation 240°. Considering the two parameters, we think in order to optimize the thermal comfort, the best choice is probably a window of 30% size oriented at 240° when the strategy 'IntelCont' is applied in an office in Paris.

Similar simulations were conducted for Nice. The optimum zone tends to remain the same as the case in Paris, except for different degrees of DDH.

In comparison of the two control strategies, the natural ventilation potential can be largely reduced while respecting the noise and glare constraints. Therefore, thermal comfort is not significantly improved by enlarging the window surface, but by orientating the window to the windward direction.

5.1.4 Influence of acoustic shutter

Simulations were carried out to assess the necessity of using an acoustic shutter. The shutter was designed to reduce the outdoor noise while maintaining the natural ventilation acceptable. Results are showed in Figures 13 and 14.

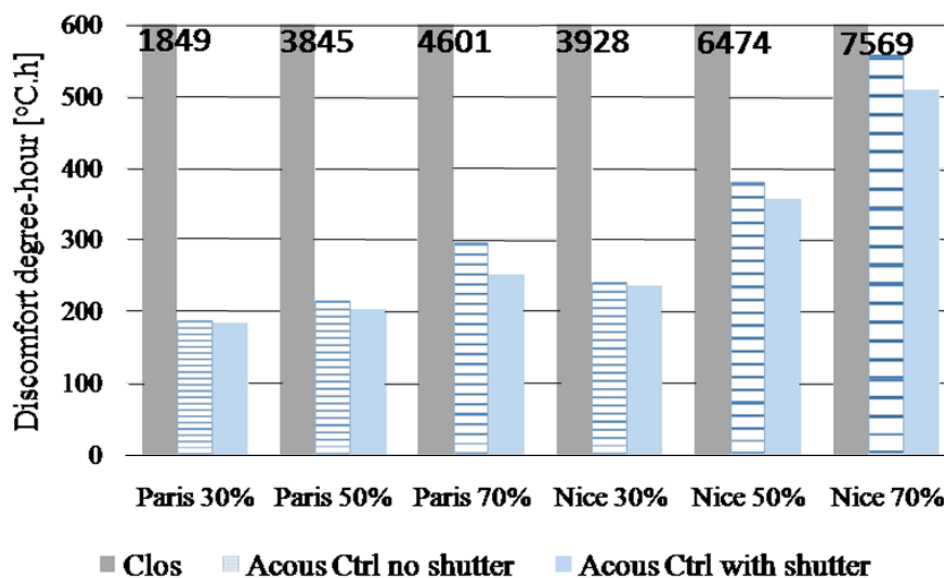


Figure 13. DDH for acoustic control with or without an acoustic shutter in Paris and Nice

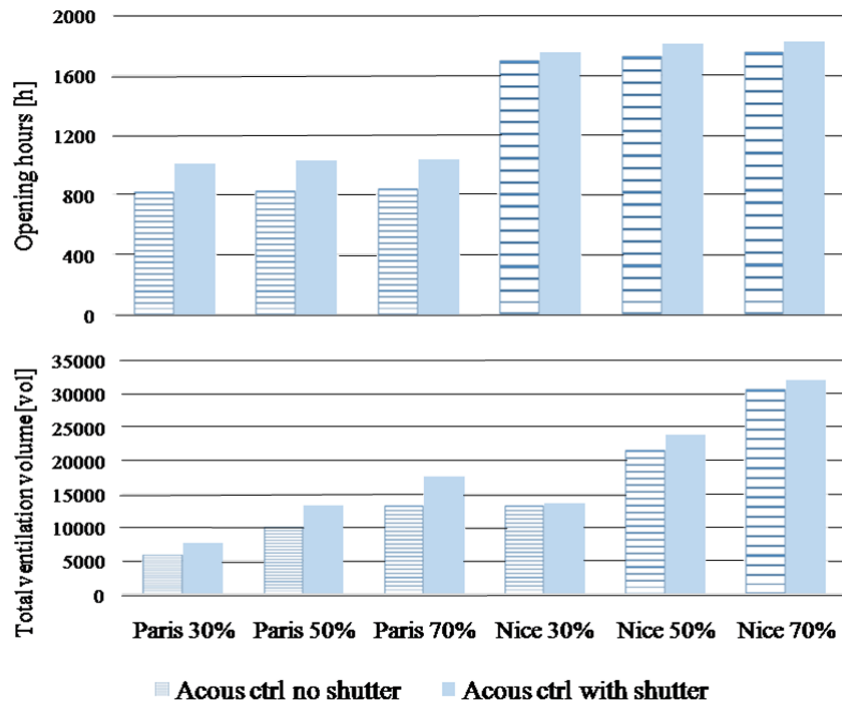


Figure 14. Opening hours (up) and ventilation volume (down) for acoustic control with or without an acoustic shutter in Paris and Nice

With the presence of an acoustic shutter, DDHs decrease in the strategy 'AcousCtrl'(Figure 13), while the opening hours and thus the total ventilation volume increase (Figure 14). The installation of acoustic shutters enables more frequent window opening even if the average air flow rate is low. Noise-sensitive occupants can benefit more from natural ventilation after the installation of an acoustic shutter.

A shutter over the window is an attractive solution because it reduces noise and improves ventilation performance at the same time. This advantage is especially evident in a moderately noisy environment. In a quiet environment (somehow equivalent to VentPrior), the window can always be opened. In a very noisy environment, however, a shutter with 10dB reduction does not bring much acoustic comfort, so the window could be always closed.

5.2 Simulations with the detached house

In this house, the number of occupants was set to be three. Only two zones were considered: a living room and a bedroom. The occupation schedule was different from that of the office. From 8:00 to 20:00, the living room zone was occupied while the bedroom zone was vacant; the situation from 20 to 8h was the opposite. Only 'Acous Ctrl' and 'VentPrior' were applied, since visual comfort was not a primary concern here. Each control strategy was applied simultaneously on the windows of both zones to provide cross-ventilation. The occupant and acoustic scenarios of the house are showed in Table 2. The ventilation volume was calculated from the air change volume passing through the two zones.

In the example presented hereafter, the window of the living room is south-oriented and occupies 20% of the wall surface.

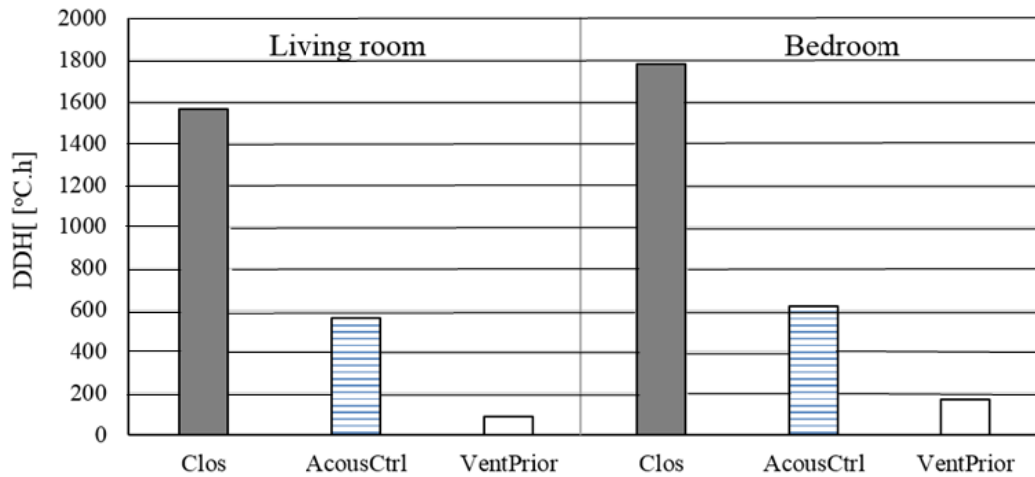


Figure 15. DDHs in the living room and bedroom in different control strategies in Paris

Figure 15 shows the daytime DDHs in the living room zone and night-time DDHs in the bedroom zone with strategies ‘Clos’, ‘AcousCtrl’ and ‘VentPrior’. As for ‘Clos’, DDHs are unacceptable since the windows are always closed. As for ‘AcousCtrl’, DDHs are around 600 °C.h in both zones, which is already a big improvement on thermal comfort compared with ‘Clos’. However, if the occupants aim to maximize ventilation, DDH in ‘VentPrior’ further decreases to less than 100 °C.h in the living room and less than 200 °C.h in the bedroom. There is no significant difference between night-time and daytime owing to the heavy thermal inertia of the building.

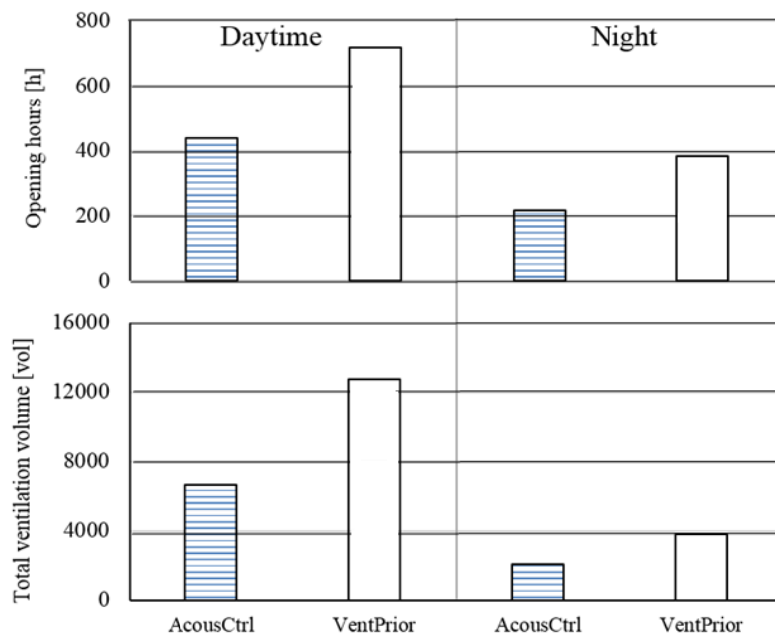


Figure 16. Opening hours and ventilation volume of the house in Paris under different control strategies

Figure 16 shows the opening hours and ventilation volume of the house during daytime and night. As for the VentPrior strategy, the occupants at sleeping time leave the window either closed or open permanently, which is unable to optimize the thermal-acoustic comfort and energy consumption. In comparison, with the AcousCtrl strategy, the natural ventilation potential is enhanced while the

occupants are protected from night-time low temperature and outdoor noise. Thus, the benefit of automatic opening control at night is obvious in practice.

6. Conclusions and prospects

A global modelling approach with multi-constraint controls of glazed openings was developed. The control strategies proposed here can be applied by a full-auto or semi-auto system, and help to maximize the natural ventilation performance and thus improve indoor comfort. The algorithms were implemented in TRNsys, and the codes are available online as open source [OVISOLVE, 2015]. Simulations with a typical office room and a single-family detached house were carried out under different strategies. Conclusions are listed below.

- Thermal, acoustic and lighting comforts are impacted by orientation and size of window as well as building location.
- Acoustic constraint is a key influence factor of natural ventilation performance and depends strongly on noise acceptability from occupants.
- A balance among different constraints can be achieved by applying an intelligent control.
- Acoustic shutters can expand the application of natural ventilation in noisy environments even with a reduction of air path, which is counterbalanced partially by the possibility of more frequent window opening.

The proposed modelling approach integrating thermal, acoustic and daylighting constraints can be considered as a proof-of-concept representing the complexity of real-world natural ventilation and can be used to solve problems of glazed opening conception and control under various conditions. The refinement of lighting and acoustic models and the equipment control integrated in building energy simulation tools help to optimize the trade-offs between thermal, acoustic and lighting constraints and contribute to more reliable decision-making. Nevertheless, behavioural studies should be carried out to analyse the occupants' choices between noise and thermal discomforts.

Acknowledgment

This work is financially supported by French National Research Agency under contract OVI-SOLVE.

Conclusions et Perspectives

Cette thèse offre une contribution au développement de la ventilation naturelle, solution passive simple mais souvent insuffisante pour le rafraîchissement des bâtiments. Dans la thèse, une analyse approfondie du potentiel et de la performance de la ventilation naturelle, ainsi que de sa régulation permettant d'accroître son utilisation en été malgré les contraintes induites (bruit, occultation), a été développée. A partir de modélisations détaillées et d'expérimentations, des modèles simplifiés sont proposés pour un usage d'aide à la décision.

Le résultat atteint se présente sous la forme d'une modélisation multi physique visant le meilleur compromis temps de calcul-précision. Les modèles intégrés dans l'outil TRNsys (et transférables sur d'autres plateformes par leur mise au clair sous forme de fiches algorithmes) aident à concevoir, dimensionner et optimiser les systèmes de ventilation naturelle en prenant en compte à la fois la consommation énergétique et le confort global (sonore, visuel, thermique) des occupants.

Les outils de simulation existants servent souvent à vérifier le niveau minimum requis de ventilation naturelle. Les modèles développés dans cette thèse visent à prédire les consommations d'énergie pour différents scénarios d'usage et différents environnements de bâtiment afin de maximiser la performance de la ventilation naturelle. Pour atteindre les objectifs :

Les caractéristiques attendues des modèles ont été définies au Chapitre 1. La problématique multi-physique y est discutée après un état de l'art et une introduction à la complexité de la modélisation en ventilation naturelle. On identifie un cas critique en **résidentiel** (ventilation nocturne traversante avec contraintes sonores) et un autre en **tertiaire** avec protections anti éblouissement qui limitent le débit d'air et augmentent la consommation d'éclairage artificiel.

Des connaissances en physique sont nécessaires **pour évaluer la performance** du système de ventilation naturelle et pour améliorer sa conception. Les représentations physiques et mathématiques de la ventilation mono-façade et traversant ont été introduites, puis caractérisées expérimentalement et numériquement.

Quant à la technique de mesure permettant de mesurer et donc vérifier les débits d'air obtenus, on a opté pour la méthode de décroissance de concentration d'un **gaz traceur**. Cette méthode développée dans le Chapitre 2 peut être mise en œuvre de façon simple, précise et peu coûteuse en mettant en place **plusieurs capteurs de CO₂** autonomes, disposés à différents endroits dans la pièce. Pour résoudre les difficultés de mesure du taux de renouvellement d'air, la méthode a d'abord été validée en conditions de laboratoire.

Le CO₂ existant dans l'environnement peut être compensé par une mesure de la concentration extérieure. Ainsi l'utilisation du CO₂ comme traceur ne pose pas de problème supplémentaire par rapport à d'autres gaz traceurs non-présents dans l'air mais forts contributeurs à l'effet de serre.

On a trouvé qu'un capteur implanté à la sortie de l'écoulement d'air de la pièce donne une bonne précision de la mesure du renouvellement d'air en ventilation traversante.

Dans le cas de la **ventilation mono-façade**, plusieurs sondes disposées judicieusement dans la pièce ventilée sont nécessaires. Même si le mélange reste imparfait dans la pièce, le taux de renouvellement d'air moyen calculé à partir de ces différents capteurs donne une bonne estimation ($\pm 10\%$). Les valeurs de taux de renouvellement d'air obtenus par plusieurs capteurs ne sont pas seulement utiles pour donner cette moyenne mais aident aussi à la caractérisation de l'écoulement d'air intérieur. L'analyse de l'évolution des concentrations en différents endroits de la pièce fournit des informations sur l'efficacité de la ventilation dans l'espace ventilé.

Après la validation de la méthode en laboratoire, une campagne de mesures in situ, réalisée à Cargèse dans une chambre de résidence hôtelière a permis de caractériser expérimentalement l'écoulement d'air généré en conditions de ventilation naturelle. L'incertitude des mesures par gaz traceur est inférieure à 15%. Cette méthode est donc considérée comme une solution simple et satisfaisante d'évaluation de l'efficacité de la ventilation naturelle.

Un modèle de simulation a été établi pour compléter les résultats expérimentaux. Pour cela, on a fait appel à la CFD qui est de plus en plus utilisée pour l'étude de la ventilation naturelle en raison de son faible coût par rapport aux modèles expérimentaux. Le paramétrage et la construction du maillage ont été détaillés au Chapitre 3.

Des résultats expérimentaux en laboratoire et in-situ ont été utilisés pour valider le modèle. Deux méthodes de maillage ont été testées et comparées. Le découplage du maillage entre le domaine extérieur au bâtiment et le domaine intérieur du local ventilé offre beaucoup de possibilités et réduit le temps de calcul. Un maillage du domaine extérieur seul peut être utilisé pour obtenir la distribution de pression sur la façade et l'écoulement autour du bâtiment. Un domaine intérieur seul peut être alors utilisé pour l'analyse de la ventilation si celle-ci est mécanique. En revanche, un **domaine de calcul global** donnant le champ extérieur et le débit de renouvellement d'air dans l'espace intérieur est nécessaire en ventilation naturelle où les grandeurs dues au profil du vent influencent ce qui se passe à l'ouverture.

Plusieurs modèles de turbulence RANS (principalement k- ϵ RNG et RSM) ont été testés en imposant des conditions aux limites cohérentes avec les essais. Ces résultats ont été comparés avec les mesures expérimentales des débits d'air. La comparaison indique une cohérence entre la CFD et les essais. Le débit d'air moyen est estimé avec une erreur de l'ordre de 30% par rapport au débit d'air mesuré pour le modèle k- ϵ , avec une légère amélioration pour le modèle RSM. Considérant que le temps de calcul est environ 2 fois plus long avec RSM, il a été décidé de choisir le **modèle k- ϵ** .

Une **recherche de modèles simplifiés** est effectuée après validation expérimentale. **Les modèles analytiques empiriques** sont finalement un bon compromis entre simplicité et précision pour l'analyse de la ventilation naturelle.

En ventilation mono-façade, plusieurs corrélations ont été testées et celle de Caciolo a finalement été retenue. Cette corrélation, développée suite à des études paramétriques en CFD, permet d'améliorer la prédiction des débits d'air du point de vue de l'effet de turbulence. L'effet du tirage thermique et l'effet du vent n'y sont pas simplement additionnés. Le double effet du vent est pris en compte : d'une part, un effet négatif qui est la diminution de la différence de température à l'ouverture et en conséquence de l'effet thermique, et d'autre part, l'effet positif dû à l'action de la couche de mélange à grande vitesse de vent.

Le taux de renouvellement d'air obtenu dans nos essais est inférieur à ce que prévoit la corrélation du fait de la présence d'une colline derrière le bâtiment et d'une loggia. Autre particularité, les ouvertures sur les 2 façades sont de tailles significativement différentes.

En ventilation traversante, l'écart entre prédiction et résultats d'essais est important. La corrélation d'Etheridge et Sandberg tend à surestimer le débit d'air de plus de 60 % et la corrélation de Rousseau et Mathews d'environ 40%. Une question s'est donc posée sur la **validité des corrélations** en ventilation traversante du fait des 2 ouvertures de taille différentes et de la réduction du débit prévisible imputable à la loggia. Afin d'étudier ces deux aspects, des outils de CFD ont été utilisés.

Le modèle CFD reproduisant nos expériences a d'abord été validé par rapport aux mesures. Ensuite, on a effectué des simulations numériques pour différentes vitesses et directions du vent ; et ce avec des géométries d'ouverture variées. Il a été observé que la loggia peut diminuer le débit de ventilation jusqu'à 30 %. Les résultats montrent aussi que certaines directions de vent entrant dans la loggia peuvent favoriser la ventilation traversante en formant des vortex qui dirigent l'écoulement d'air vers l'intérieur.

Concernant les différentes géométries d'ouverture, on a remarqué que les corrélations ne distinguent pas les situations selon que le vent arrive sur une façade ou sur celle opposée. On a donc testé différentes tailles d'ouverture avec ou sans présence de la loggia. Cette étude a permis de confirmer la plage d'application des corrélations dans le cas où la taille de fenêtres est différente selon les deux façades.

Dans la configuration **sans loggia** et quand le vent arrive sur la grande ouverture, l'écoulement prévu par les corrélations ne peut être considéré adéquat que pour les tailles d'ouverture représentant moins de 10 % de la surface totale de la façade. En ce qui concerne les ouvertures moyennes et grandes, le débit de ventilation obtenu par simulation CFD est significativement supérieur à celui prédit par la corrélation. Cette différence de calcul peut aller jusqu'à 150 % pour une porosité de façade de 50 %. Toutefois, l'écart sur le débit de ventilation diminue lorsque l'angle d'incidence du vent sur la grande ouverture augmente. Pour le vent arrivant sur la petite ouverture, la différence de débit calculé par la CFD et la corrélation est inférieure à 30 %, ce qui est plus acceptable.

Ce phénomène se retrouve dans le cas **avec loggia** (bien sûr s'ajoutant à la diminution de débit due à la loggia).

Ceci indique que **la plus grande ouverture doit être placée dans la direction du vent** dominant afin d'améliorer les performances de ventilation.

Il a été également observé que le taux de renouvellement d'air peut atteindre une valeur de 20 vol/h lorsque la vitesse du vent est de 2 m/s, ce qui représente un échange important entre les environnements intérieur et extérieur. Le taux de renouvellement d'air offre un potentiel important pour le rafraîchissement des locaux.

Pour apporter une réponse aux contraintes acoustiques qui restreignent le recours à la ventilation naturelle, des prototypes de protection acoustique ont été développés. Ils visent à améliorer le confort acoustique en maintenant une capacité de rafraîchissement par ouverture de fenêtre.

A l'aide du modèle CFD et d'un modèle acoustique aux éléments finis (FEM), on a imaginé **des volets acoustiques** selon deux configurations : l'une à base de **lamelles**, l'autre à base de **chicanes parallèles**. Selon les simulations, les volets à lamelles (réduction de surface d'ouverture de 50 %) diminuent le bruit extérieur de 3 dB en maintenant 50 % du débit d'air. Les volets à chicanes diminuent le bruit de 10 dB avec un débit d'air réduit de 75%. Les essais expérimentaux in-situ ont conduit à des résultats légèrement meilleurs. Les chicanes parallèles diminuent d'environ 30 % le débit d'air en ventilation mono-façade par rapport à une fenêtre complètement ouverte. Finalement, les modèles à chicanes ont été conservés du fait de leurs performances acoustiques. Les caractéristiques acoustiques et lumineuses testées in-situ ne sont pas seulement liées à la géométrie mais aussi aux matériaux choisis. Ces tests réalisés par des partenaires n'ont pas été présentés dans le cadre de cette thèse.

Finalement, les modèles ont été simplifiés puis intégrés dans une simulation énergétique globale du bâtiment. Par exemple, les corrélations de ventilation naturelle développées et/ou choisies ont été couplées à un modèle thermo-aéraulique de bâtiment. Un modèle de contrôle multi-contraintes est finalement conçu qui orchestre les modèles simplifiés d'acoustique, d'éclairage et d'éblouissement. L'ensemble constitue un modèle multi-physique implanté dans TRNsys qui est appliqué à des bâtiments de bureaux et au cas d'une maison basse consommation afin d'évaluer le potentiel de la ventilation naturelle en énergie et confort d'été.

Dans les cas étudiés, le bruit extérieur est un facteur clé lorsqu'il s'agit de décider s'il faut ou non ouvrir la fenêtre. Le débit d'air est aussi fortement impacté par l'utilisation ou non de protections solaires qui réduisent la section de passage d'air.

Pour les occupants qui préfèrent maximiser la ventilation naturelle, nous avons pu obtenir des réductions substantielles de l'inconfort thermique (en degrés-heures) tant en climat océanique que méditerranéen. Cette réduction suppose des choix constructifs : niveau d'inertie (lourde, moyenne), orientation de la façade, taux de surface vitrée (30 %, 50 % et 70 %). Cependant, les résultats montrent aussi que, dans un environnement bruyant, le confort thermique peut venir en contradiction avec le confort acoustique nécessitant un compromis. Dans ce cadre, le volet acoustique développé joue un rôle positif en environnement moyennement bruyant permettant d'utiliser la ventilation naturelle plus longtemps.

Le modèle multi-physique sert finalement à une étude de pré-dimensionnement de l'ouverture. On propose des choix optimum de taille et d'orientation des fenêtres favorisant la ventilation naturelle.

Mes travaux de recherche présentés dans la thèse permettent de répondre à certaines questions concernant la ventilation naturelle, pourtant de nombreuses questions restent à étudier.

Les contraintes limitant encore la ventilation naturelle

Etant donné que la ventilation naturelle est limitée dans les climats chauds et en particulier ceux qui sont également humides sans parler de la pollution de l'air extérieur qui peut empêcher l'ouverture des fenêtres, il peut être nécessaire de la combiner avec des systèmes mécaniques. L'intégration de la ventilation naturelle à un système de CVC exige de mieux modéliser les appels de puissance et de mieux gérer la régulation d'ensemble du système. Les modèles physiques ont probablement besoin de prendre en compte le transfert de l'humidité ou des particules car ils ont une influence importante sur la qualité d'air et l'échange entre intérieur et extérieur.

L'amélioration des modèles

Traité de façon sommaire dans la thèse, l'impact des volets sur la performance de ventilation naturelle mériterait d'être examiné de manière plus détaillée. D'autre part, les modèles simplifiés basés sur les corrélations sont plus adaptés aux configurations simples. Pour rester dans le domaine de la ventilation naturelle, l'effet des différents types d'ouvertures sur le débit d'air reste à approfondir. L'impact sur les corrélations de la géométrie propre à différents types de fenêtres et à des équipements spécifiques, notamment pour le calcul des surfaces effectives, nécessiterait d'être étudié par simulation. Il a été indiqué la capacité de simulation par modèle 3D RANS à reproduire les effets combinés du vent et thermique, toutefois une confirmation expérimentale plus étendue semble nécessaire.

En milieu urbain, l'écoulement d'air est perturbé par les autres bâtiments autour de l'immeuble étudié et la performance de la ventilation naturelle s'en trouve diminuée. Dans les corrélations, cet effet est souvent traduit par un facteur d'obstacle. Un travail approfondi sur l'estimation des impacts des obstacles lointains par analyse paramétrique reste nécessaire.

L'aspect métrologique

Dans le cadre de la thèse, une mesure indirecte par la technique de gaz traceur a été développée mais les résultats de mesure directe n'ont pas été analysés systématiquement. Dans le but de compléter le travail, il serait intéressant de réaliser des protocoles expérimentaux concernant la mesure directe.

Il semble aussi important de vérifier le choix de valeurs de C_d à introduire dans les corrélations. L'écoulement d'air à travers une ouverture résulte d'une différence de pression entre entrée et sortie. En laboratoire, il est supposé que l'écoulement d'air en aval de la sortie débouche dans une zone d'air statique. La vitesse d'écoulement dans la zone de sortie est relativement petite par rapport à l'entrée. Ceci suppose également que la pression loin de la sortie est aussi uniforme. L'expression de C_d est donnée en termes de pression en supposant celle ci uniforme.

Les ouvertures étudiées dans cette thèse pour la ventilation traversante ont une taille relativement petite qui satisfait l'hypothèse de C_d constant. Toutefois, la valeur de C_d change en conditions in-situ car l'hypothèse de l'uniformité de la pression n'est pas toujours vraie. De plus, plus grande ouverture entraîne plus d'écoulement d'air bidimensionnel, ce qui conduit à un C_d variable. La tendance

architecturale à construire des bâtiments fortement vitrés conduit à vérifier la robustesse des modèles simplifiés intégrés dans les calculs réglementaires. Les études sur la variation de C_d et la validité des modèles simplifiés pour grandes ouvertures sont en développement.

L'étude de l'application en vue de couplage multi-physique

Dans le cadre de cette thèse, le modèle de ventilation a été établi pour un espace ventilé d'une seule pièce. Quand il s'agit de ventilation entre des pièces /zones dans un bâtiment, surtout dans le cas de la ventilation traversante où il y a probablement plusieurs ouvertures internes, les algorithmes développés pour ce modèle ne peuvent pas directement s'appliquer. Il faut ainsi enrichir le modèle pour le traitement de plusieurs zones et développer un modèle simple de flux d'air pour simuler les mouvements à l'intérieur du bâtiment.

Le modèle multi-physique développé n'a été appliqué qu'à des configurations simplifiées. Le choix de stratégie de ventilation mono-façade pour les bureaux et de ventilation traversante pour la maison s'apparente à une preuve de concept. Cependant, des scénarios plus complexes méritent d'être exploités dans le futur. De même, les études de cas sur d'autres données climatiques (surtout pour des climats plus extrêmes que la France) amèneraient certainement à modifier les stratégies de contrôle.

Il faut prévoir des essais expérimentaux in-situ pour améliorer le contrôle intelligent imaginé. Par exemples, dans la simulation de l'impact du volet acoustique, on a imposé une valeur de seuil de bruit intérieur servant à décider si l'occupant ferme la fenêtre ou pas. En pratique, la tolérance au bruit peut interférer avec la tolérance à la chaleur (entre deux maux ...). Une meilleure connaissance des comportements des occupants peut permettre de mieux prédire la consommation énergétique et l'inconfort intérieur acceptable ce qui est nécessaire pour passer d'un prototype à un produit.

La diffusion des algorithmes élaborés dans cette thèse dans des outils de simulation existants ainsi que des guides de conception à destination des industriels, architectes et bureaux d'études, doivent être réalisés afin de favoriser l'application de ventilation naturelle en pratique.

Références

Introduction

Caciolo, M., Stabat, P., Marchio, D., 2012, Numerical simulation of single-sided ventilation using RANS and LES and comparison with full-scale experiments, *Building and Environment*, 50, 202–213

Chen, Q., 2009, Ventilation performance prediction for buildings: a method overview and recent applications, *Building and Environment*, 44, 848–858

CIBSE, 2005, *Natural Ventilation in Non-Domestic Buildings, Applicant Manual AM10:2015*. The Chartered Institutions of Building Services Engineers, London

Cockroft, J. P. and Robertson, P., 1976, Ventilation of an enclosure through a single opening, *Building and Environment*, 11, 29-35

Crawley, D. B., Hand, J. W., Kummert, M., Griffith, B. T. , 2008, Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs. *Building and Environment*, 43, 4, 661–73

Crommelin, R. D., Vrins, E. M. H., 1988, Ventilation through a single opening in a scale model. *Air Infiltration Review*, 9, 3, 11-15

de Gids, W., Phaff, H., 1982, Ventilation rates and energy consumption due to open windows: a brief overview of research in the Netherlands, *Air Infiltration Review*, 4, 1, 4–5

Etheridge, D. W., Sandberg, M., 1996, *Building Ventilation: Theory and Measurement*. John Wiley & Sons, West Sussex

Etheridge, D. W., 2012, *Natural Ventilation of Buildings. Theory, Measurement and Design*. John Wiley & Sons, West Sussex

Haghighat, F., Brohus, H., Rao, J., 2000, Modelling air infiltration due to wind fluctuations – a review. *Building and Environment*, 35, 5, 377-385

Holmes, J. D., 1980, Mean and fluctuating internal pressure induced by wind. *Wind Engineering, Proceedings of the Fifth International Conference, Fort Collins, Colorado, ISBN 0080247458*, 1, 435-450

ISO 12569:2013, *Performance thermique des bâtiments et des matériaux -- Détermination du débit d'air spécifique dans les bâtiments -- Méthode de dilution de gaz traceurs*

Jiang, Y., Chen, Q., 2002, Effect of fluctuating wind direction on cross natural ventilation in buildings from large eddy simulation, *Building and Environment*, 4, 37, 379-386

LOI Grenelle II, LOI n° 2010-788 du 12 juillet 2010 portant engagement national pour l'environnement (1), NOR: DEVX0822225L

LOI relatif à la transition énergétique pour la croissance verte, NOR : DEVX1413992L/Bleue-1

Réglementation Thermique « Grenelle Environnement 2012 »

Rousseau, P. G., Mathews, E. H., 1996, A new integrated design tool for naturally ventilated buildings, *Energy and Buildings*, 23, 231-236

Sandberg, M., 1981, What is ventilation efficiency? *Building and Environment*, 16, 2, 123-135

Sherman, M. H., Wilson, D. J., 1986, Relating actual and effective ventilation in determining indoor air quality, *Building and Environment*, 21, 3/4, 135-144

Skåret, E., Mathisen, H. M., 1982, Ventilation efficiency, *Environment International*, 8, 473-481

Tamura, T., Nozawa, K., Kondo, K., 2008, AIJ guide for numerical prediction of wind loads on buildings, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96, 10–11, 1974–1984

Warren, P. R., 1977, Ventilation through openings on one wall only, *Conference Proceedings, Energy conservation in Heating, Cooling and Ventilating*, 1, Dubrovnik, Yugoslavia

Yang, T., 2004, Field Testing of a Naturally Ventilated Full-scale Building, thèse de Doctorat, University of Nottingham

Chapitre 1

Alessandrini, J. M., Filfli, S., Marchio, D., Fleury, E., 2006, Impact de la gestion de l'éclairage et des protections solaires sur la consommation d'énergie de bâtiments de bureaux climatisés, Climamed conference

Allocca, C., Chen, Q., Glicksman, L. R., 2003, Design analysis of single-sided natural ventilation, *Energy and Building*, 35, 785-795

ASHRAE. 2001. ASHRAE Handbook --- Fundamentals.

Barclay, M., Kang, J., Sharples, S., 2012, Combining noise mapping and ventilation performance for non-domestic buildings in an urban area, *Building and Environment*, 52, 68–76

Bibby, C., Hodgson, M., 2013, Field measurement of the acoustical and airflow performance of interior natural-ventilation openings and silencers, *Building and Environment*, 67, 265-273

Caciolo, M., Cui, S., Stabat, P., Marchio, D., 2013, Development of a new correlation for single-sided natural ventilation adapted to leeward conditions, *Energy and Buildings*, 60, 372-382

Caciolo, M., Stabat, P., Marchio, D., 2011, Full scale experimental study of single-sided ventilation: Analysis of stack and wind effects, *Energy and Buildings*, 43, 1765–1773

Caciolo, M., Stabat, P., Marchio, D., 2012, Numerical simulation of single-sided ventilation using RANS and LES and comparison with full-scale experiments, *Building and Environment*, 50, 202-213

CEN, 2008, Thermal performance of building components - Dynamic thermal characteristics - Calculation methods, European standard EN ISO 13786

CIE, 2011, Colorimetry, Part 2: CIE standard illuminants, European Standard, EN ISO 11664

Costola, D., Blocken, B., Hensen, J. L. M., 2009, Overview of pressure coefficient data in building energy simulation and airflow network programs, *Building and Environment*, 44, 2027–2036

CSTB, 2005, Méthode de calcul Th-C-E, Réglementation thermique du bâtiment 2005 (RT 2005), Centre Scientifique et Thermique des Bâtiments (CSTB) Marne-La-Vallée

Dascalaki, E., Santamouris, M., Argiriou, A., Helmis, C., Asimakopoulos, D. N., 1996, On the combination of air velocity and flow measurements in single sided natural ventilation configurations, *Energy and Building*, 24, 155–165

de Lima, K. F., Lenzi, A., Barbieri, R., 2011, The study of reactive silencers by shape and parametric optimization techniques, *Applied Acoustics*, 72, 142–150

Escuyer, S., Fontoynt, M., 2001, Lighting controls: a field study of office workers' reactions, *Lighting Research and Technology*, 33, 2, 77–96

Fabi, V., Andersen, R. V., Corgnati, S., Olesen, B. W., 2012, Occupants' window opening behaviour: A literature review of factors influencing occupant behaviour and models, *Building and Environment*, 58, 188-198

Farber Associates, 1992, Occupancy data for thermal calculations in nondomestic buildings (Building Research Establishment, Contract F3/31158), BRE Garston Library, Watford, UK

Filfli, S., 2006, Optimisation bâtiment/système pour minimiser les consommations dues à la climatisation, PhD thesis, Mines Paristech

Inoue, T., Kawase, T., Ibamoto, T., Takakusa, S., Matsuo Y., 1998, The development of an optimal control system for window shading devices based on investigations in office buildings, *ASHRAE Transactions* 94, 1049

Pernodet, F., 2009, Méthode d'optimisation multicritères de scénario de réhabilitation de bâtiments tertiaires. Application à l'évaluation de dispositifs de rafraîchissement hybride, PhD thesis, Ecole Nationale des Travaux Publics de l'État (ENTPE)-CSTB Marne La Vallée

Rea, M. S., Rutledge, B., Maniccia, D., 1998, Beyond daylight dogma, in: *Proceedings of the Daylighting '98 Conference*, Ottawa, Canada, Ottawa, ON: Natural Resources Canada, 215–222

Reiter, S., de Herde, A., 2001, L'éclairage naturel des bâtiments, *Architecture et Climat*, UCL, Ministère de la Région Wallone – DGTRE

Roetzel, A., Tسانgrassoulis, A., Dietrich, U., Busching, S., 2010, A review of occupant control on natural ventilation, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 1001–1013

RT 2012, French thermal regulation 2012, French Ministry for Ecology, Energy, Sustainable Development

TRNSYS, 2007, A TraNsient System Simulation program, Version 16, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin

Wang, Z. H., Hui, C. K., Ng, C. F., 2014, The acoustic performance of ventilated window with quarter-wave resonators and membrane absorber, *Applied Acoustics*, 78, 1-6

Chapitre 2

ABB, technical data sheet, URAS 14 extractive IR gas analyser for CO, CO₂, CH₄ and NO.

ASHRAE HANDBOOK, 1999, HVAC applications. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, USA

ASHRAE, 2001, Handbook of Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, Chapter 26

Boulard, T., Draoui, B., 1995, Natural ventilation of a greenhouse with continuous roof vents: measurements and data analysis, *Journal of Agricultural Engineering Research*, 61, 1, 27-36

Bulińska, A., Popiołek, Z., Buliński, Z., 2014, Experimentally validated CFD analysis on sampling region determination of average indoor carbon dioxide concentration in occupied space, *Building and Environment*, 72, 319-331

Caciolo, M., Cui, S., Stabat, P., Marchio, D., 2013, Development of a new correlation for single-sided natural ventilation adapted to leeward conditions, *Energy and Buildings*, 60, 372-382

Caciolo, M., Stabat, P., Marchio, D., 2011, Full scale experimental study of single-sided ventilation: Analysis of stack and wind effects, *Energy and Buildings*, 43, 7, 1765-1773

CEN, 2007, Ventilation for buildings- Calculation methods for the determination of air flow rates in buildings including infiltration, EN 15242

Chao, C. Y., Wan, M. P., Law, A. K., 2004, Ventilation performance measurement using constant concentration dosing strategy, *Building and Environment*, 39, 1277-1288

Cheong, K.W., 2001, Airflow measurements for balancing of air distribution system —tracer-gas technique as an alternative? *Building and Environment*, 36, 955-964

Collins, B., Smith, D., 1955, Measurements of ventilation rates using a radioactive tracer, *Journal of the Institute of Heating and Ventilating Engineers*, 23, 270-274

Cui, S., Gourdon, E., Issoglio, R., Stabat, P., Marchio, D., El Mankibi, M., 2013, How far can 'baffle shutters' attenuate outdoor noise while maintaining acceptable natural ventilation rates? APEC Conference on Low-carbon Towns and Physical Energy Storage

Cui, S., Issoglio, R., Koffi, J., El Mankibi, M., Stabat, P., Marchio, D., 2014, Performance evaluation of natural ventilation through windows with horizontal blade shutters, *Indoor Air 2014*

Dorizas, P., Assimakopoulos, M-N., Helmis, C., Santamouris, M., 2015, An integrated evaluation study of the ventilation rate, the exposure and the indoor air quality in naturally ventilated classrooms in the Mediterranean region during spring, *Science of the Total Environment*, 502, 557-570

Dufton, A., Marley, W., 1935, Measurement of rate of air change, *Institution of Heating and Ventilating Engineers*, 1, 645

Etheridge, D. W., Sandberg, M., 1996, Building Ventilation: Theory and Measurement. John Wiley & Sons, West Sussex

Han, H., Shin, C. Y., Lee, I. B., Kwon, K. S., 2001, Tracer gas experiment for local mean ages of air from individual supply inlets in a space with multiple inlets, *Building and Environment*, 46, 2462-2471

Hooff, T. V., Blocken, B., Defraeye, T., Carmeliet, J., van Heijst, G. J. F., 2012, PIV measurements and analysis of transitional flow in a reduced-scale model: Ventilation by a free plane jet with Coanda effect, *Building and Environment*, 56, 301-313

Howland, A., Kimber, D., Littlejohn, R., 1960, Measurements of air movements in a house using radioactive tracer gas., *J. Inst. Heating Ventilating Engrs, London*, 28

ISO 15569, 2013, Thermal performance of buildings and materials--- determination of specific airflow rate in buildings--- tracer gas dilution method.

KIMO instruments, technical data sheet, DEBIMO air flow measuring blades, FT ang Débimo 11/06D

Kiwan, A., Berg, W., Fiedler, M., Ammon, C., Gläser, M., Müller, H-J., Brunsch, R., 2013, Air exchange rate measurements in naturally ventilated dairy buildings using the tracer gas decay method with ⁸⁵Kr, compared to CO₂ mass balance and discharge coefficient methods, *Biosystem Engineering*, 116, 286-296

Larsen, T. S., Heiselberg, P., 2008, Single-sided natural ventilation driven by wind pressure and temperature difference, *Energy and Buildings*, 40, 6, 1031–1040

Lo, L. J., Novoselac, A., 2012, Cross ventilation with small openings: Measurements in a multi-zone test building, *Building and Environment*, 57, 377-386

Lu, T., Knuutila, A., Viljanen, M., Lu, X., 2010, A novel methodology for estimating space air change rates and occupant CO₂ generation rates from measurements in mechanically-ventilated buildings, *Building and Environment*, 45, 5, 1161-1172

National Building Controls Information Program, 2009, Product testing report, Wall mounted carbon dioxide (CO₂) Transmitters

Nikolopoulos, N., Nikolopoulos, A., Larsen, T. S., Nikas, K. S. P., 2012, Experimental and numerical investigation of the tracer gas methodology in the case of a naturally cross-ventilated building, *Building and Environment*, 56, 379 - 388

Okuyama, H., Onishi, Y., 2012, Uncertainty analysis and optimum concentration decay term for air exchange rate measurements: Estimation methods for effective volume and infiltration rate, *Building and Environment*, 49, 182 -192

Phaff, H., De Gids, W., 1982, Ventilation rates and energy consumption due to open windows: a brief overview of research in the Netherlands, *Air Infiltration Review* 4, 2, 4-5

Rousseau, P. G., Mathews, E. H., 1996, A new integrated design tool for naturally ventilated buildings, *Energy and Buildings*, 23, 231 -236

Sandberg, M., Blomqvist, C., 1985, A quantitative estimate of the accuracy of tracer gas methods for the determination of ventilation flow rate in buildings, *Building and Environment*, 20, 3, 139 -150

Santamouris, M., Synnefa, A., Assimakopoulos, M., Livada, I., Pavlou, K., Papaglastra, M., Gaitani, N., Kolokotsa, D., Assimakopoulos, V., 2008, Experimental investigation of the air flow and indoor carbon dioxide concentration in classrooms with intermittent natural ventilation, *Energy and Buildings*, 40, 10, 1833-1843

Seifert, J., Li, Y., Axley, J., Rösler, M., 2006, Calculation of wind-driven cross ventilation in buildings with large openings, *Wind Engineering*, 94, 925-947

Sherman, M. H., Condon, P. E., Smith, B. V., 1980, Air infiltration measurement techniques, *Instrumentation and Measuring Techniques*

Sherman, M., 1990, Tracer-gas techniques for measuring ventilation in a single zone, *Building and Environment*, 25, 4, 365-374

Stavrakakis, G. M., Koukou, M. K., Vrachopoulos, M. G., Markatos, N. C., 2008, Natural cross-ventilation in buildings: Building-scale experiments, numerical simulation and thermal comfort evaluation, *Energy and Buildings*, 40, 1666-1681

Vaisala, 2009, technical data sheet, GM70 Hand-Held Carbon Dioxide Meter for Spot-Checking Applications, B210824EN-B

van Buggenhout, S., Zerihun Desta, T., van Brecht, A., Vranken, E., Quanten, S., van Malcot, W., Berckmans, D., 2006, Data-based mechanistic modelling approach to determine the age of air in a ventilated space, *Building and Environment*, 41, 557-567

van Buggenhout, S., van Brecht, A., Eren Özcan, S., Vranken, E., van Malcot, W., Berckmans, D., 2009, Influence of sampling positions on accuracy of tracer gas measurements in ventilated spaces, *Biosystems Engineering*, 104, 2, 216-223

Warren, P. R., 1977, Ventilation through openings on one wall only, *Conference Proceedings, Energy conservation in Heating, Cooling and Ventilating*, 1, Dubrovnik, Yugoslavia.

Chapitre 3

Ai, Z. T., Mak, C. M., 2014, A study of interunit dispersion around multistory buildings with single-sided ventilation under different wind directions, *Atmospheric Environment*, 88, 1-13

Allard, F., 1998, *Natural ventilation in buildings—a design handbook*, James & James Ltd., UK

Allocca, C., Chen, Q., Glicksman, L. R., 2003, Design analysis of single-sided natural ventilation, *Energy and Buildings*, 35, 8, 785-795

Caciolo, M., Stabat, P., Marchio, D., 2012, Numerical simulation of single-sided ventilation using RANS and LES and comparison with full-scale experiments, *Building and Environment* 50, 202–213

Caciolo, M., Cui, S., Stabat, P., Marchio, D., 2013, Development of a new correlation for single-sided natural ventilation adapted to leeward conditions, *Energy and Buildings*, 60, 372-382

Chen, Q., 2009, Ventilation performance prediction for buildings: a method overview and recent applications. *Building and Environment* 44, 4, 848–858

Chiu, Y., Etheridge, D. W., 2007, External flow effects on the discharge coefficients of two types of ventilation opening, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 95, 225–252

Cóstola, D., Blocken, B., Hensen, J. L. M., 2009, Overview of pressure coefficient data in building energy simulation and airflow network programs, *Building and Environment*, 44, 2027–2036

Crawley, D. B., Hand, J. W., Kummert, M., Griffith, B. T., 2008, Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs, *Building and Environment*, 43, 4, 661-673

Cui, S., Cohen, M., Stabat, P., Marchio, D., 2015, CO₂ Tracer Gas Concentration Decay Method for Measuring Air Change Rate, *Building and Environment*, 84, 162-169

Cui, S., Issoglio, R., Koffi, J., Stabat, P., Marchio, D., El Mankibi, M., 2014, Experimental study (performance evaluation) of natural ventilation through windows with horizontal blade shutters, *Indoor Air 2014*, Hong Kong

Etheridge, D. W., 2002, Nondimensional methods for natural ventilation design, *Building and Environment*, 37, 11, 1057–1072

Etheridge, D. W., 2012, *Natural Ventilation of Buildings. Theory, Measurement and Design*. John Wiley & Sons, West Sussex

Etheridge, D. W., Sandberg, M., 1996, *Building Ventilation: Theory and Measurement*. John Wiley & Sons, West Sussex

Evola, G., Popov, V., 2006, Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings, *Energy and Buildings*, 38, 5, 491–501

- Hiyama, K., Glicksman, L., 2009, Preliminary design method for naturally ventilated buildings using target air change rate and natural ventilation potential maps in the United States, *Energy*.
- Hu, C. H., Ohba, M., Yoshie, R., 2008, CFD modelling of unsteady cross ventilation flows using LES, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96, 1692–1706
- Hunt, G. R., Linden, P. F., 1999, The fluid mechanics of natural ventilation– displacement ventilation by buoyancy-driven flows assisted by wind, *Building and Environment*, 34, 6, 707–720
- Larsen, T. S., Heiselberg, P., 2008, Single-sided natural ventilation driven by wind pressure and temperature difference, *Energy and Buildings*, 40, 6, 1031–1040
- Li, Y.G., Delsante, A., 2001, Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces. *Building and Environment* 36, 1, 59–71.
- Kato, S., Murakami, S., Mochida, A., Akabayashi, S., Tominaga, Y., 1992, Velocity– pressure field of cross ventilation with open windows analyzed by wind tunnel and numerical simulation, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 44, 2575–2586
- Kobayashi, T., Sandberg, M., Kotani, H., Claesson, L., 2010, Experimental investigation and CFD analysis of cross-ventilated flow through single room detached house model, *Building and Environment*, 45, 12, 2723–2734
- Mistriotis, A., Arcidiacono, C., Picuno, P., Bot, G., Scarascia-Mugnozza, G., 1997, Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero-and low-wind-speeds, *Agricultural and Forest Meteorology*, 88, 1, 121–135
- Mochida, A., Yoshino, H., Miyauchi, S., Mitamura, T., 2006, Total analysis of cooling effects of cross-ventilation affected by microclimate around a building, *Solar Energy*, 80, 371–382
- Montazeri, H., Blocken, B., 2013, CFD simulation of wind-induced pressure coefficients on buildings with and without balconies: validation and sensitivity analysis, *Building and Environment*, 60, 137-149
- Montazeri, H., Blocken, B., Janssen, W. D., van Hoff, T., 2013, CFD evaluation of new second-skin facade concept for wind comfort on building balconies: Case study for the Park Tower in Antwerp, *Building and Environment*, 68, 179-192
- NF EN 15242, 2007, Calculation methods for the determination of air flow rates in buildings including infiltration. European standard
- Nikas, K. S., Nikolopoulos, N., Nikolopoulos, A., 2010, Numerical study of a naturally cross-ventilated building, *Energy and Buildings*, 42, 422–434
- Norton, T., Grant, J., Fallon, R., Sun, D. W., 2010, Optimising the ventilation configuration of naturally ventilated livestock buildings for improved indoor environmental homogeneity, *Building and Environment*, 45, 983–995
- Rousseau, P. G., Mathews, E. H., 1996, A new integrated design tool for naturally ventilated buildings, *Energy and Buildings*, 23, 231-236

- Seifert, J., Li, Y., Axley, J., Rösler, M., 2006, Calculation of wind-driven cross ventilation in buildings with large openings, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 94, 925–947
- Shetabivash, H., 2015, Investigation of opening position and shape on the natural cross ventilation, *Energy and Buildings*, 93, 1-15
- Stavrakakis, G. M., Koukou, M. K., Vrachopoulos, M. G., Markatos, N. C., 2008, Natural cross-ventilation in buildings: building-scale experiments, numerical simulation and thermal comfort evaluation. *Energy and Buildings*, 40, 9, 1666–1681
- Straw, M. P., Baker, C. J., Robertson, A. P., 2000, Experimental measurements and computations of the wind-induced ventilation of a cubic structure, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 88, 213–230
- Sawachi, T., Maruta, E., Takahashi, Y., Sato, K., 2006, Wind pressure coefficients for different building configurations with and without an adjacent building, *International Journal of Ventilation*, 5, 1, 21-30
- Sharag-Eldin, A., 2007, A parametric model for predicting wind-induced pressures on low-rise vertical surfaces in shielded environments, *Solar Energy*, 81, 1, 52-61
- Swami, M. V., Chandra, S., 1987, Procedures for calculating natural ventilation airflow rates in buildings, ASHRAE Research Project FSEC-CR-163-86
- Tokyo Polytechnic University, Aerodynamic Database of Low-Rise Buildings, http://www.wind.arch.t-kougei.ac.jp/info_center/windpressure/lowrise/mainpage.html
- Wang, H., Karava, P., Chen, Q., 2015, Development of simple semiempirical models for calculating airflow through hopper, awning, and casement windows for single-sided natural ventilation, *Energy and Buildings*, 96, 373-384
- Wang, L., Greenberg, S., 2015, Window operation and impacts on building energy consumption, *Energy and Buildings*, 92, 313-321
- Wright, N. G., Hargreaves, D. M., 2006, Unsteady CFD simulations for natural ventilation, *International Journal of Ventilation* 5, 13–20
- Orme, M. L., Leksmono, N., AIVC Guide 5: Ventilation Modelling Data Guide, AIVC, 2002.
- Yang, T., Wright, N. G., Etheridge, D. W., Quinn, A. D., 2006, A comparison of CFD and full scale measurements for analysis of natural ventilation, *International Journal of Ventilation*, 4, 4, 337-348

Chapitre 4

Allard, J. F., 1993, Propagation of sound in porous media, Elsevier, Applied Science, London and New York.

Bauer, A., 1977, Impedance theory and measurements on porous acoustic liners, *Journal Aircraft*, 14: p 720–728.

Bayliss, A., Gunzburger, M., Turkel, E., 1982, Boundary Conditions for the Numerical Solution of Elliptic Equations in Exterior Regions, *SIAM Journal on Applied Mathematics*, 42, 2, 430–451

Blocken, B., Carmeliet, J., Stathopoulos, T., 2007, CFD evaluation of wind speed conditions in passages between parallel buildings-effect of wall-function roughness modifications for the atmospheric boundary layer flow, *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 95, 941-962

Bonfiglio, P., Pompoli, F., 2009, An Acoustical Finite Element Model of Perforated Elements, Excerpt from the Proceedings of the COMSOL Conference, Milan.

Caciolo, M., Stabat, P., Marchio, D., 2011, Full scale experimental study of single-sided ventilation: Analysis of stack and wind effects, *Energy and Buildings*, 43, 1765–1773

Caciolo, M., Stabat, P., Marchio, D., 2012, Numerical simulation of single-sided ventilation using RANS and LES and comparison with full-scale experiments, *Building and Environment*, 50, 202-213

Evola, G., Popov, V., 2006, Computational analysis of wind driven natural ventilation in buildings, *Energy and Buildings*, 38, 5, 491–501

Franke, J., Hellsten, A., Schlunzen, H., Carissimo, B., 2007, Best practice guideline for the CFD simulation of flows in the urban environment. COST action 732: quality assurance and improvement of microscale meteorological models

Givoli, D., Neta, B., 2004, High-order non-reflecting boundary scheme for time-dependent waves, *Journal of Computational Physics*, 186, 24–46

Larsen, T., Heiselberg, P., 2008, Single-sided natural ventilation driven by wind pressure and temperature difference, *Energy and Buildings*, 40, 1031-1040

Li, Y., Delsante, A., 2001, Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces. *Building and Environment*, 36, 1, 59-71

Linden, P., 1999, The fluid mechanics of natural ventilation, *Annual Review of Fluid Mechanics*, 31, 201–238

Jiang, Y., Chen, Q., 2002, Effect of fluctuating wind direction on cross natural ventilation in buildings from large eddy simulation, *Building and Environment*, 37, 379–386.

Temkin, S., 2001, *Elements of Acoustics*, Acoustical Society of America

Warren, P., Parkins, L., 1985, Single-sided ventilation through open windows, Proceedings of Conference 'Thermal Performance of the External Envelopes of Buildings', ASHRAE SP49, Florida, 209-228

Chapitre 5

Annunziata, E., Frey, M., Rizzi, F., 2013, Towards nearly zero-energy buildings: The state-of-art of national regulations in Europe, *Energy*, 57, 125-133

Barclay, M., Kang, J., Sharples, S., 2013, Combining noise mapping and ventilation performance for non-domestic buildings in an urban area, *Building and Environment*, 52, 68–76

Bibby, C., Hodgson, M., 2013, Field measurement of the acoustical and airflow performance of interior natural-ventilation openings and silencers, *Building and Environment*, 67, 265-273

Caciolo, M., Cui, S., Stabat, P., Marchio, D., 2013, Development of a new correlation for single-sided natural ventilation adapted to leeward conditions, *Energy and Buildings*, 60, 372-382

Caciolo, M., Stabat, P., Marchio, D., 2011, Full scale experimental study of single-sided ventilation: Analysis of stack and wind effects, *Energy and Buildings*, 43, 1765-1773

CIBSE, 1999, *Lighting Guide 10: Daylighting and window design*, ISBN 0-900953-98-5.

CIBSE, 2005, *Applications manual: AM10 natural ventilation in non-domestic buildings*. London, UK: The Chartered Institution of Building Services Engineers.

CIE, 1973, *Standardization of Luminous Distribution on Clear Skies*, Publications No.22, Paris: International Conference on Illumination.

Cui, S., Gourdon, E., Issoglio, R., Stabat, P., Marchio, D., El Mankibi, M., 2013, How far can 'baffle shutters' attenuate outdoor noise while maintaining acceptable natural ventilation rates? APEC Conference on Low-carbon Towns and Physical Energy Storage

de Lima, K. F., Lenzi, A., Barbieri, R., 2011, The study of reactive silencers by shape and parametric optimization techniques, *Applied Acoustics*, 72, 142–150

Eclairage naturel, *Techniques de l'ingénieur, La lumière et l'isolation dans la construction*, C3315, 2008

Etheridge, D., 2015, A perspective on fifty years of natural ventilation research, *Building and Environment*, 91, 51-60

European Commission, 2011, *Roadmap for moving to a competitive low-carbon economy in 2050*. COM112, 8 March

European Parliament and Council, 2010, Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings (recast), *Official Journal of European Union*, 53, 13–35.

Fabi, V., Andersen, R. V., Corgnati, S., Olesen, B. W., 2012, Occupants' window opening behaviour: a literature review of factors influencing occupant behaviour and models, *Build Environ*, 58, 188–198

Gago, E., Muneer, T., Knez, M., Köster, H., 2015, Natural light controls and guides in buildings. Energy saving for electrical lighting, reduction of cooling load, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 41, 1-13

- Galasiu, A. D., Veitch, J. A., 2006, Occupant preferences and satisfaction with the luminous environment and control systems in daylit offices: a literature review, *Energy and Buildings*, 38, 7, 728-742.
- Hongisto, V., 2000, Sound insulation of doors-Part 1: Prediction models for structural and leak transmission, *Journal of Sound and Vibration*, 230, 1, 133-148
- Hopfe, C. J., Augenbroe, G. L. M., Hensen, J. L. M., 2013, Multi-criteria decision making under uncertainty in building performance assessment, *Building and Environment*, 69, 81-90
- Hughes, B. R., Calautit, J. K., Ghani, S. A., 2012, The development of commercial wind towers for natural ventilation: a review, *Applied Energy*, 92, 606–627
- IEA, 2010, *Energy Technology Perspectives 2010, Scenarios&Strategies to 2050*
- Inoue, T., Kawase, T., Ibamoto, T., Takakusa, S., Matsuo, Y., 1988, The development of an optimal control system for window shading devices based on investigations in office buildings. *ASHRAE Trans*; 94, 1034-1049
- Khan, N., Su, Y., Riffat, S. B., 2008, A review on wind driven ventilation techniques, *Energy and Buildings*, 40, 1586–1604
- Liu, M., Wittchen, L. B., Heiselberg, P. K., 2015, Control strategies for intelligent glazed façade and their influence on energy and comfort performance of office buildings in Denmark, *Applied Energy*, 145, 43-51
- Moosavi, L., Mahyuddin, N., Ghafar, N.A., 2014, Thermal performance of atria: an overview of natural ventilation effective designs, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 34, 654–670
- NBN L 13-002, 1972, *Eclairage naturel des bâtiments, Prédétermination de l'éclairage naturel pour des conditions de ciel couvert*, Belgian standard: Predetermination for natural lighting in natural lit buildings for overcast sky conditions
- NF EN 12464-1, 2011, *Light and lighting - Lighting of work places - Part 1 : indoor work places*
- OVI-SOVE, 2015, *Intelligent systems of glazed openings integrating solar protection and natural ventilation*, Project Report « OVI-SOLVE », Bâtiments et villes durables (BVD) 2011, ANR.
- Reinhart, C. F., Voss, K., 2003, Monitoring manual control of electric lighting and Blinds, *Journal Lighting Research & Technology*, 35, 243-260
- Rousseau, P. G., Mathews, E. H., 1996, A new integrated design tool for naturally ventilated buildings, *Energy and Buildings*, 23, 3, 231-236
- Sabine, P. E., 1929, The measurement of sound absorption coefficients *Journal of the Franklin Institute*, *Journal of the Franklin Institute*, 207,3, 341-368
- Santamouris M., Kolokotsa, D., 2013, Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: the state of the art, *Energy and Buildings*, 57, 74–94
- TRNSYS. 2012, *A TraNsient System Simulation program, Version 17*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.
- Wang, L., Greenberg, S., 2015, Window operation and impacts on building energy consumption, *Energy and Buildings*, 92, 313-321

- Wang, Z. H., Hui, C. K., Ng, C. F., 2014, The acoustic performance of ventilated window with quarter-wave resonators and membrane absorber, *Applied Acoustics*, 78, 1-6
- Warren, P. R., 1977, Ventilation through openings on one wall only, *Conference Proceedings, Energy conservation in Heating, Cooling and Ventilating*, 1, Dubrovnik, Yugoslavia.
- Yu, Z., Fung, B. C. M., Haghghat, F., Yoshino, H., Morofsky, E., 2011, A systematic procedure to study the influence of occupant behavior on building energy consumption, *Energy and Buildings*, 43, 1409-1417

Annexes

Annexe 1 FICHE ALGORITHME ACOUSTIQUE

MULTIACOU

Acoustical Transmission Loss Model for Multiphysics Building
Simulation

1 Feb. 2014 version 1.0

LGCB - ENTPE

E. GOURDON

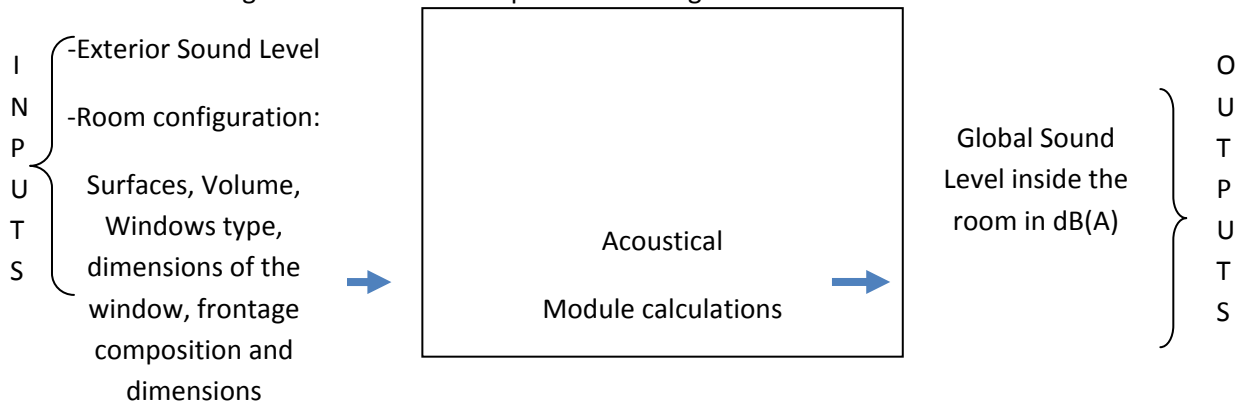
3 rue Maurice Audin 69518 VAULX EN VELIN
Cedex FRANCE

☎ 33 04 72 04 77 46

E-mail: emmanuel.gourdon@entpe.fr

1. General description

The purpose of routine MULTIACOUC is to assess the sound level inside a room by determining first the acoustical transmission loss for different window types and for different rates of apertures. The information diagram of this routine is presented in Figure 1.



2. Developper

Name Emmanuel GOURDON

Organization LGCB, ENTPE

3. Nomenclature

	Description	Units	Min	max
Input variables				
Control system				
Opening ratio	Windows opening ratio	%	0	100
Parameters				
Room configuration				
Absorbing materials inside the room	Properties of absorption α_i and surface S_i of each component inside the room	α_i $S_i (m^2)$	0	1
Vr	Space volume	m^3		
Tr	Reverberation Time inside the room	S	0.1	5
L_{out}	Exterior Global Sound Level	dB(A)		
Opening Configuration				
Opening Type	Windows type selected if =1: French window =2: sash window =3: England window =4: Italian window =5: Sliding window ...	-		
c1eff, c2eff...	Effective opening surfaces coefficient c5eff = 1 if window type=5...	m^2		
Frontage composition	Composition and surface S_{fi} of each component of the frontage	$R_{structurali}$ (dB(A)) S_{fi} en m^2		

Output variables				
R_{totali}	Transmission Loss coefficient for each 1/3 octave i	dB(A)		
R_{totalG}	Global transmission loss coefficient	dB(A)		
L_{in}	Global Sound Level inside the room	dB(A)		

4. Mathematic description

4.1 Physical model

When the opening size is smaller than the acoustic wavelength, it is typically referred to as a “leak”; the term “opening” is generally used for larger opening sizes. In literature, the term “aperture” is used for both leaks and openings. It must be also underlined that the modeling of the sound transmission loss of window apertures has been rarely considered in literature.

As described by Hongisto¹ for doors, sound transmission through windows and frontage is assumed to comprise two factors: structural (frontage + windows) transmission and aperture transmission, having sound transmission coefficients $\tau_{structural}$ and $\tau_{aperture}$ respective

$$\tau_{total} S_{total} = \tau_{structural} S_{structural} + \tau_{aperture} S_{aperture}$$

where $S_{structural}$ and $S_{aperture}$ are the areas of global structure (frontage+windows) and aperture respectively. The term “total” refers to the sum of aperture transmission and structural transmission (frontage+windows).

The global sound reduction index can then be deduced:

$$R_{total} = 10 \log \left(\frac{1}{\tau_{total}} \right)$$

$$R_{total} = 10 \log \left(\frac{S_{total}}{S_{structural} \tau_{structural} + S_{aperture} \tau_{aperture}} \right) = 10 \log \left(\frac{S_{total}}{S_{structural} 10^{-\frac{R_{structural}}{10}} + S_{aperture} 10^{-\frac{R_{aperture}}{10}}} \right)$$

Prediction of the structural sound reduction index of frontage, closed windows (simple, double panels separated by air cavity, by sound absorbing material...) has been discussed widely in literature and it is well known (a data base will be taken for the estimation of each component): a classical model will be used ($\tau_{structural} S_{structural} = \sum_{componenti} \tau_{structuruali} S_{structuruali}$ for components in parallel with

$$\tau_{structuruali} = 10^{-\frac{R_{structuruali}}{10}} \dots)$$

However, the determination of $\tau_{aperture}$ is more complicated. In many building simulation tools, $\tau_{aperture}$ is taken equal to 1 which is very simplified and not verified by experimental results for small apertures. That is why $\tau_{aperture}$ must be better predicted.

$S_{aperture}$ will be multiplied by a coefficient between 0 and 1 (this coefficient will depend on the window type, it will be denoted coeff for the window type i) .It will account for the effective surface of aperture.

The Global R_{totalG} is then calculated :

$$R_{totalG} = 10 \log \left(\sum_{every \ 1/3 \ octave \ i} 10^{\frac{R_{totali}}{10}} \right)$$

Then, by supposing that there is no lateral leaks (transmission loss only on the façade) and that the outside field is free (inside field is supposing to be diffuse):

$$L_{in} = L_{out} - R_{totalG} + 10 \log \left(\frac{S \cos \theta}{A} \right) + 6$$

Where θ is the incidence angle of the emission wave. By default $\cos \theta$ can be taken equal to one (normal incidence for example).

S is the area of the façade.

A is the equivalent absorption area (Sabine's Theory) :

$$A = \sum_i \alpha_i S_i$$

If no information is known A can be deduced by (Sabine's Theory):

$$A = \frac{0.16 V_r}{T_r}$$

4.2 Opening ratio more than 10%

For opening ratio more than 10 %, $\tau_{aperture}$ will be taken equal to 1 (this is verified experimentally).

4.3 Small rates of apertures

For small apertures, $\tau_{aperture} = 1$ is not verified by experimental results. So, a more complicated model can be used.

Sgard *et al.*² recently published a review of existing models about sound transmission loss of small apertures, especially rectangular and slit-shaped apertures. It is summarized in the following.

Transmission through apertures with negligible thickness has been first studied by Bouwkamp³, Spence⁴ and Mulholland and Parbrook⁵. Then, several authors studied the acoustic transmission through finite thickness apertures. First, Gomperts^{6,7}, Wilson and Soroka⁸, Sauter and Soroka⁹ assumed a plane wave field within the circular and/or rectangular aperture. Compertz^{6,7} related the velocity potential in a circular or slit-shaped aperture to the velocity potential of spherical or cylindrical waves, respectively, to get the transmission coefficient in terms of trigonometric functions and "end corrections" associated to the aperture shapes. Wilson and Soroka⁸, Sauter and Soroka⁹, and Mechel¹⁰ assumed the field in the aperture to be the sum of two plane waves propagating in opposite directions. Chen¹¹ investigated the prediction of the normal incidence and diffuse field transmission loss of slits. A combination of Rayleigh's formula and a wave number transform of the fields were used to solve the problem. Park and Eom's model¹² has been developed for the calculation of the oblique incidence sound transmission loss and reflection coefficient of a rectangular aperture of finite thickness taking into account the three-dimensional nature of the sound field within the aperture. Then, Serizawa and Hongo¹³ proposed an exact solution for the normal incidence transmission loss of a rectangular aperture in a thick wall taking into account the 3D wave field in the aperture using Weber-Schafheitlin integrals.

Moreover, General numerical techniques such as boundary element methods can be used to predict the diffracted acoustic field by complicated shaped apertures. Huang and Chen¹⁴ solved Helmholtz integral equation to calculate the sound diffracted through circular apertures in soft and hard plane baffles using boundary elements. At low frequencies, Furue¹⁵ applied the Boundary Element Methods to calculate the sound field diffracted by the extremity of an un baffled circular aperture excited by a point source.

Sgard *et al.*² also proposed a general and efficient numerical method based on a modal approach for predicting transmission loss of apertures with rectangular and circular cross sections for various geometrical configurations. Trompette *et al.*¹⁶ complemented the work of Sgard *et al.*², which was essentially comparisons between existing models and numerical results, by performing new experimental validation tests for rectangular openings and slits. Results were found to be reliable

over a wide frequency range and it was found that the modal approach correlates very closely with the experiments performed.

For all these reasons, Sgard *et al.*² model can be chosen here and applied to window apertures.

The model developed by Sgard *et al.*² is based on modeling the sound field within the aperture in terms of propagating and evanescent acoustic modes. Aperture radiation is considered by means of a modal radiation impedance matrix. The coupled problem is then solved in terms of modal contribution factors to obtain the transmission coefficient for any plane wave angle of incidence. The sound transmission coefficient for a plane wave with an angle of incidence (θ_i, φ_i) is given by

$$\tau(\theta_i, \varphi_i) = -\frac{\rho_0}{k_0 \cos \theta_i \rho_f^* |\hat{A}_i|^2 S} \Re \left(\sum_M N_M \hat{k}_M^* \hat{C}_M \hat{D}_M^* \right)$$

where the summation is performed over the aperture lateral modes. Modal coefficients \hat{C}_M and \hat{D}_M are related to modal radiation impedances, the area of the aperture, and the impedance of the fluid within the aperture. Coefficients \hat{k}_M^* and N_M are the modal wave number and the modal norm, respectively. \hat{A}_i represents the amplitude of the incident plane wave. Further details can be found in Sgard *et al.*².

5. Références

1. V. Hongisto, "Sound insulation of doors-Part 1: Prediction models for structural and leak transmission", *Journal of Sound and Vibration*, **230**(1), 133-148, (2000).
2. F. Sgard, H. Nelisse, N. Atalla, "On the modeling of the diffuse field sound transmission loss of finite thickness aperture", *J. Acoust. Soc. Am.*, **122**(1), 302-313, (2007).
3. C.J. Bouwkamp, "Diffraction theory", *Rep Prog. Phys.*, **17**, 35-100, (1954).
4. R.D. Spence, "The diffraction of sound by circular disks and apertures", *J. Acoust. Soc. Am.*, **20**(1), 380-386, (1948).
5. K.A. Mulholland and H.D. Parbrook, "Transmission of sound through apertures of negligible thickness", *J. Sound Vib.*, **5**, 499-508, (1967).
6. M.C. Gomperts and T. Kihlman, "The sound transmission loss of circular and slit-shaped aperture in walls", *Acustica*, **14**, 1-16, (1964).
7. M.C. Gomperts and T. Kihlman, "The sound transmission loss of circular and slit-shaped aperture in walls", *Acustica*, **18**, 144-150, (1967).
8. G.P. Wilson and W.W. Soroka, "Approximation to the diffraction of sound by a circular aperture in a rigid wall of finite thickness", *J. Acoust. Soc. Am.*, **37**, 286-297, (1965).
9. A. Sauter and W.W. Soroka, "Sound transmission through rectangular slots of finite depth between reverberant rooms", *J. Acoust. Soc. Am.*, **47**, 5-11, (1970).
10. F.P. Mechel, "The acoustic sealing of holes and slits in walls", *J. Sound Vib.*, **111**, 297-336, (1986).
11. K.T. Chen, "Study of acoustic transmission through apertures in a walls", *Appl. Acoust.*, **46**, 131-151, (1995).
12. H.H. Park and H.J. Eom, "Acoustic scattering from a rectangular aperture in a thick hard screen", *J. Acoust. Soc. Am.*, **101**, 595-598, (1997).
13. H. Serizawa and K. Hongo, "Evaluation of an acoustic plane wave transmitted through a rectangular hole in a thick hard screen", *Wave Motion*, **36**, 103-117, (2002).
14. C.-J. Huang and C. Y. Chen, "Diffracted acoustics fields about circular apertures in soft and hard baffles", *Acust. Acta Acust.*, **85**, 301-311, (1990).
15. Y. Furue, "Sound propagation from the inside to the outside of a room through an aperture", *Appl. Acoust.*, **31**, 133-146, (1990).
16. N. Trompette, J.-L. Barbry, F. Sgard, H. Nelisse, "Sound transmission loss of rectangular and slit-shaped apertures: Experimental results and correlation with a modal model", *J. Acoust. Soc. Am.*, **125**(1), 31-41, (2009).

Annexe 2 FICHE ALGORITHME EBLOUISSEMENT MULTILIGHT

Glare Module for Multi-physics Building Simulation

August. 2014 version 1.0

CEA-INES

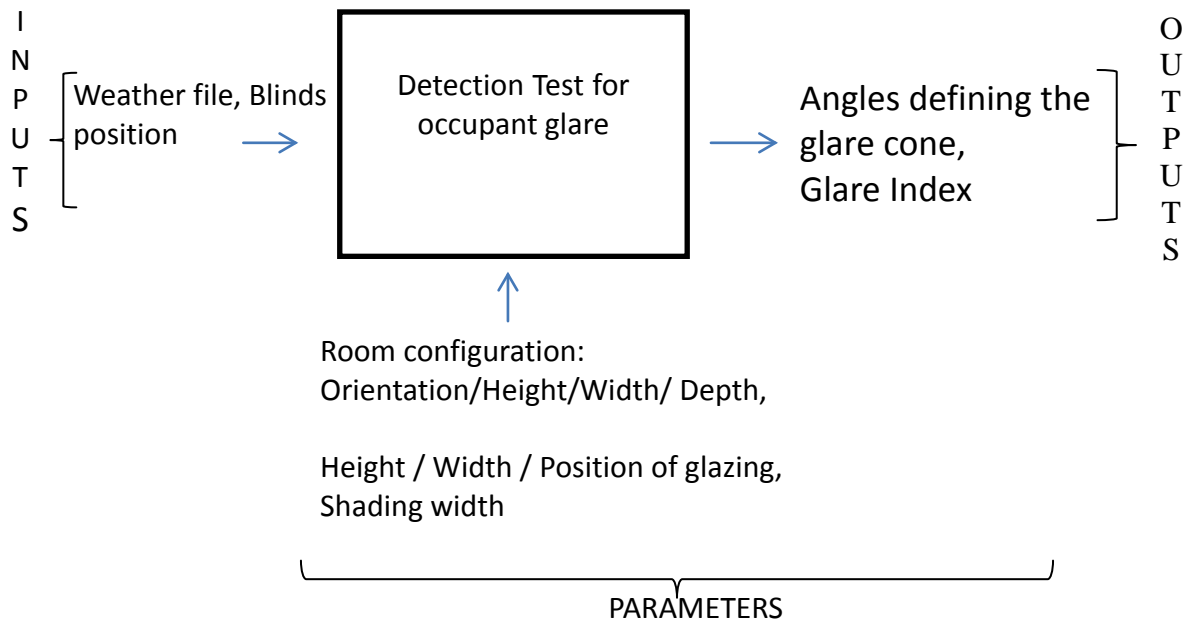
Anne France BARTHELEME

50 Avenue du Lac Léman, 73375 Le Bourget-du-Lac

☎ Tél : [+33 \(0\)4 79 79 21 48](tel:+330479792148)

E-mail: anne-france.barthelme@cea.fr

1. Model description



2. Nomenclature

	Description	Units	min	max
Input variables				
Weather				
a_s	Angle between the solar ray projection on the ground and the normal to the glazing	°		
h_s	Solar height	°		
BP	Blind position	Open / 50% closed		
Parameters				
Room configuration				
D_r	Room depth	<i>m</i>		
W_r	Room width	<i>m</i>		
H_r	Room ceiling height	<i>m</i>		
Opening configuration				
W_g	Glazing width	<i>m</i>		
H_g	Glazing height	<i>m</i>		
y_A	Coordinate 2 of A in (0 x y z)	<i>m</i>		
y_B	Coordinate 2 of B in (0 x y z)	<i>m</i>		
z_D	Coordinate 3 of D in (0 x y z)	<i>m</i>		
y_E	Coordinate 2 of E in (0 x y z)	<i>m</i>		
x_P	Coordinate 1 of P in (0 x y z)	<i>m</i>		
y_P	Coordinate 2 of P in (0 x y z)	<i>m</i>		
z_P	Coordinate 3 of P in (0 x y z)	<i>m</i>		
Shading configuration				
W_s	Shading width	<i>m</i>		
Output variables				
θ_1	Horizontal angle 1 of the glare cone	°		
θ_2	Horizontal angle 2 of the glare cone	°		

β	Vertical angle of the glare cone	°		
GI	Glare Index	Yes/No		

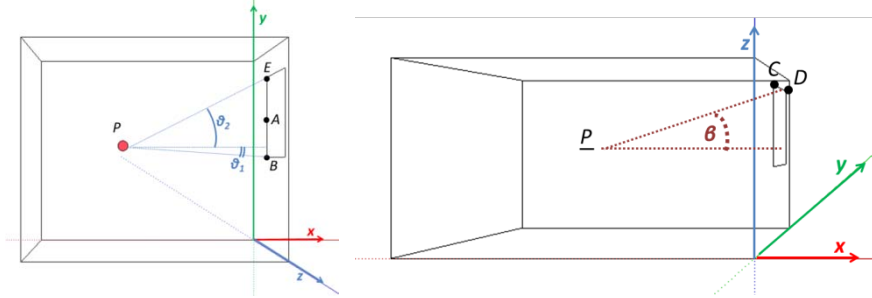
3. Model description

Occupant glare detection test

The aim of the calculation model below is to determine if the occupant placed at the office centre, facing the opening, has to undergo glare or not.

The occupant will be dazzled when the sun is in the "glare cone"; this cone angle is delimited by two boundaries: a "vertical" angle β and a "horizontal" angle θ .

The user will be dazzled if the solar radiation (i.e. solar altitude and azimuth) enters the cone.



« Horizontal » angle ϑ

A : Point in the middle of the window bottom (x_A, y_A, z_A).

P : Occupant position (x_P, y_P, z_P) – P is placed at the occupant eye level, in the middle of the room, 1.2m above the ground.

a_s : Angle between the projection of the solar radius on the ground and the normal to the glass opening.

h_s : Height of the sun.

$$\tan \theta_1 = \frac{y_P - y_B}{|x_P|}$$

$$\text{With: } y_P = \frac{W_r}{2}$$

$$y_B = y_A - \frac{W_g}{2} = \frac{W_r}{2} - \frac{W_g}{2}$$

$$|x_P| = \frac{D_r}{2} + W_s$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{W_g}{D_r + 2W_s} \right)$$

$$\tan \theta_2 = \frac{y_E - y_P}{|x_P|}$$

$$\text{With: } y_E = y_A + \frac{W_g}{2} = \frac{W_r}{2} + \frac{W_g}{2}$$

$$y_P = \frac{W_r}{2}$$

$$|x_P| = \frac{D_r}{2} + W_s$$

In our case (window centered on the facade), we have: $\theta_2 = \theta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{L_f}{D_r + 2W_s} \right)$

The occupant will be dazzled if $|a_s| \leq \theta_1$.

« Vertical » angle β

$$\tan \beta = \frac{z_D - z_P}{|x_P|}$$

With: $z_D = z_A + H_g$ if blinds are open.

$$z_D = z_A + \frac{H_g}{2} \text{ if blinds are 50\% closed.}$$

$$z_P = 1.2$$

$$|x_P| = \frac{D_r}{2} + W_s$$

There will be glare if $h_s \leq \beta$.

4. CODE

C PARAMETERS

DOUBLE PRECISION Za

```

    DOUBLE PRECISION Zp
    DOUBLE PRECISION Xp
C   INPUTS
    DOUBLE PRECISION Window_width
    DOUBLE PRECISION Wj
    DOUBLE PRECISION Wc
    DOUBLE PRECISION Window_height
    DOUBLE PRECISION Zenith
    DOUBLE PRECISION Azimuth
    DOUBLE PRECISION Orientation
C   OUTPUTS
    DOUBLE PRECISION Ebloui
C   INTERMEDIATE VARIABLES
    DOUBLE PRECISION Pi, beta_sup, beta_inf, theta_sup, theta_inf
    DOUBLE PRECISION hauteur_soleil, azimuth_corr
pi=3.1415926535897932384
    !Angle par rapport à la verticale
    beta_sup=atan((Za+Window_height-Zp)/(Xp+Wc))*(180/pi)
    beta_inf=atan((Za+Window_height-Zp)/(Xp+Wc))*(180/pi)-
    &atan((Za-Zp)/(Xp+Wc))*(180/pi)
    !Angle par rapport à l'horizontale
    theta_sup=orientation+atan(Window_width*0.5/(Xp+Wj))*(180/pi)
    theta_inf=orientation-atan(Window_width*0.5/(Xp+Wj))*(180/pi)
    ! Hauteur du soleil
    hauteur_soleil=90-Zenith
    ! Azimuth Corrected
    Azimuth_corr=Azimuth+180
    ! Calculs éblouissement
    if (beta_sup .lt. 0) then
        Ebloui=0
    else
        if (hauteur_soleil .eq. 0) then
            Ebloui=0
        else
            if (Zp .gt. Za) then
                if ((hauteur_soleil .lt. beta_sup) .and.
    &(Azimuth_corr .gt. theta_inf) .and.
    &(Azimuth_corr .lt. theta_sup)) then
                    Ebloui=1
                else
                    Ebloui=0
                end if
            else
                if ((hauteur_soleil .lt. beta_inf) .and.
    &(Azimuth_corr .gt. theta_inf) .and.
    &(Azimuth_corr .lt. theta_sup)) then
                    Ebloui=1
                else
                    Ebloui=0
                end if
            end if
        end if
    end if
end if
end if

```

Annexe 3 Fiche algorithme ECLAIREMENT NATUREL

MULTILIGHT

Lighting Module for Multi-physics Building Simulation

August. 2014 version 1.0

CEA-INES

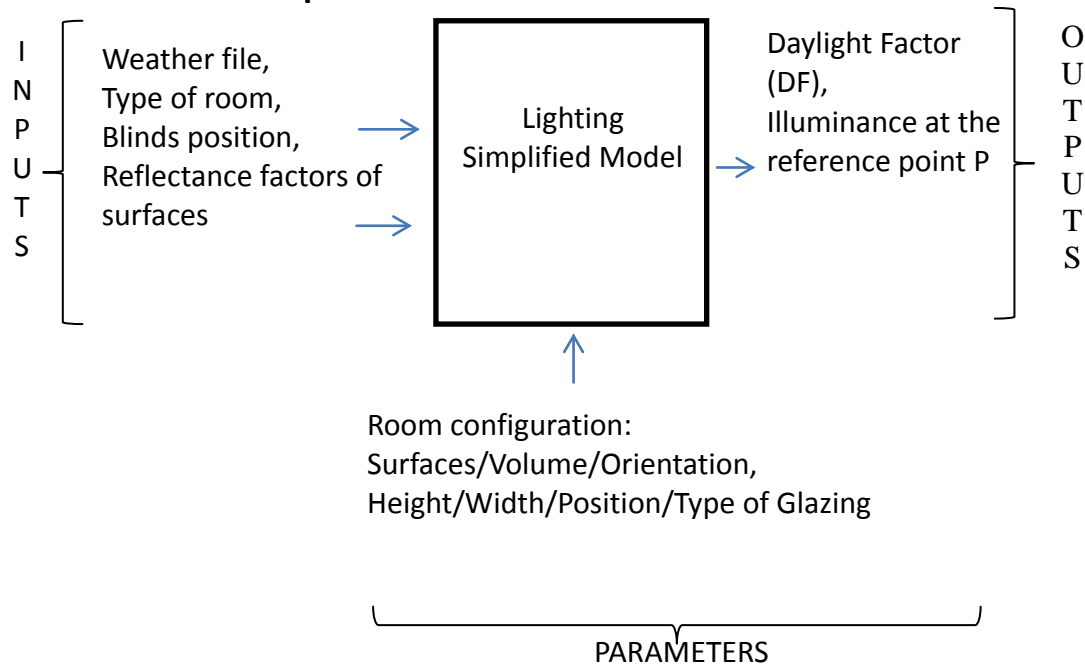
Anne France BARTHELEME

50 Avenue du Lac Léman, 73375 Le Bourget-du-Lac

☎ Tél : [+33 \(0\)4 79 79 21 48](tel:+330479792148)

E-mail: anne-france.barthelme@cea.fr

1. MODEL description



2. Nomenclature

	Description	Units	min	max
Input variables				
BP	Blind position	Open / 50% closed		
z	Site altitude	m		
h_s	Solar height	°		
G	Global Horizontal Irradiance	W/m^2		
D_h	Horizontal Diffuse Irradiance	W/m^2		
I_0	Extra-terrestrial Normal Incidence Irradiance	W/m^2		
I	Normal Incidence Direct Irradiance	W/m^2		
T_d	Surface Dew Point Temperature	°C		
Parameters				
Room configuration				
D_r	Room depth	m		
W_r	Room width	m		
H_r	Room ceiling height	m		
H_{strip}	Height between the top of the window and the room ceiling	m		
A	Total area of the inner walls (floor, walls and ceiling, including openings)	m^2		
z_D	Coordinate 3 of D in (0 x y z)	m		
z_E	Coordinate 3 of E in (0 x y z)	m		
z_P	Coordinate 3 of P in (0 x y z)	m		
R	Average weighted reflection factor of the inner walls (floor, walls and ceiling, including openings)		0	1
R_{FW}	Average weighted (depending on surfaces) reflection factor of the ground and surfaces		0	1

	of walls located below the opening center (with exclusion of the wall containing the opening)			
R_{CW}	Average weighted (depending on surfaces) reflection factor of the ceiling and surfaces of walls above the opening center (with exclusion of the wall containing the opening)		0	1
R_{ground}	Ground reflection coefficient		0	1
R_{walls}	Walls reflection coefficient		0	1
$R_{ceiling}$	Ceiling reflection coefficient		0	1
$S_{tot\ FW}$	Surfaces of ground and walls located below the opening center (with exclusion of the wall containing the opening)	m^2		
$S_{tot\ CW}$	Surfaces of ceiling and walls above the opening center (with exclusion of the wall containing the opening)	m^2		
$W_{case\ x}$	Calculation depth for the daylight factor which takes into account: the shading depth and the reference point P position	m		
Opening configuration				
LT	Glazing lighting transmission			
A_w	Glazing surface	m^2		
H_g	Glazing height	m		
W_g	Glazing width	m		
k_1	Reduction factor (of DF) related to the glazing light transmission	%		
k_2	Reduction factor (of DF) related to the opaque parts of windows	%		
k_3	Reduction factor (of DF) related to the glazing dust/dirt	%		
Opening configuration case 1				
L_b and L_d	Glazing width lying to the right of the reference point projection on the façade	m		
H_{bd}	Distance between the glazing top and the reference point projection on the façade	m		
H_d	Distance between the glazing bottom and the reference point projection on the façade	m		
Opening configuration case 2				
L_b et L_d	Glazing width lying to the right of the reference point projection on the façade	m		
H_b	Distance between the glazing top and the reference point projection on the façade	m		
H_d	Distance between the glazing bottom and the reference point projection on the façade	m		
External configuration				
W_s	Shading width	m		
C	Coefficient depending on external obstructions			
Weather data				
Ω	Atmospheric Precipitable Water	cm		

θ_z	Solar Zenith Angle	Rad/°		
I_G	Global Horizontal Illuminance	Lux		
Δ	Sky brightness			
m	Relative optical mass			
ε	Sky clearness			
a_i, b_i, c_i, d_i	Coefficients related to ε			
Output variables				
c	Correction factor			
D_c	Direct component of DF	%		
D_e	External component of DF	%		
D_i	Internal component of DF	%		
DF	Daylight Factor	%	0	100
E	Illuminance at reference point P	Lux		

3. MODEL description

The Daylight Factor (DF) at a selected point of a space is determined by the split flux methods. In our case, the calculation will be carried out in the center of the room, at the work plan level (i.e. 80cm).

The calculation allows us to determine separately the three components of the daylight factor:

- Direct (step 1)
- External Reflected (step 2)
- Internal Reflected (step 3).

$$DF = c (D_c + D_e + D_i)$$

With: c : the correction factor which takes into account the glazing type, the windows cleanliness, the frame size.

Calculation of the direct component (Dc)

The principle is to use aspect ratios h/d and W/d (Fig. 1) to perform an analytical calculation of the respective contributions of the different portions of the opening.

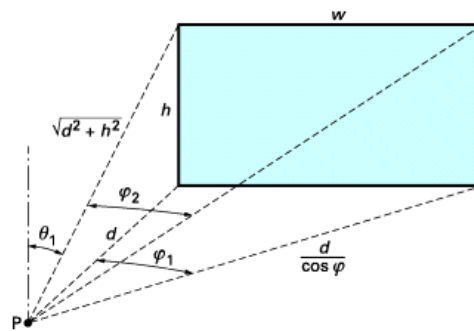


Fig. 1 : Angle system settings

Interior illuminance at a point P, located perpendicular to the lower corner of a vertical rectangular opening is defined by:

$$E_P = \int_0^{\varphi_1} \left(\int_{\theta_1(\varphi)}^{\frac{\pi}{2}} L(\theta, \varphi) (\cos \theta \sin \theta) d\theta \right) d\varphi \quad (\text{Eq.1})$$

With the luminance L_θ given, in the case of a CIE overcast sky, by the equation:

$$L_\theta = \frac{1}{3} L_z (1 + 2 \sin \theta) \quad (\text{Eq.2})$$

L_θ : luminance at angular height θ above the horizon

L_z : sky luminance at zenith.

For a CIE type of sky, the illuminance E on the horizontal plane without any obstruction is expressed in Lux for a zenith luminance L_z expressed in candela/m²:

$$E = \frac{7\pi L_z}{9} \quad (\text{Eq.3})$$

The double integral of equation 1, after division by the illumination away from any obstruction (equation 3), provides the direct component of DF, at point P considered:

$D_C =$

$$\frac{3}{14\pi} \tan^{-1} \left(\frac{W}{d} \right) - \frac{3}{14\pi} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{h}{d}\right)^2 + 1}} \tan^{-1} \frac{\frac{W}{d}}{\sqrt{\left(\frac{h}{d}\right)^2 + 1}} + \frac{2}{7\pi} \sin^{-1} \left(\frac{\frac{Wh}{d}}{\sqrt{1 + \left(\frac{W}{d}\right)^2} \sqrt{1 + \left(\frac{h}{d}\right)^2}} \right) - \frac{2}{7\pi} \left(\frac{\frac{Wh}{d}}{\left(\left(\frac{h}{d}\right)^2 + 1\right) \sqrt{1 + \left(\frac{h}{d}\right)^2 + \left(\frac{W}{d}\right)^2}} \right) \quad (\text{Eq.4})$$

Depending on the position of the glass surface and of the reference point P, the equation is applied to each wall (with a glass surface) of the studied room: by addition (glass area) and subtraction (opaque surface). Thus, the contribution of the opening is determined; the contributions of the different windows are added at the reference point considered.

Fig. 2 shows how to determine the direct component of DF in the case of a reference point P offset from the opening. In this case,

$$D_C(Q) = D_C(PQRS) - D_C(PR) - D_C(RS) + D_C(R) \quad (\text{Eq.5})$$

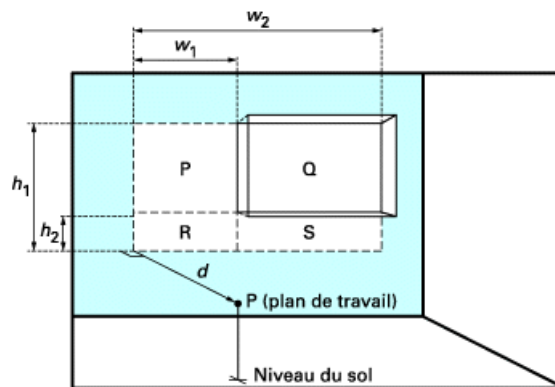


Fig. 2 : Example of direct component calculation for a particular case

➔ Calculation of the direct component for test cases defined:

Two types of offices have been defined:

- 1 office with dimensions 2.5 * 5 * 2.5m (Ceiling Height)
- 1 office with dimensions 4 * 4 * 2.5m (Ceiling Height)

Three glazing surfaces:

- 30% of glazing surface (1.4 * 1.4 ht) → Configuration 1
- 50% of glazing surface (2.1 * 1.6 ht) → Configuration 2
- 70% of glazing surface (2.5 * 1.75 ht) → Configuration 3

IMPORTANT

The windows are in the middle of the façade.

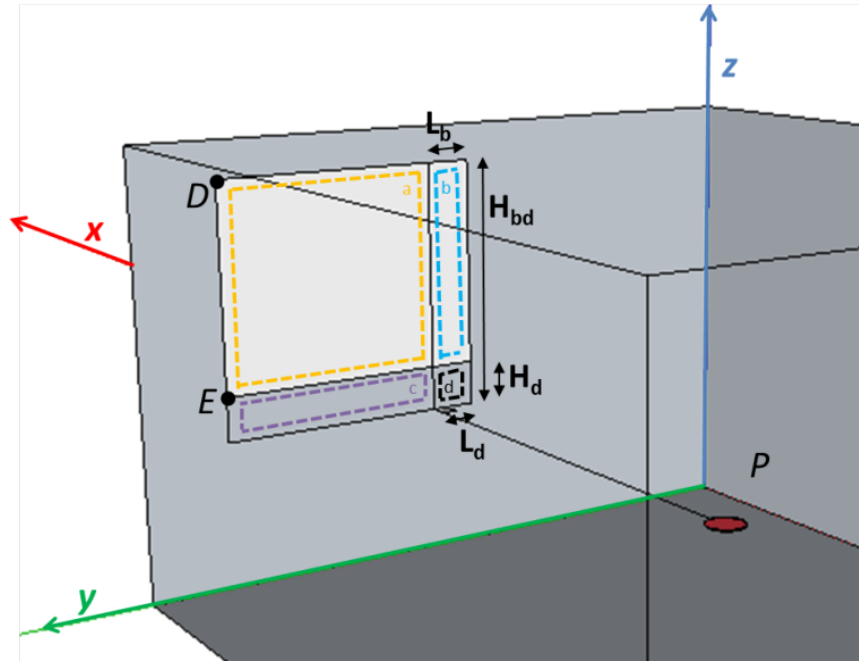
The upper edge of the glazing does not necessarily coincide with the top of the room.

The reference point P is the center of the room.

The two types of office and three windows configurations give us two cases of calculation explained below.

Case 1

The window bottom is located above or at the reference point level (i.e. 0.8m).
a and b are glazed surfaces; c and d opaque surfaces.



As well as for the specific case presented above (Figure 2 - Equation 5), for our case study 1, the direct component is expressed as follows:

$$D_c(ab) = D_c(bd) - D_c(d) + D_c(ac) - D_c(c) \quad (\text{Eq.6a})$$

Moreover, in all three glazing configurations, the windows are in the middle of the façade ; then, we have: $D_c(ac) = D_c(bd)$ et $D_c(c) = D_c(d)$

$$D_c(ab) = 2D_c(bd) - 2D_c(d) \quad (\text{Eq.6b})$$

$$D_c(bd) = \frac{3}{14\pi} \tan^{-1} \left(\frac{L_b}{W_{case1}} \right) - \frac{3}{14\pi} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{H_{bd}}{W_{case1}}\right)^2 + 1}} \tan^{-1} \frac{\frac{L_b}{W_{case1}}}{\sqrt{\left(\frac{H_{bd}}{W_{case1}}\right)^2 + 1}} \\ + \frac{2}{7\pi} \sin^{-1} \left(\frac{\frac{L_b}{W_{case1}} \times \frac{H_{bd}}{W_{case1}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{L_b}{W_{case1}}\right)^2} \sqrt{1 + \left(\frac{H_{bd}}{W_{case1}}\right)^2}} \right) \\ - \frac{2}{7\pi} \left(\frac{\frac{L_b}{W_{case1}} \times \frac{H_{bd}}{W_{case1}}}{\left(\left(\frac{H_{bd}}{W_{case1}}\right)^2 + 1\right) \sqrt{1 + \left(\frac{H_{bd}}{W_{case1}}\right)^2 + \left(\frac{L_b}{W_{case1}}\right)^2}} \right)$$

With: $L_b = \frac{W_g}{2}$

$$W_{case1} = \frac{D_r}{2} + W_s$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{bd} = z_D - z_P \text{ If blinds are opened.} \\ H_{bd} = \frac{H_g}{2} + z_D - z_P \text{ If blinds are 50\% closed.} \end{array} \right.$$

$$z_p = 0.8m.$$

$$D_C(d) = \frac{3}{14\pi} \tan^{-1} \left(\frac{L_d}{W_{case1}} \right) - \frac{3}{14\pi} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{H_d}{W_{case1}}\right)^2 + 1}} \tan^{-1} \frac{\frac{L_d}{W_{case1}}}{\sqrt{\left(\frac{H_d}{W_{case1}}\right)^2 + 1}} \\ + \frac{2}{7\pi} \sin^{-1} \left(\frac{\frac{L_d}{W_{case1}} \times \frac{H_d}{W_{case1}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{L_d}{W_{case1}}\right)^2} \sqrt{1 + \left(\frac{H_d}{W_{case1}}\right)^2}} \right) \\ - \frac{2}{7\pi} \left(\frac{\frac{L_d}{W_{cas1}} \times \frac{H_d}{W_{cas1}}}{\left(\left(\frac{H_d}{W_{case1}}\right)^2 + 1\right) \sqrt{1 + \left(\frac{H_d}{W_{case1}}\right)^2 + \left(\frac{L_d}{W_{case1}}\right)^2}} \right)$$

$$\text{With: } L_d = \frac{W_g}{2}$$

$$W_{case1} = \frac{D_r}{2} + W_s$$

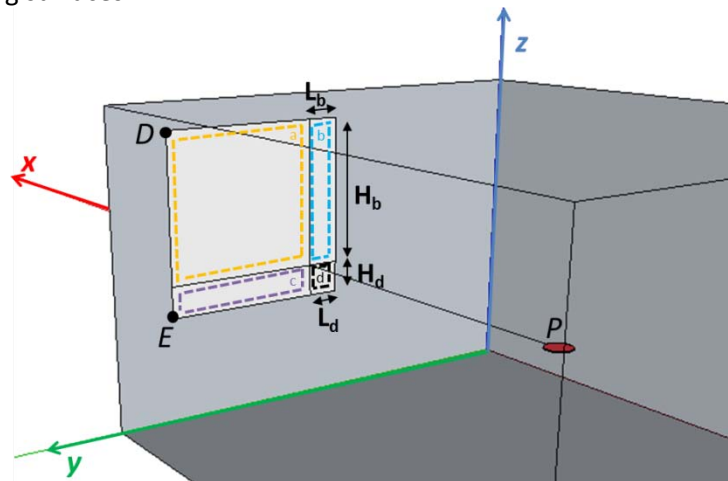
$$H_d = z_E - z_P \text{ and } z_P = 0.8m.$$

These equations allow the calculation of the direct component of DF in the first case (case 1).

Case 2

The bottom of the window is below the reference point level (i.e. 0.8m).

a, b, c et d are glazing surfaces.



As well as for the particular case presented above (Figure 2 - Equation 5), for our case study 2, the direct component is expressed as follows:

$$D_c(abcd) = D_c(a) + D_c(b) + D_c(c) + D_c(d) \quad (\text{Eq.7a})$$

With $D_c(a) = D_c(b)$ et $D_c(c) = D_c(d)$, because of the glazing position in the façade center.

$$\text{Then, } D_c(abcd) = 2D_c(b) + 2D_c(d) \quad (\text{Eq.7b})$$

$$D_C(b) = \frac{3}{14\pi} \tan^{-1} \left(\frac{L_b}{W_{case2}} \right) - \frac{3}{14\pi} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{H_b}{W_{case2}}\right)^2 + 1}} \tan^{-1} \frac{\frac{L_b}{W_{case2}}}{\sqrt{\left(\frac{H_b}{W_{case2}}\right)^2 + 1}}$$

$$+ \frac{2}{7\pi} \sin^{-1} \left(\frac{\frac{L_b}{W_{case2}} \times \frac{H_b}{W_{case2}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{L_b}{W_{case2}}\right)^2} \sqrt{1 + \left(\frac{H_b}{W_{case2}}\right)^2}} \right)$$

$$- \frac{2}{7\pi} \left(\frac{\frac{L_b}{W_{case2}} \times \frac{H_b}{W_{case2}}}{\left(\left(\frac{H_b}{W_{case2}}\right)^2 + 1\right) \sqrt{1 + \left(\frac{H_b}{W_{case2}}\right)^2 + \left(\frac{L_b}{W_{case2}}\right)^2}} \right)$$

With: $L_b = \frac{W_g}{2}$

$$W_{case2} = \frac{D_r}{2} + W_s$$

$$\left\{ \begin{array}{l} H_b = z_D - z_P \text{ If blinds are opened.} \\ H_b = z_D - \frac{H_g}{2} - z_P \text{ If blinds are 50\% closed.} \\ z_P = 0.8m. \end{array} \right.$$

$$D_C(d) = \frac{3}{14\pi} \tan^{-1} \left(\frac{L_d}{W_{case2}} \right) - \frac{3}{14\pi} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{H_d}{W_{case2}}\right)^2 + 1}} \tan^{-1} \frac{\frac{L_d}{W_{case2}}}{\sqrt{\left(\frac{H_d}{W_{case2}}\right)^2 + 1}}$$

$$+ \frac{2}{7\pi} \sin^{-1} \left(\frac{\frac{L_d}{W_{case2}} \times \frac{H_d}{W_{case2}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{L_d}{W_{case2}}\right)^2} \sqrt{1 + \left(\frac{H_d}{W_{case2}}\right)^2}} \right)$$

$$- \frac{2}{7\pi} \left(\frac{\frac{L_d}{W_{case2}} \times \frac{H_d}{W_{case2}}}{\left(\left(\frac{H_d}{W_{case2}}\right)^2 + 1\right) \sqrt{1 + \left(\frac{H_d}{W_{case2}}\right)^2 + \left(\frac{L_d}{W_{case2}}\right)^2}} \right)$$

With: $L_d = \frac{W_g}{2}$

$$W_{case2} = \frac{D_r}{2} + W_s$$

$$H_d = z_P - z_E \text{ and } z_P = 0.8m.$$

These equations allow the calculation of the direct component of DF in the second case (case 2).

3.1.1 Calculation of the external reflected component (De)

When natural light access is limited by external obstructions, it is necessary to calculate the external reflected component (De). Visible obstructions are considered from the reference point (P) such as sky parts with luminance corresponding to a fraction of the obstructed sky. The De component corresponding to the obstructed area is calculated in a first time as a direct component (Dc); it is then weighted by the surface average reflection factor forming the mask (Fig. 3).

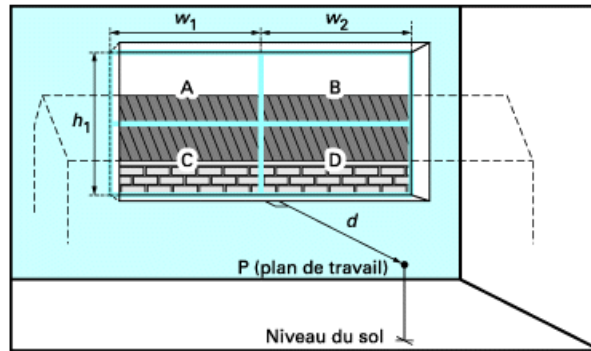


Fig. 3 : Masked portion of sky (C and D) by the reflectance (%) of the corresponding surface

The reflected external component (De) of the daylight factor is obtained, at point P, by weighting the luminance value of the masked portion of sky (C and D) by the reflectance (%) of the corresponding surface:

$$D_e = CD \times \rho \quad (\text{Eq.8})$$

In our study, no distant mask is considered; so: $D_e = 0$.

3.1.2 Calculation of the internal reflected component (Di)

Di is the amount of light reflected by the local inner walls decreases with the distance to the opening. In this method, it is considered that the average value of the internal reflected component follows the following empirical law in the largest part of the space:

$$D_i = (0.85 \times A_w) \times \frac{(C R_{FW} + 5 R_{CW})}{A(1-R)} \quad (\text{Eq.9})$$

With:

- A_w : Window surface (in m^2)
 - $A_w = H_g \times W_g$
- C : Coefficient depending on external obstructions.

We take the assumption of a continuous obstruction angular height W above the horizon (measured in the middle of the window)

$$C = 40 - \frac{W}{2} \quad (\text{Eq.10})$$
 - In our study cases, $C = 40$ (no obstructions).
- R_{FW} : Weighted average reflection factor (depending on surfaces) of the ground and wall surfaces located below the opening middle (with the exclusion of the opening wall)

If blinds are 100% opened

$$R_{FW} = \frac{R_{sol} \times W_r \times D_r + R_{walls} \times \left(H_r - \frac{H_g}{2} - H_{strip} \right) \times (2D_r + W_r)}{S_{tot \ FW}}$$

With

$$S_{tot \ FW} = W_r \times D_r + \left(H_r - \frac{H_g}{2} - H_{strip} \right) \times (2D_r + W_r)$$

$$H_{strip} = H_r - z_D$$

If blinds are 50% opened

$$R_{FW} = \frac{R_{sol} \times W_r \times D_r + R_{walls} \times \left(H_r - \frac{3H_g}{4} - H_{strip} \right) \times (2D_r + W_r)}{S_{tot \ FW}}$$

With

$$S_{tot\ FW} = W_r \times D_r + \left(H_r - \frac{3H_g}{4} - H_{strip} \right) \times (2D_r + W_r)$$

$$H_{strip} = H_r - z_D$$

- R_{CW} : Weighted average reflection factor (depending on surfaces), of the ceiling and wall surfaces located above the opening middle (with the exclusion of the opening wall)

If blinds are 100% opened

$$R_{CW} = \frac{R_{ceiling} \times W_r \times D_r + R_{walls} \times \left(\frac{H_g}{2} + H_{strip} \right) \times (2D_r + W_r)}{S_{tot\ CW}}$$

With

$$S_{tot\ CW} = W_r \times D_r + \left(\frac{H_g}{2} + H_{strip} \right) \times (2D_r + W_r)$$

$$H_{strip} = H_r - z_D$$

If blinds are 50% opened

$$R_{CW} = \frac{R_{ceiling} \times W_r \times D_r + R_{walls} \times \left(\frac{3H_g}{4} + H_{strip} \right) \times (2D_r + W_r)}{S_{tot\ CW}}$$

With

$$S_{tot\ CW} = W_r \times D_r + \left(\frac{3H_g}{4} + H_{strip} \right) \times (2D_r + W_r)$$

$$H_{strip} = H_r - z_D$$

- A : Inner walls total area (including floor, walls and ceiling, including openings) (in m²)
 - $A = 2W_r D_r + 2H_r D_r + 2H_r W_r$
- R : Average weighted reflection factor (floor, walls and ceiling, including openings).
 - $R = \frac{R_{floor} W_r D_r + R_{ceiling} W_r D_r + R_{walls} \times (H_r \times (2D_r + 2W_r) - W_g \times H_g) + R_f W_g H_g}{A}$

N.B. The reflection coefficients of the walls are:

- Ceiling : 70%
- Walls : 50%
- Floor : 20%

Calculation of the correction factor (c)

c is the correction factor which takes into account the glazing type, the windows cleanliness and the frame size.

For the c calculation, Belgian standard NBN L13-002 was taken as reference. This standard is much more accurate concerning the correction factor than the French standard NF EN 15193.

$$c = k_1 \times k_2 \times k_3$$

In our case,

- The glazing lighting transmission (LT) will be entered by the user. The reduction factor k_1 is related to the glazing transmission. The table below shows the correction factor value to be applied based on the known glazing transmission factor.

Facteurs de transmission du vitrage à incidence normale τ_N	Facteurs moyens de transmission du vitrage $\tau = 0,995 \tau_N - 0,035$	k_2
0,90	0,86	1,00
	(vitrage clair 2 à 3 mm)	
0,84	0,80	0,93
0,74	0,70	0,81
0,64	0,60	0,70
0,54	0,50	0,58
0,44	0,40	0,47
0,34	0,30	0,35

- The glazing cleanliness is considered with the attenuation coefficient k_3 . The NBN L13-002 standard gives the correction factor values related to the dust to be taken into account depending on the room type and on the environment.

Conditions extérieures		Conditions intérieures		Inclinaison du vitrage par rapport à l'horizontale		
Localisation	Degré de salissement de la surface extérieure du vitrage	Nature de l'activité	Degré de salissement de la surface intérieure du vitrage	0 à 30°	45 à 60°	75 à 90°
région rurale ou zone suburbaine	faible	propre sale	faible élevé	0,80	0,85	0,9
				0,55	0,60	0,7
zone urbaine ou résidentielle	moyen	propre sale	faible élevé	0,70	0,75	0,8
				0,40	0,50	0,6
zone industrielle	élevé	propre sale	faible élevé	0,55	0,60	0,7
				0,25	0,35	0,5

- The scale factor k_2 takes into account the opening proportional to the frame surface. This ratio value is generally of 70%. It can also be directly calculated.

Evaluation of the indoor illuminance based on the DF

Determination of the Global Horizontal Illuminance I_G

$$I_G = G \times [a_i + b_i \times \Omega + c_i \times \cos \theta_z + d_i \times \ln(\Delta)] \quad (1) - \text{Perez, R, et al. (1990)}$$

With: $\Omega = e^{(0.07 \times T_d - 0.075)}$

$$\theta_z = (90 - h_s) \times \frac{2\pi}{360} \quad (\text{Avec } h_s \text{ en } ^\circ)$$

$$\Delta = \frac{Dh \times m}{I_0}$$

With m by Kasten and Young (1989) – Approximation valid for $z < 4000m$.

$$m = \left(1 - \frac{z}{10000}\right) \frac{1}{\cos(\theta_z) + 0.50572 \times (96.07995^\circ - \theta_z)^{-1.6364}}$$

The coefficients a_i , b_i , c_i and d_i values are function of the sky brightness ε .

$$\varepsilon = \frac{\frac{Dh + 1}{Dh + 1.041 \times \theta_z^3}}{1 + 1.041 \times \theta_z^3}$$

The ε calculation allows the identification of the studied sky clarity: from 1 to 8.

ε between	ε category	Sky category
[1.000 – 1.065]	1	Overcast
[1.065 – 1.230]	2	
[1.230 – 1.500]	3	
[1.500 – 1.950]	4	
[1.950 – 2.800]	5	
[2.800 – 4.500]	6	

[4.500 – 6.200]	7	
[6.200 – MAX]	8	Clear

Depending on the sky type, we would have the following coefficients values for a_i , b_i , c_i et d_i .

Category ε	a_i	b_i	c_i	d_i
1	96.63	-0.47	11.50	-9.16
2	107.54	0.79	1.79	-1.19
3	98.73	0.70	4.40	-6.95
4	92.72	0.56	8.36	-8.31
5	86.73	0.98	7.10	-10.94
6	88.34	1.39	6.06	-7.60
7	78.63	1.47	4.93	-11.37
8	99.65	1.86	-4.46	-3.15

Determination of the illuminance at the reference point P

$$E = I_G \times DF$$

References

PEREZ, R, *et al.* Modeling daylight availability and irradiance components from direct and global irradiance. *Solar Energy*, 1990, vol. 44, no. 5, p. 271-289.

François BOUVIER, Gilles COURRET, Bernard PAULE, *Eclairage Naturel*. Techniques de l'Ingénieur, 2008, C3315.

Kasten, E, Young, A. T., 1989: Revised optical air mass tables and approximation formula. *Appl. Opt.*, 28, 4735-4738.

4. CODE

C PARAMETERS

DOUBLE PRECISION Rsol_lum
 DOUBLE PRECISION Rmurs_lum
 DOUBLE PRECISION Rplafond_lum
 DOUBLE PRECISION Rfen_lum
 DOUBLE PRECISION TL
 DOUBLE PRECISION clear_glass
 DOUBLE PRECISION scale_factor
 DOUBLE PRECISION Zp

C INPUTS

DOUBLE PRECISION Td
 DOUBLE PRECISION I
 DOUBLE PRECISION Dh
 DOUBLE PRECISION G
 DOUBLE PRECISION p_water
 DOUBLE PRECISION Zenith
 DOUBLE PRECISION Z
 DOUBLE PRECISION Hf
 DOUBLE PRECISION Lf
 DOUBLE PRECISION Hr
 DOUBLE PRECISION Lr
 DOUBLE PRECISION Wr
 DOUBLE PRECISION Za
 DOUBLE PRECISION Ebloui
 DOUBLE PRECISION Wc

C OUTPUTS

DOUBLE PRECISION Etotal, FLJ

C INTERMEDIATE VARIABLES

DOUBLE PRECISION zenithrad, pi, m, epsilon, delta, ai, bi, ci, di

C intermediate variables

DOUBLE PRECISION Lb, Zd, Wcas1, hbd, hbd_ebloui, ld, hd

DOUBLE PRECISION Wcas2, hb, hd_ebloui, Dcb

DOUBLE PRECISION Stot_fw, Stot_cw, Stot_fw_ebloui, Stot_cw_ebloui

DOUBLE PRECISION Rtot_lum, A, Aw, Rfw, Rcw, Dir

DOUBLE PRECISION Dc, Dcd, h_bandeau, C, deg, E

! Il y a deux cas différents:

! Cas 1: Le bas de la fenêtre se situe au dessus ou au niveau du point de référence

! Cas 2: Le bas de la fenêtre se situe sous le niveau du point de référence

! Variables d'entrée / Paramètres de la composante directe

! Lf = Largeur de la fenêtre

! Wr = Profondeur de la pièce

! Wc = Profondeur de la casquette

! Zp = Hauteur du plan où va être calculé l'éclairage

! Zd = Distance entre l'arête supérieure et le plafond

! Ze = Distance entre l'arête inférieure et le sol

! Hf = Hauteur de la fenêtre

! Ebloui = Eblouissement

! pi = nombre pi

! Dcb = Partie de la composante directe qui est liée à la lumière qui arrive au dessus du point p

! Dcd = Partie de la composante directe qui est liée à la lumière qui arrive en dessous du point p

! corr=correction due aux vitrages, propriété des fenêtres...

! COMPOSANTE REFLECHIE INTERNE

! Paramètres / Variables de la composante réfléchie interne

! Aw = Surface de la fenêtre

! C = Coefficient dépendant des obstructions extérieures

! R's_lum = Coefficients de réflexion (pourcentage)

! Rcw = Coefficient moyen ponderé des surfaces situées au dessus du centre de l'ouverture

! Rfw = Coefficient moyen ponderé des surfaces situées en dessous du centre de l'ouverture

! Lr = largeur de la pièce

! Rtot_lum = Coefficient moyen ponderé (y compris la surface vitrée)

! Ap = Surface des parois intérieures (y compris la surface vitrée)

! Calculs Composante directe

! Cas 1

pi=3.141592

Lb=Lf*0.5

Zd=Za+hf

Wcas1=Wr*0.5+Wc

hbd=Zd-Zp

hbd_ebloui=Zd-0.5*hf-Zp

Ld=Lf*0.5

hd=Za-Zp

deg=180/pi

! Cas 2

Wcas2=0.5*Wr+Wc

hb=Zd-Zp

hd_ebloui=Zd-0.5*hf-Zp

! Cas 1

IF (Za .ge. Zp) THEN

IF (Ebloui .eq. 0) THEN

Dcb=((3.0/(14.0*pi))*atan(Lb/Wcas2))*deg-((3.0/(14.0*pi))*

&(1/sqrt((Hbd/Wcas1)**2+1))*atan((Lb/Wcas2)/

```

&((sqrt((Hbd/Wcas1)**2+1)))*deg)+((2.0/(7.0*pi))*asin((((Lb*Hbd)/
&(Wcas1**2))/(sqrt((1+(Lb/Wcas1)**2)*(1+(Hbd/Wcas1)**2)))))*deg)-
&((2.0/(7.0*pi))*(((Lb*Hbd)/(Wcas1**2))/((Hbd/Wcas1)**2+1)*
&sqrt(1+(Hbd/Wcas1)**2+(Lb/Wcas1)**2)))
ELSE
Dcb=((3.0/(14.0*pi))*atan(Lb/Wcas2))*deg-((3.0/(14.0*pi))*
&(1/sqrt((Hbd_ebloui/Wcas1)**2+1))*atan((Lb/Wcas1)/(sqrt
&((Hbd_ebloui/Wcas1)**2+1))))*deg)+((2.0/(7.0*pi))*asin
&((((Lb*Hbd_ebloui)/(Wcas1**2))/(sqrt((1+(Lb/Wcas1)**2)*
&(1+(Hbd_ebloui/Wcas1)**2)))))*deg)-((2.0/(7.0*pi))*
&((((Lb*Hbd_ebloui)/(Wcas1**2))/((Hbd_ebloui/Wcas1)**2+1)*
&sqrt(1+(Hbd_ebloui/Wcas1)**2+(Lb/Wcas1)**2)))
END IF
Dcd=((3.0/(14.0*pi))*atan(Ld/Wcas1))*deg-deg*((3.0/(14.0*pi))*
&(1/sqrt((Hd/Wcas1)**2+1))*atan((Ld/Wcas1)/(sqrt
&((Hd/Wcas1)**2+1))))+((2.0/(7.0*pi))*asin((((Ld*Hd)/(Wcas1**2))/
&(sqrt((1+(Ld/Wcas1)**2)*(1+(Hd/Wcas1)**2)))))*deg)-(2.0/(7.0*pi))*
&((((Ld*Hd)/(Wcas1**2))/((Hd/Wcas1)**2+1)*sqrt((1+(Hd/Wcas1)**2)*
&(1+(Ld/Wcas1)**2))))
Dc=2*Dcb-2*Dcd
! Cas 2
ELSE
IF (Ebloui .eq. 0) THEN
Dcb=((3.0/(14.0*pi))*atan(Lb/Wcas2))*deg-((3.0/(14.0*pi))*
&(1/sqrt((Hb/Wcas2)**2+1))*atan((Lb/Wcas2)/
&(sqrt((Hb/Wcas2)**2+1))))*deg)+((2.0/(7.0*pi))*asin((((Lb*Hb)/
&(Wcas2**2))/(sqrt((1+(Lb/Wcas2)**2)*(1+(Hb/Wcas2)**2)))))*deg)-
&((2.0/(7.0*pi))*(((Lb*Hb)/(Wcas2**2))/((Hb/Wcas2)**2+1)*sqrt
&(1+(Hb/Wcas2)**2+(Lb/Wcas2)**2)))
ELSE
Dcb=((3.0/(14.0*pi))*atan(Lb/Wcas2))*deg-((3.0/(14.0*pi))*
&(1/sqrt((Hd_ebloui/Wcas2)**2+1))*atan((Lb/Wcas2)/(sqrt((Hd_ebloui/
&Wcas2)**2+1))))*deg)+((2.0/(7.0*pi))*asin((((Lb*Hd_ebloui)/
&(Wcas2**2))/(sqrt((1+(Lb/Wcas2)**2)*(1+(Hd_ebloui/Wcas2)**2)))))*
&deg)-((2.0/(7.0*pi))*(((Lb*Hd_ebloui)/(Wcas2**2))/((Hd_ebloui/
&Wcas2)**2+1)*sqrt(1+(Hd_ebloui/Wcas2)**2+(Lb/Wcas2)**2)))
END IF
Dcd=((3.0/(14.0*pi))*atan(Ld/Wcas2))*deg-((3.0/(14.0*pi))*
&(1/sqrt((Hd/Wcas2)**2+1))*atan((Ld/Wcas2)/
&(sqrt((Hd/Wcas2)**2+1))))*deg)+((2.0/(7.0*pi))*asin((((Ld*Hd)/
&(Wcas2**2))/(sqrt((1+(Ld/Wcas2)**2)*(1+(Hd/Wcas2)**2)))))*deg)-
&((2.0/(7.0*pi))*(((Ld*Hd)/(Wcas2**2))/((Hd/Wcas2)**2+1)*sqrt
&(1+(Hd/Wcas2)**2+(Ld/Wcas2)**2)))
Dc=2*Dcb+2*Dcd
END IF
! Calculs Composante Réfléchie Interne
Aw=hf*Lf
h_bandeau=hr-Zd
Stot_fw=Lr*Wr+((hr-0.5*hf-h_bandeau)*(2*Wr+Lr))
Stot_fw_ebloui=Lr*Wr+((hr-0.75*hf-h_bandeau)*(2*Wr+Lr))
Stot_cw=Lr*Wr+((0.5*hf+h_bandeau)*(2*Wr+Lr))
Stot_cw_ebloui=Lr*Wr+((0.5*hf+h_bandeau)*(2*Wr+Lr))

```

```

A=(2*Lr*Wr)+(2*Hr*Wr)+(2*Hr*Lr)
Rtot_lum=((Rsol_lum+Rplafond_lum)*Lr*Wr+(Rmurs_lum*(2*Hr*
&(Wr+Lr)-Lf*hf)+Rfen_lum*Lf*hf))/A
IF (Ebloui .eq. 0) THEN
Rfw=((Rsol_lum*Lr*Wr)+(Rmurs_lum*(hr-0.5*hf-h_bandeau)*
&(2*Wr+Lr)))/Stot_fw
ELSE
Rfw=((Rsol_lum*Lr*Wr)+(Rmurs_lum*(hr-0.75*hf-h_bandeau)*
&(2*Wr+Lr)))/Stot_fw_ebloui
END IF
IF (Ebloui .eq. 0) THEN
Rcw=((Rplafond_lum*Lr*Wr)+(Rmurs_lum*(0.5*hf+h_bandeau)*
&(2*Wr+Lr)))/Stot_cw
ELSE
Rcw=((Rplafond_lum*Lr*Wr)+(Rmurs_lum*(0.75*hf+h_bandeau)*
&(2*Wr+Lr)))/Stot_cw_ebloui
END IF
A=(2*Lr*Wr)+(2*Hr*Wr)+(2*Hr*Lr)
Rtot_lum=((Rsol_lum+Rplafond_lum)*Lr*Wr+(Rmurs_lum*
&(2*Hr*(Wr+Lr)-Lf*hf)+Rfen_lum*Lf*hf))/A
! Calcul final Composante Réfléchie Interne
C=TL*clear_glass*scale_factor
Dir=((0.85*Aw)*(40*Rfw+5*Rcw))/(A*(1-Rtot_lum))
FLJ=C*(Dir+Dc)/100
! Calculs Determination de l'éclairage extérieur Ig
p_water=exp(0.07*Td-0.075)
zenithrad=zenith*pi/180
m=(1-Z/10000)*(1/(cos(zenithrad)+
&(0.50572*(96.07995-zenith)**(-1.6364))))
epsilon=((Dh+l)/(Dh+1.014*zenithrad**3))/
&(1+1.041*zenithrad**3)
delta=(Dh*m)/1361
IF ((epsilon .gt. 0) .and. (epsilon .le. 1.065)) THEN
ai=96.63
bi=-0.47
ci=11.50
di=-9.16
END IF
IF ((epsilon .gt. 1.065) .and. (epsilon .le. 1.230)) THEN
ai=107.54
bi=0.79
ci=1.79
di=-1.19
END IF
IF ((epsilon .gt. 1.230) .and. (epsilon .le. 1.500)) THEN
ai=98.73
bi=0.70
ci=4.40
di=-6.95
END IF
IF ((epsilon .gt. 1.500) .and. (epsilon .le. 1.950)) THEN
ai=92.72

```

```
bi=0.56
ci=8.36
di=-8.31
  END IF
  IF ((epsilon .gt. 1.950) .and. (epsilon .le. 2.800)) THEN
    ai=86.73
  bi=0.98
  ci=7.10
  di=-10.94
  END IF
  IF ((epsilon .gt. 2.800) .and. (epsilon .le. 4.500)) THEN
    ai=88.34
  bi=1.39
  ci=6.06
  di=-7.60
  END IF
  IF ((epsilon .gt. 4.500) .and. (epsilon .le. 6.200)) THEN
    ai=78.63
  bi=1.47
  ci=4.93
  di=-11.37
  END IF
  IF (epsilon .gt. 6.2) THEN
    ai=99.65
  bi=1.86
  ci=-4.46
  di=-3.15
  END IF
! Détermination de l'éclairement interne
  E=G*(ai+(bi*p_water)+(ci*cos(Zenithrad))+di*log(delta))
! Détermination de l'éclairement total interne
  Etotale=E*FLJ
```

Annexe 4 Fiche algorithme VENTILATION NATURELLE

MULTINAT

Natural Ventilation Model for Multi-physics Building
Simulation

June 2014 version 1.3

Mines Paristech, CES

M. PERRET-GENTIL, S. CUI, P. STABAT, D.
MARCHIO

60 Bd St Michel, 75272, PARIS Cedex 06 FRANCE

 33 01 40 51 91 80

Fax 33 01 46 34 24 91

E-mails:

marcel.perret-gentil@mines-paristech.fr

shuqing.cui@mines-paristech.fr

Pascal.stabat@mines-paristech.fr

Dominique.marchio@mines-paristech.fr

1. GENERAL DESCRIPTION

The purpose of routine is to assess the air change rate in natural ventilation for different window types in single-sided and cross-ventilation mode. The information flow diagram of this routine is presented in Figure 1.

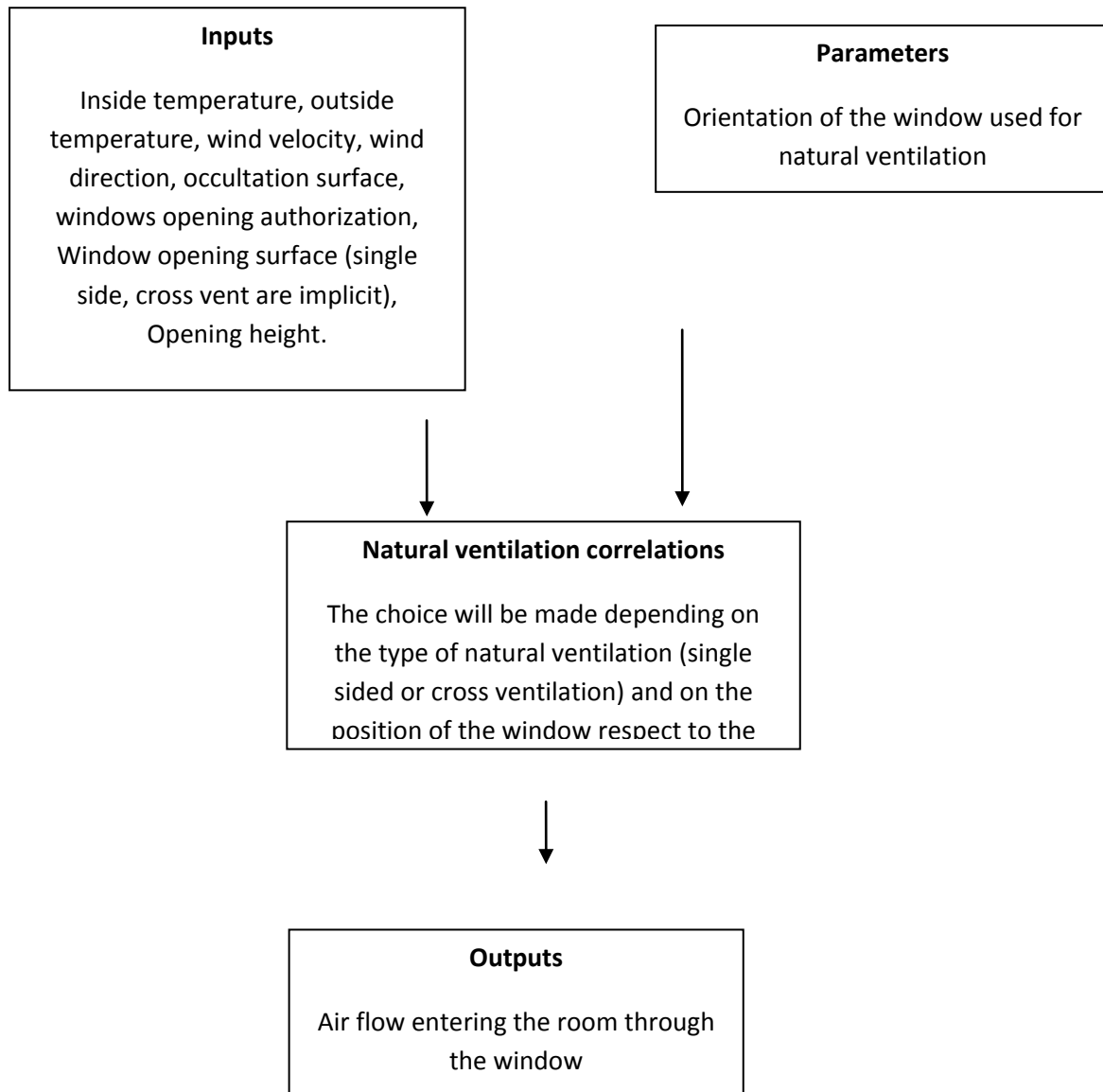


Figure 1. Flow diagram of the natural ventilation module

2. DEVELOPPERS

Name Marcel PERRET-GENTIL, Shuqing CUI, Pascal STABAT, Dominique MARCHIO
 Organization CES, Mines Paristech

3. NOMENCLATURE

	Description	Units	min	max
Input variables				
Weather data				
wind_vel	Wind speed	<i>m/s</i>		
wind_dir	Wind direction	°	0	360
Tout	Outside Temperature	°C		
Indoor temperature				

Tin	Average Indoor Temperature	°C		
Control inputs				
Sstore	Surface occupied by the roller blind. This input will modify directly the “eff_surf” according to the type of window.	%	0	50
Ouv	Window opening authorization	-	0	1
Geometry Inputs				
Eff_surf	Opening area. If only one surface is provided the module will assume that the room is ventilated by single sided ventilation. However, if two surfaces are provided the module will assume that the room is ventilated by cross ventilation.	m ²		
Op_height	Opening height.	m		
Parameters				
Orientation	Enter here in degrees the orientation of the façade containing the window. The angle facing north will be taken as reference value (0°), increasing positively to the east.	° (degrees)	0	360
Room configuration				
Vr	Ventilated space volume	m ³		
Output variables				
Q_vent	Volume ventilation rate	m ³ /h		

4. MATHEMATICAL DESCRIPTION

4.1 Physical model

The common method used to predict the indoor change rate by natural ventilation is to determine which is the main force that allows the external air to enter the room. These two forces are the “buoyancy effect” due to the temperature difference between the room and the outside air, and the wind effect over the building due to the pressure difference within the two facades of the building.

This two parameters will vary according to the type of ventilation, which are: Single-sided ventilation and Cross-sided ventilation. The first one, the air exchange rate occurs by buoyancy and enters through a single window in one façade, whereas in Cross-sided ventilation the air enters by one façade and exits by the opposite side of the building, mainly driven by wind effects over the building’s facades.

Extract from CEN 2007 [1]

4.2 Mathematical Expressions for Single-sided ventilation

Leeward (if wind direction is greater than 90° and less than 270° regarding to the facade orientation)

The correlations given by (M. Caciolo et al 2013) are used here. [2]

$$q = \frac{1}{3} \cdot S_{eff} \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{\Delta T \cdot \Delta T^* \cdot H_w \cdot g}{T_{av}}} \quad (1)$$

where $C_d = 0.6$ and ΔT^* is given by :

$$\Delta T^* = 1.355 - 0.179 \cdot v_{wind}$$

Note that : $q = 0$ if $v_{wind} \geq 7.5 \text{ m/s}$,

because $\Delta T^* \leq 0$ (1*)

This correlation is the result of empirical essays for wind velocities under 7.5 m/s, therefore is not valid for higher velocity values. For all the simulations, the assumption in (1*) will be used.

Windward (if wind direction is less than 90° or greater than 270° regarding to the facade orientation)

The correlations given by (M. Caciolo et al 2013) are used here. [2]

$$q = \frac{1}{3} \cdot S_{eff} \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{\Delta T \cdot \Delta T^* \cdot H_w \cdot g}{T_{av}}} + 0.0357 \cdot S_{eff} \cdot (v_{wind} - v_{wind,lim}) \quad (2)$$

where $C_d = 0.6$, ΔT^* and $v_{wind,lim}$ are given by

$$\Delta T^* = 1.234 - 0.49 \cdot v_{wind} + 0.048 \cdot v_{wind}^2 \quad \text{and} \quad v_{wind,lim} = 1.23 \text{ m/s}$$

Note: This correlation has limit values for wind velocities, meaning that the calculation of the air flow rate will change according to the range of wind velocities. For this module the following changes may occur:

- If $wind_vel \leq 1.23$ m/s, only the first term of (2) will be taken into account.
- If $1.23 \text{ m/s} \leq wind_vel < 4.5$ m/s, both terms of (2) will be taken into account.
- If $wind_vel \geq 4.5$ m/s, only the second term of (2) will be taken into account.

4.3 Mathematical Expression for Cross-Ventilation

The correlations given by (P. Rousseau et al.) [3] and (J. Seifert) [4] are used here.

$$q = C_d \cdot S_{eff} \cdot v_{wind} \sqrt{\Delta C_p} \quad (3)$$

– The calculation of $\Delta C_p = C_{p1} - C_{p2}$ is also given in function of wind incident angle respect to the window's orientations.

– For an angle $\alpha \leq 90^\circ$ or $\alpha \geq 270^\circ$ (window on one side of the façade)

$$C_{p1} = 0.5994 - 0.1426|\sin\alpha| - 0.8055|\sin\alpha|^2 + 2.0149|\sin\alpha|^3 - 2.1972|\sin\alpha|^4$$

– For an angle $90^\circ < \alpha < 270^\circ$ (window on the other side of the façade)

$$C_{p2} = -0.333 - 0.1544|\sin\alpha| - 0.1128|\sin\alpha|^2$$

– The effective surface S_{eff} is given by :

$$S_{eff} = \frac{S_1 S_2}{\sqrt{S_1^2 + S_2^2}} \quad (4)$$

5. ALGORITHM

The corresponding flow chart is given by

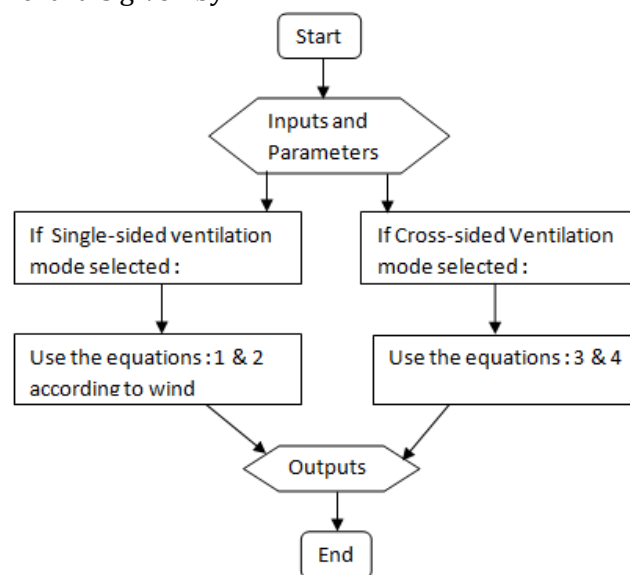


Figure 2. General algorithm of the natural ventilation module

6. CODE SOURCE (FORTRAN)

```

C   PARAMETERS
C   INPUTS
      DOUBLE PRECISION T_in
      DOUBLE PRECISION T_out
      DOUBLE PRECISION wind_dir
      DOUBLE PRECISION wind_vel
      DOUBLE PRECISION S1
      DOUBLE PRECISION S2
      DOUBLE PRECISION Houv
      DOUBLE PRECISION Orientation

C   OUTPUTS
      DOUBLE PRECISION Q_vent

C   INTERMEDIATE VARIABLES
      DOUBLE PRECISION Cd, g, delta_T, delta_Tau, delta_Tsous, V_lim
      DOUBLE PRECISION Tav, delta_Cpau, delta_Cpsous, Seff_cross
      DOUBLE PRECISION Dir_ventrad, delta_Cp, Seff_single
      DOUBLE PRECISION orientation_inf, orientation_sup, Q_vent_int
      !Intermediate Variables
      delta_T=abs(T_out-T_in)
      delta_Tsous=1.355-0.179*wind_vel
      delta_Tau=0.048*wind_vel**2-0.49*wind_vel+1.234
      g=9.81
      Cd=0.6
      Tav=0.5*(T_out+T_in)+273.15
      V_lim=1.37
      Dir_ventrad=(wind_dir*3.141592)/180.0
      delta_Cpsous=0.5994-0.1426*abs(sin(Dir_ventrad)) -
&0.8055*abs(sin(Dir_ventrad)**2)+ 2.0149*abs(sin(Dir_ventrad)**3) -
& 2.1972*abs(sin(Dir_ventrad)**4)
      delta_Cpau=-0.333-0.1544*abs(sin(Dir_ventrad)) -
&0.1128*abs(sin(Dir_ventrad)**2)
      Seff_cross=(S1*S2)/sqrt(S1**2+S2**2)
      delta_Cp=delta_Cpsous-delta_Cpau
      Seff_single=S1+S2
      orientation_inf=orientation-90
      orientation_sup=orientation+90

!NATURAL VENTILATION CROSS
      !Natural ventilation (cross ventilation mode)
      IF ((S1 .gt. 0) .and. (S2 .gt. 0)) THEN

          Q_vent_int=Cd*Seff_cross*wind_vel*sqrt(Delta_Cp)
      ELSE
          !NATURAL VENTILATION SINGLESIDED
          !Generic Orientation
          ! Ventilation sous le vent

          IF ((wind_dir .le. orientation_sup) .and.
&(wind_dir .gt. orientation_inf)) THEN

              IF ((wind_vel .lt. 4.5) .and. (wind_vel .gt. 1.37)) THEN

                  Q_vent_int=(1.0/3.0)*Cd*Seff_single*sqrt
&((delta_T*delta_Tau*Houv*g)/Tav) +
&0.0357*Seff_single*(wind_vel-V_lim)

              END IF

          IF (wind_vel .gt. 4.5) THEN

```

```
Q_vent_int=0.0357*Seff_single*(wind_vel-V_lim)

    END IF
    IF (wind_vel .lt. 1.37) THEN

        Q_vent_int=(1.0/3.0)*Cd*Seff_single*
&sqrt((delta_T*delta_Tau*Houv*g)/Tav)

        END IF
    ELSE
    ! Ventilation Sous le vent

        IF (wind_vel .lt. 7.5) THEN
            Q_vent_int=(1.0/3.0)*Cd*Seff_single*
&sqrt((delta_T*delta_Tsous*Houv*g)/Tav)
        ELSE
            Q_vent_int=0
        END IF

    END IF
END IF
Q_vent=Q_vent_int*3600
```

7. REFERENCES

- [1] CEN (2007) Ventilation for buildings- Calculation methods for the determination of air flow rates in buildings including infiltration, EN 15242.
- [2] M. Caciolo, S. Cui, P. Stabat, D. Marchio, Development of a new correlation for single-sided natural ventilation adapted to leeward conditions, Energy and Buildings, 60 (2013) 372-382.
- [3] P. Rousseau, E. Mathews A new integrated design tool for naturally ventilated buildings, Energy and Buildings, 23 (1996) 231-236.
- [4] J. Seifert, Y. Li, J. Axley, M. Rösler M Calculation of wind-driven cross ventilation in buildings with large openings, Wind Engineering, 94 (2006) 925-947.

Annexe 5 Données des résultats de l'étude paramétrique au chapitre 5

Influence du type de bureau

Tableau A-5-1. Influence du type de bureau - Paris Montsouris - 50 % de vitrage - contrôle intelligent

		Bureau 1	Bureau 2
Nord	Température moyenne intérieure (°C)	23.2	23.6
	Température extrême intérieure (°C)	28.2	29.2
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	6.2	38.8
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74.0	94.6
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	1026	1057
	Volume total ventilé (vol)	7195	10634
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	7.0	10.1
Ouest	Température moyenne intérieure (°C)	23.5	23.9
	Température extrême intérieure (°C)	28.2	29.1
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	9.4	59.2
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74.0	94.6
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	1085	1114
	Volume total ventilé (vol)	6682	9856
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	6.2	8.9
Sud	Température moyenne intérieure (°C)	23.4	23.7
	Température extrême intérieure (°C)	29.3	30.4
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	30.6	89.8
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74.0	94.6
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	993	1010
	Volume total ventilé (vol)	12540	19269
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	12.6	19.1
Est	Température moyenne intérieure (°C)	23.1	23.5
	Température extrême intérieure (°C)	27.5	28.7
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	1.6	30.5
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74.0	94.6
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	936	987
	Volume total ventilé (vol)	10109	15770
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	10.8	16.0

Le tableau ci-dessus présente la comparaison des résultats pour deux types de bureau situés à Montsouris avec les mêmes configurations des autres paramètres. La température moyenne et la température extrême du bureau Type 1 sont inférieures à celles du bureau Type 2, ainsi que tous les autres paramètres. On remarque que **les tendances selon les différentes directions ne dépendent pas du type de bureau**. C'est pourquoi l'analyse détaillée des simulations porte principalement sur le bureau Type 1. Les données concernant le bureau Type 2 sont reportées dans le rapport de projet OVI-SOLVE.

Influence de l'inertie

Tableau A-5-2. Influence de l'inertie - Paris Montsouris - 50 % de vitrage - contrôle intelligent

Type d'inertie	Inertie lourde	Inertie moyenne	
Nord	Température moyenne intérieure (°C)	23	25
	Température extrême intérieure (°C)	28	34
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	6	643
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74	74
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	1026	1254
	Volume total ventilé (vol)	7195	9883
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	7	8
Ouest	Température moyenne intérieure (°C)	24	25
	Température extrême intérieure (°C)	28	34
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	9	823
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74	74
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	1085	1303
	Volume total ventilé (vol)	6682	8965
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	6	7
Sud	Température moyenne intérieure (°C)	23	25
	Température extrême intérieure (°C)	29	35
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	31	780
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74	74
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	993	1195
	Volume total ventilé (vol)	12540	16005
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	13	13
Est	Température moyenne intérieure (°C)	23	25
	Température extrême intérieure (°C)	27	33
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	2	603
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74	74
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	936	1178
	Volume total ventilé (vol)	10109	13453
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	11	11

Le tableau ci-dessus présente la comparaison des résultats pour Paris Montsouris selon inertie lourde ou moyenne. On remarque qu'en cas d'inertie lourde, la température moyenne est un peu inférieure à celle en inertie moyenne. **La température extrême atteinte est beaucoup plus faible en cas d'inertie lourde.** Ainsi, les DHI sont moindres.

Au niveau de la consommation électrique d'éclairage et du taux de renouvellement d'air atteint, les résultats des deux cas montrent peu de différences. De ce fait, on analyse au chapitre 5 principalement les cas d'**inertie lourde**. Les données concernant l'inertie moyenne sont reportées dans le rapport de projet OVI-SOLVE.

Influence du type de fenêtre

Tableau A-5-3. Influence du type de fenêtre - Paris Montsouris - 50 % de vitrage - contrôle intelligent

Type de fenêtre		Coulissante	oscillo-battante
Nord	Température moyenne intérieure (°C)	23.2	23.1
	Température extrême intérieure (°C)	28.2	27.9
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	6.2	3.7
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74.0	74.0
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	1026	887.5
	Volume total ventilé (vol)	7195	8907.5
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	7.0	10.0
Ouest	Température moyenne intérieure (°C)	23.5	23.2
	Température extrême intérieure (°C)	28.2	27.9
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	9.4	4.0
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74.0	74.0
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	1085	922.0
	Volume total ventilé (vol)	6682	9190.4
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	6.2	10.0
Sud	Température moyenne intérieure (°C)	23.4	23.2
	Température extrême intérieure (°C)	29.3	28.9
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	30.6	18.3
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74.0	74.0
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	993	874.0
	Volume total ventilé (vol)	12540	17143.4
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	12.6	19.6
Est	Température moyenne intérieure (°C)	23.1	22.8
	Température extrême intérieure (°C)	27.5	27.1
	Degrés-heures d'inconfort cumulés (°C.h)	1.6	0.0
	Consommation électrique en éclairage (kWh)	74.0	74.0
	Nombre d'heures d'ouverture (h)	936	787.5
	Volume total ventilé (vol)	10109	13473.0
	Taux de renouvellement d'air moyen (vol/h)	10.8	17.1

Le tableau ci-dessus présente la comparaison des résultats pour deux types de fenêtre (coulissante et oscillo-battante) pour le bureau Type 1 à Paris Montsouris. Au niveau des températures moyenne et extrême ainsi que la consommation d'éclairage, les deux cas présentent très peu de différences. Les DHI de la fenêtre coulissante sont légèrement supérieurs à ceux de fenêtre oscillo-battante. Bien qu'il existe quelques différences de résultats entre les deux types de fenêtre, ces différences sont moindres que celles dues à leur taille. On trouve les mêmes tendances de variation selon les quatre orientations de fenêtre (Figure A-5-1 et Figure A-5-2). Cependant, C'est pourquoi on analyse au chapitre 5 principalement le cas des **fenêtres coulissantes**; les données concernant les fenêtres oscillo-battantes sont reportées dans le rapport de projet OVI-SOLVE.

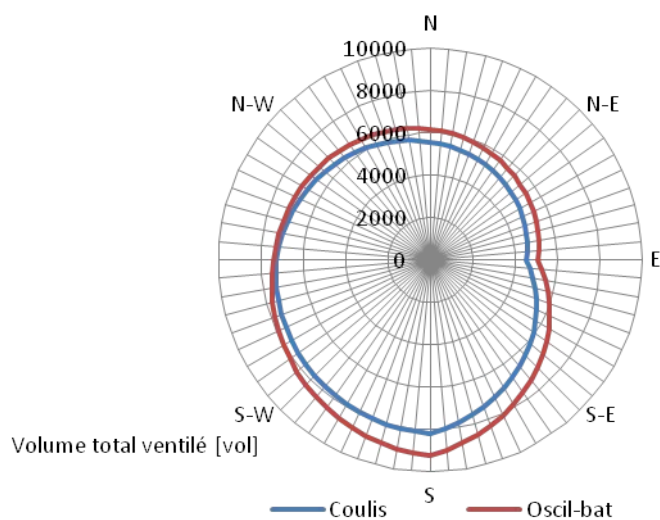


Figure A-5-1. Volume total de ventilation en été pour deux types de fenêtre suivant 4 orientations, Paris Montsouris - 50 % de vitrage - contrôle intelligent

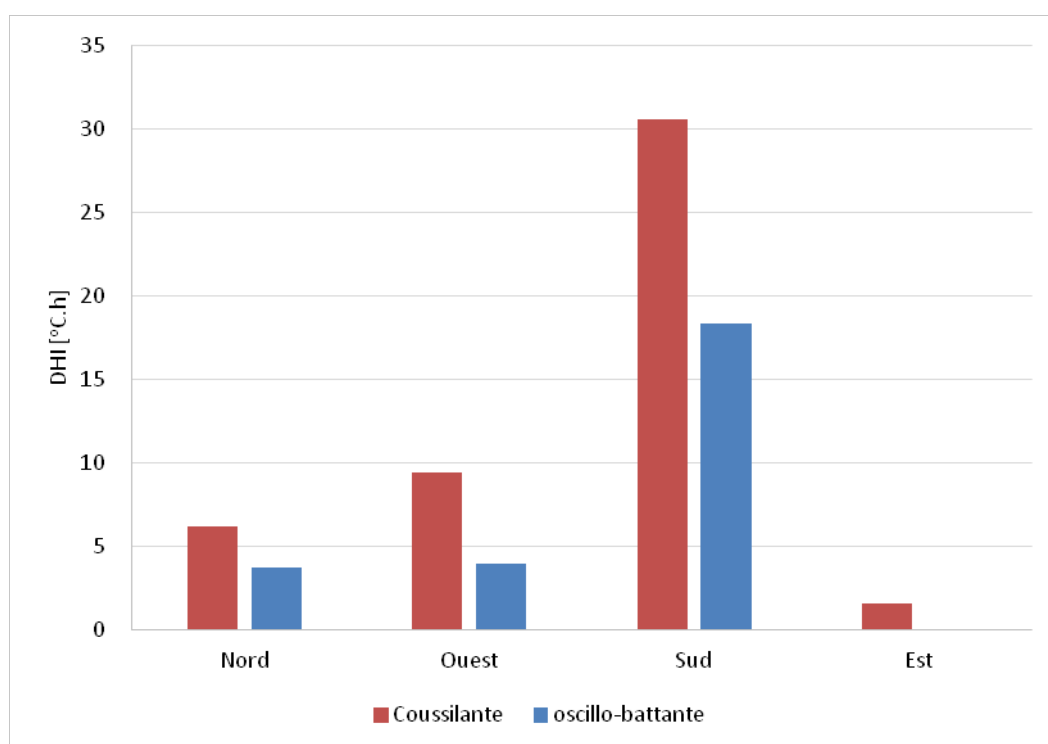


Figure A-5-2. DHI pour deux types de fenêtre suivant 4 orientations Paris Montsouris - 50 % de vitrage - contrôle intelligent

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
introduction		
q	Débit d'air entrant à l'interface de la pièce ventilée	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
ΔT	Différence de température	$^{\circ}\text{C}, \text{K}$
C_p	Coefficient de pression du vent	-
C_d	Coefficient de décharge	-
S	Surface	m^2
U	Vitesse	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
ΔC_p	Différence de coefficient de pression du vent	-
Chapitre 1		
τ_l	Transmission lumineuse	-
SC	Coefficient d'ombrage	-
τ_{lo}	Facteur de transmission lumineuse fenêtre fermée	-
SC_0	Coefficient d'ombrage fenêtre fermée	-
A_{open}	Surface d'ouverture de la fenêtre	m^2
A_{window}	Surface de la fenêtre	m^2
$T_{out,close,thres}$	Seuil de température extérieure	$^{\circ}\text{C}$
$T_{in,min}$	Consigne basse de température	$^{\circ}\text{C}$
$T_{in,max}$	Consigne haute de température	$^{\circ}\text{C}$
U_w	Coefficient de transfert de chaleur	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
CN	Besoins de refroidissement	$\text{W} \cdot \text{h} \cdot \text{m}^{-2}$
CN_0	Besoins de refroidissement sans effet secondaire	$\text{W} \cdot \text{h} \cdot \text{m}^{-2}$
CN_{se}	Besoins de refroidissement avec effet secondaire	$\text{W} \cdot \text{h} \cdot \text{m}^{-2}$
Δ	Différence de besoins de refroidissement due à l'effet secondaire	$\text{W} \cdot \text{h}$
Δ_1	Différence de besoins de refroidissement due aux gains solaires	$\text{W} \cdot \text{h}$
Δ_2	Différence de besoins de refroidissement due à l'éclairage artificiel	$\text{W} \cdot \text{h}$
v_{wind}	Vitesse du vent	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Chapitre 2		
ACR	Taux de renouvellement d'air	vol. h^{-1}
Q	Taux de ventilation	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
ACH	Taux de renouvellement d'air	vol. h^{-1}
K	Facteur de tube de Pitot	-
S	Surface de la section du conduit	m^2
ΔP	Différence de pression mesurée par tube de Pitot	Pa
ρ	Masse volumique de l'air	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
N	Taux de renouvellement d'air	vol. h^{-1}
V	Volume de la chambre d'essai	m^3
C_t	Concentration de gaz traceur au temps t	ppm
C_{bg}	Concentration de gaz traceur dans l'environnement	ppm
C_0	Concentration de gaz traceur au point initial	ppm

C_f	Concentration de gaz traceur au point final	ppm
Δt	temps de décroissance de concentration du gaz traceur	s
v_j	Erreur de l'équation de régression de j-ème mesure de la concentration dans le processus de décroissance	
V	Vecteur contenant v_j ($j = 1$ à n)	
L	Vecteur contenant $\ln(C_j - C_{bg})$ ($j=1$ à n)	
A	Matrice $2 * n$, première colonne = t_j ($j= 1$ à n), deuxième colonne = 1	
\hat{X}	Vecteur contenant les paramètres du système à estimer	
σN_2	Ecart-type de l'incertitude de mesure du taux de renouvellement d'air par méthode de deux points	
$\sigma_{C(t_j)}$	Ecart-type de l'incertitude de mesure de la concentration	
σN_m	Ecart-type de l'incertitude de mesure du taux de renouvellement d'air par méthode de multipoints	
t_j	j-ème temps de décroissance dans le processus de décroissance partant de 0	s
$C(t_j)$	Concentration de gaz mesurée à l'instant (t_j)	ppm
n	Nombre total de points dans le temps de décroissance mesuré ($n \geq 3$)	-
t_m	Temps de décroissance optimal	ppm
$q_{ther,warren}$	Débit d'air du à l'effet thermique dans la corrélation de Warren	$m^3 \cdot s^{-1}$
$q_{vent,warren}$	Débit d'air du à l'effet du vent dans la corrélation de Warren	$m^3 \cdot s^{-1}$
q_{warren}	Débit d'air obtenu par la corrélation de Warren	$m^3 \cdot s^{-1}$
q_{pdg}	Débit d'air obtenu par la corrélation de Phaff et De Gidds	$m^3 \cdot s^{-1}$
q_{Larsen}	Débit d'air obtenu par la corrélation de Larsen	$m^3 \cdot s^{-1}$
q_{vent}	Débit d'air du à l'effet du vent dans la corrélation de Caciolo	$m^3 \cdot s^{-1}$
q_{ther}	Débit d'air du à l'effet thermique dans la corrélation de Caciolo	$m^3 \cdot s^{-1}$
A	Surface de l'ouverture	m^2
C_p	Coefficient de pression du vent	-
C_d	Coefficient de décharge	-
ΔT	Différence de température	°C, K
H	Hauteur de l'ouverture	m
\bar{T}	Température moyennée de l'extérieur et l'intérieur	K
g	Accélération normale de la pesanteur terrestre	$m \cdot s^{-2}$
v_{vent}	Vitesse du vent	$m \cdot s^{-1}$
$\Delta C_p(\theta)$	Différence de coefficient de pression du vent à l'angle d'incidence de θ	-
θ	Angle d'incidence du vent	°
A_1	Surface de l'ouverture 1	m^2
A_2	Surface de l'ouverture 2	m^2
Δp	Différence de pression	Pa
A_{eff}	Surface effective d'ouverture	m^2
β	Facteur d'obstacle	-
Chapitre 3		
u_j	j-ième composant du vecteur de vitesse	$m \cdot s^{-1}$
V	Volume	m^3
v_{vent}	Vitesse du vent	$m \cdot s^{-1}$
v_*	Vitesse de frottement	$m \cdot s^{-1}$
z_0	Hauteur de rugosité du sol	m

$P(\varphi)$	Distribution de probabilité de la variable φ	-
κ	Constante de Von Karman	-
λ	Coefficient de conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
λ_t	Coefficient de diffusion thermique turbulent	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	Po
μ_t	Viscosité turbulente	Po
ν	Viscosité cinématique	$m^2 \cdot s^{-1}$
ρ	Mass volumique	$kg \cdot m^{-3}$
τ_{jk}	Tenseur des contraintes visqueuses	Pa
D	Coefficient de diffusion	$m^2 \cdot s^{-1}$
D_t	Coefficient de diffusion turbulent	$m^2 \cdot s^{-1}$
Gr	Nombre de Grashof	-
Pr	Nombre de Prandtl	-
Re	Nombre de Reynolds	-
S_{ct}	Nombre de Schmidt turbulent	-
<i>DNS</i>	Direct Numerical Simulation	
<i>LES</i>	Large Eddy Simulation	
<i>RANS</i>	Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation	
u_i	i-ème composant du vecteur de vitesse	$m \cdot s^{-1}$
p	Pression	Pa
v_{ref}	Vitesse du vent de référence	$m \cdot s^{-1}$
λ	Conductivité thermique	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente	-
<i>RSM</i>	Reynold Stress Model	
<i>RNG</i>	Re-Normalisation Group k- ε Model	
<i>CWL</i>	Cross-ventilation test With Loggia	
<i>CNL</i>	Cross-ventilation test with No Loggia	

Chapitre 4

TL	Perte de puissance acoustique en transmission	-
P_{in}	Puissance acoustique à l'entrée	W
P_{out}	Puissance acoustique à la sortie	W

Chapitre 5

<i>Clos</i>	<i>Stratégie de ventilation 'Window closed'</i>	
<i>Vent Prior</i>	<i>Stratégie de ventilation 'Natural Ventilation in Priority'</i>	
<i>Acous Ctrl</i>	<i>Stratégie de ventilation 'Acoustic Control'</i>	
<i>Glare Ctrl</i>	<i>Stratégie de ventilation 'Glare Control'</i>	
<i>Intel Ctrl</i>	<i>Stratégie de ventilation 'Intelligent Control'</i>	

Modélisation de la ventilation naturelle en vue d'une conception optimisée d'ouvertures vitrées

RESUME: La ventilation naturelle est une solution passive de rafraîchissement des bâtiments dont la performance est souvent limitée par des contraintes acoustiques et visuelles. Les travaux de cette thèse visent à améliorer la conception des ouvertures vitrées pour intégrer ces multiples contraintes. Des modèles thermo-aéraulique, acoustique et d'éclairage sont intégrés dans une plate-forme de simulation énergétique du bâtiment afin d'évaluer la performance de la ventilation naturelle dans des bâtiments tertiaires et résidentiels en termes de confort global et de consommation énergétique. La thèse contribue en particulier au développement et à la validation de modèles thermo-aérauliques à partir d'essais expérimentaux et de la simulation numérique.

Une nouvelle technique de mesure du taux de renouvellement d'air par gaz traceur est développée en conditions de laboratoire puis appliquée dans une campagne d'essais in-situ pour caractériser l'écoulement d'air en ventilation traversante et mono-façade. Des simulations numériques ont été menées pour analyser les écarts observés entre les mesures et les corrélations. A l'aide de la CFD, des géométries d'ouverture spécifiques au cas d'étude (présence de loggia, tailles différentes de fenêtres) sous différentes conditions de vent permettent d'identifier les plages d'application des corrélations.

Enfin, des simulations énergétiques du bâtiment intégrant les modèles développés et comparant différents modes de gestion sont effectuées en bâtiment de bureaux et résidentiel. On observe une réduction importante du potentiel de rafraîchissement dans un environnement bruyant. Des prototypes de volets acoustiques sont conçus pour assurer un compromis entre confort thermique et acoustique. Des indicateurs applicables à la conception des ouvertures vitrées en fonction de paramètres climatiques sont également proposés.

Mots clés : Ventilation naturelle, rafraîchissement passif, confort d'été, contrôle d'ouvertures vitrées, multi-contraintes, simulation énergétique du bâtiment

Modeling of natural ventilation for optimized design of glazed openings

ABSTRACT: Natural ventilation is a passive solution to refresh and cool down the buildings whose performance is often limited by acoustic and visual constraints. This thesis aims to improve the design of glazed windows to integrate these multiple constraints. Thermo-aeraulic, acoustic and lighting models are integrated in a platform of building energy simulation to evaluate the performance of natural ventilation in office and residential buildings according to global comfort and energy consumption. The thesis contributes in particular to the development and the validation of thermo-aeraulic models from experiments and numeric simulations.

A new technique of air change rate measurement by tracer gas is developed in laboratory conditions and then applied in an in-situ experimental campaign to characterize the airflow in cross and single-sided ventilation. The numeric simulations are conducted to analyze the deviation observed between the measures and correlations. With the help of CFD tool, the specific opening geometries of this case study (loggia, different window sizes) under different wind conditions allow to identify the application range of the correlations.

Finally, building energy simulation integrating the developed models comparing different control modes are carried out for two case studies: office and residential buildings. Significant reductions of cooling potential are observed in a noisy environment. To provide a response to the constraints of external noise, prototypes of acoustic shutters are designed to ensure a good compromise between thermal and acoustic comfort. Indicators applicable to the design of glazed openings based on climatic parameters are also proposed.

Keywords : Natural ventilation, passive cooling, summer comfort, window opening control, multi-constraints, building energy simulation