Amélioration du confort d'été dans des bâtiments à ossature par ventilation de l'enveloppe et stockage thermique

Adrien Brun

▶ **To cite this version:**

Adrien Brun. Amélioration du confort d'été dans des bâtiments à ossature par ventilation de l'enveloppe et stockage thermique. Architecture, aménagement de l'espace. Université de Grenoble, 2011. Français. NNT : 2011GRENA003 . tel-00652449

HAL Id: tel-00652449

https://theses.hal.science/tel-00652449

Submitted on 15 Dec 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Génie Civil et Science de l'Habitat**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Adrien BRUN

Thèse dirigée par **« Etienne WURTZ »** et
codirigée par **« Daniel QUENARD »**

préparée au sein du **Laboratoire LOCIE**
dans **l'École Doctorale SISEO**

Amélioration du confort d'été dans des bâtiments à ossature par ventilation de l'enveloppe et stockage thermique

Thèse soutenue publiquement le **« 26/01/2011 »**,
devant le jury composé de :

Mr Jean-Jacques ROUX
Professeur, INSA Lyon, Président et Rapporteur
Mr François GARDE
Professeur, Université de la Réunion, Rapporteur
Mr Etienne WURTZ
Directeur de recherche CNRS, Directeur de thèse
Mr Daniel QUENARD
Chef de la division CPM, CSTB de Grenoble, Co-Directeur de thèse
Mr Pierre HOLLMULLER
Adjoint Scientifique, Université de Genève, Examinateur
Mme Samira KHERROUF
Ingénieur de recherche ADEME, Examinateur

« Devant un ciel mouvant, en contemplant de longues heures, ses beautés magnifiques et incessamment renouvelées, une incomparable émotion m'étreint. La vaste nature se reflète en mon âme véridique et chétive. Voici les arbres aux branches remontées vers le firmament, voici les fleurs parfumées qui sourient dans la prairie, voici la terre douce tapissée d'herbes folles . . . Et, insensiblement, les mains prennent des poses d'adoration . . . Sentir à quels spectacles troublants et souverains la nature convie ses éphémères et tremblants passagers, voilà ce que j'appelle prier. »

Claude Debussy

Avant-Propos

Les travaux présentés dans ce rapport ont été réalisés au sein du Laboratoire d'Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement (LOCIE) dirigé par Madame Lingai Luo-Dong ainsi qu'au sein de la division Caractérisation Physique des Matériaux (CPM) du Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) de Grenoble, établissement dirigé par Christian Cochet. Je tiens à les remercier pour leur accueil.

Je remercie Étienne Wurtz, Directeur de recherche CNRS à l'Université de Savoie, et Daniel Quenard, Directeur de la division CPM du CSTB de Grenoble qui ont été mes directeur et co-directeur de thèse. J'ai apprécié leur encadrement ainsi que la disponibilité qu'ils m'ont donnée malgré leurs nombreuses activités. Leurs conseils et leur soutien ont été pour moi d'une grande richesse, tant sur le plan scientifique qu'humain. J'ai apprécié la confiance dont ils m'ont fait part et tiens à les remercier pour m'avoir donné les moyens nécessaires à la réalisation d'expérimentations.

Je suis honoré que Jean-Jacques Roux, Professeur à l'INSA de Lyon, et François Garde, Professeur à l'Université de la Réunion, aient accepté de rapporter ce manuscrit et de faire partie de mon Jury.

Je remercie très particulièrement, Pierre Hollmuller, Adjoint Scientifique à l'Université de Genève et Laurent Mora, Maitre de conférence à l'École Supérieure d'Arts et Métiers pour le temps qu'ils m'ont accordé et la richesse de nos entretiens. Je suis reconnaissant envers Samira Kherrouf, Ingénieur Docteur de l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME), pour le suivi de mon évolution au cours de ces trois années.

Je voudrais remercier Fabio Sicurella pour son aide dans la partie dédiée à l'évaluation du confort thermique mais aussi pour tous les moments partagés.

J'en profite pour remercier Pierre Tittelein, Louis Stephan, Layal Chahwane, Paul Bourdoukan, Alain Bastide et Laurent Mora pour leur aide concernant l'utilisation du solveur d'équation SPARK.

Au cours de ce travail nous avons conçu, réalisé puis instrumenté deux expérimentations de tailles conséquentes. Cette aventure n'aurait été possible sans l'apport, à chacune des étapes, des compétences variées et complémentaires du personnel du CSTB de Grenoble. Je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé à l'éla-

boration et la concrétisation de ces expérimentations, ce fût une aventure riche d'enseignement. A ce titre, j'adresse de chaleureux remerciements à François-Dominique Menneteau pour ces conseils avisés et son aide, lorsque l'instabilité n'était pas trop favorable au vol libre ! A Amandine Piot et Xavier Faure qui m'ont fait part de leurs connaissances d'expérimentateurs. Sans oublier l'aide que m'ont apporté : Hebert Sallée, Julien Champelovier, François Olive, Jean-François Buisson, Bruno Bageto, Matthieu Quenard et Pierre Corroenne.
Ces travaux ont été réalisés au sein de l'école d'Ingénieur « Polytech Annecy Chambéry » dirigée par Laurent Foulloy, école dans laquelle j'ai réalisé mes études d'ingénieur puis mes premiers pas dans l'enseignement. Je tiens à ce titre à remercier l'ensemble de l'équipe pédagogique et plus particulièrement Gilbert Archard et Gilles Fraisse qui ont été mes tuteurs tout au long de cette expérience. J'adresse un remerciement particulier à Gilbert Archard qui m'a transmis sa passion pour la recherche alors que j'étais étudiant. Je souhaite remercier Dominique Chuard, Dario Aiulfi, Pierre Jaboyedoff du bureau de conseil Sorane, pour les enseignements qu'ils m'ont donnés avant et au cours de mon doctorat.
Ces travaux n'auraient pu être réalisés sans le soutien de l'ADEME et du CSTB auxquels j'adresse ma profonde reconnaissance. Je tiens également à remercier l'entreprise CRISPOPIA, filiale du groupe CIAT pour la fourniture des nodules, et l'entreprise SIPLAST pour la fourniture du revêtement à faible émissivité ainsi que le constructeur OSSABOIS pour la réalisation de la cellule.
Il me reste à remercier mes collègues et amis chercheurs de l'INES-LOCIE, INES-CEA-LEB, du LOCIE, du CSTB et du PIMENT qui m'ont entouré durant ces trois années. Pour n'en citer que quelques-uns (et par ordre alphabétique), merci à Clara, Emmanuel, Fabio, Fabrice, Gianpierro, Hui, Jéronimo, Layal, Louis, Matthieu, Olivier, Ouassila, Pierre, Romain, Virginie, Yu, sans oublier les doctorants qui prennent la relève : Jeanne, Matthieu, Mickael et Xavier.
Enfin, je ne peux terminer sans avoir une pensée pour ma famille et particulièrement mes parents, mes deux soeurs, Alice et Marion, mon frère, Clément et leurs conjoints Lydie et Hassan, pour leur soutien et leurs conseils depuis toujours.

Résumé

Depuis quelques années, d'importants efforts ont été réalisés sur l'amélioration de la performance énergétique des bâtiments qui représentent le premier poste de consommation énergétique en France. Les exigences de la nouvelle réglementation thermique 2012 illustrent bien ces évolutions avec une consommation conventionnelle d'énergie primaire comprenant l'ensemble des postes (chauffage, climatisation, éclairage, ventilation, eau chaude sanitaire), déduction faite de l'électricité produite sur place, qui devra être inférieure à $50kWh.m^{-2}.an^{-1}$ d'énergie primaire.
La réponse à cette nouvelle exigence se fera par l'adoption de technologies constructives conduisant à une consommation pour le chauffage équivalente aux constructions dites « passives » (environ $15kWh.m^{-2}.an^{-1}$) et dont le recours à la climatisation est limité voir inexistant. Il s'agit pour cela de limiter toutes les contributions à l'échauffement du bâtiment et éventuellement de lui adjoindre un système de rafraichissement à coefficient de performance élevé.

Après avoir montré par l'exemple qu'un bâtiment à ossature à faible inertie en métropole, par sa capacité de stockage thermique limitée, est prédisposé à des problèmes de surchauffe, nous avons construit cette thèse autour de deux axes d'amélioration, dédiés aux constructions à ossature, que sont :
- La limitation des charges solaires transmises au travers de l'enveloppe en faisant appel à une spécificité des constructions à ossature qu'est la présence d'un espace naturellement ventilé en sous-face du parement extérieur que nous utiliserons afin d'extraire une partie des charges solaires incidentes ;
- Le couplage de ces bâtiments « légers » à un échangeur air/masse qui contient l'inertie nécessaire au maintien des conditions de confort estivales lorsque la réduction de température nocturne le permet.

Basée sur une approche numérique et expérimentale en vrai grandeur et en conditions réelles, nous proposons d'aborder tour à tour chacune de ces stratégies d'amélioration du confort qui trouvent leurs applications aussi bien en climat chaud et sec qu'en climat tropical.

Mots clées : *bâtiments à ossature, confort d'été, déphasage, stockage thermique, enveloppe naturellement ventilée.*

Abstract

Building sector is the most important energy consumer in France, and one of the field where there is the highest potential for improvement. In recent years, building energy consumption has been the subject of continuously up-dated regulations aimed at reducing its impact. As an example, the latest national thermal regulation (RT 2012) makes it compulsory to respect the limits previously introduced by RT 2005 as a voluntary label, corresponding to the definition of « *Low energy consumption buildings* » (BBC) ; in order to get such a label, a building should have a primary energy consumption lower than $50kWh.m^{-2}.year^{-1}$, calculated by making a balance between consumptions (heating, cooling, domestic hot water, lighting, ventilation) and local electricity production.
In order to respond to this new requirement, appropriate architectural and technological solutions have to be used. As a results, heating needs should be limited to approximately $15kWh.m^{-2}.year^{-1}$ - by improving the building insulation or by adopting passive solar techniques - and summer thermal comfort should be achieved with a minimum primary energy waste. Therefore, internal heat gains and external solar transmission must be limited and, if necessary, low energy cooling systems could be used.
In the present work, we firstly studied the case of a low thermal inertia building. The simulation results show that this construction typology is subject to uncomfortable temperature swing. Afterwards, two propositions leading to the improvement of summer thermal comfort were developed. The first, dedicated to warm and humid climates, consists in limiting solar transmission through the wall by using a gap, generally integrated in a timber frame structure, to eliminate part of the absorbed heat by means of natural ventilation. Then, the increase of the building thermal inertia through the association of an air/mass storage system was assessed, which is especially suitable in warm and dry climates.
Both propositions were based both on numerical studies and on experimentation performed on a full-scale test rig installed at CSTB (Scientific and Technical Centre for Building research).

Keywords : *wooden frame buildings, summer thermal comfort, thermal inertia, phase shift, naturally ventilated roof cavity*

Table des matières

Avant-Propos iii

Résumé v

Introduction 1

1 Confort d'été pour les bâtiments à faible inertie 3
- 1.1 Enjeux de l'étude du confort d'été . . . 4
- 1.2 Caractérisation du confort thermique . . . 5
  - 1.2.1 Confort thermique selon FANGER . . . 6
  - 1.2.2 Approche adaptative . . . 9
  - 1.2.3 Diagrammes de confort . . . 12
  - 1.2.4 Comparaisons des approches sur la période estivale . . . 15
- 1.3 Présentation du principe constructif des bâtiments à ossature bois . . . 16
- 1.4 Stratégies passives d'amélioration du confort d'été . . . 19
  - 1.4.1 Enseignements apportés par l'architecture vernaculaire . . . 19
  - 1.4.2 Description du climat chaud & humide et du climat méditerranéen . . . 21
  - 1.4.3 Ventilation de l'enveloppe . . . 21
  - 1.4.4 Amélioration du confort par stockage thermique journalier pour les bâtiments à faible inertie . . . 24
- 1.5 Conclusion . . . 26

2 Modélisation de composants pour le rafraîchissement passif 27
- 2.1 Présentation de la plateforme de simulation . . . 28
  - 2.1.1 L'environnement SIMSPARK . . . 28
  - 2.1.2 Études paramétriques, gestion des incertitudes et optimisation 28
  - 2.1.3 Prise en compte de l'inertie dans les simulations . . . 32
  - 2.1.4 Comparaison inter-modèles . . . 34
- 2.2 Limitation des charges solaires par cavités ventilées . . . 37
  - 2.2.1 Bilans énergétiques dans la cavité . . . 37

2.2.2 Calcul de la température en sortie de la cavité . . . 38
2.2.3 Description du modèle de transfert aéraulique . . . 39
2.2.4 Équation de débit propre à une cavité ouverte inclinée . . . 42
2.2.5 Corrélations en convection naturelle et forcée . . . 43
2.2.6 Choix de corrélations d'échanges convectifs adaptées . . . 50
2.2.7 Modélisation des transferts radiatifs dans la cavité . . . 55
2.2.8 Transferts de chaleur avec l'environnement . . . 56
2.2.9 Transfert conductif . . . 60
2.2.10 Conclusion . . . 60
2.3 Inertie déportée par un stockage d'énergie . . . 62
2.3.1 Description du problème et solution analytique . . . 62
2.3.2 Le modèle numérique implémenté . . . 65
2.3.3 Validation de l'implémentation du modèle numérique . . . 65
2.3.4 Réduction du pas de temps de simulation . . . 66
2.3.5 Modification des paramètres Df et V_{stk} du système . . . 68
2.3.6 Formulation du coefficient de performance du système . . . 75
2.3.7 Évaluation du potentiel de l'environnement . . . 78
2.3.8 Synthèse des résultats obtenus . . . 81
2.4 Conclusion . . . 82

3 Description des plateformes d'expérimentation 83
3.1 Description des moyens métrologiques . . . 84
3.1.1 Description de la chaine d'acquisition . . . 84
3.1.2 Traitement des vitesses de vents du site du CSTB de Grenoble 89
3.2 Enveloppes légères naturellement ventilées . . . 93
3.2.1 Présentation du support expérimental . . . 93
3.2.2 Comportement des cavités ouvertes et cavités fermées . . . 97
3.2.3 Comportement des cavités ouvertes et continument ouvertes . 103
3.2.4 Facteurs de transmission solaire expérimentaux . . . 104
3.2.5 Décomposition du flux échangé avec l'environnement . . . 105
3.2.6 Température de surface et rafraîchissement radiatif . . . 107
3.2.7 Synthèse des résultats expérimentaux sur les cavités . . . 108
3.3 Système de stockage déporté . . . 110
3.3.1 Présentation du support expérimental . . . 110
3.3.2 Résultats expérimentaux . . . 114
3.3.3 Synthèse des résultats expérimentaux issus du déphaseur . . . 119
3.4 Conclusion . . . 120

4 Élements de validation des composants et intégration du déphaseur au bâtiment 121
4.1 Ventilation de l'enveloppe . . . 122
4.1.1 Résultats expérimentaux et numériques . . . 122
4.1.2 Facteur solaire calculé pour deux parois . . . 125
4.1.3 Synthèse de l'étude comparative . . . 126
4.2 Stockage thermique . . . 128
4.2.1 Calibrage et validation du modèle . . . 128
4.2.2 Couplage du stock thermique au bâtiment . . . 130

4.2.3 Conclusion 138

Conclusion **139**

A Annexes **141**

Annexe A.1 : Déphaseur : Comparaison entre le modèle implémenté et la solution analytique 141

Annexe A.2 : Déphaseur : Réponse du stock en fonction du volume et de la durée de fonctionnement pour des transmissions de 57 % et 32 % . 143

Liste des symboles

Lettres grecques

λ	Coefficient de frottement
κ	Compacité ($-$)
λ	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
ζ	Coefficient de perte de charge ($-$)
φ	Déphasage (unité de temps ou rad)
δ_{eq}	Épaisseur équivalente d'un matériaux (m)
θ	Angle, inclinaison (^{o})
ω	Pulsation ($rad.s^{-1}$)
$\phi_{\downarrow}$	Flux atmosphérique (ciel $\rightarrow$ sol) ($W.m^{-2}$)
Δ	Rugosité (mm)
$\overline{\Delta}$	Rugosité relative ($-$)
σ	Constante de Boltzman : 5.67×10^{-8}()
τ	Constante de temps ou période (s)
ε	Transmission ($-$)
ν	Viscosité cinématique ($m^2.s^{-1}$)
μ	Viscosité dynamique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)

Lettres latines

C_c	Coefficient de contraction ($-$)
Cp	Capacité calorifique ($kJ.K^{-1}.kg^{-1}$)
C_d	Coefficient de décharge ($-$)
hc	Coefficient d'échange convectif ($W.m^{-2}.K^{-1}$)

Cp	Coefficient de pression ($-$)
D_h	Diamètre hydraulique (m)
e	Épaisseur (m)
g	Accélération de la pesanteur : 9.81 (ms^{-2})
w	Largeur (m)
L	Longueur (m)
$\dot{m}$	Débit massique ($kg.s^{-1}$)
Q	Débit volumique (m^3h^{-1})
r	Rayon (m)
ρ	Masse volumique ($kg.m^{-3}$)
A	Surface ($surfU$)
$E_{T_x}^{T_y}$	F.e.m générée entre les points à température T_x et T_y par effet Seebeck : ($mVou\mu V$)
T	Température (°C ou K)
t	Temps (s)
U	Vitesse ($m.s^{-1}$)
V	Volume (m^3)
v	Volume par unité de longueur (m^3m^{-1})

Indices et exposants

abs	Absorbé
a	Air
b	Matériau
Air	Air au sein de la cavité
$ciel$	Ciel
Inf	Surface inférieure de la cavité
Sup	Surface supérieure de la cavité
e	Entrée
ext	Extérieur
Gr	Nombre de Grashof
o	Section libre
o	Sur une section libre soit hors du milieu interstitiel
net	Net
Nu	Nombre de Nusselt

Pr Nombre de Prandtl

Ra Nombre de Rayleigh

Re Nombre de Reynolds

$sExt$ Surface en contact avec l'environnement extérieur

$sInt$ Surface en contact avec l'intérieur du bâtiment

s Sortie

air Source

d Diurne

j Journalier

n Nocturne

Notations mathématiques

$\delta_x G$ Dérivée partielle de la grandeur G selon x

$\overline{x}$ Valeur moyenne

Notations pour les cavités

(CCO) Cavité continue ouverte

(CF) Cavité fermée

(CO) Cavité ouverte

Autres notations et abréviations

CLO Courtes longueurs d'ondes

COP Coefficient de performance

GLO Grandes longueurs d'ondes

OSB Oriented Stream Board

$F.e.m$ Force électro-motrice

clo Unité définie par FANGER pour l'habillement

met Unité définie par FANGER pour définir le métabolisme

Table des figures

1.1 *Signature énergétique pour le chauffage et le refroidissement d'un bâtiment type RT2005 en blocs de béton et d'un bâtiment fortement isolé en bois (Simulations horaires).* 4
1.2 *Représentation des vecteurs de transfert de chaleur entre l'homme et son environnement.* 5
1.3 *Calcul des zones respectant le critère de confort selon* Fanger *pour un habillement d'hiver et d'été ainsi que pour une vitesse de l'air augmentée.* 8
1.4 *Température de confort en fonction de la température moyenne mensuelle extérieure pour des bâtiments climatisés et naturellement ventilés (source : [Hum78]).* 9
1.5 *Plage de température de confort en fonction de la température extérieure glissante (calcul selon la norme* NF-EN-15251*).* 11
1.6 *Zone de confort calculées selon le standard adaptatif de la norme* NF-EN-15251 *sur le diagramme psychométrique.* 11
1.7 *Zones de confort d'été et d'hiver établies par l'ASHRAE.* 12
1.8 *Diagramme bio-climatique d'*Olgyay *(illustration extraite de [Olg63]).* 13
1.9 *Zones de confort selon par GIVONI.* 14
1.10 *Comparaison des indices et zones de confort considérant des données simulées d'un bâtiment à haute performance en ossature bois pour le climat de Chambéry.* 16
1.11 *Étapes de construction du bâtiment à ossature bois sur le site de l'INES, Technolac.* 17
1.12 *Description du système constructif.* 17
1.13 *Photographies des finitions extérieures courantes des bâtiments à ossature.* 18
1.14 *Typologie de structure selon la zone climatique, d'après [ZP10].* . . . 19
1.15 *Zones climatiques du monde, simplification de la classification de* Koppen. 20
1.16 *Exemples de constructions vernaculaires en climats chaud et humide* 20
1.17 *Sollicitations en climat chaud-humide et méditerranéen* 21

1.18 *Dispositifs permettant d'augmenter le renouvellement d'air (sauf mentionné, les illustrations sont extraites de [GA93]).* 22
1.19 *Parois doubles pour limiter les transferts de chaleur.* 23
1.20 *Exemples de constructions en climat méditerranéen et aride.* 25
1.21 *Exemples de travaux portant sur l'amélioration du confort dans des bâtiments à faible inertie.* 26

2.1 *Présentation du principe de couplage des outils pour l'analyse paramétrique à deux variables.* 29
2.2 *Présentation du principe de couplage des outils pour la propagation d'incertitude.* 30
2.3 *Présentation du principe de couplage des outils pour l'analyse paramétrique à deux variables.* 31
2.4 *Présentation de différents niveaux de finesse liés à la prise en compte de l'inertie dans les outils de simulation.* 33
2.5 *Photo des bâtiments expérimentaux de l'INES et modèle géométrique simplifié.* 35
2.6 *Évolution des températures durant la période estivale pour les 5 outils de simulation dynamique.* 35
2.7 *Représentation des différents modes de transfert de chaleur.* 37
2.8 *Diagramme de Moody* 40
2.9 *Loi des orifices.* 41
2.10 *Représentation schématique de la configuration modélisée.* 42
2.11 *Échanges de chaleur pariétale en cavité.* 43
2.12 *Coefficients d'échange convectif en fonction du nombre de* Reynolds *pour la géométrie suivante ($L = 4500, e = 95, w = 550$).* 47
2.13 *Coefficients d'échange convectif en fonction du nombre de* Rayleigh *(Ra_L, Ra_e) pour la géométrie suivante ($L = 4500, e = 95, \theta = 30^o$) et un ΔT allant de 0.1 à 60 °C.* 50
2.14 *Sollicitations extérieures et vitesses de l'air mesurées dans les cavités* (cco) *et* (co) 51
2.15 *configurations* (co) *et* (cco). 52
2.16 *Vitesse de l'air dans la cavité ouverte* (co) *en fonction de U_{Vent} et G_{Hz} sur la période du 16 au 25 Juillet .* 53
2.17 *Vitesse de l'air dans la cavité continument ventilée* (cco) *en fonction de U_{Vent} et G_{Hz} sur la période du 16 au 25 Juillet .* 53
2.18 *Évolution du type de convection par calcul de la grandeur Ra/Re^2 pour la période du 16 au 25 Juillet.* 54
2.19 *Liens entre les pressions dynamiques (mesurées) et thermiques (calculées) et la vitesse d'air (mesurée) pour la période du 16 au 25 Juillet.* 54
2.20 *Échanges de chaleur pariétale à l'interface avec l'extérieur.* 56
2.21 *Rayonnement atmosphérique mesuré sur une séquence de 5 journées* 58
2.22 *Flux atmosphérique, mesures et modèles* 59
2.23 *Représentation des différents modes de transfert de chaleur.* 62
2.24 *Description du modèle de transferts du lit de sphère.* 63
2.25 *Évolution du coefficient d'échange hc pour un débit compris entre 100 et 400 m^3h^{-1}, indication du nombre de* Reynolds *correspondant.* . 66

2.26 *Comparaison des modèles analytique et numérique.* 67
2.27 *Incidence du pas de temps de simulation sur les résultats (graphique de gauche) et sur la durée de simulation (graphique de droite).* . . . 67
2.28 *Évolution de la température en sortie du stock thermique lorsque la durée de fonctionnement et le volume de stockage sont modifiés (Transmission pour un fonctionnement permanent et un volume nominal de 73 %).* 69
2.29 *Méthode de calcul du « potentiel de froid valorisable ».* 70
2.30 *Sensibilité du volume et du temps de fonctionnement sur le service rendu par le système (période du 30 Juin au 02 Juillet, météo Grenoble 2010).* 71
2.31 *Méthode de calcul du « rendement énergétique de stockage ».* 71
2.32 *Modification du volume de stockage pour un fonctionnement permanent.* 72
2.33 *Rendement énergétique de stockage et réduction de la durée de fonctionnement.* 73
2.34 *Caractéristique complète du rendement énergétique de stockage en fonction de la durée de fonctionnement et du volume de stockage.* 74
2.35 *Intégration du stock thermique au système de ventilation du bâtiment.* 75
2.36 *Contraste thermique jour/nuit mensuel pour le site de Grenoble ainsi que pour une année en Guadeloupe.* 78
2.37 *Potentiel environnemental pondéré pour une journée (K) de la période estivale, météo de Grenoble* 80
2.38 *Données journalières (T_{ext}, PE et PEp) pour une période de 3 mois.* 81

3.1 *Principe de la mesure de température par thermocouple* 84
3.2 *Dispositif d'étalonnage en température (thermocouples et fluxmètres).* 85
3.3 *Représentation schématique du capteurs fluxmétriques tangentiels Captec.* 86
3.4 *Lambdamètre pour la détermination de la sensibilité des fluxmètres.* . 87
3.5 *Caractérisation des fluxmètres, montage 2.* 87
3.6 *Anémomètre TSI 8475* 88
3.7 *Mesure des conditions aux limites extérieures, implantation de l'instrumentation* 89
3.8 *Schéma de principe du système d'acquisition* 90
3.9 *Fréquence d'échantillonnage et données par intervalle de 5 minutes* . 91
3.10 Rose des vents du mois d'Avril 2010 (provenance (∠), fréquence (%) et gamme de vitesse ($m.s^{-1}$)). 92
3.11 *Vue en perspective de la cellule.* 93
3.12 *Composition des parois.* 94
3.13 *Photos de la cellule expérimentale.* 96
3.14 *Plan d'instrumentation du demi-volume Est* 98
3.15 *Sollicitations météorologiques pour la période du 21 au 27 Juin.* . . . 99
3.16 *Températures mesurées à une distance de 290 cm du pied de la toiture (resp 240 cm) pour la* (CO) *(resp* (CF) *) pour la période du 21 au 27 Juin.* 99
3.17 *Répartition longitudinale des températures* 101

3.18 *Flux surfaciques mesurés pour la (CO) et la (CF) pour la période du 21 au 27 Juin.* . . . 102
3.19 *Flux surfaciques et températures mesurés (résolution 5 minutes) pour la (CO) le 25 Juin.* . . . 103
3.20 *Flux surfaciques mesurés pour la (CO) et la (CCO) pour la période du 18 au 24 Juillet.* . . . 104
3.21 *Flux transmis en fonction du flux solaire incident normal à la toiture.* 105
3.22 *Bilan de flux de la cavité ventilée pour la période du 21 au 27 Juin.* . . 106
3.23 *Contribution normalisée des modes de transferts au rafraichissement de la peau extérieure pour la période du 21 au 27 Juin.* . . . 106
3.24 *Cycles d'évolution journaliers* $T = f(T_{Ext})$. . . . 107
3.25 *Rafraîchissement nocturne radiatif.* . . . 108
3.26 *Photographies de prototypes réalisés à l'UNIGE.* . . . 110
3.27 *Présentation schématique de l'expérimentation.* . . . 111
3.28 *Description géométrique des nodules CRISTOPIA.* . . . 112
3.29 *Arrangement.* . . . 113
3.30 *Photographies du prototype de stockage de chaleur.* . . . 113
3.31 *Instrumentation du stock thermique.* . . . 114
3.32 *Instrumentation des différentes sections.* . . . 115
3.33 *Sollicitations météorologiques pour la période du 16 au 27 Juillet.* . . 115
3.34 *Évolution d'entrée et de sortie de l'air relevées pour un fonctionnement permanent du ventilateur* . . . 116
3.35 *Évolutions des températures d'air relevées pour un fonctionnement permanent du ventilateur sur une période de 3 jours (18, 19 et 20 Juillet)* . . . 117
3.36 *Déphasage et amortissement en fonction de la distance parcourue* . . 117
3.37 *Différence de températures au sein d'un nodule disposé en partie centrale, entre un nodule et l'air en partie centrale et entre deux nodules positionnés au centre et en périphérique de la section, pour la section numéro 5.* . . . 118
3.38 *Évolution des températures au sein des matériaux durant plusieurs jours en l'absence de ventilation.* . . . 119
3.39 *Pertes de charges mesurées aux bornes du lit de matériau.* . . . 119

4.1 *Températures relevées expérimentalement et calculées pour la cavité inclinée ventilée (co).* . . . 123
4.2 *Somme des composantes radiatives et convectives calculées et simulées au niveau des interfaces supérieures et inférieures de la cavité inclinée ventilée.* . . . 124
4.3 *Composition des deux parois étudiées et précision des deux paramètres que l'on modifie.* . . . 125
4.4 *Courbes d'iso* facteur solaire *obtenues par calcul après une étude paramétrique relative à l'épaisseur d'isolation (ordonnée) et de l'absorptivité du revêtement extérieur (abscisse) pour chacune des parois.* . . 126
4.5 *Fonctionnement permanent, résultats après calibration du modèle pour la période du 16 Juillet au 27 Juillet 2010 (*$hc = 11.8\ W.m^{-2}.K^{-1}$ *et* $Li = 18.5\ cm$*).* . . . 129

4.6 *Fonctionnement intermittent, résultats expérimentaux et numériques pour la période du 11 Juin au 21 Juin 2010.* 130
4.7 *Geométrie du bâtiment modélisé.* 130
4.8 *Description de la composition des parois pour les configurations bois et béton.* 131
4.9 *Sollicitations météorologiques de Chambéry et charges internes de la zone supérieure pour la période du 20 au 27 juin* 132
4.10 *Température d'air en évolution libre et sans charges internes à l'étage pour les configurations bois et béton.* 132
4.11 *Température d'air pour les configuration bois et béton pour divers débits de ventilation nocturne (VN).* 133
4.12 *Température à l'étage du bâtiment bois lorsque son entrée d'air a la possibilité d'être connectée à la sortie du système de déphasage thermique.* 134
4.13 *Température à l'étage du bâtiment bois pour diverses configurations dont l'une est le couplage au bâtiment du stock thermique fonctionnant par intermittence (16 heures sur 24).* 136
4.14 *Comparaison de la configuration bois utilisant stock thermique ou ventilation nocturne à celle d'une configuration béton ventilée la nuit.* . . . 137
4.15 *Classement des températures intérieures relatives à la* FIGURE *4.14.* 137

A.1 *Application de la fonction d'identification des paramètres φ, ε (* EQ *A.1) pour un volume de stockage de 3 m^3 et un débit de 350 $m^3 h^{-1}$.* . . . 141
A.2 *Évolution de la température en sortie du stock thermique lorsque la durée de fonctionnement et le volume de stockage sont modifiés (Transmission pour un fonctionnement permanent et un volume nominale de 57 %).* 143
A.3 *Évolution de la température en sortie du stock thermique lorsque la durée de fonctionnement et le volume de stockage sont modifiés (Transmission pour un fonctionnement permanent et un volume nominale de 32 %).* 144

Liste des tableaux

2.1 *Équations représentant le coefficient de frottement λ des conduites pour divers régimes d'écoulement et caractéristiques de conduite.* . . . 40
2.2 *Rappel de la nomenclature utilisée* . . . 43
2.3 *Définition des nombres adimensionnels* . . . 45
2.4 *Caractéristiques du pyrgéomètre CGR4* . . . 57
2.5 *Émissivité en condition de ciel clair, principales formes proposées.* . . . 59
2.6 *Rendement de stockage pour un fonctionnement continu du ventilateur.* 68

3.1 *Classes de tolérances des thermocouples Type T (*NF EN 60584*)* . . . 85
3.2 *Caractéristiques de l'anémomètre 8475 TSI.* . . . 88
3.3 Caractéristiques de la tête Vaisala WXT510 . . . 89
3.4 *Caractéristiques du matériel Campbell utilisé.* . . . 90
3.5 *Conditions de tri des données éoliennes.* . . . 91
3.6 *Caractéristiques radiatives des matériaux utilisés en [%].* . . . 94
3.7 *Dimensions [m] et rapports de forme des cavités.* . . . 95
3.8 *Distance du positionnement entre les capteurs et le pied de la toiture.* 95
3.9 *Nomenclature de l'instrumentation mis en place pour une demi-cellule.* 97
3.10 *Récapitulatif de l'origine des grandeurs utilisées.* . . . 105
3.11 *Caractéristiques des prototypes déjà réalisées.* . . . 110
3.12 *Matériaux expérimentés.* . . . 110
3.13 *Critères de choix des matériaux.* . . . 112

4.1 *Précision des paramètres retenus et de leur intervalle pour la propagation d'incertitude.* . . . 122
4.2 *Récapitulatif des conditions aux limites* . . . 125
4.3 *Variable d'ajustement du modèle.* . . . 128
4.4 *Paramétrage du modèle.* . . . 128
4.5 *Caractéristiques thermo-physiques des matériaux utilisés.* . . . 131
4.6 *Volume de matériau de stockage pour un débit et un déphasage donné pour un bâtiment de 112 m^2.* . . . 135

A.1 Transmission obtenue analytiquement (%). 142
A.2 Tansmission analytique et numérique, résidu en (%). 142
A.3 Déphasage obtenu analytiquement (hr). 142
A.4 Déphasage analytique et numérique, résidu ($hr : mn$). 142

Introduction

Au cours des dernières décennies, plusieurs évènements ont illustré le phénomène du réchauffement de la planète : la canicule 2003, en 50 ans, les surfaces enneigées ont diminué de 10 % et les glaces de l'océan Arctique ont perdu 40 % de leur volume. Depuis 10 ans, la fréquence des inondations, des tempêtes et des sécheresses a doublé. Il est désormais prouvé que ce réchauffement est directement lié à l'activité humaine au travers des émissions (dioxyde de carbone, de méthane et d'oxyde d'azote) issues des activités industrielles, du trafic routier, des habitations, de la production thermique d'électricité et de l'agriculture.

La climatisation conventionnelle est une solution coûteuse en investissement comme en fonctionnement, elle apporte un certain bien-être mais peut engendrer le développement de pathologies. Elle est aussi source de pollution de l'air et de consommation d'énergie. Les systèmes actifs de traitement d'air sont installés pour garantir une qualité de l'air conforme à la réglementation et une qualité de l'ambiance thermique compatible avec les critères de confort des zones dans lesquels ils sont installés. Le défaut majeur de ces systèmes est qu'ils sont coûteux en fonctionnement en raison de leur consommation excessive d'électricité mais également car ils nécessitent des maintenances régulières conduites par des personnes expérimentées.

Il s'agira au cours de ces travaux de proposer des alternatives en s'inspirant des formes d'habitat et d'urbanismes traditionnels des pays chauds qui s'appuient sur la ventilation naturelle, l'isolation, les protections solaires, les ombrages, le déphasage etc. En effet l'énergie la plus propre et la moins chère est, bien entendu, celle que l'on ne consomme pas. Que ce soit sur le patrimoine individuel, privé ou public, la ressource d'économie d'énergie va de 20% à 50% de la consommation. Même si le prix actuel de l'électricité n'incite pas forcément à l'économie, l'utilisation rationnelle de l'énergie est primordiale pour préserver notre environnement car la consommation d'électricité est en forte croissance et a doublé en France en l'espace de vingt ans. Une part importante des économies réalisables grâce à la maitrise de l'énergie proviendra des efforts menés sur la réduction de l'utilisation de la climatisation en saison chaude dans les bâtiments.

En effet, à la suite des importants efforts réalisés pour la réduction des charges énergétiques en hiver, l'enjeu des surchauffes d'été devient de plus en plus crucial et

est bien souvent un élément déterminant dans la conception initiale d'un bâtiment. Au cours de ces travaux on s'attachera à limiter ces charges de deux manières : la première va consister à réduire l'impact de l'ensoleillement direct en étudiant l'impact d'une double toiture ventilée et dans un second temps à diffuser l'impact de ces charges en ayant recours à un système de déphasage. Pour chaque objectif nous présenterons tout à tour une démarche numérique et expérimentale. La présentation des travaux sera articulée de la manière suivante :

Dans le premier chapitre, nous poserons tout d'abord les bases de l'évaluation du confort thermique en comparant les différentes approches existantes et nous mettrons en évidence, en prenant l'exemple d'un bâtiment en bois, les problèmes de surchauffe lorsque aucun système de rafraîchissement n'est associée. Une revue des stratégies passives d'amélioration du confort d'été adaptées aux bâtiments bois sera réalisée.
Le deuxième chapitre sera consacré à la présentation du modèle d'enveloppe double peau ventilée ainsi que du modèle de déphasage thermique, après avoir présenté l'environnement de simulation utilisé. L'accent sera mis sur le choix de corrélations adaptées à l'évaluation des échanges convectifs en cavité avec comme conditions aux limites les effets du vent et du rayonnement solaire. En ce qui concerne le système de déphasage thermique, l'impact de la durée de fonctionnement ainsi que du volume de stockage sera analysé.
Le troisième chapitre sera consacré aux résultats expérimentaux avec une comparaison de la transmission thermique comprenant plusieurs configurations d'enveloppe double peau. Nous présenterons également le prototype de déphaseur contenant des nodules remplis d'eau en indiquant son potentiel à déphaser et transmettre les sollicitations en température.
Enfin le dernier chapitre correspond à la comparaison entre les résultats expérimentaux et ceux issus de la simulation numérique. Nous proposerons à titre d'application le couplage du système de déphasage thermique au bâtiment expérimental en bois de la plateforme bâtiment INCA de l'INES. Ce couplage sera simulé et nous mettrons en évidence l'intérêt du fonctionnement intermittent de ce système.

Chapitre

1 Confort d'été pour les bâtiments à faible inertie

L'adoption de modèles de constructions à haute performance énergétique apporte une réponse incomplète aux objectifs d'optimisation de la conception des bâtiments. En effet, on constate que dans ces constructions, aux concepts majoritairement orientés à réduire les consommations de chauffage, apparaissent des problèmes d'inconfort d'été, particulièrement marqués lorsque leur structure est en bois.
Nous proposons dans ce chapitre une revue des méthodes et réglementations dédiées à la caractérisation du confort thermique selon Fanger, *l'approche adaptative, les zones de confort de l'ASHRAE ou encore les diagrammes bio-climatiques d'*Olgyay *et le diagramme de* Givoni. *Nous illustrons les indications fournies par ces méthodes avec les résultats d'un bâtiment bois à haute performance énergétique dont aucune stratégie n'a été mise en oeuvre concernant le confort d'été.*
En se basant sur une étude reçensant les typologies des constructions ancestrales selon les zones climatiques, nous présenterons la zone pour laquelle la majorité des constructions sont en bois ainsi que les concepts énergétiques autour desquels ils s'articulent. Une étude bibliographique ciblée sur l'amélioration du confort d'été par ventilation de l'enveloppe et stockage de l'énergie thermique constituera l'introduction aux composants qui seront par la suite développés dans ce travail de thèse.

1.1 Enjeux de l'étude du confort d'été

Les engagements pris afin de réduire les dégagements de gaz à effet de serre se traduisent dans le domaine du bâtiment par la mise en place de réglementations thermiques plus ambitieuses. A partir de 2012 la consommation de tous les bâtiments neufs devra être inférieure à 50 $kW.h.m^{-2}.an^{-1}$ d'énergie primaire incluant les sources de consommation de chauffage, de refroidissement, de ventilation, de production d'eau chaude sanitaire et d'éclairage des locaux.
En France métropolitaine, une des réponses face à ce défi consiste à emprunter le modèle des constructions des pays Nordiques dont la problématique principale est la réduction des besoins de chauffage. La transposition de ces modèles en France métropolitaine montre que la rupture technologique nécessaire en France ne peut être une simple sur-isolation et amélioration de l'étanchéité des édifices.
La Figure 1.1 illustre ce fait en comparant les signatures énergétiques simulées pour une construction réglementaire (RT2005) à celle d'un bâtiment à ossature dont les consommations de chauffage sont de 30 $kW.h.m^{-2}.an^{-1}$. Pour l'exercice, la plage de température dans le bâtiment est maintenue par un système de chauffage et de climatisation entre 19 et 27 °C .

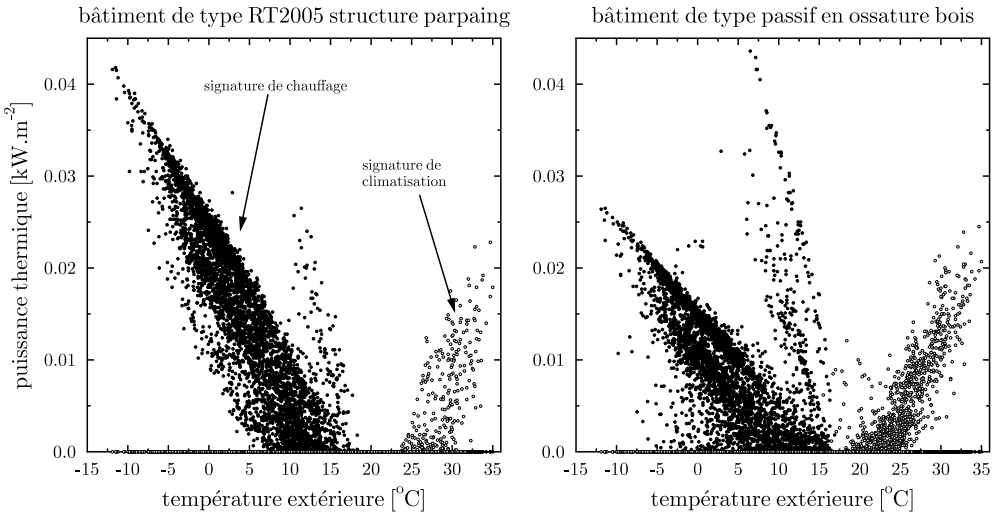


Figure 1.1 – *Signature énergétique pour le chauffage et le refroidissement d'un bâtiment type RT2005 en blocs de béton et d'un bâtiment fortement isolé en bois (Simulations horaires).*

La comparaison des besoins énergétiques de ces constructions montre que si l'utilisation des modèles de constructions nordiques permet effectivement de réduire les puissances nécessaires au chauffage elle induit une sur-consommation pour contenir la hausse des températures [1] . Or, si l'on considère que le rendement des systèmes de climatisation est bien inférieur à celui de la production de chaleur, on comprend que la question du confort d'été est pour les bâtiments de nouvelle génération un enjeu

1. Il apparait sur les signatures présentées une troisième branche que l'on explique par un dysfonctionnement de la régulation durant les périodes de mi-saison.

majeur. L'étude des méthodes de prévention de la surchauffe ainsi que des systèmes de rafraichissement à faible coût énergétique est un défi de taille pour la conception de bâtiments à faible consommation ou à énergie positive.

1.2 Caractérisation du confort thermique

La définition du confort s'avère être d'une grande complexité d'une part par la variété des interactions entre l'homme et son environnement (effets acoustique, visuels, olfactifs ...), et d'autre part par la subjectivité propre à chaque individu (facteurs d'ordre psychologique et culturel). L'approche la plus répandue consiste à ne considérer que l'aspect thermique et à ne prendre en considération que les aspects physiologiques qui, par la physique, sont quantifiables.

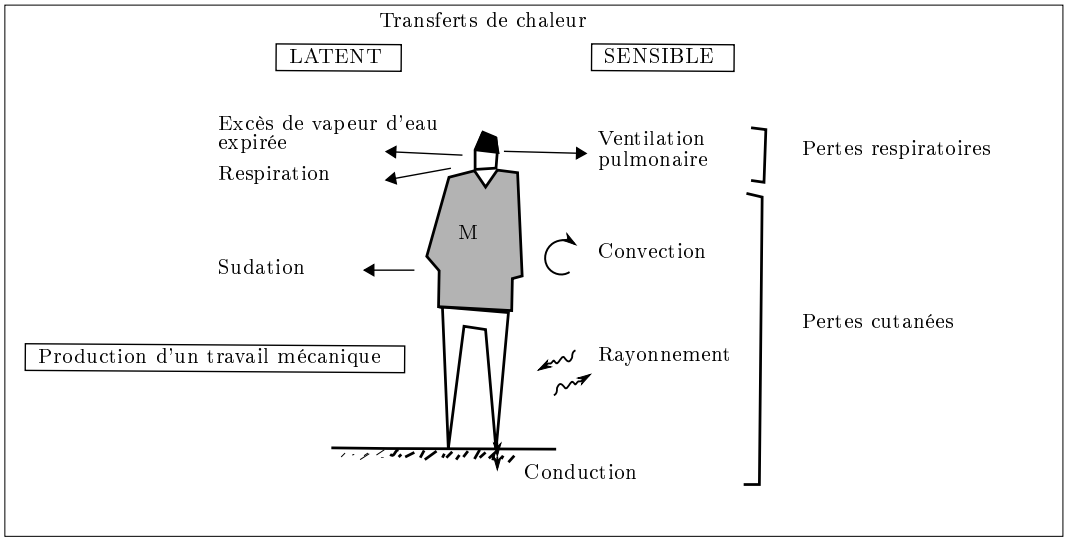


FIGURE 1.2 – *Représentation des vecteurs de transfert de chaleur entre l'homme et son environnement.*

Une des particularités du corps humain est de conserver, quelque soit l'environnement, une température corporelle constante. On dit qu'il est homéotherme par opposition aux animaux poïkilothermes dit « *à sang froid* » dont les déplacements sont organisés en fonction de l'environnement. Les transferts de chaleur entre l'homme et l'environnement sont répertoriés sur la FIGURE 1.2. Sa masse corporelle implique une capacité de stockage thermique notée S, son activité appelée métabolisme se transforme en grande partie en dégagement de chaleur (le rendement de transformation du corps humain est faible). On admet que l'équilibre thermique entre l'homme et son environnement, appelé état de neutralité thermique, est une condition nécessaire mais non suffisante à l'obtention du confort. Le bilan thermique en $(W.m^{-2})$ correspondant est décrit par l' EQ 1.1.

$$S = M + E_{rad} + E_{conv} + E_{cond} + E_{sw} + E_{dif} + E_{res} + R_{res} \tag{1.1}$$

S	Stockage dans l'organisme
M	Production de chaleur interne (W + L)
E_{rad}	Échanges radiatifs
E_{conv}	Échanges convectifs
E_{cond}	Échanges conductifs
E_{sw}	Échanges par évaporation de la sueur
E_{dif}	Échanges par diffusion de la vapeur d'eau
E_{res}	Échanges par évaporation respiratoire
R_{res}	Échanges par convection respiratoire

Les indices destinés à la description du confort thermique peuvent être classifiés selon qu'ils soient basés sur une approche physique ou empirique. L'approche physique la plus connue est celle de Fanger sur laquelle la norme internationale ISO7730 [ISOb] a été élaborée. L'approche empirique la plus connue porte le nom d'approche adaptative.

1.2.1 Confort thermique selon Fanger

En 1982 Fanger propose un modèle de confort basé sur l'expression du bilan thermique (Eq 1.1) portant le nom de PMV : Vote Moyen Prévisible (de l'anglais « *Predicted Mean Vote* »). Celui ci détermine à partir du jeu des caractéristiques thermiques et propres à la personne, la sensation thermique ressentie sur l'échelle de ASHRAE[2] allant de -3 à $+3$:

-3	-2	-1	0	$+1$	$+2$	$+3$
Très froid	froid	frais	confortable	tiède	chaud	très chaud

Les variables intervenantes dans le calcul du PMV sont les suivantes :

1	La température de l'air	4	La pression partielle de vapeur d'eau
2	La température moyenne radiante	5	L'activité métabolique
3	La vitesse relative de l'air	6	La résistance thermique des habits

Un grand nombre d'essais expérimentaux a été réalisé en chambre climatique. Ils consistaient à recueillir les sensations thermiques individuelles d'un groupe de personnes placé dans une chambre climatique dont les paramètres étaient modifiés toutes les trois heures. Cette expérience a été répétée et la base de données obtenue a permis à Fanger d'établir une relation Eq 1.2 liant la sensation thermique aux six grandeurs précédemment mentionnées.

$$PMV = (0.303\exp(-0.036m) + 0.028)L \tag{1.2}$$

Dans cette équation m est l'activité métabolique spécifique ($W.m^{-2}$) et L est la différence entre la production et les pertes de chaleur. Elle est exprimée à partir des variables précédemment listées. Cette équation est accompagnée du bilan thermique réalisé sur la vêture ainsi que de l'expression du coefficient de transfert thermique environnement-occupant. L'ensemble des équations est résolu itérativement.

Le calcul du PMV est généralement associé au PPD dont il est l'unique variable. Il s'agit du Pourcentage Prévisible d'Insatisfaits (de l'anglais « *Predicted Percentage Dissatisfed* »). A la valeur correspondante aux conditions de confort idéal (PMV=0),

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

la satisfaction n'est pas totale : 5 % des personnes demeure insatisfaites. La norme propose quatre catégories pour lesquelles le nombre de personnes insatisfaites croît. De un à quatre, le pourcentage de personnes insatisfaites ainsi que l'intervalle de PMV correspondant est donné dans le tableau suivant :

catégorie	PPD	PMV
I	< 6 %	$-0.2 < PMV < +0.2$
II	< 10 %	$-0.5 < PMV < +0.5$
III	< 15 %	$-0.7 < PMV < +0.7$
IV	>15 %	$PMV < -0.7$ ou $PMV > -0.7$

La norme NF-EN-15251[ISOa] propose d'associer à chacune des catégories l'usage fait des bâtiments :

catégorie	description
I	Espaces occupés par des personnes très sensibles et fragiles (Personnes handicapés, malades, personnes âgés ...)
II	Niveau normal, bâtiment neuf et rénovation
III	Niveau modéré acceptable dans les bâtiments existants
IV	Valeurs en dehors des catégories précédemment mentionnées

Nous proposons de représenter les zones d'acceptabilité calculées[3] selon FANGER sur le diagramme psychométrique (FIGURE 1.3). Elles sont données pour un pourcentage d'insatisfaction inférieur à 6 % (resp inférieur à 15 %) en traits continus (resp traits pointillés) ce qui correspond à la catégorie I (resp catégorie III). Nous avons considéré les cas d'un habillage d'hiver et d'été (clo=1 et 0.5) ainsi que le cas où l'été (clo=0.5) la vitesse de l'air est augmentée ($v = 0.5\ m.s^{-1}$). Ces zones ont été déterminées avec les valeurs suivantes des paramètres :

1	La température de l'air	variable	température de bulb sec du diagramme
2	La température moyenne radiante	variable	égale à la température de l'air
3	La vitesse relative de l'air	constante	soit 0 soit 0.5 $m.s^{-1}$
4	La pression partielle de vapeur d'eau	variable	selon position sur le diagramme
5	L'activité métabolique	constante	met=1
6	La résistance thermique des habits	constante	clo=0.5 été, 1 l'hiver

Sur ce diagramme (FIGURE 1.3) nous avons disposé les températures horaires d'air intérieur issues d'une simulation annuelle réalisée sur un bâtiment en ossature bois ne disposant pas de système de climatisation et dont les besoins de chauffage sont inférieurs à 30 $kW.h.m^{-2}.an^{-1}$ [4] . La couleur de chacun des points dépend de la température extérieure moyenne journalière correspondant à la saison (bleu → hiver, vert → mi-saison et orange → l'été) :

- Bleu pour une température moyenne journalière extérieure inférieure à 8 °C ;
- Vert pour une température moyenne journalière extérieure comprise entre 8 °C et 18 °C ;

3. Lors du calcul des zones, le critère de pression partielle de vapeur maximum n'a été pris en compte. Une fois appliquée, elle restreindra encore la zone en éliminant celles pour lesquels l'humidité est trop importante.

4. Description du bâtiment considéré : Il s'agit du bâtiment expérimental bois de la plateforme INCAS de l'INES. L'enveloppe a été optimisée afin de réduire les besoins de chauffage ainsi que la pénétration des charges solaires par le dimensionnement de protection solaire fixes. Pour la simulation, aucune stratégie "active" de rafraîchissement n'a été mise en oeuvre. Une description plus complète du bâtiment est proposée dans la SECTION 4.2.2, PAGE 130.

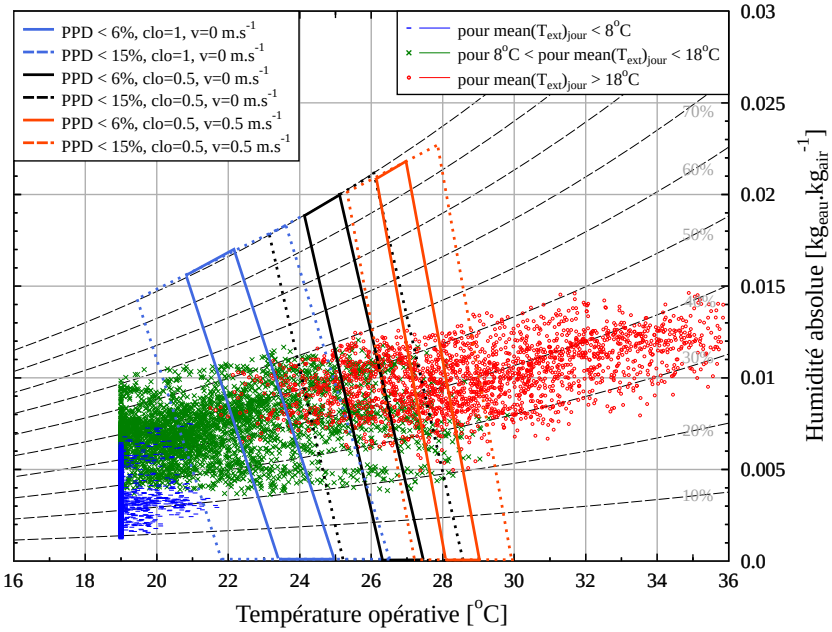


FIGURE 1.3 – *Calcul des zones respectant le critère de confort selon* FANGER *pour un habillement d'hiver et d'été ainsi que pour une vitesse de l'air augmentée.*

– Rouge pour une température moyenne journalière extérieure supérieure à 18 °C ;
La superposition des différentes zones aux températures horaires intérieures permet d'évaluer la satisfaction du confort suivant la saison. On admet que l'été l'habillement peut être allégé ($1 \rightarrow 0.5$ *clo*) et la vitesse de l'air augmentée ($0 \rightarrow 0.5$ $m.s^{-1}$). Pour une saison donnée, si l'ensemble des points est compris dans la zone, l'ambiance est jugée confortable. Le cas échéant, le diagramme pourra être utilisé afin de mettre en oeuvre des actions de correction.

Voici la description des évolutions de température du bâtiment ainsi que des zones de confort calculées :

- L'hiver, la température intérieure est proche de la consigne de chauffage, ici 19 °C. La température peut toutefois s'élever de 3 °C au-dessus de la consigne sous l'effet des apports solaires et des charges internes. La simulation n'intègre pas les dégagements internes d'humidité et on remarque que l'humidité relative est, après le chauffage de l'air, très faible. La température intérieure de confort préditée par le modèle de FANGER est bien supérieure aux 19 °C de consigne de chauffage. La borne inférieure correspondante à la satisfaction de 85 % des personnes évolue entre 22 et 20 °C selon le degré d'humidité considéré ;
- A mi-saison, l'évolution des températures est bien plus contrastée avec une température intérieure évoluant entre la consigne de chauffage et 30 °C. Cette plage est trop étendue pour s'intégrer dans une unique zone de confort. La zone de satisfaction à 85 % permet une variation des températures de 4.5 °C lorsque l'habillement est de 1 *clo* et la vitesse de 0 $m.s^{-1}$. Elle est réduite lorsque l'on allège

la vêture ou bien lorsque l'on augmente la vitesse de l'air ;

- ☐ L'été est la période durant laquelle la température intérieure présente la plus forte variation (de 21 à 36 °C). Alors que les amplitudes sont maximales la plage d'acceptabilité est réduite.

Bien que largement adoptée, le domaine d'application de cette théorie est restreint [5] . Au delà de l'intervalle de PMV $[-2;+2]$ il faut utiliser d'autres indices spécifiquement mis au point pour les conditions extrêmes.
La théorie se basant sur un équilibre thermique, elle montre ses limites lorsque l'environnement dans laquelle elle est appliquée n'est pas maitrisé. Le cas d'étude présenté en est un exemple avec une variation de la température intérieure de près de 16 °C.

1.2.2 Approche adaptative

L'approche adaptative de Humphreys et Nicol a spécifiquement été mise au point pour des bâtiments dont les variables thermiques n'étaient, sinon l'hiver, pas maitrisées. Elle est fondée sur l'interaction entre l'environnement intérieur et ses occupants et suppose que lorsque cela est possible l'occupant mettra en oeuvre des actions afin d'établir des conditions confortables. La prise en compte de ces mécanismes d'adaptation (ouverture et fermeture des fenêtres, modification de la vêture) montre que l'acceptabilité des personnes soumises à des températures élevées est supérieure à celle déduite de l'approche statique de Fanger. Des expérimentations ont permis de montrer une bonne corrélation entre les conditions extérieures et la température admissible lorsque le bâtiment n'était pas climatisé, Figure 1.4 [Hum78].

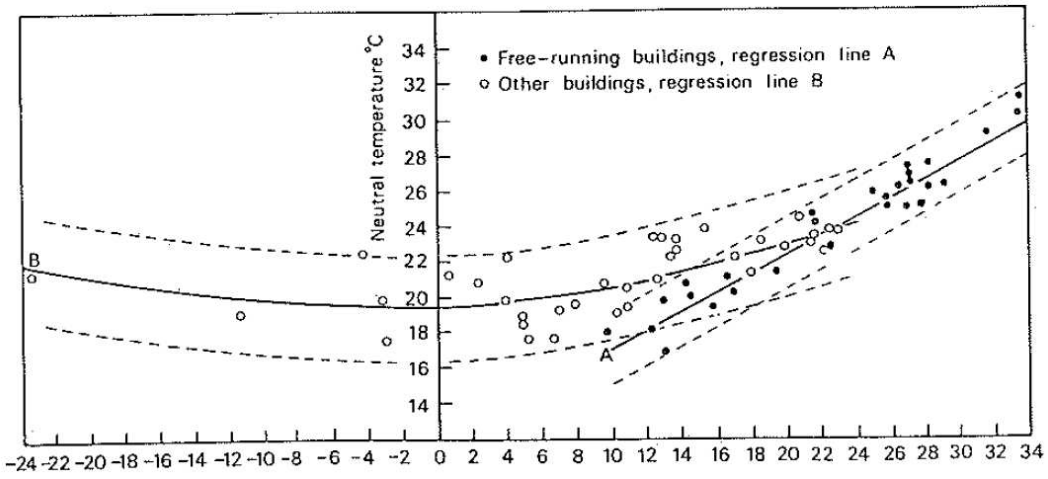


Figure 1.4 – *Température de confort en fonction de la température moyenne mensuelle extérieure pour des bâtiments climatisés et naturellement ventilés (source : [Hum78]).*

5. Domaine de validité des PMV et PPD : Plage de variation de température $[10-30\ °C]$, température radiante $[10-40\ °C]$, vitesse de l'air $< 1\ m.s^{-1}$, pression partielle de vapeur $< 2700 p_a$, métabolisme compris entre 0.8 à 4 met, niveau d'isolation des vêtements compris entre 0 et 2 clo.

Voici deux extraits des normes Françaises et Européennes qui font référence aux conditions d'application et aux conséquences de l'approche adaptative :
- « *Les ambiances considérées comme acceptables peuvent être élargies, dans les zones chaudes et/ou pendant les périodes chaudes de l'année, dans les espaces ventilés naturellement par les occupants.* », extrait de l'annexe 10 de la NF-EN-ISO [6] -7730 ;
- « *Les critères d'ambiance thermique spécifiés pour les bâtiments non climatisés peuvent être ... différents en saison chaude de ceux spécifiés pour les bâtiments climatisés en raison d'une différence dans les attentes des occupants du bâtiment et dans leur adaptation à la chaleur.* », extrait de la norme NF-EN-15251.

Dans la norme européenne la température supérieure de confort estivale est calculée en fonction de la catégorie de l'ouvrage (classification identique à celle précédemment mentionnée) et d'une température moyenne extérieure glissante. Dans le cas d'un ouvrage de catégorie II les limites haute et basse sont calculées de la manière suivante :

$$\begin{aligned} \theta_{i_{max}} &= 0.33 \times \theta_{rm} + 18.8 + 3 \\ \theta_{i_{min}} &= 0.33 \times \theta_{rm} + 18.8 - 3 \\ \texttt{si} \quad \theta_{rm} &> 10\ ^\circ\text{C} \quad \textit{limite inférieure confort fixée} \\ \texttt{si} \quad \theta_{rm} &< 15\ ^\circ\text{C} \quad \textit{limite supérieure confort fixée} \end{aligned} \tag{1.3}$$

Avec θ_{rm}, température extérieure moyenne journalière glissante. Son calcul est le suivant :

$$\theta_{rm} = (1-\alpha)\left(\theta_{ed-1} + \alpha\theta_{ed-2} + \alpha^2\theta_{ed-3} + \ldots\right) \tag{1.4}$$

dans laquelle θ_{ed-i} est la température moyenne journalière du i^{ime} jour précédent et α est une constante dont la valeur conseillée est 0.8. Cette équation indique que les expériences thermiques les plus récentes sont les plus influentes.

La Figure 1.5 présente la température opérative intérieure calculée en fonction de la température moyenne extérieure glissante (Eq 1.4) pour l'exemple du bâtiment bois précédemment décrit (Section 1.2.1, Page 6).
Les heures durant lesquelles les catégories sont respectées sont colorées :
- en Vert pour la catégorie I,
- en Vert + Jaune pour la catégorie II,
- en Vert + Jaune + Orange pour la catégorie III,
- en Rouge lorsque aucunes ne sont respectées.

La Figure 1.6 présente les mêmes résultats que précédemment mais les dispose sur le diagramme psychométrique. Les colorations utilisées ont les mêmes significations.
La norme Américaine (ASHRAE Standard 55) se distingue de la norme internationale de part la méthode de calcul de la température extérieure de référence. Au lieu d'être une température glissante, c'est la température extérieure moyenne mensuelle qui est utilisée (T_{om}). Voici l'équation permettant le calcul de la température "centrale" de confort.

6. ISO : International Standard Organisation

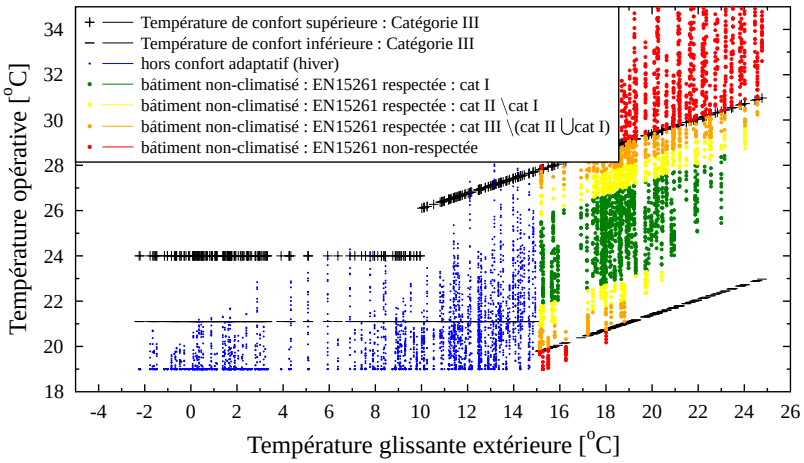


FIGURE 1.5 – *Plage de température de confort en fonction de la température extérieure glissante (calcul selon la norme* NF-EN-15251*).*

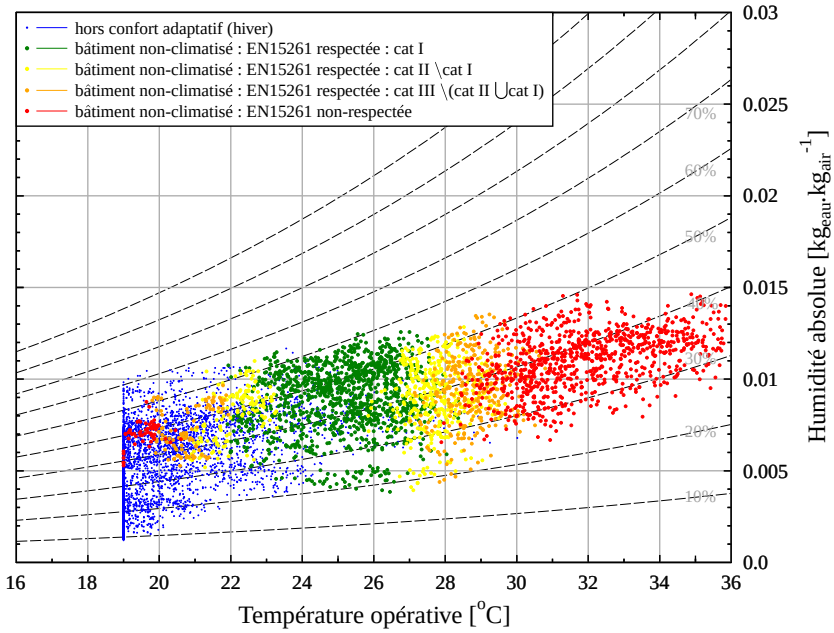


FIGURE 1.6 – *Zone de confort calculées selon le standard adaptatif de la norme* NF-EN-15251 *sur le diagramme psychométrique.*

$$T_{conf} = 0.31 T_{om} + 17.8 \tag{1.5}$$

Ces normes se distinguent également par la catégorie de bâtiments pour lesquelles elles s'appliquent. La norme EN est destinée aux bâtiments dont l'évolution est libre (hors saison de chauffage) alors que la norme ASHRAE est dédiée aux bâtiments naturellement ventilés.

1.2.3 Diagrammes de confort

Pour évaluer le confort dans un bâtiment une autre méthode existe. Elle consiste à superposer dans un diagramme psychométrique, des zones de confort aux températures intérieures. Cette méthode est plus simple à mettre en oeuvre puisqu'elle ne nécessite pas de traitement de donnée particulier, ni d'hypothèses relatives à l'habillement ou au métabolisme. Ces paramètres sont pris en compte lors de la détermination des frontières délimitant ces zones. On présente les zones de l'ASHRAE, le diagramme bio-climatique d'OLGYAY ainsi que les diagrammes de GIVONI.

Diagramme ASHRAE

La zone de confort proposée par l'ASHRAE définit les intervalles de variation acceptables de température et d'humidité qui doivent être garantis dans les bâtiments tertiaires lorsque les occupants sont sédentaires. Une zone de confort estivale et hivernale est définie afin de prendre en compte la modification de vêture des occupants ainsi que de la vitesse de l'air (vitesse de l'air considérée pour le calcul des zones de confort de l'ASHRAE : $0.15 m.s^{-1}$ en hiver et $0.25 m.s^{-1}$ en période estivale) ceci afin de réaliser des économies d'énergie. On note que la température limite supérieure estivale peut être décalée si la vitesse de l'air est augmentée. De 27 °C il est possible d'augmenter le seuil d'acceptabilité à 29, 7 °C si l'on considère une vitesse de 1.5 $m.s^{-1}$.

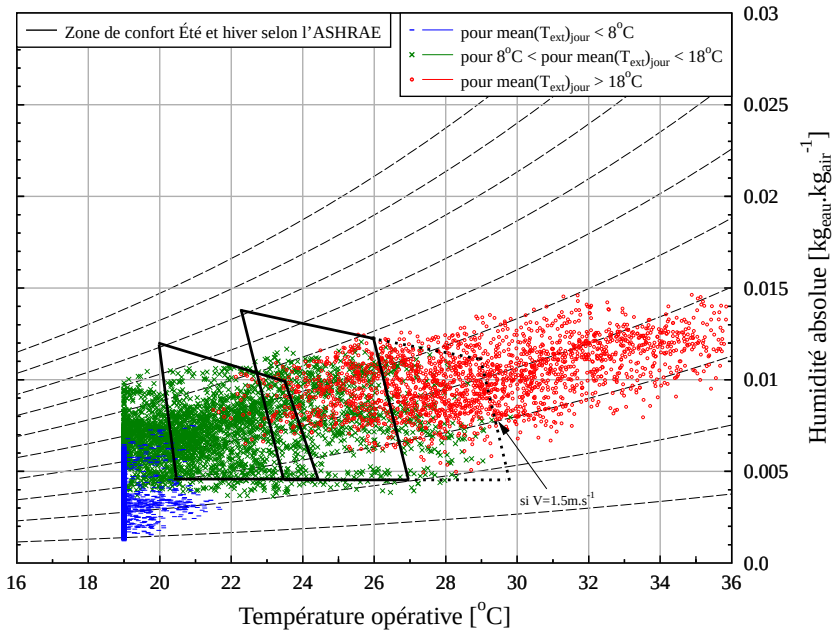


FIGURE 1.7 – *Zones de confort d'été et d'hiver établies par l'ASHRAE.*

De la même manière qu'avec FANGER, on remarque que :

- La température inférieure de confort est de l'ordre de 20 °C. La majorité des températures intérieures n'est pas incluse dans la zone "hivernale" de confort lorsque la température de consigne est fixée à 19 °C ;
- L'intervalle au-sein duquel la température peut fluctuer est proche de celui issu de FANGER pour 85 % de satisfaction. Les bâtiments dont la température estivale est dite « *en évolution libre* » ne pourront répondre à cette définition du confort.

Diagramme bio-climatique d'Olgyay

Olgyay dans [Olg63] fut le premier à proposer un diagramme bio-climatique « *bio-climatique chart* » en 1963. Il indique les zones confortables ainsi que les stratégies à mettre en oeuvre lorsque les couples température sèche et humidité relative se situent en dehors de cette zone. Les stratégies qu'il propose afin de rétablir des conditions de confort sont :

- lorsque les couples se situent en dessous de la zone de confort les conditions peuvent être équilibrées par un apport de rayonnement GLO afin d'augmenter la température radiante moyenne ;
- lorsque qu'ils sont au dessus, une augmentation de la vitesse de l'air ou un rafraichissement adiabatique de l'air permet d'abaisser la température ressentie.

Sur ce diagramme les évolutions moyennes mensuelles sont superposées. Il permet de diagnostiquer les actions à mettre en oeuvre sur la base de l'analyse des conditions extérieures.

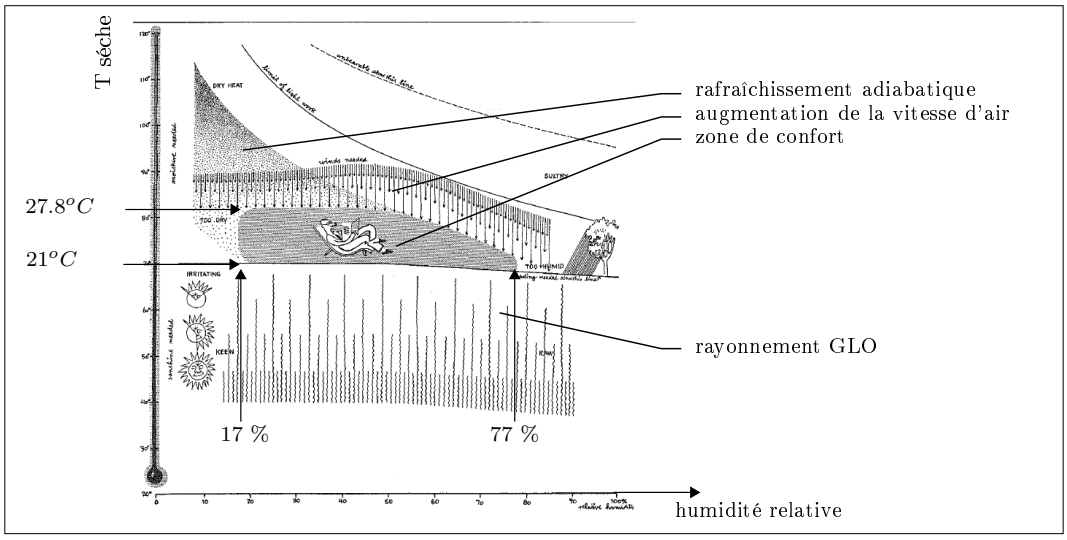


Figure 1.8 – *Diagramme bio-climatique d'*Olgyay *(illustration extraite de [Olg63]).*

Diagramme de Givoni

Givoni dans [Giv98] émet quelques remarques sur l'applicabilité du diagramme de d'Olgyay. Fondé sur une analyse des conditions extérieures, c'est une méthode destinée aux bâtiments dont l'évolution de température intérieure est fortement corrélée à la température extérieure. Un bon exemple est celui des bâtiments en climat chaud et humide qui sont généralement très ouvert sur l'extérieur et de structure légère. L'amélioration du confort dans ces bâtiments fait appel à la réduction de la pénétration des charges solaires associées au brassage d'air ou à la ventilation naturelle diurne. Dans des climats chauds, en revanche, les différences entre les évolutions internes et extérieures sont importantes lorsque le bâtiment présente une forte inertie. Les indications fournies sur la base des températures extérieures ne sont par conséquent pas pertinentes.

Suite à ces remarques, il développe en 1976 un diagramme bio-climatique utilisant les températures intérieures du bâtiment plutôt que les températures extérieures. L'objectif sera également d'orienter les concepteurs dans le choix de stratégie à mettre en oeuvre afin d'améliorer le confort d'été. Du point de vu de la représentation, il diffère d'Olgyay en étant par sa construction sur le diagramme psychométrique. Des frontières élargies sont proposées pour les climats chauds dans lesquelles les personnes acclimatées ont une meilleure tolérance. Il propose des alternatives aux systèmes de climatisation auxquelles est associée

une zone de confort propre.

Parmi les alternatives proposées, il y a :
- La brassage d'air qui est une des stratégies les plus simples à mettre en oeuvre. Elle consiste à augmenter la vitesse de l'air au contact avec les occupants lorsque la température d'air est inférieure à celle du corps humain. La zone correspondante est obtenue pour une vitesse de l'air étant de l'ordre de 2 $m.s^{-1}$;
- La ventilation nocturne consiste à ventiler l'intérieur d'un bâtiment possédant une forte inertie la nuit lorsque la température extérieure est réduite afin d'évacuer au maximum la chaleur accumulée durant la journée. Le potentiel est d'autant plus important que le contraste thermique jour/nuit est élevé. Les parois ainsi rafraîchies absorbent alors durant la journée, une part des dégagements de chaleur réduisant ainsi les amplitudes de température. Givoni indique que la réduction d'amplitude est de l'ordre de 6 à 8 °C dans des climats chauds et secs telles que les régions désertiques qui présentent les plus forts contrastes jour/nuit (15 à 20 °C).
- Le rafraîchissement évaporatif qui peut être
  - direct : La température de bulbe sec est réduite par augmentation de la teneur en humidité de l'air à enthalpie constante.
  - Indirect : La température sèche est réduite par le même procédé puis utilisée afin de refroidir une paroi rayonnant ensuite dans le bâtiment, concept des « *roof pond* ».

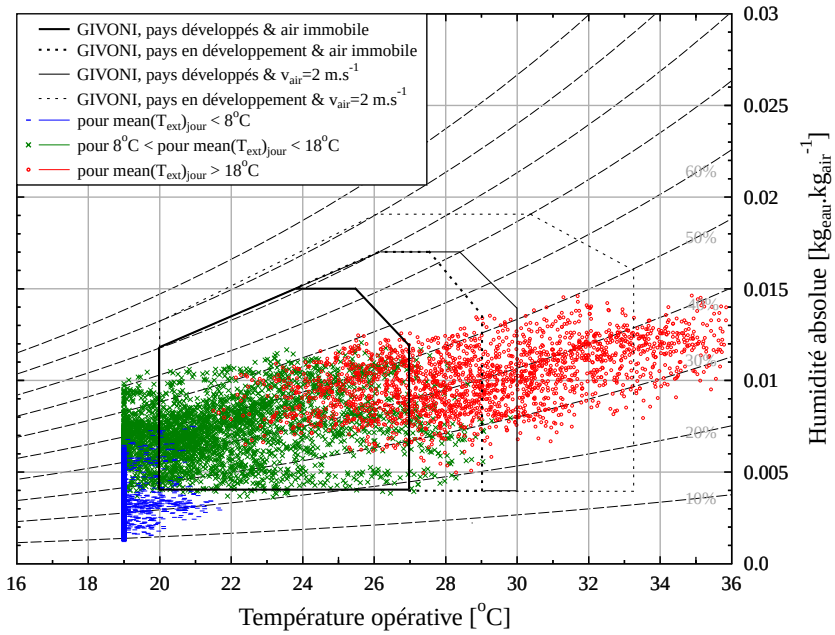


Figure 1.9 – *Zones de confort selon par GIVONI.*

La Figure 1.9 présente quatre zones de confort définies par Givoni, elles sont extraites de [Giv98]. Il propose une zone dédiée aux climats chauds qu'il intègre sous le nom de « *pays en voie de développement* » et une zone pour les zones tempérées qui figure sous le nom de « *pays développés* ». Pour chacun des climats, nous donnons l'élargissement que l'on peut attendre lorsque la vitesse est augmentée (par brassage d'air ou utilisation du vent extérieur). Quelque soit la zone, la limite basse de température est indépendante de l'humidité (20 °C) tandis que la limite haute présente une forte dépendance dès lors que l'humidité relative

devient supérieure à 50 %.

- ☐ En climat tempéré, l'augmentation de la vitesse d'air ($0 \rightarrow 2\ m.s^{-1}$) permet de déplacer le seuil supérieur de confort de 3 °C ;
- ☐ En climat chaud, une augmentation de la vitesse permet de déplacer le seuil supérieur de 4 °C atteignant 33 °C.

Il existe un programme qui sur la base des données climatiques [7] propose d'expérimenter des combinaisons de stratégies à bas coût énergétique dans le but de définir le concept énergétique de bâtiment le plus approprié aux conditions climatiques. Le principe est identique au diagramme bio-climatique d'Olgyay mais le tracé des zones est proposé sur un diagramme psychométrique. Les extensions des zones de confort proposées sont basées sur des travaux de Milne, Givoni, et Stein-Reynolds. Ce programme actuellement dans sa version 5 est appelé Climate consultant. Il est développé à Los Angeles par le département d'architecture et d'urbanisme de l'UCLA [8] . Il propose en outre des graphiques permettant de visualiser l'ensemble des variables environnementales (température, humidité, rayonnement, rose des vents, diagramme solaire ...).

1.2.4 Comparaisons des approches sur la période estivale

Nous retenons à présent uniquement les résultats horaires de simulation correspondant à la période estivale. La Figure 1.10 combine l'ensemble des indices précédemment présentés :
- Celles de Fanger établies avec un $PPD < 6$ % et $PPD < 15$ % et un habillement léger ;
- Les zones de l'ASHRAE ;
- Une coloration des données horaires en fonction de la catégorie satisfaite selon le confort adaptatif (norme EN15261) ;
- Quatre zones de Givoni correspondante aux combinaisons du type de climat (chaud ou tempéré) et de la vitesse de l'air (0 ou 2 $m.s^{-1}$).

La comparaison des indices de confort sur la période estivale montre que l'approche de Fanger est la plus restrictive lorsque l'on souhaite une satisfaction de 94 % de la population. La plage acceptée de variation des températures est très étroite, de l'ordre du degré. Un habillement léger autorise toutefois des températures élevées.
En abaissant l'exigence à une satisfaction de 85 % de la population, des températures légèrement supérieures à 27 °C sont tolérées. La zone obtenue est très proche de celle donnée selon l'AD en catégorie I (±2 °C de part et d'autre de la température extérieure moyenne glissante) et de la zone estivale de l'Ashrae.
Enfin, les approches les plus tolérantes sont celles de Givoni ainsi que l'AD en catégorie II et III. La zone de Givoni étendue ($V_{air} = 2m.s^{-1}$) présente une tolérance comparable à l'AD en catégorie III.
La superposition des résultats horaires de simulation sur le diagramme permet de constater qu'il existe un grand nombre de points pour lesquelles la température dépasse largement l'ensemble des bornes supérieures de confort. La limitation des surchauffes ainsi que la mise en place de stratégies de rafraîchissement à bas coûts énergétiques est nécessaire si l'on souhaite garantir le confort des occupants.

Avant de débuter le travail sur l'optimisation des bâtiments à faible inertie nous allons maintenant décrire le principe technologique des bâtiments en construction bois.

7. Les données météo qu'il faut intégrer sont identique au format utilisé par EnergyPlus. Le département d'énergie des États-Unies propose une large bibliothèque de données météo téléchargeable sur demande sur http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data.cfm
8. UCLA : University of California, Los Angeles

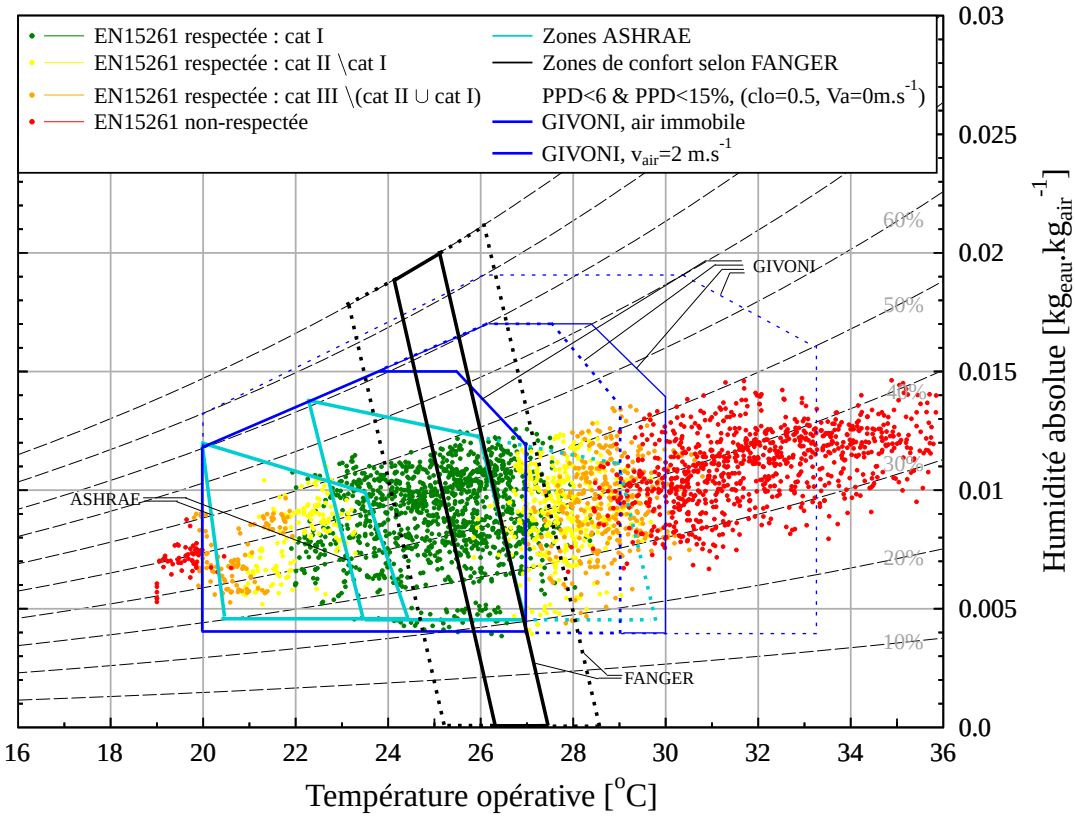


Figure 1.10 – *Comparaison des indices et zones de confort considérant des données simulées d'un bâtiment à haute performance en ossature bois pour le climat de Chambéry.*

1.3 Présentation du principe constructif des bâtiments à ossature bois

Les systèmes faisant appel au bois dans la construction peuvent être classifiés de la manière suivante : les structures poteaux-poutres, le madrier ou rondin, le colombage et l' « *ossature plate-forme* ». Benoit dans [BP07] propose un historique, une description du principe constructif et énumère les points forts et limitations de chacun de ces modes constructifs.

Nous nous intéresserons par la suite uniquement à l'ossature plateforme qui est le système constructif bois le plus utilisé dans le monde. Il offre d'avantage de souplesse architecturale que les autres modes de construction bois en étant économique. La technique de l'ossature donne la possibilité de pré-fabriquer les éléments en usine permettant de réduire les coûts et d'accélérer la mise en oeuvre sur le chantier. La Figure 1.11 illustre les étapes de construction du bâtiment à ossature bois de l'INES dont la phase chantier n'a nécessité que 2 journées (mise hors d'eau et d'air).

La construction à ossature bois est, comme son nom l'indique, formée par un squelette dont

(a) Préparation en usine. (b) Jour1 (c) Jour1 (d) Jour1

FIGURE 1.11 – *Étapes de construction du bâtiment à ossature bois sur le site de l'INES, Technolac.*

l'assemblage est réalisé étage par étage par des éléments de petite section[9] et dont les longueurs maximales sont de l'ordre de celle d'un étage de la construction.

La FIGURE 1.12 décrit la composition des parois. Elle se compose éléments par éléments de la manière suivante :

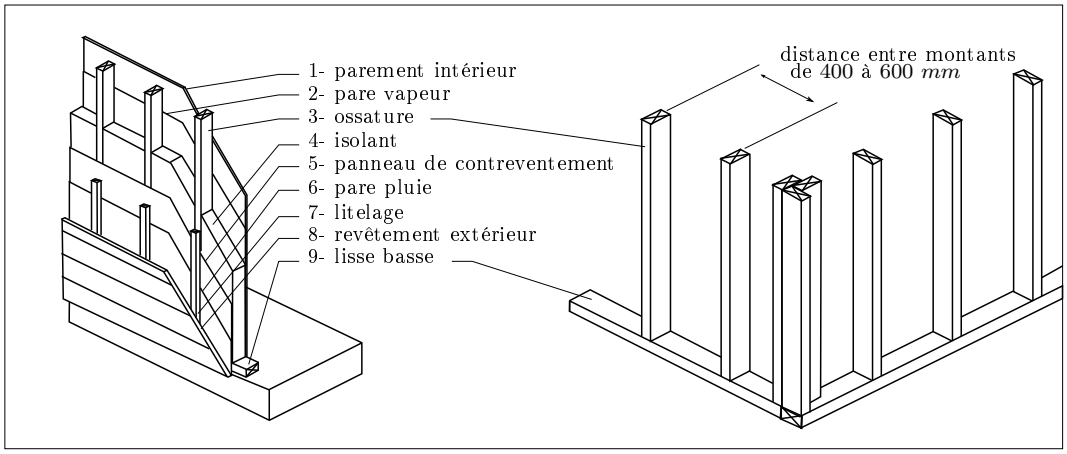


FIGURE 1.12 – *Description du système constructif.*

1 : Le parement intérieur est le revêtement de finition. Il peut s'agir d'une plaque de plâtre cartonnée ou de lambris. Un espace technique correspondant à l'épaisseur d'une trame de tasseaux sépare généralement la structure du revêtement de finition (non représenté). L'espace ainsi crée abrite la distribution des réseaux ;

2 : Le pare vapeur empêche les dégâts que cause la migration puis la condensation de l'humidité générée à l'intérieur du logement dans la paroi. Il a également pour fonction d'assurer

9. Section minimale des bois d'ossature $100 \times 36mm^2$

l'étanchéité à l'air du bâtiment, indispensable si l'on souhaite atteindre le niveau de performance des bâtiments dit « *passifs* » ;

3 et 4 : L'isolation est placée dans l'espace séparant les montants. D'après [Bou09] une étude menée au FCBA [10] [Név06] montre que le pouvoir isolant d'une paroi ossature bois de 210 *mm* serait équivalent à celui d'un mur maçonné de 330 *mm*. L'épaisseur peut être complétée par une couche d'isolant croisée et disposée entre la structure et le parement intérieur ;

5 : le panneau de contre-ventement permet à la structure de reprendre les forces horizontales induites par le vent. Le voile de contreventement est généralement réalisé à l'aide de panneaux d'OSB ou de particules ;

6 : Le pare pluie est un film perméable à la vapeur d'eau et imperméable à l'eau. Il forme une seconde protection contre la pénétration de l'eau. Ce film parfait l'étanchéité à l'air de l'ouvrage ;

7 : Un litelage fixé aux montants d'ossature ménage un espace entre la structure de la paroi et le parement extérieur. Il ne doit pas entraver la circulation de l'air, ni l'écoulement des eaux introduites accidentellement [AFN96] ;

8 : Le revêtement extérieur peut être formé de lames horizontales jointives ou espacées en bois. La finition peut également être appliquée directement sur le panneau de contre-ventement lorsqu'il s'agit d'un crépis, il n'y a dans ce cas pas de lame d'air.

(a) Bardage à clair-voie. (b) Complexe de crépis collé.

Figure 1.13 – *Photographies des finitions extérieures courantes des bâtiments à ossature.*

Ces constructions ont de particulier le fait d'être dotées d'un espace naturellement ventilé qui en plus de limiter la rétention d'eau et le gradient de température limite la part du flux thermique absorbé à la surface extérieure puis transmis à l'intérieur du bâtiment. Cet espace présente deux intérêts : Extraire et par conséquent réduire le flux thermique transmis au travers de la paroi et limiter la hausse des températures du parement extérieur ce qui permet d'améliorer sa productivité lorsque le parement est un panneau photovoltaïque intégré.

Un autre point particulier est la composition des parois intérieures. Ces panneaux de finition sont généralement des panneaux de faible épaisseur le plus généralement constitués de plâtre ou bien de bois. Leur capacité thermique est très faible au regard des parois en béton armé. Ceci laisse présager une inertie moindre se traduisant par des dynamiques d'évolution des

10. FCBA : Institut technologique organisation pôles et stations

températures intérieures plus marquées. L'amplification des dynamiques lors de la période estivale peut conduire à des situations d'inconfort.

Nous allons maintenant décrire quelques stratégies qui permettent d'améliorer le confort d'été pour ces bâtiments à faible inertie tout en minimisant la consommation énergétique.

1.4 Stratégies passives d'amélioration du confort d'été

1.4.1 Enseignements apportés par l'architecture vernaculaire

Dans la démarche visant à l'amélioration du confort d'été dans des bâtiments en bois et plus globalement dans une dynamique de réduction de l'impact de la construction sur l'environnement, il est édifiant de prendre connaissance des méthodes de construction ancestrales. Elles nous renseignent sur des solutions permettant d'établir un micro-climat confortable pour l'homme, utilisant des ressources locales tout en engageant des besoins énergétiques minimaux. On trouve ces constructions sous l'appellation « *constructions vernaculaires* » où le terme vernaculaire désigne les constructions qui utilisent les ressources et les méthodes disponibles localement pour répondre aux besoins locaux [11] . Influencées par les traditions et coutumes locales, elles sont le fruit d'un développement réalisé sur plusieurs générations et basée sur l'expérience et la correction des erreurs passées.
Parmi les ouvrages référençant ces constructions, Olivier propose une encyclopédie « *Encyclopedia of Vernacular Architecture of the world* » [Oli97], Rudofsky l'ouvrage « *Architecture Without Architects* » [Rud65] qui fait suite à une exposition de 1964 au MOMA [12] et Taylor dans [Tay83] des croquis de près de 600 constructeurs anonymes dont une section est consacrée aux méthodes de protection vis à vis de l'environnement et plus particulièrement celles permettant de rester au frais.

Dans [ZP10] Zhai donne pour un échantillon de 114 types de constructions vernaculaires, la proportion de celles dont la structure est de type légère et lourde en fonction de la zone climatique considérée. Les résultats de cette étude figurent dans le Tableau 1.14. Les zones climatiques dans le monde sont précisées sur la Figure 1.15.

Zone climatique	Composition de parois	exemples
Polaire	Légères 0 % / Massives 100 %	
Océanique	Légères 0 % / Massives 100 %	
Méditerranéenne	Légères 32 % / Massives 68 %	
Aride	Légères 26 % / Massives 74 %	
Continental	Légères 58 % / Massives 42 %	
Équatorial	Légères 62 % / Massives 38 %	
Tropical	Légères 100 % / Massives 0 %	

Figure 1.14 – *Typologie de structure selon la zone climatique, d'après [ZP10].*

Sont inclus dans la catégorie des constructions légères celles étant composées de chaume, de bois, d'écorce ou bien de bamboo. On remarque que ces constructions sont majoritaires dans les zones aux climats Continental, Équatorial et Tropical.

Nous proposons à présent de décrire les formes des maisons vernaculaires que l'on trouve dans les régions tropicales et équatoriales. Ces régions sont marquées par des températures et humidités élevées tout au long de l'année ainsi que de faibles variations de températures au cours des journées. Les saisons en climat tropical sont marquées par la pluviométrie (saison sèche et saison humide). En régions équatoriales, elles sont absentes. On parlera par la

11. Source : http://fr.wikipedia.org/wiki/Architecture_vernaculaire
12. MOMA : Museum Of Modern Art, New York

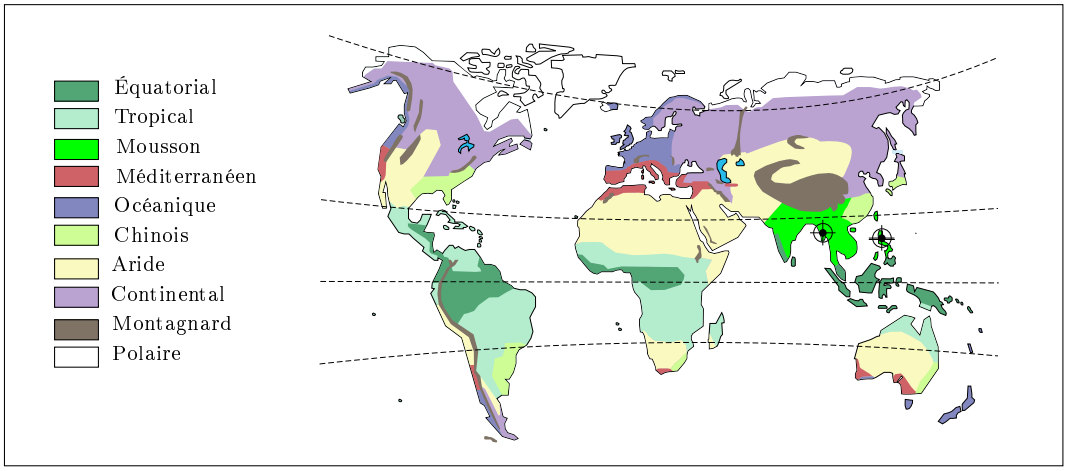


Figure 1.15 – *Zones climatiques du monde, simplification de la classification de* Koppen.

suite de climat chaud et humide pour qualifier ces deux climats.

La Figure 1.16 illustre quelques exemples de constructions traditionnelles que l'on trouve dans ces climats. Les principales stratégies consistent à limiter les sources de rayonnement (CLO et GLO) et augmenter la vitesse de l'air à l'intérieur du bâtiment afin de réduire la température ressentie.

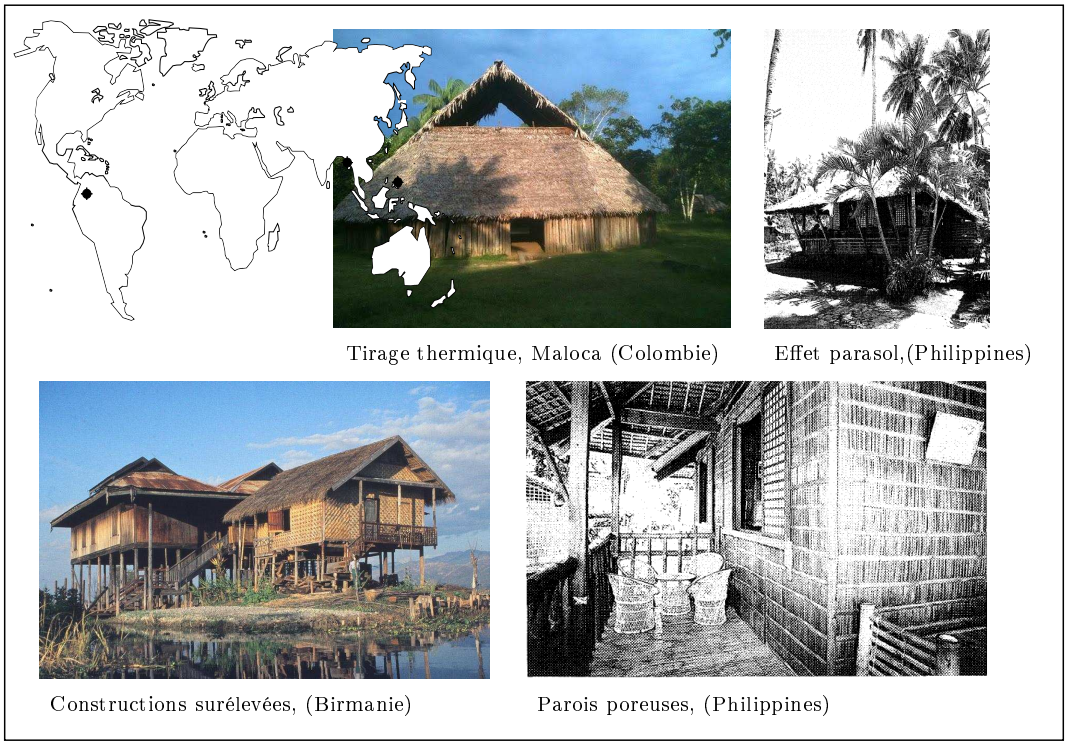
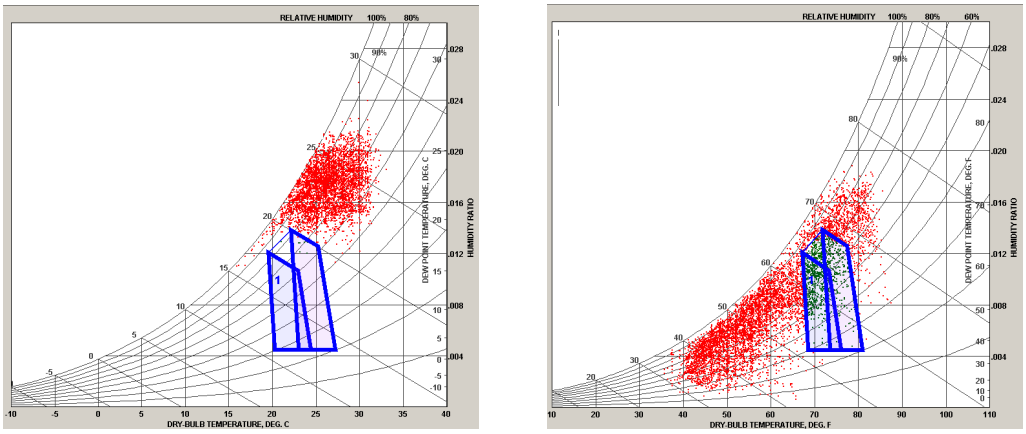


Figure 1.16 – *Exemples de constructions vernaculaires en climats chaud et humide*

1.4.2 Description du climat chaud & humide et du climat méditerranéen

La FIGURE 1.17 est un diagramme psychométrique sur lequel nous avons reporté les couples température et humidité donnés heure par heure sur une année pour la station de Fort-de-France en Martinique et de Nice en France métropolitaine.

- Pour le climat tropical, la dispersion des points est moindre. Les températures sont comprises dans la zone [20 - 32 °C] et l'humidité supérieure à [60 – 100 %] avec un nombre d'heure important pour lesquelles l'air est proche de la saturation. Les conditions extérieures sont en permanence en dehors des zones de confort de l'ASHRAE (zones bleu sur le diagramme). Atteindre le confort dans ces conditions nécessite une bonne protection solaire, de limiter les sur-chauffes causées par des dégagements de chaleur internes et d'augmenter la vitesse de l'air à l'intérieur du logement.
- Pour le climat métropolitain, les conditions extérieures sont considérées comme confortables durant 13 % de l'année. Les 87 % du temps restant, le rôle du bâtiment sera de ramener les conditions de confort. L'ajout d'un système de chauffage permet d'amener à 83 % le temps ou l'ambiance est confortable. Les 17 % du temps restant concernent une réduction de la température. En plus du brassage d'air, les conditions climatiques offrent de nombreuses possibilités telles que la valorisation des différences de températures existantes entre le jour et la nuit par stockage dans la structure du bâtiment.



(a) Fort-de-France, Martinique (b) Nice, France

FIGURE 1.17 – *Sollicitations en climat chaud-humide et méditerranéen*

Nous allons maintenant présenter les intérêts de la ventilation de l'enveloppe et du stockage journalier de chaleur. Ces deux composants font dans la suite de ce travail de thèse, l'objet d'études expérimentales et du développement de modèles numériques.

1.4.3 Ventilation de l'enveloppe

L'intégration d'une lame d'air ventilée entre le parement extérieur et la structure des bâtiments à ossature bois est dictée par les règles de l'art (Documents Techniques Unifiés, DTU [DTU96]). Cet espace intermédiaire ventilé est préconisé, d'une part afin d'éviter la rétention d'humidité provoquant la dégradation de l'enveloppe, mais également afin de limiter les gradients thermiques et hydriques de part et d'autre des lames induisant des contraintes, sources de déformations.
Il est possible d'améliorer le confort d'été dans les bâtiments par l'utilisation d'enveloppes ventilées. Ces dernières ont pour fonction, la limitation des transferts de chaleurs au sein de

l'enveloppe, l'augmentation du renouvellement d'air ou la combinaison de ces deux stratégies, une autre application pouvant être combinée aux précédentes est l'amélioration de la productivité de panneaux photovoltaïques formant alors le revêtement extérieur.
On va présenter différentes technologies illustrant ce type de rafraîchissement qui sont les cheminées solaire ou l'augmentation du renouvellement d'air par la double toiture et la réduction des charges par double peau.

Les cheminées solaires

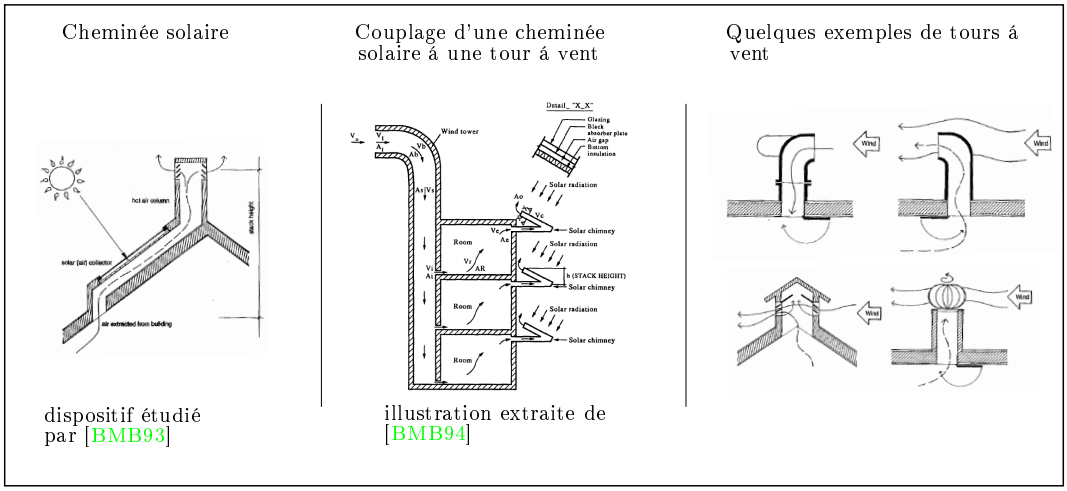


FIGURE 1.18 – *Dispositifs permettant d'augmenter le renouvellement d'air (sauf mentionné, les illustrations sont extraites de [GA93]).*

Les cheminées solaires sont des conduits généralement intégrés à l'enveloppe du bâtiment lesquels, exposés au rayonnement solaire et aux effets du vent, mettent en mouvement l'air situé à l'intérieur. Les effets moteurs sont la poussée d'Archimède et les différences de pressions entre l'environnement extérieur et intérieur. En partie basse, la cheminée est reliée à l'espace intérieur tandis qu'au point haut l'air est extrait à l'extérieur. Les mouvements d'air induits dans la cheminée participent au renouvellement d'air du bâtiment. C'est un dispositif « *passif* », il ne consomme pas d'énergie et contribue à limiter les hausses de températures dans le bâtiment en évacuant les charges internes. Elles peuvent être intégrées en toiture "Roof Solar Collector" (RSC) ([KMC+00], [HWPK01]), aux parois verticales "Metallic Solar Wall" (MSW) [HKNK99] ou être composées de parois verticales et inclinées ([AA00]).

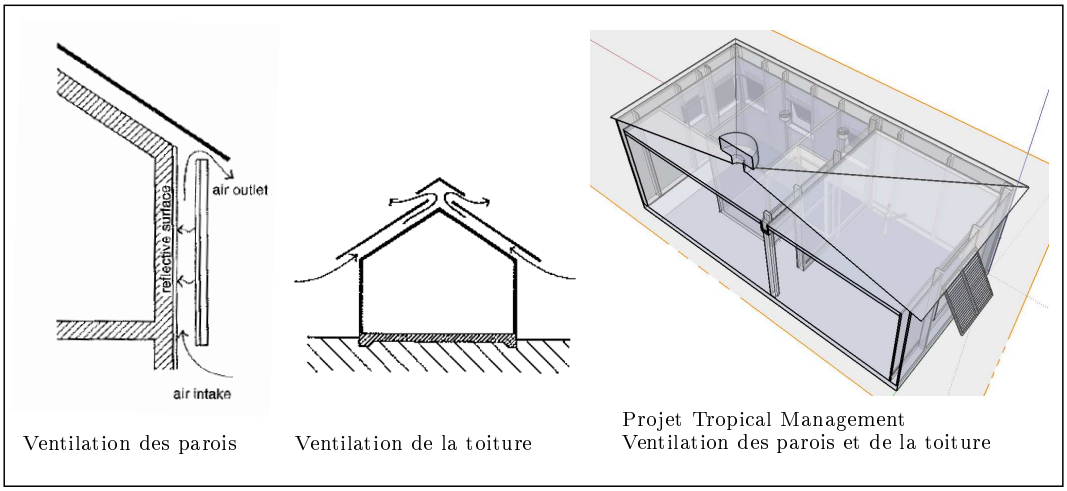
BANSAL dans [BMB93] montre par un calcul statique que, pour un jeu de conditions aux limites, une cheminée solaire (FIGURE 1.18) permet, avec une surface d'absorbeur de 2.25 m^2, d'induire des débits d'air allant de 140 à 330 m^3h^{-1} sous un éclairement variant entre 200 et 1000 $W.m^{-2}$. Dans une autre publication ([BMB94]), il s'intéresse au couplage d'une cheminée solaire à une tour à vent. La tour à vent est alors le dispositif d'admission de l'air tandis que l'exaction s'effectue pièce par pièce par le biais d'une cheminée individuelle.

ABOULNAGA propose d'appréhender le couplage d'une tour au sein de laquelle l'air est refroidi adiabatiquement à une cheminée solaire. L'étude est réalisée dans le climat chaud et aride des Émirats arabes-unis. En faisant varier les paramètres, il cherche la combinaison des sections entrées/sorties, section courante de la cavité et inclinaison de la cheminée permettant de maximiser le débit d'air.

Marti-Herrero remplace l'absorbeur habituellement léger par une paroi à inertie. Cette intégration a pour objectif de maintenir une ventilation durant les premières heures de la soirée alors que le rayonnement solaire est nul. Il destine ce système aux climats dans lesquels les nuits sont particulièrement chaudes.
Les aspects multi-fonctionnels sont également étudiés. La « *Bio-Climatic Roof (BCR)* » dans [WHKS03] en est un exemple. C'est une toiture qui intègre une cheminée solaire et dont une partie est translucide. La fonction de renouvellement d'air est associée à celle de l'éclairage naturel de l'espace intérieur.

Réduction des charges solaires par double parois

D'après le document de prescription Ecodom ([Cel]), les apports thermiques par les murs représentent de 20 à 30 % des apports par les parois ; de l'ordre de 45 à 65 % lorsque la pièce considérée n'est pas sous toiture. La protection solaire est par conséquent essentielle. Alors qu'en climat chaud et humide la problématique hivernale est quasi-inexistante, l'utilisation de parois double-peau ou la juxtaposition de pares-soleil verticaux aux parois traditionnelles permet de palier à la très faible épaisseur, voire absence d'isolation. Les enveloppes double-peau ont fait l'objet de nombreuses études dans lesquelles étaient associées, ventilation naturelle d'une lame d'air et revêtement à basse émissivité (RBE). Dans la pratique, on trouve cette association dans les complexes de toiture dans lesquels le revêtement basse émissivité joue par ailleurs le rôle de pare-pluie.



Ventilation des parois — Ventilation de la toiture — Projet Tropical Management
Ventilation des parois et de la toiture

Figure 1.19 – *Parois doubles pour limiter les transferts de chaleur.*

Par ordre chronologique :

Duta dans [Dut98] a étudié les transferts de chaleur et de masse de double paroi composée en partie extérieure d'une toile perforée et en partie inférieure d'un matériau transparent. Dans son approche, on retiendra la mise en place d'une expérimentation in-situ dont l'objectif était de comparer le comportement de deux enveloppes intégrées en toiture (distinguées par la porosité du parement extérieur, la dimension des lames, le type de matériaux utilisés ...). Les grandeurs qui ont permis la comparaison des performances furent les mesures de température effectuées à l'intérieur de chacune des cellules.

Miranville dans [Mir02] a travaillé sur la caractérisation expérimentale et numérique de complexe de toiture dans le cadre du projet ECODOM. C'est un projet lancé en 1996 dont l'objectif était d'améliorer la qualité thermique et les performances énergétiques dans les logements neufs aux Antilles et à l'ile de la Réunion à la suite duquel ont été établies les prescriptions ECODOM. Après la description d'une méthode de validation thermique globale de modèle numérique, Miranville propose à l'aide de modules à échelle réduite d'effectuer une étude comparative entre un complexe de toiture intégrant un RBE et une toiture traditionnelle.

Dans le cadre d'une thèse en partenariat avec USINOR, Lacena-Neildez s'est intéressée à la conception de panneaux de couverture en vue de réduire les flux solaires transmis. La nature du parement extérieur (propriétés radiatives du revêtement extérieur, revêtement perforé) ainsi que des caractéristiques de la lame d'air furent les variables d'optimisation. L'approche expérimentale qui a été retenue est une approche en conditions climatiques maîtrisées par l'utilisation d'un simulateur solaire. Sur la face intérieure de la toiture, un échangeur placé au dos permet à la fois de simuler le contact avec l'ambiance d'un bâtiment climatisé mais également de mesurer le flux thermique traversant le complexe.

Chami dans [Cha09] s'est intéressée à la caractérisation de complexe dont l'espace intermédiaire pourrait être naturellement ventilé ou non. Après avoir étudié les écoulements en cavité ouverte avec un outil numérique de mécanique des fluides, les connaissances acquises ont été intégrées dans l'outil Thermette. L'approche adoptée consistait à modéliser un rampant de toiture correspondant à une expérimentation réalisée au CSTB ([CST08]). Les conditions aux limites alors appliquées au prototype étaient maîtrisées et stationnaires. D'après [CST08], les performances thermiques estivales du complexe considéré (lame d'air ventilée, revêtement à faible émissivité, lame non-ventilée) sont équivalentes à celles délivrées par un isolant traditionnel de 2 $m^2.K.W^{-1}$.

Concernant l'aspect réglementaire, la norme NF EN 13363-2 dédiée aux dispositifs de protection solaire combinée à des vitrages propose une méthode de calcul simplifiée qui peut être appliquée aux double parois si l'on fait l'hypothèse que les transmissions solaires et lumineuses des deux couches sont nulles.

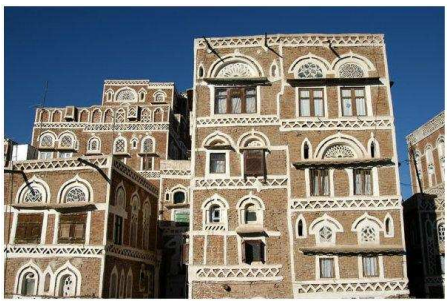
1.4.4 Amélioration du confort par stockage thermique journalier pour les bâtiments à faible inertie

Dans les climats méditerranéens ou bien arides on trouve d'après la classification de ZHAI une majorité de constructions massives (68 et 74 %). Ces structures qui étaient formées de pierre et plus tard de béton, permettent au bâtiment de résister à la variation des températures. Le mécanisme est le suivant ; sur une période d'observation d'une journée, la structure est rafraichie la nuit alors que les températures extérieures sont faibles ; la fraîcheur stockée durant la nuit permettra durant la journée de contenir l'élévation des températures intérieures. On donne quelques exemples de constructions massives sur la Figure 1.20.

Alors que la construction bois est très utilisée en climat chaud et humide, elle est peu courante dans les climats chaud et sec. Ceci pour une raison de disponibilité des ressources car le bois est abondant en région tropicale tandis qu'il est plus aisé de trouver de la pierre en région aride, mais également parce que les constructions bois ne permettent pas de résister à la variation des températures comme une construction en pierre ou en béton.

Dans les constructions à ossature bois, un des vecteurs d'amélioration du confort, en climat aride ou bien méditerranéen, pourrait être l'intégration de masse thermique. Voici quelques exemples de solutions proposées afin d'augmenter l'inertie de ces bâtiments :

« *Trulli House* » Alberobello, (Italie)



construction traditionelle, Sana's, (Yemen)

« *Dune House* », Floride, (États-Unis)

FIGURE 1.20 – *Exemples de constructions en climat méditerranéen et aride.*

FRAISSE ET AL dans [FTBS06] proposent d'intégrer des doubles parois maçonnées ventilées au coeur de la construction. Couplées à des capteurs solaires à air qui sont intégrés en façade, elles réduisent les besoins énergétiques l'hiver ; l'été la paroi est ventilée durant la nuit. Cela permet de stocker un maximum de fraîcheur.

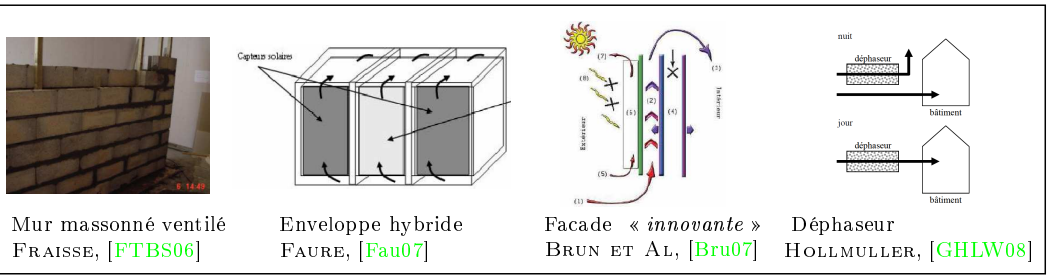
FAURE dans [Fau07] propose une enveloppe légère hybride. Comme la proposition de FRAISSE, son enveloppe associe des panneaux d'inertie à des capteurs solaires à air et une surventilation. Au lieu de cloisons, comme le proposait FRAISSE, les parois « *actives* » sont les parois extérieures. La distribution énergétique est réalisée au sein des éléments de façade par une circulation d'air. Le stockage de chaleur est de type latent ce qui permet, lorsque les cycles de fusion et solidification sont complets, de réduire la quantité de matériaux nécessaire ; 1 cm de MCP [13] équivaut à 8 cm de béton.

NOEL ET AL dans [NLV07] évaluent, à l'aide de l'outil CoDyBa, l'amélioration du confort d'été que l'on peut obtenir par intégration de matériaux à changement de phase dans un bureau type, pour différents climats et orientations. Les résultats de simulation montrent que, couplés à une surventilation nocturne, des panneaux de MCP permettent de réduire jusqu'à 8 °C les températures maximales.

HOLLMULLER ET AL dans [GHLW08] considèrent en alternative à la ventilation nocturne directe, l'association au bâtiment d'un puits canadien ou d'un déphaseur. En se concentrant sur le cas de deux bâtiments administratifs, ils proposent les résultats d'une large campagne de simulation dans laquelle près de 600 combinaisons sont retenues. Les paramètres sont l'orientation, le taux de vitrage, le système de ventilation, la masse et son accessibilité,

13. MCP : Matériaux à changement de phase

l'isolation, les gaines internes ... Ils montrent qu'une bonne protection solaire reste un ingrédient primordial au maintien du confort estival et que les systèmes de stockage jour/nuit, venant en complément d'une humidification adiabatique, permettent de gagner de 1 à 2 °C supplémentaires sur les températures de pointes ceci sur des bâtiments ayant une inertie moyenne (chapes et refends en béton) et pouvant être ventilés durant la nuit. Notons que les bâtiments légers n'ont pas été abordés dans cette étude car ils ne constituaient pas un échantillon représentatif des bâtiments tertiaires Suisses et sera l'objet des travaux de ce rapport.



Mur massonné ventilé Fraisse, [FTBS06] | Enveloppe hybride Faure, [Fau07] | Facade « *innovante* » Brun et Al, [Bru07] | Déphaseur Hollmuller, [GHLW08]

Figure 1.21 – *Exemples de travaux portant sur l'amélioration du confort dans des bâtiments à faible inertie.*

1.5 Conclusion

Nous avons superposé à l'ensemble des zones de confort, l'évolution de température simulée d'un bâtiment dépourvu de capacité de stockage thermique. Cela nous a montré que le bâtiment présente un nombre d'heures très important en dehors des zones de confort et il est nécessaire de mettre en place des stratégies de rafraîchissement ce qui est l'objet de ces travaux de thèse.

Chapitre 2

Modélisation de composants pour le rafraîchissement passif des bâtiments à faible inertie

Ce chapitre est dédié à la présentation des modèles développés au cours de la thèse tant pour la ventilation de l'enveloppe que pour le stockage thermique et nous reprendrons cette démarche tout au long du document.

Dans un premier temps nous présenterons l'environnement de simulation SimSpark *ainsi que les différents outils numériques qui lui sont associés avant de décrire le modèle d'enveloppe ventilé qui sera implémenté dans cet environnement.*

Enfin nous décrivons l'implémentation d'un modèle de déphaseur qui constitue une alternative efficace pour limiter les charges énergétiques et améliorer le confort.

2.1 Présentation de la plateforme de simulation

2.1.1 L'environnement SimSpark

Nous utiliserons dans ce travail l'environnement de simulation SimSpark. Il repose sur le solveur d'équations SPARK, développé essentiellement au sein du LBNL [1].
Son utilisation en France a débuté depuis maintenant plus de quinze années. Tout d'abord au LEPTIAB [2] , puis au LOCIE [3] . De nombreux développements ont été réalisés avec cet outil :

domaine	référence
Transferts thermo-aérauliques par les modèles zonaux	[Wur95], [Mus99]
Transferts thermo-aérauliques par des modèles de différents niveaux de finesse	[Mor03]
Étude thermo-hydro-aéraulique dans des locaux climatisés	[Men04]
Système de rafraîchissement par dessiccation	[Bou08]
Simulation du comportement énergétique des bâtiments basse consommation	[Tit08]
Ventilation naturelle appliquée au rafraîchissement passif des bâtiments	[Ste10]
Système de rafraîchissement par absorption	[Mar10]

Tittelein dans [Tit08] motive le choix de cet outil par la robustesse de son solveur et le fait qu'il soit basé sur les systèmes d'équations. Sa structure de développement orientée objet permet de faciliter l'étude des phénomènes couplés, d'écrire les modèles sans orientation a priori et de faciliter leurs lisibilités et évolutions.

Dans la partie suivante nous présentons trois méthodes numériques qui peuvent être associées aux simulations réalisées sous SimSpark correspondant à une étude paramétrique, une méthode d'optimisation et la propagation d'incertitudes.

2.1.2 Études paramétriques, gestion des incertitudes et optimisation

L'analyse paramétrique est une des méthodes associées à la simulation qui est la plus utilisée. A ne pas confondre avec l'analyse de sensibilité, elle consiste à faire varier les valeurs de paramètres du modèle sur une grille prédéfinie. Lorsqu'elle est régulière, on fixe la borne inférieure, le pas de variation et le nombre d'incréments. La dimension de la grille est le plus souvent limitée à un ou deux paramètres. Au-delà les représentations 2D et 3D ne conviennent plus et le nombre de simulation devient prohibitif.
Cette méthode est utilisée afin de s'assurer de la cohérence d'un modèle lorsque sa réponse est connue a priori, ou afin d'étudier l'influence du ou des paramètres sur la sortie. Cette dernière utilisation demande d'être particulièrement averti sur le domaine de validité du modèle.

Nous avons mis en place une routine permettant le lancement d'études paramétriques faisant appel aux outils MatLab et SimSPARK. La Figure 2.1 présente le couplage qui est réalisé entre les outils lorsqu'une étude de variation à deux paramètres est réalisée. Le processus se déroule de la manière suivante :

1. Copie du modèle SimSPARK sur lequel on souhaite appliquer la méthode et le choix des variables ;
2. Définition des intervalles et du pas de variation pour chacune des variables que nous notons A et B. On forme ainsi deux vecteurs $A = (a_1, a_2, \ldots, a_N)$ et $B = (b_1, b_2, \ldots, b_M)$;

1. LBNL : Lawrence Berkeley National Laboratory
2. LEPTIAB : Laboratoire d'Étude des Phénomènes de Transfert et de l'Instantanéité
3. LOCIE : Laboratoire d'Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement

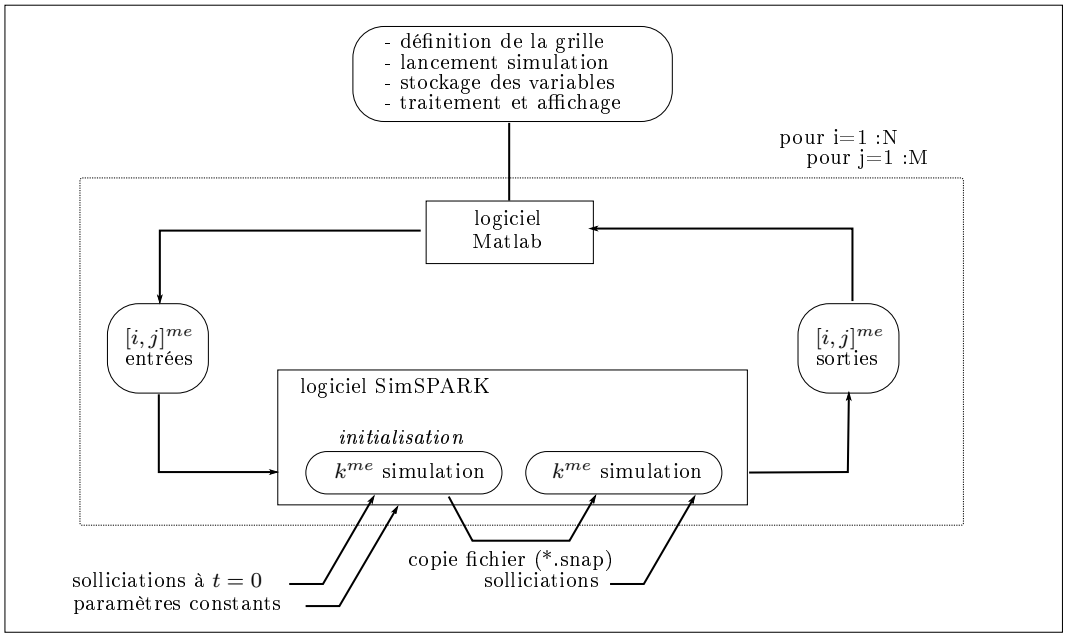


FIGURE 2.1 – *Présentation du principe de couplage des outils pour l'analyse paramétrique à deux variables.*

3. Création des matrice relatives aux vecteurs A et B. Soit I_d la matrice identité de dimension $N \times M$, $\mathcal{M}_A = A.I_d$ et $\mathcal{M}_B = I_d.B^T$;
4. Lancement des simulations :
   - Utilisation du fichier (*.snap) « *générique* » qui intègre les valeurs que le solveur utilisera aux pas de temps 0, $(0 - \Delta T)$, $(0 - 2\Delta T)$, $(0 - 3\Delta T)$;
   - Initialisation du problème pour les valeurs a_i et b_j des paramètres d'entrés pour la sollicitation initiale (à $t = 0$) ;
   - Utilisation des valeurs obtenues en fin de simulation précédente pour l'initialisation de la simulation dont les sollicitations sont cette fois variables ;
5. Copie des vecteurs (temporel) des résultats désirés ;
6. Application des traitements de données sur les vecteurs pour le calcul d'indices caractéristiques de la k^{ime} simulation et stockage de leur valeur ;
7. Visualisation des résultats.

La propagation d'incertitude est une méthode qui à partir de la définition de la distribution de probabilité d'un nombre P de paramètres d'entrés et d'un nombre T de tirage, permet d'obtenir un intervalle de confiance dans lequel la sortie désirée a x % de chance de se trouver.

Cette méthode peut être utilisée dans une démarche de validation expérimentale. Il s'agit alors de comparer l'enveloppe simulée (modèle + propagation d'incertitude) à l'enveloppe expérimentale (mesure +/- incertitude de mesure). Le modèle est dit valide par rapport à une sortie si l'intervalle simulé de cette dernière est inclus, sur l'ensemble de la période considérée, dans la bande d'incertitude des mesures [Mar00].
Pour mettre en place cette méthode, nous utilisons le couplage[4] MATLAB - SIMSPARK et MATLAB-SIMLAB [jrc09]. SIMLAB est une structure dédiée aux l'analyses de sensibilité

4. MATLAB est utilisé afin de modifier les paramètres et les sollicitations appliquées en entrée de SIMSPARK, lancer les simulations et extraire les données en sortie.

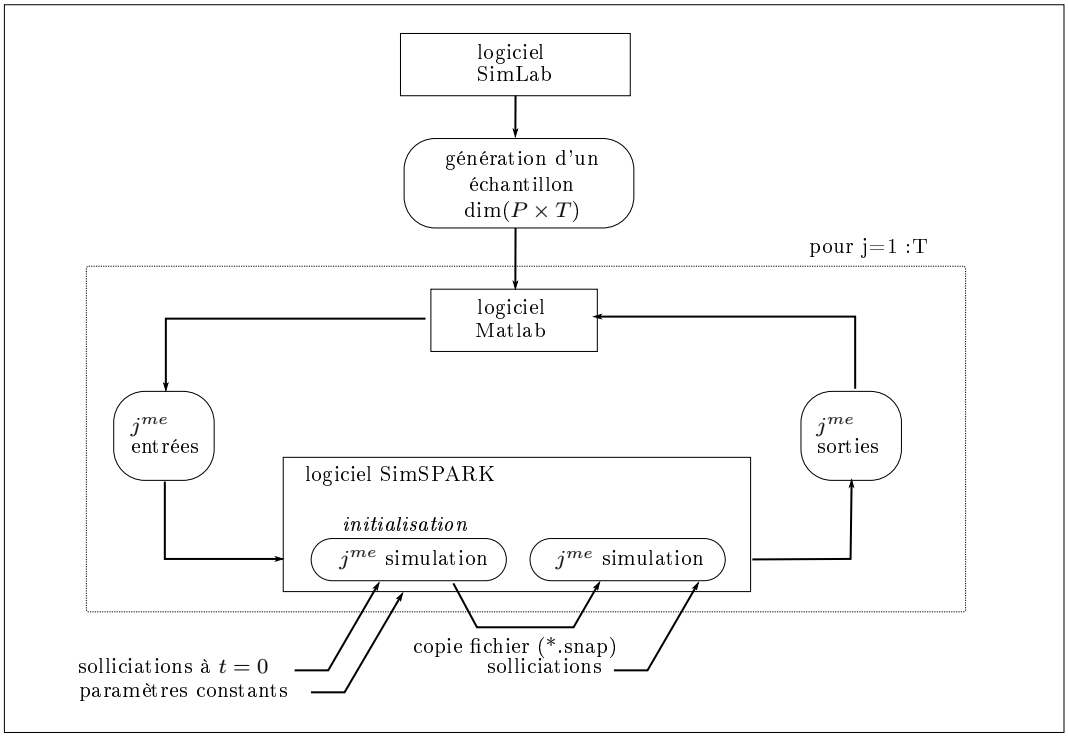


Figure 2.2 – *Présentation du principe de couplage des outils pour la propagation d'incertitude.*

et d'incertitude. Son développement a débuté en 1999, faisant suite à PREP-SPOP [5] . Il est utilisé pour créer une matrice de paramètres et MatLab se charge de l'exécution des simulations SimSpark et du post-traitement des données.

Concernant SimLab, seul l'étage dédié à la génération d'échantillon est utilisé. Il se décompose de la manière suivante :
- Création de variables, définition de leur distribution [6] ;
- Choix de la méthode d'échantillonnage et de la dimension de l'échantillon [7] ;
- Définition ou retrait de relation entre les variables ;
- Génération de l'échantillon.

Une fois la matrice d'échantillon générée, elle est transférée à Matlab qui se charge de l'appliquer ligne par ligne en entrée du solveur Spark. Pour chacune des simulations, les vecteurs de sortie sont enregistrés. Après la phase de simulation, les données sauvegardées sont traitées. Pour chaque pas de temps, la moyenne et l'écart type de l'ensemble des simulations sont calculés. Les bornes inférieures et supérieures de l'intervalle de confiance peuvent ensuite être calculées.

L'analyse de sensibilité que l'on distinguera de l'analyse paramétrique a pour objectif de hiérarchiser l'influence des paramètres d'un modèle sur la variabilité d'une sortie choisie.

5. Développé en 1985 par Andrea Saltelli et Tomishitsu Homma.
6. Exemples de distribution : Constant, Beta, Gamma, Uniforme, ...
7. Exemples de méthode d'échantillonnage : Fast, EFast, Morris, Aléatoire, Latin hypercube ....

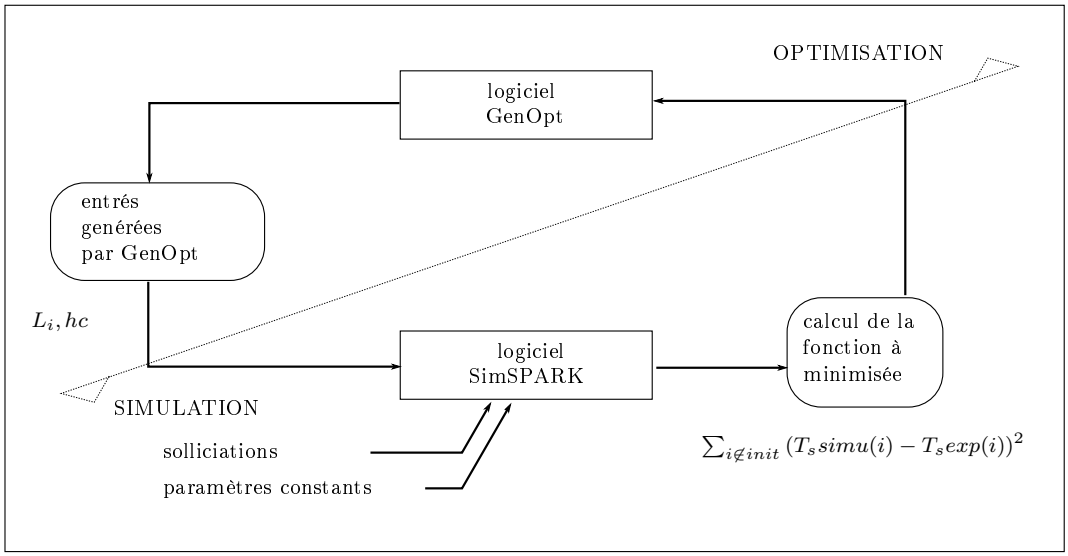


FIGURE 2.3 – *Présentation du principe de couplage des outils pour l'analyse paramétrique à deux variables.*

Voici quelques exemples d'application :

- Simplifier un modèle en ne conservant que les paramètres fondamentaux ;
- Orienter les efforts de recherche vers les paramètres ou grandeurs les plus influents ;
- Définir le type ainsi que la position de capteur afin que des données expérimentales les plus appropriées puissent être fournies au modèle ;
- Dans le cas extrême les résultats d'une analyse de sensibilité peuvent conduire au rejet d'un modèle dont la sensibilité à un paramètre peu connu est trop importante.

La communauté des chercheurs contribuant au développement de ces méthodes se réunit chaque année à l'occasion de la conférence SAMO « *(Sensivity Analysis of Modeling Output)* ». Parmi les enjeux liés au développement de ces méthodes, on retiendra celui du temps de calcul qu'elles nécessitent.

L'utilisation d'*algorithmes d'optimisation* a pour objectif de minimiser une fonction coût en déterminant la combinaison indépendante des variables d'entrées du modèle en un minimum d'évaluation. L'optimisation appliquée à un problème algèbro-différentiel a de particulier l'absence de relations directes liant fonction et paramètres d'optimisation. Les méthodes employées s'appellent *méthodes d'ordre zéro*. Comme le gradient de la fonction ne peut être exprimé explicitement, elles reposent sur l'évaluation de la fonction d'optimisation et non sa dérivée.

Pour réaliser nos optimisations, nous faisons appel au logiciel GENOPT [Wet09] . Il peut être utilisé avec un grand nombre de plateformes de simulations (ENERGYPLUS, TRNSYS, DOE-2 . . .) dont SPARK. Le principe de couplage de ces outils est donné sur la FIGURE 2.3.

Dans la partie suivante, nous donnons des prescriptions correspondant au choix de modèles qui seraient les plus pertinentes dans une démarche qui viserait à modéliser les effets de leur niveau d'inertie sur leur comportement thermique.

2.1.3 Prise en compte de l'inertie dans les simulations

L'inertie est un terme souvent employé pour caractériser la capacité de stockage thermique propre à la structure et/ou aux parois internes des bâtiments. Alors qu'en mécanique l'inertie se rapporte à la masse d'un solide par le biais du « *principe fondamental de la dynamique* » $\sum \mathbf{F} = m\mathbf{a}$, elle intervient en thermique dans l'écriture du bilan thermique d'un volume élémentaire de matériaux : $\sum Q = \rho VCp\delta_t T$. L'inertie, aussi appelée *volant thermique*, est une capacité à résister aux variations de température. Elle se rapporte au produit ρVCp. Plus ce produit est grand, plus la quantité de chaleur à apporter pour faire varier la température de l'élément est importante.

Voici à présent une description quantitative des mécanismes de transferts de chaleur liés à la capacité thermique des parois :

L'hiver les surfaces intérieures des bâtiments permettent de stocker une part du rayonnement solaire pénétrant dans le bâtiment. Ce dernier forme sur les surfaces intérieures une tache solaire dont la position dépend de l'orientation, du positionnement et de la géométrique de la surface vitrée ainsi que de la position du soleil. Le rayonnement est en partie absorbée par la paroi (absorption directe et diffusion de la chaleur au coeur du matériau), réfléchie ou cédée à l'air par convection. La proportion de chacune de ces quantités dépend de l'ensemble des variables d'état ainsi que des propriétés radiatives et thermo-physique des matériaux.

Exemple : *On considère un bâtiment dont les parois disposent d'une faible capacité thermique : un parement en plâtre puis l'isolation. Lorsque le rayonnement pénètre à l'intérieur et frappe une surface, la fraction de rayonnement absorbé diminue très rapidement car sa température augmente du fait de son faible volant thermique. Cela amène la part la plus importante du flux à être réfléchie et convectée. Les parois sans inertie se comportent comme un radiateur, elles amplifient la variation des températures.*

L'été, une ventilation naturelle ou mécanique du bâtiment permet d'abaisser la température des parois. Plus leur température est faible, plus la quantité d'énergie nécessaire sera importante pour atteindre un seuil donné. Elles forment donc une protection contre les surchauffes diurnes qui est d'autant plus importante que les parois sont inertes (produit ρVCp).

Lors du début de ce travail de thèse nous avons souhaité comparer le comportement thermique d'un bâtiment en fonction de son mode constructif. Un mode constructif était défini comme la combinaison :
- du type de structure (ossature bois ou béton armé),
- du positionnement de l'isolation (intérieure ou extérieure),
- d'un niveau d'isolation (RT2005 ou de type bâtiment passif),
- d'un type de cloisonnement interne (complexe formé de plaques de plâtre ou refend en béton armé),
- de paramètres de ventilation, d'infiltration et de déperditions linéiques.

Douze combinaisons avaient alors été retenues parmi l'ensemble des possibilités. Les cas extrêmes étaient représentés par une construction à ossature bois fortement isolée et dotée de cloisons en plâtre, ainsi que par un bâtiment « *lourd* » dont la structure et les partitionnements intérieurs étaient composés de béton armé directement en contact avec l'environnement intérieur. Afin de valoriser les réductions de températures nocturnes estivales, le bâtiment était ventilé la nuit.

D'après la description qualitative précédemment faite, on remarque que les mécanismes à prendre en compte ne sont pas les mêmes selon la saison : l'hiver, les règles de l'architecture

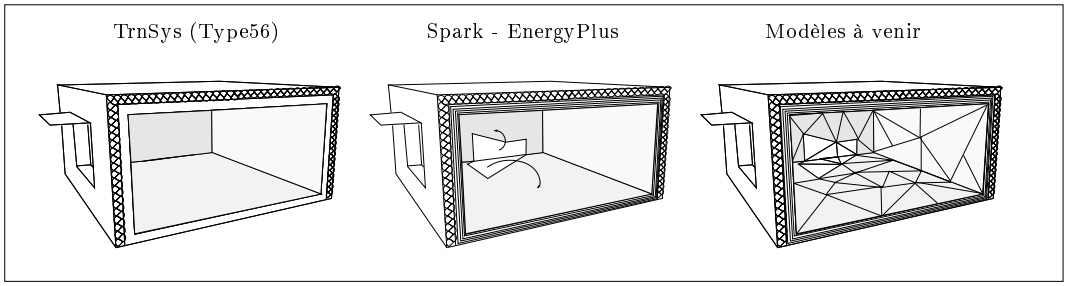


FIGURE 2.4 – *Présentation de différents niveaux de finesse liés à la prise en compte de l'inertie dans les outils de simulation.*

bio-climatique nous amènent à concevoir des bâtiments qui captent l'énergie, et dont l'enveloppe limite la ventilation aux seuls besoins hygiéniques alors que l'été, le renouvellement d'air est important lorsqu'il permet de réduire la température intérieure. Les apports solaires doivent être limités au maximum.

On va présenter les cahiers des charges du logiciel permettant de décrire les périodes de chauffe et de rafraîchissement.

Pour la période de chauffage

1. Pour améliorer la compréhension du phénomène de stockage qui a lieu dans les parois, le modèle de conduction doit permettre d'analyser la répartition des températures et de réaliser des bilans thermiques a posteriori.
   Une telle information permettrait d'évaluer l'épaisseur ainsi que les caractéristiques « *optimales* » des parois (externes ou internes). Pour les parois extérieures, il est concevable de négliger la part du flux thermique échangé entre l'intérieur et l'extérieur lorsque l'épaisseur d'isolation est importante. La notion de déphasage thermique souvent évoquée n'a alors plus de raison d'être tant la transmission de l'onde est faible. Le problème est réduit à celui d'une paroi dont une face échange avec le milieu intérieur et l'autre est adiabatique. On conçoit dans ces conditions qu'il existe une épaisseur de paroi optimale au-delà de laquelle l'ajout de matière se traduit par une diffusion de la chaleur et par conséquent une réduction des différences de température entre l'ambiance et la paroi.
   Ceci impose d'avoir recours à un modèle de conduction aux « *différences finies* ». L'outil que nous avions utilisé faisait appel aux « *fonctions de transfert* »[8] et ne permettait pas d'obtenir flux et température dans les parois.
2. Une des particularités des bâtiments à ossature bois est d'être composés de surfaces dont les caractéristiques physiques présentent de grandes disparités spatiales. Pour illustrer cela, prenons l'exemple d'un plancher bas constitué de béton armé alors que les parements intérieurs verticaux sont réalisés en plâtre.
   Ceci a une conséquence qui ne devrait être négligée lorsque l'on étudie l'incidence de la composition des parois intérieures. Selon la nature du matériau que frappe la tache

8. La modélisation des parois par le biais de la méthode des fonctions de transfert a été indroduite dans les années 70. Cette méthode assimile une paroi à un quadri-pôle qui est caractérisé par ses grandeurs d'entrées et de sortie (flux et températures de surface) ainsi que par un jeu de coefficients calculés avant le lancement de la simulation. L'implémentation de cette méthode dans les outils de simulation tel que TrnSys ou DOE-2 a permis de réduire considérablement les temps de calcul et a ouvert la voie à la simulation annuelle pour estimer les besoins de chauffages ainsi que les charges de climatisation [P.M72].

solaire, une part plus ou moins importante sera stockée par la paroi et cédée à l'air par convection.

3. Pour des raisons analogues à la précédente remarque, un outil permettant de mailler la surface d'une paroi en éléments ayant leurs propres caractéristiques (température, flux radiatif, convectif et conductif) pourrait donner d'intéressantes informations.

Pour la période estivale : La stratégie la plus courante consiste à ouvrir le bâtiment lors de la période estivale. En climat chaud et sec, on le ventile généralement la nuit alors qu'en climat chaud et humide, elle doit être permanente.
Dans les modèles de bâtiment, la ventilation est généralement modélisée par l'ajout d'un terme dans le bilan thermique des zones. Il est calculé de la manière suivante : $Q = \dot{m}\rho Cp(T_{air} - T_{ext})$ où T_{ext} est la température d'air et T_{air} est la température de la pièce (supposée uniforme).

1. L'hypothèse courante consiste à supposer que l'air pénétrant dans le volume à température T_{ext} est extrait à T_{bat} quelque soit le taux de renouvellement d'air.
   Une autre approche consiste à introduire une efficacité de mélange qui permet d'avoir en sortie, un air dont la température est comprise entre la température extérieure et celle de la pièce. Bien que séduisante, il existe peu d'informations sur ce coefficient ;
2. La sur-ventilation, au-delà du rafraîchissement direct de l'air, a pour objectif le rafraichissement des parois. La question de l'évaluation des échanges convectifs air/paroi est essentielle ;
3. Stephan dans [Ste10] s'est intéressé à l'influence que peut avoir la lame d'air qui est involontairement créé lors du recouvrement de paroi en béton par des plaques de plâtre. Il a montré que cette singularité de mise en oeuvre limitait significativement l'efficacité du rafraichissement nocturne ;

Avant d'aller plus loin sur l'exploitation des résultats de simulation en fonction du niveau d'inertie, il nous a semblé intéressant de comparer les réponses pour différents outils pour un bâtiment de la plateforme d'expérimentation INCA située à l'INES.

2.1.4 Comparaison inter-modèles

De nombreux outils permettent d'estimer les performances énergétiques des bâtiments. Malgré leur diversité (calculs statiques réalisables dans une feuille de calcul jusqu'aux outils de simulation dynamique) et la variété des utilisateurs (architectes, bureaux d'études, chercheurs), leurs finalités sont souvent communes : l'optimisation des bâtiments de sorte à réduire, annuler les consommations énergétiques voire produire de l'énergie.

Au vu de la nécessité d'utiliser ces outils de prédiction et des interrogations liées à leur pertinence pour l'étude de bâtiments à très basse consommation, nous nous sommes intéressés à la comparaison de réponses et d'indices que fournissaient 6 outils représentatifs du panel Français : SimSpark, EnergyPlus, TrnSys, CoDyBa, Pleiade et PHPP.

Nous les avons comparés en utilisant les données géométriques et constructives d'un bâtiment expérimental de la plateforme de recherche de l'INES [9] (Figure 2.5). Ses caractéristiques [10]

9. INES : Institut National de l'Energie Solaire
10. Larges ouvertures au SUD coiffées de protections solaire pour limiter la pénétration du rayonnement l'été, épaisseurs d'isolant comprises entre 20 et 40 cm, infiltrations et ponts thermiques limités au maximum, store extérieurs, limitation de la résistance thermique entre la structure et l'ambiance du bâtiment ...

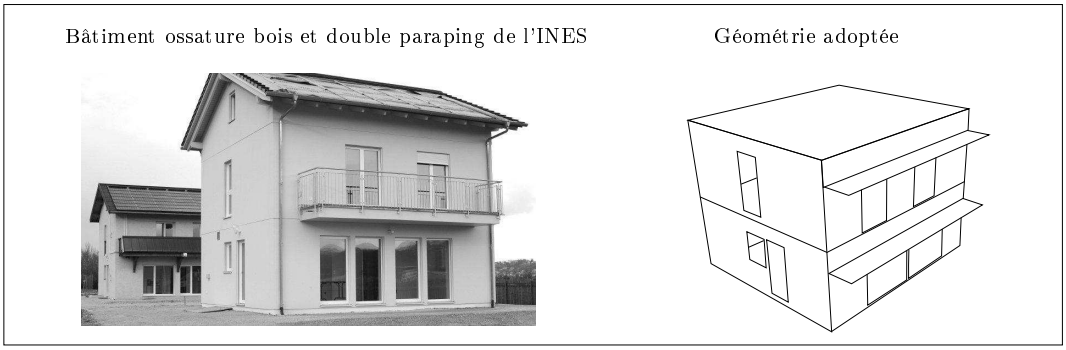


FIGURE 2.5 – *Photo des bâtiments expérimentaux de l'INES et modèle géométrique simplifié.*

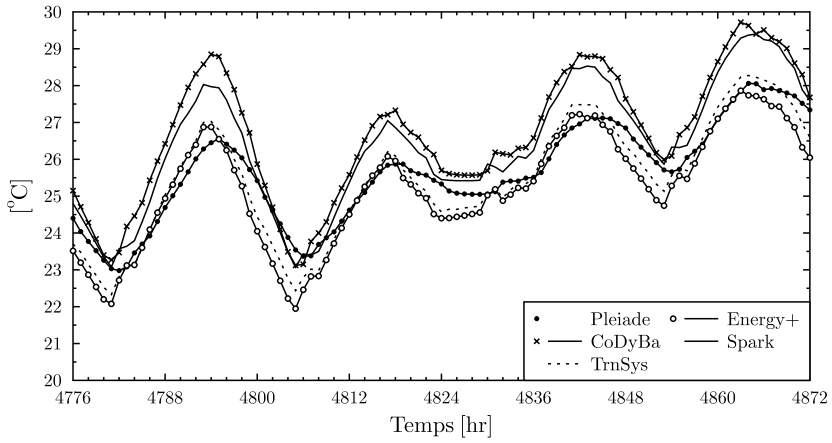


FIGURE 2.6 – *Évolution des températures durant la période estivale pour les 5 outils de simulation dynamique.*

permettent de le classer dans la catégorie des bâtiments à haute efficacité énergétique. La formulation du modèle a été faite avec l'objectif d'obtenir une forme qui puisse être commune à tous. Cette contrainte nous a conduit à réduire sa complexité allant jusqu'à l'absence de système de gestion énergétique.
La limitation voir l'impossibilité de modéliser ces systèmes est un frein important pour la modélisation des bâtiments de nouvelle génération, particulièrement si l'on désire évaluer leur comportement à mi-saison. Pour franchir ce cap, une adaptation des outils monolithiques est nécessaire afin d'offrir des réponses aux bureaux d'études et architectes qui sont séduit par leur simplicité d'utilisation et l'efficacité qu'ils procurent.

Nous avons contourné cet obstacle en réalisant deux séries de simulation, une simulation durant l'hiver avec les débits hygiéniques et une simulation l'été avec un renouvellement d'air augmenté.

L'observation de deux extraits de simulation a montré, quel que soient les outils utilisés, une réelle concordance sur la dynamique d'évolution des températures d'air et des puissances de chauffage [BSW09a],[BSW09b]. La FIGURE 2.6 donne l'exemple de la comparaison des températures intérieures au rez de chaussées pendant quelques jours et on constate que les

écarts de températures restent limités à deux degrés malgré le grand nombre de paramètres concernés par la simulation.

2.2 Limitation des charges solaires par cavités ventilées

La FIGURE 2.23 décrit le composant modélisé ainsi que les notations qui seront utilisées par la suite.

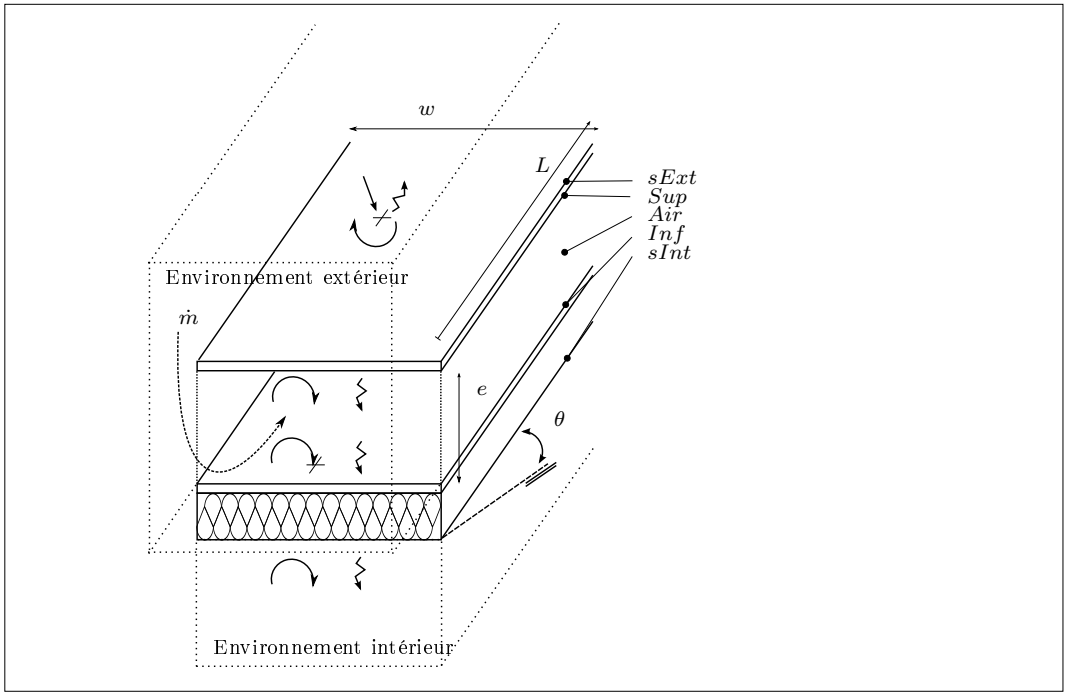


FIGURE 2.7 – *Représentation des différents modes de transfert de chaleur.*

2.2.1 Bilans énergétiques dans la cavité

Nous écrivons dans un premier temps les bilans thermiques de chacune des interfaces. Au niveau de la surface en contact avec l'environnement extérieur noté $sExt$ apparaissent le flux solaire absorbé, le flux infrarouge net ainsi que l'échange sous forme convective avec l'air extérieur. Les transferts de chaleur radiatifs entre les parois internes Sup et Inf sont calculés et représentés par le terme GLO_{net} des équations EQ 2.2 et EQ 2.4. Les termes $\phi_{Conv_{Sup}}$ et $\phi_{Conv_{Inf}}$ correspondent aux flux échangés sous forme convective entre les surfaces et l'air présent dans la cavité. On les retrouve dans l' EQ 2.3 qui correspond au bilan enthalpique de l'air. On prend en compte cet espace comme un volume d'air confiné aux propriétés homogènes auquel est adjoint un terme source ϕ_{air} qui correspond à l'apport ou l'extraction de puissance induite par la ventilation. Cette approche est identique à la modélisation des zones faites dans les modèles nodaux de bâtiment. A l'interface avec l'ambiance intérieure du bâtiment, les termes doivent être "connectés" aux variables de la zone en contact : température d'air et échange radiatif par le biais du modèle d'enceinte fictive.

$$\text{Interface extérieure} \quad \phi_{cond,sExt} = \phi_{CLO_{abs}} - \phi_{GLO_{net}} - \phi_{Conv_{sExt}} \tag{2.1}$$

$$\text{Surface supérieure cavité} \quad \phi_{cond,Sup} = \phi_{GLO_{net}} + \phi_{Conv_{Sup}} \tag{2.2}$$

$$\text{Air de la cavité} \quad \rho V Cp d\overline{T_{Air}}/dt = \phi_{Conv_{Sup}} - \phi_{Conv_{Inf}} + \phi_{air} \tag{2.3}$$

$$\text{Surface inférieure cavité} \quad \phi_{cond,Inf} = \phi_{GLO_{net}} + \phi_{Conv_{Inf}} \tag{2.4}$$

$$\text{Interface intérieure} \quad \phi_{cond,sInt} = \phi_{GLO_{net}} + \phi_{Conv_{sInt}} \tag{2.5}$$

Nous allons maintenant présenter le calcul des grandeurs spécifiques à la modélisation de la cavité, celles intervenant dans les équations Eq 2.2, Eq 2.3 et Eq 2.4. Dans un premier temps nous décrirons le bilan enthalpique sur l'air dont l'ensemble des variables interviennent dans l' Eq 2.6. Nous donnerons tout d'abord l'expression de la température de sortie en sortie de la cavité ($T_{Air,s}$), puis le modèle de transfert aéraulique permettant l'expression du débit massique ($\dot{m}$), et enfin l'évaluation des échanges convectifs. Le modèle de transfert radiatifs sera présenté en dernière partie.

$$\phi_{air} = \dot{m} Cp \left(T_{Air,e} - T_{Air,s}\right) \tag{2.6}$$

2.2.2 Calcul de la température en sortie de la cavité

Afin de calculer la température en sortie, on écrit le bilan enthalpique sur une tranche *wedl* de petite dimension de la cavité. En supposant que les températures de surface sont uniformes aux interfaces ainsi qu'au sein du volume de contrôle, on obtient l'équation aux dérivées partielles suivante :

$$\begin{aligned} hc_{Sup(l,t)}(T_{Sup(l,t)} - T_{Air(l,t)})wdl \quad &+ \quad hc_{Inf(l,t)}(T_{Inf(l,t)} - T_{Air(l,t)})wdl \\ &= \quad \dot{m}(t) Cp \left(\delta T_{Air}/\delta l\right) dl + \rho V Cp \left(\delta T_{Air}/\delta t\right) \end{aligned} \tag{2.7}$$

Cette équation est simplifiée en supposant que toutes les grandeurs sont constantes et uniformes sur l'ensemble du canal durant le temps nécessaire à une particule pour parcourir le canal. Elle devient :

$$hc_{Sup}(T_{Sup} - T_{Air}(l))wdl + hc_{Inf}(T_{Inf} - T_{Air}(l))wdl = \dot{m} Cp \left(\delta T_{Air}/\delta l\right) dl$$

pouvant être mis sous la forme :

$$\frac{dT_{Air}(l)}{dl} + C_1 T_{Air}(l) = C_2 \tag{2.8}$$

Avec :

$$C_1 = \frac{w(h_{Sup} + h_{Inf})}{|\dot{m}|Cp}, \quad C_2 = \frac{w(T_{Sup}h_{Sup} + T_{Inf}h_{Inf})}{|\dot{m}|Cp}$$

On note $T_{Air}(l = \infty)$ la température de l'air en sortie si la longueur du canal était infinie. Elle correspond au rapport C_2/C_1 :

$$T_{Air}(l = \infty) = \frac{C_2}{C_1} = \frac{T_{Sup}h_{Sup} + T_{Inf}h_{Inf}}{h_{Sup} + h_{Inf}}$$

La solution de l' Eq 2.8 est la suivante, elle donne l'expression de la température de l'air en fonction de la distance parcourue, des températures et des échanges convectifs au niveau des interfaces.

$$T_{Air}(l = L) = \left(T_{Air}(l = 0) - T_{Air}(l = \infty)\right) \exp^{-C_1 L} + T_{Air}(l = \infty) \tag{2.9}$$

Finalement l' Eq 2.6 peut s'écrire :

$$\phi_{air} = \dot{m} Cp \left(T_{Air,e} - T_{Air}(l = \infty)\right) \left(1 - \exp^{-C_1 L}\right) \tag{2.10}$$

Nous donnons la température de l'air qui peut être calculée à partir de l' Eq 2.9. Elle doit être distinguée de la température moyenne de l'air du volume de contrôle intervenant dans

l' Eq 2.3, nous la notons $\overline{T'}$. Nous l'utiliserons dans la formulation de la pression induite par la poussée d'Archimède dans le modèle de transfert aéraulique.

$$\overline{T'_{Air}} = \frac{1}{L}\int_0^L T_{Air}(l)dl$$

$$\overline{T'_{Air}} = T_{Air}(l=0)\left(\frac{1}{LC_1} - \frac{\exp^{-C_1 L}}{1-\exp^{-C_1 L}}\right) - T_{Air}(l=L)\left(\frac{1}{LC_1} - \frac{1}{1-\exp^{-C_1 L}}\right) \quad (2.11)$$

2.2.3 Description du modèle de transfert aéraulique

L'approche qui est utilisée pour décrire la circulation de l'air dans la cavité est analogue à celle utilisée dans des outils tels que (COMIS, CONTAM, ESP-r). Chaque zone thermique est représentée par un noeud auquel sont associées des variables d'états uniformes (température, masse volumique). Elles sont liées entre elles par des connexions formant le réseau que l'air peut emprunter. Chacune des connexions est modélisée par une loi empirique liant la différence de pression au débit massique échangé.
Aux interfaces avec l'environnement extérieur, la pression se compose d'une référence, pression atmosphérique à laquelle on soustrait le poids de la colonne d'air correspondant à l'altitude du noeud, ainsi qu'une composante dite "dynamique" qui traduit des pressions induites par le vent. L'écriture de la conservation de la masse au niveau de chaque noeud permet de fermer le système et d'obtenir l'équation en pression.

Par la suite on adoptera la notation suivante :

$$\Delta P_{1\to 2} = P_1 - P_2$$

Concernant la cavité, le principe de conservation de l'énergie entre l'entrée et la sortie est appliqué par le biais de l'équation généralisée de Bernoulli. Elle consiste en l'écriture de l'égalité de la somme de l'énergie potentielle, cinétique et d'une pression de référence en deux points situés sur une ligne de courant. La forme généralisée permet de prendre en compte la dissipation de l'énergie induite par les effets de viscosité du fluide ainsi que du frottement fluide/paroi, de plus elle est applicable à l'ensemble du flux. Cette équation dérive de l'équation de Navier-Stokes suite aux hypothèses de fluide réel, incompressible et non-visqueux et d'un régime d'écoulement permanent. Elle s'écrit entre les points 1 et 2 :

$$p_2 - p_1 + 1/2\rho(U_2^2 - U_1^2) + \rho g(z_2 - z_1) = \Delta p_\nu \quad (2.12)$$

Le terme Δp_ν représente la dissipation de l'énergie interne du fluide sous l'effet d'adhérence aux parois et de viscosité du fluide. Elle est exprimée sur une section droite par la formule de Darcy-Weisbach :

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D_h}.\frac{1}{2}\rho.U^2 = \lambda\frac{LQ^2}{2\rho.S^2} \quad (2.13)$$

dans laquelle :

U	Vitesse moyenne du fluide en fonction du débit volumique et de la section	$[\ m.s^{-1}]$
L	Longueur de la conduite	$[\ m]$
λ	Coefficient de frottement	$[\ -]$
ρ	Masse volumique du fluide	$[\ kg.m^{-3}]$
D_h	Diamètre hydraulique, pour une section rectangulaire $D_h = 2\frac{ab}{a+b}$	$[\ m]$

λ est le coefficient de frottement du conduit. Il est fonction de la rugosité relative du canal (homogénéité, forme, intervalle et dimension des aspérités) et du régime d'écoulement. Les

Table 2.1 – *Équations représentant le coefficient de frottement λ des conduites pour divers régimes d'écoulement et caractéristiques de conduite.*

Domaine	Remarques	Formulation
$Re \leq 2000$	Indépendant de la rugosité	loi de Hagen-Poiseuille : $\lambda = a/Re$
$2000 \leq Re \leq 4000$	Rugosité relative très faible	courbe de Blasius : $\lambda = 0.3164/Re^{0.25}$
$Re \geq 4000$	Indépendant de Re	Colebrook[11] : $\lambda = 1/\left(-2\log\frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{\overline{\Delta}}{3.7}\right)^2$
	Re_{min} Pour le régime turbulent	Nikuradse : $Re_{min} = \left(217.6 - 382.2\log\overline{\Delta}\right)/\overline{\Delta}$

valeurs qu'il peut prendre sont représentées dans la Figure 2.8 et les équations le décrivant sont données dans le Tableau 2.1.

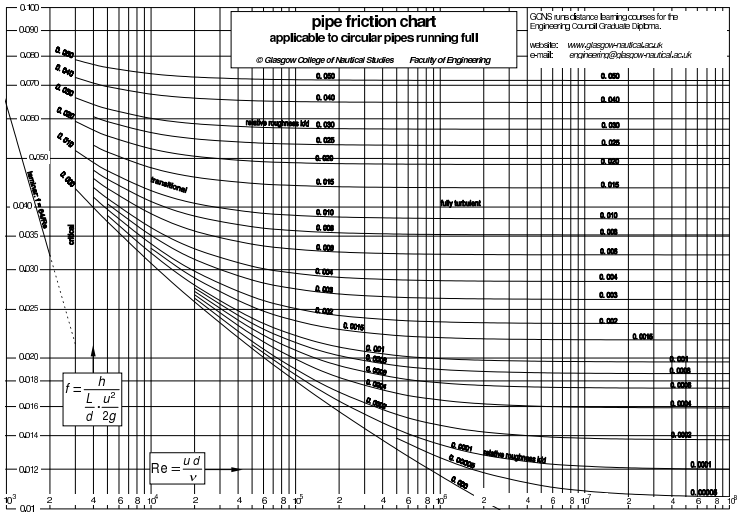


Figure 2.8 – *Diagramme de Moody*

Les expressions de λ associées au régime d'écoulement considéré sont données avec les corrélations du nombre de Nusselt dans la partie dédiée à la présentation des principales corrélations concernant les échanges convectifs dans les canaux.
D'après [M.M60], pour des planches en bois très soigneusement rabotées et non-rabotées, Δ varie entre 0.15 et 0.7 mm.

Les connections aérauliques entre 2 zones sont réalisées par le biais de relations pour lesquelles le débit massique est lié à la différence de pression entre zones. Selon la géométrie de l'ouverture, elles sont classées en 3 catégories : les fissures, les orifices et les grandes ouvertures verticales ou horizontales.
Les bouches d'entrée et de sortie des cavités des lames d'air que nous étudions sont des orifices, leur section est supérieure à celles des fissures mais la circulation, à l'instar des grandes ouvertures, demeure unidirectionnelle sur l'ensemble de la section. La Figure 2.9 présente un orifice ainsi que les notations que nous emploierons.
Les pertes de charge induites par une telle géométrie sont déduites de l'application de l'équation en amont et en aval de Bernoulli et de l'équation de continuité.

Bernoulli appliqué entre 1 et 2	$P_1 + \frac{\rho_1 U_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho_2 U_2^2}{2}$
Équation de continuité en supposant que $\rho_1 = \rho_2 = \rho$	$U_1 S_1 = U_2 S_2$

23. Δ est la rugosité du canal exprimé en [mm] et $\overline{\Delta} = \overline{\Delta}/D_h$

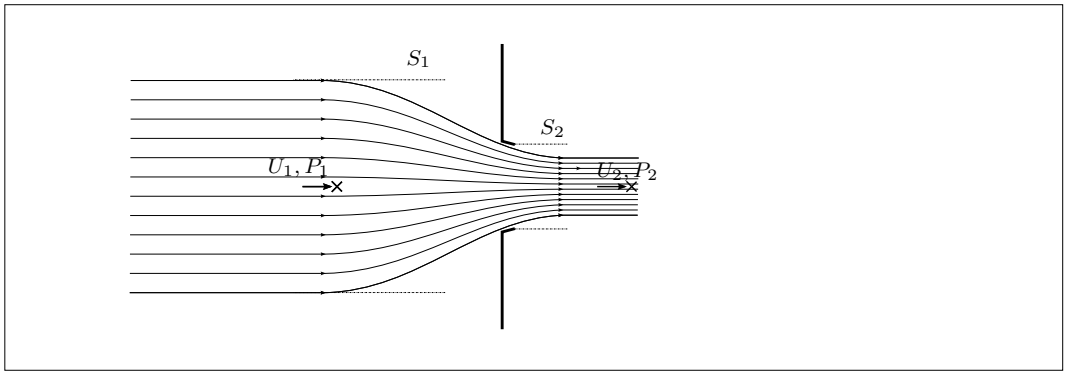


FIGURE 2.9 – *Loi des orifices.*

Ainsi, la vitesse au point 2 peut s'écrire :

$$U_2 = \sqrt{\frac{2\Delta P_{1\to 2}}{\left(\rho(1-\frac{S_2}{S_1}\right)}} \tag{2.14}$$

Afin de prendre en compte la dissipation d'énergie induite par la viscosité du fluide, le décollement des filets de fluide ainsi que des formations tourbillonnaires suite à la réduction de section, un terme appelé *coefficient de décharge* C_d est introduit. En supposant que $S_2 \gg S_1$, l'expression de vitesse au point 2 du débit massique ou bien de la différence de pression devient :

$$U_2 = C_d\sqrt{\frac{2\Delta P_{1\to 2}}{\rho}}, \quad \dot{m}_{1\to 2} = C_d S_2\sqrt{2\rho\Delta P_{1\to 2}}, \quad \Delta P_{1\to 2} = \frac{1}{2}\rho U_2^2\frac{1}{C_d^2} \tag{2.15}$$

Le coefficient peut être donné en fonction du *coefficient de contraction* C_c,

$$C_d = \frac{C_c}{\sqrt{1-C_c^2(S_2/S_1)^2}} \tag{2.16}$$

Il existe une autre forme appelée loi de puissance (EQ 2.17) qui permet de prendre en compte une dépendance (débit $\leftrightarrow$ différence de pression) qui peut être plus complexe.

$$\dot{m} = K\Delta P^n \tag{2.17}$$

Le coefficient K dépend de la géométrie de l'ouverture tandis que n dépend de la nature de l'écoulement (0.5 pour un écoulement turbulent et 1 si l'écoulement est laminaire).
Par la suite, nous utiliserons l' EQ 2.15 où la valeur du coefficient $\zeta = 1/C_d^2$ provient de l'IDEL'CIK, [M.M60].

Le vent génère tout autour du bâtiment des champs de pression et de vitesse. Les champs de pression modifient le taux de renouvellement d'air assuré mécaniquement, les infiltrations et bien entendu la ventilation lorsqu'elle est naturelle. On la calcule comme la pression d'arrêt issue de l'équation de Bernoulli multipliée par un facteur appelé coefficient de pression et noté Cp. Ainsi :

$$P = P_{stat} + \frac{1}{2}Cp\rho U_v^2 \tag{2.18}$$

La valeur de Cp dépend des caractéristiques du vent (vitesse, provenance), du bâtiment mais également de l'environnement proche. Ils sont généralement déterminés en soufflerie sur des

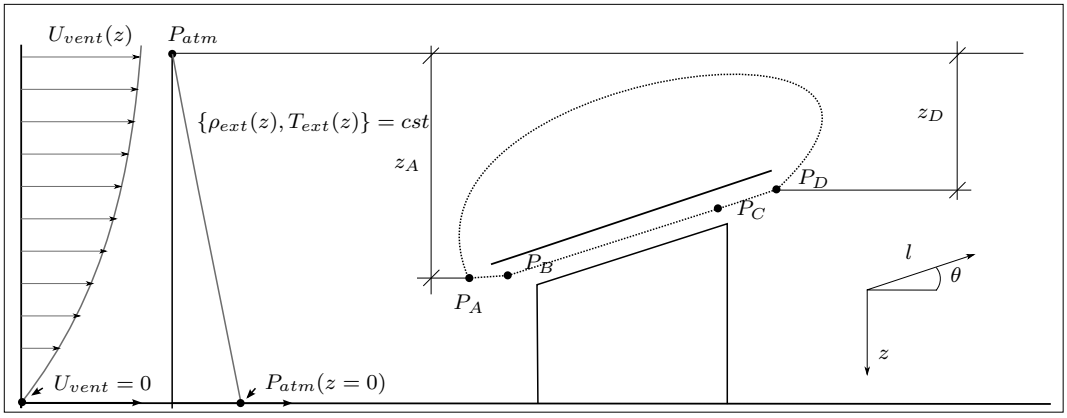


Figure 2.10 – *Représentation schématique de la configuration modélisée.*

modèles réduits de bâtiment. Le coefficient prend des valeurs positives lorsque les façades sont exposées au vent (surpression), négatives sinon (dépression).

Finalement, l'équation de continuité (ou conservation de la masse) permet de fermer le système d'équation formée des termes décris ci-dessus. On considère que le fluide est incompressible ($\mathbf{grad}\rho = 0$) et que la masse volumique est constante sur un court intervalle ($\delta\rho/\delta t = 0$) soit $div(\mathbf{U}) = 0$. Ceci permet d'écrire à chacun des noeuds i :

$$\sum_j \dot{m}_{i\to j} = 0 \tag{2.19}$$

2.2.4 Équation de débit propre à une cavité ouverte inclinée

La Figure 2.10 décrit le modèle aéraulique d'une cavité inclinée naturellement ventilée. Il s'agit d'un canal de section $w \times e$ de longueur L, incliné d'un angle θ et ouvert en partie basse et haute. Nous supposons que la température extérieure, la masse volumique ainsi que la vitesse du vent sont uniformes entre les altitudes des points A et D. Les effets du vent sont pris en compte dans l'expression des termes aux points A et D (Eq 2.18). Entre les points B et C on applique l'équation de Boussinesq généralisée (Eq 2.12) dans laquelle ΔP_{BD} représente les pertes de charges régulières (Eq 2.13). La loi des orifices (Eq 2.15) est utilisée entre les points A et B ainsi que C et D :
La pression en chacun des points A, B, C et D est écrite selon la description faite dans la Section 2.2.3, Page 39.

$$P_A = P_{atm} + \rho_{ext} g z_A + \frac{1}{2} C p_A \rho U_v^2 \tag{2.20}$$

$$P_D = P_{atm} + \rho_{ext} g z_D + \frac{1}{2} C p_D \rho U_v^2 \tag{2.21}$$

$$P_B + \frac{1}{2}\overline{\rho_c} U_B^2 = P_C + \frac{1}{2}\overline{\rho_c} U_C^2 + \overline{\rho_c} g (z_B - z_C) + \Delta P_{BC} \tag{2.22}$$

D'après le principe de continuité $U_B = U_C$ donc :

$$P_{B\to C} = \overline{\rho_c} g (z_B - z_C) + \Delta P_{BC} = \overline{\rho_c} g L \sin\theta + \Delta P_{BC} \tag{2.23}$$

TABLE 2.2 – *Rappel de la nomenclature utilisée*

Cp	Chaleur massique	$kJ.K^{-1}.kg^{-1}$
λ	Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
D_h	Diamètre hydraulique équivalent	m
U	Vitesse moyenne du fluide	$m.s^{-1}$
g	Accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
β	Coefficient de dilatation volumique, évalué à T_{film}	K^{-1}
ΔT	Différence de température entre la surface et le fluide	K
X	Dimension caractéristique de l'écoulement	m
μ	Viscosité dynamique	$kg.m^{-1}.s^{-1}$
$\nu = \mu/\rho$	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$

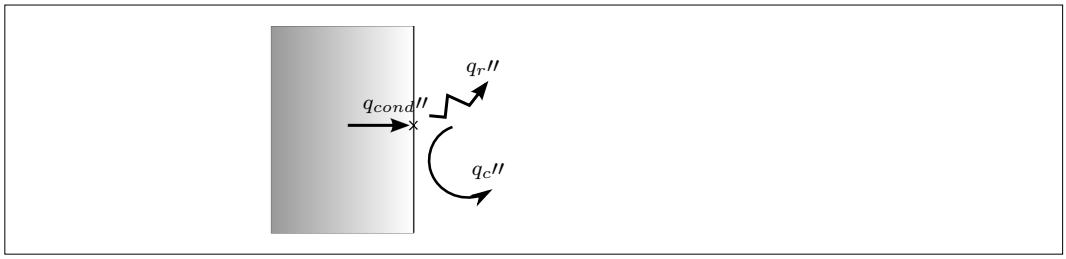


FIGURE 2.11 – *Échanges de chaleur pariétale en cavité.*

Nous suivons l'hypothèse de Boussinesq selon laquelle la masse volumique de l'air est supposée varier uniquement selon la température. Son expression fait appel à la température de l'air T_{Air} ainsi qu'à des valeurs de référence ρ_o et T_o :

$$\overline{\rho_{Air}} = \frac{\rho_o T_o}{\overline{T_{Air}}} \tag{2.24}$$

$\overline{\rho_{Air}}$	Masse volumique moyenne de l'air dans la cavité	$kg.m^{-3}$
ρ_o	Masse volumique de référence	$kg.m^{-3}$
$\overline{T_{Air}}$	Température moyenne de l'air dans la conduite	K
T_o	Température de référence	K

On écrit maintenant la somme des différences de pression précédemment calculées sur le parcours fermé tracé sur la FIGURE 2.10 :

$$\Delta P_{A\to B} + \Delta P_{B\to C} + \Delta P_{C\to D} + \Delta P_{D\to A} = 0 \tag{2.25}$$

En utilisant les équations EQ 2.20, EQ 2.21, EQ 2.22 et EQ 2.24, la forme de l' EQ 2.25 peut être arrangée de sorte à obtenir l' EQ 2.26 dans laquelle la somme des pressions motrices est égale aux pertes de charge.

$$\underbrace{\Delta P_{AB} + \Delta P_{CD}}_{\text{Singulières}} + \underbrace{\Delta P_{BC}}_{\text{Régulières}} = \underbrace{\frac{1}{2}(Cp_A - Cp_D)\rho_{ext}U_v^2}_{\text{Pression dynamique}} + \underbrace{gL\sin\theta\rho_o T_o\left(\frac{1}{T_{ext}} - \frac{1}{\overline{T_{Air}}}\right)}_{\text{Pression thermique}} \tag{2.26}$$

2.2.5 Corrélations en convection naturelle et forcée

A l'interface entre un solide et un fluide (FIGURE 2.11), le bilan des échanges thermiques est le suivant :

$$q_{cond}'' = q_c'' + q_r'' \tag{2.27}$$

Dans l'équation Eq 2.27 le terme q_c'' désigne le flux de chaleur cédé au fluide sous forme convective. L'évaluation des échanges convectifs peut être faite en résolvant les équations de conservation de la quantité de mouvement, de l'énergie et de masse. Cette approche est très complexe et nécessite d'importants moyens de calcul. La méthode la plus utilisée en thermique du bâtiment consiste à évaluer le flux de chaleur convectif de manière identique au flux conductif, c.a.d en décrivant le flux par le biais de la *loi de Newton* ainsi :

$$q_c'' = hc_x(T_s - T_\infty)$$

Le flux convectif est évalué par le biais d'un coefficient d'échange hc_x et d'une température de référence T_∞. Le coefficient hc_x est exprimé par le biais du nombre de Nusselt (Nu),

$$Nu(x) = \frac{q_c''}{T_s(x) - T_\infty}\frac{x}{\lambda} = \frac{hc_x x}{\lambda}$$

Deux types de conditions aux limites sont généralement proposés dans la littérature : les corrélations à flux constant ou à température constante. Lorsque la température de la surface est supposée uniforme, le passage du flux local q'' au flux global q est obtenu par intégration du coefficient d'échange local uniquement,

$$q_c = S(T_s - T_\infty)\frac{1}{S}\int_S hc(x)dS = S\overline{hc}(T_s - T_\infty)$$

Lorsque la condition est de type flux imposé, la température évolue le long du parcours du fluide et doit par conséquent être intégrée,

$$q_c = \int_S hc(x)(T_s(x) - T_\infty)dS$$

La convection peut être de deux types, soit *convection forcée* lorsque l'écoulement du fluide est généré par une force externe, soit *convection naturelle* lorsque le moteur de l'écoulement correspond aux forces volumiques induites par les l'hétérogénéités de la masse volumique du fluide.
Dans notre cas, les deux phénomènes sont en présence. Le rayonnement solaire frappant la paroi supérieure échauffe indirectement l'air compris dans la cavité, ce qui provoque son déplacement, et le vent induit une différence de pression entre les bouches d'entrée et de sortie que l'on assimile à une force externe. On notera que dans le cas d'un régime turbulent, le nombre de Nusselt est indépendant du type de condition aux limites (température ou flux-constant).
Quelque soit le mode de convection considéré, il est possible de distinguer deux régimes d'écoulement. Le *régime laminaire* où les lignes de courant sont parallèles les unes aux autres et le *régime turbulent* où les filets fluides ont des directions quelconques mais l'ensemble des particules se déplace dans la même direction. Le régime d'écoulement est déterminé par le nombre de Reynolds lorsque la convection est forcée et par le nombre de Rayleigh si elle est naturelle. Dans un cas comme celui-ci, il est possible de déterminer si l'un des modes de convection l'emporte sur l'autre en évaluant le rapport Gr_X/Re_X^2. Lorsque ce dernier est $\gg 1$, la convection naturelle est prédominante ; dans le cas contraire le problème est assimilé à un problème de convection naturelle. Lorsque $Gr_X/Re_X^2 \approx 1$, les effets conjoints doivent être pris en compte et on l'appellera convection mixte.
Dans la description de l'écoulement d'un fluide sur une surface, il est possible de distinguer plusieurs phases. Il y a les zones de développement thermique et hydro-dynamique que nous noterons respectivement TFD et HFD et les zones sur lesquelles ces profils sont établis. Les longueurs d'établissement de ces profils peuvent être évaluées par les relations suivantes :

TABLE 2.3 – *Définition des nombres adimensionnels*

Nombre adimensionnel	Symbole	Définition	Interprétation
Prandtl	Pr	$Cp\mu/\lambda$	$\frac{\text{diffusivite de la quantité de mouvement}}{\text{diffusivite thermique}}$
REYNOLDS	Re_X	XU/ν	$\frac{\text{forces inertielles}}{\text{forces visqueuses}}$
Grashof	Gr_X	$g\beta\Delta TX^3/\nu^2$	$\frac{\text{forces ascensionnelles}}{\text{forces visqueuses}}$
RAYLEIGH	Ra_X	$Gr_X Pr$	
NUSSELT	Nu_X	hcX/λ	

$L_{HFD} \geq 0.05ReD_h$ et $L_{TFD} \geq 0.05RePrD_h$. En régime laminaire, les échanges sont plus importants dans la zone d'établissement.
Les tables 2.3 et 2.2 rappellent les notations qui sont utilisées, ainsi que la formulation des nombres adimensionnels.
Nous présentons maintenant les corrélations les plus classiques qui pourraient être applicables dans une configuration analogue à celle de notre cavité. Sans être exhaustive, la sélection que nous proposons couvre les deux types de convection (forcée et naturelle) et les deux régimes d'écoulement (laminaire et turbulent).

Dans le cas de la *convection forcée*, la nature de l'écoulement est évaluée par le nombre de REYNOLDS. Lorsque $Re < 2000$, le régime est laminaire ; lorsque $Re > 4000$ le régime est turbulent. Dans l'intervalle les séparant ($2000 > Re > 4000$), on parlera de régime intermédiaire. Sauf mentions contraires, les corrélations qui suivent sont relatives à des géométries circulaires.

Dans le cas d'un régime d'*écoulement laminaire* :
Lorsque l'écoulement est pleinement développé, le coefficient de frottement λ ainsi que le nombre de NUSSELT peuvent être exprimés par l' EQ 2.28 :

$$\lambda = \frac{C_1}{Re}, \qquad Nu = \frac{hcD_h}{\lambda} = C_2 \tag{2.28}$$

Géométrie	C_1	$C_2, T_s = cst$	$C_2, \phi_s = cst$
Tube carré	14.2	2.98	3.61
Tube circulaire	16	3.66	4.36
Géométrie notre cavité	19	4	4.8
Plaques parallèles	24	7.54	8.24

D'après HAUSEN, pour une géométrie cylindrique à température constante, il s'exprime lors du développement hydro-dynamique par :

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668\frac{RePr}{(x/D_h)}}{1 + 0.04\left(\frac{RePr}{x/D_h}\right)^{2/3}}$$

D'après KAYS, pour la même géométrie en phase de développement thermique et hydro-dynamique :

$$Nu = 3.66 + \frac{0.104 \frac{RePr}{(x/D_h}}{1 + 0.016 \left(\frac{RePr}{x/D_h}\right)^{0.8}}$$

D'après Seider et Tate :

$$Nu = 1.86 \left(\frac{RePr}{x/D_h}\right)^{1/3}, \qquad \frac{x/D_h}{RePr} \leq 0.01$$

Dans le cas d'un régime d'*écoulement turbulent*, lorsque l'écoulement est pleinement développé [12] , le coefficient de frottement λ ainsi que le nombre de Nusselt peuvent être exprimés par l' Eq 2.29 :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n, \qquad \lambda = 0.046 Re^{-0.2} \tag{2.29}$$

Lorsque $L/D_h > 60$ et $n = 1/3$, l' Eq 2.29 est appelée équation de Colburn.

Pour la zone de transition comprise entre $2000 < Re < 4000$, on utilise la forme de Taborek dont l'écriture fait intervenir les valeurs de Nusselt pour le régime laminaire ($Re = 2000$) ainsi que pour le régime turbulent ($Re = 8000$).

$$Nu = C Nu_{L2000} + (1 - C) Nu_{T8000}, \qquad C = 1.33 - \frac{Re}{6000} \tag{2.30}$$

La Figure 2.12 présente le résultat de calcul du coefficient d'échange pour un nombre de Reynolds allant jusqu'à 8000. Le diamètre hydraulique utilisé correspond à celui de notre cavité ($L = 550$ et $e = 95$). En régime laminaire, le coefficient d'échange est quasiment constant et sa valeur est comprise entre 2 et 3 $W.m^{-2}.K^{-1}$. Lorsque le régime est turbulent, l'équation de Colburn conduit à des valeurs qui sont a minima 3 à 4 fois plus importantes, et dont l'évolution est croissante et comprise dans l'intervalle 9 et 17 $W.m^{-2}.K^{-1}$. On note que l'équation de Taborek induit une évolution rapide dans la phase de transition.

Venons en maintenant aux corrélations relatives au cas de la *convection naturelle*. Le nombre des corrélations correspondant à notre cas [13] étant très limité, nous avons élargi la recherche au cas des plaques chauffées verticales et inclinées comme Zalewski l'avait fait pour l'étude d'un capteur solaire à air vertical dans [Zal96]. Comme dans le cas de la convection forcée, nous présentons les résultats issus de ces corrélations dans la Figure 2.13.
Nous débuterons par les relations concernant les plaques verticales chauffées au sujet desquelles la littérature est la plus fournie, puis nous considérerons les plaques inclinées et enfin quelques corrélations établies pour le cas spécifique des canaux ouverts inclinés et différentiellement chauffés. La méthode et le dispositif expérimental utilisés pour la détermination d'une corrélation seront décrits.

Les corrélations suivantes de Ostrach, Churchill et Chu, McAdams et Churchill correspondent aux plaques verticales chauffées. Nous verrons que l' Eq 2.35 permet d'étendre leur validité à celles des plaques inclinées. On note que la dimension caractéristique utilisée est la hauteur de la plaque.
Ostrach donne l'expression théorique du nombre de Nusselt local. Dans le cas où la température de surface est uniforme ($T_s = cst$) la forme globale du nombre de Nusselt est la suivante :

12. En régime turbulent, les longueurs de développement sont réduites. Elles sont d'approximativement $x\ 10D_h$ pour atteindre l'établissement hydraulique et thermique.
13. Cavité ouverte inclinée différentiellement chauffée.

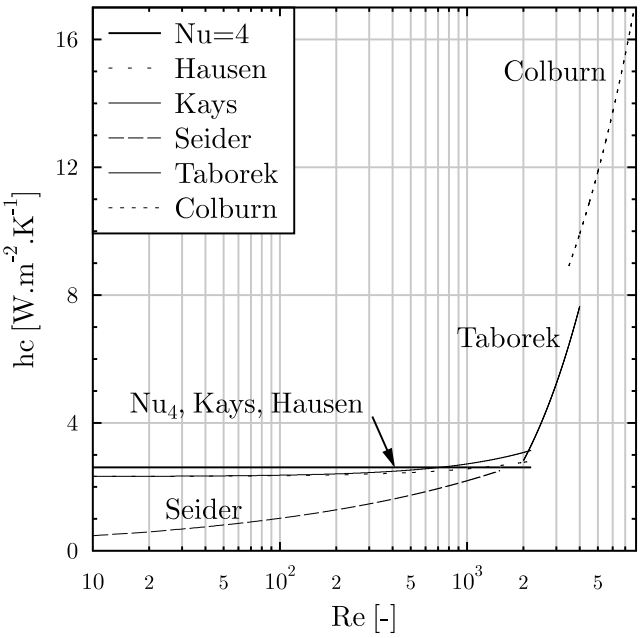


FIGURE 2.12 – *Coefficients d'échange convectif en fonction du nombre de* REYNOLDS *pour la géométrie suivante* ($L = 4500, e = 95, w = 550$).

$$Nu_L = \frac{4}{3} f_{ost}(Pr) Ra_L^{0.25}, \quad f_{ost} = \left(\frac{Pr}{2.5 + 5\sqrt{Pr} + 5Pr} \right)^{0.25}$$

Cette expression est valide pour un écoulement de type laminaire, soit $10^4 < Ra_L < 10^9$. En convection naturelle, le régime d'écoulement est caractérisé par le nombre de RAYLEIGH. La transition est observée aux alentours de 10^9.
CHURCHILL ET CHU cités dans [BD03] ont développé une corrélation dont la validité est étendue à toute les valeurs de Ra_L ($[10^{-1}; 10^{12}]$).

$$Nu_L = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left(1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right)^2 \tag{2.31}$$

Ils proposent également une autre forme (EQ 2.32), dont la précision est améliorée dans le domaine $Ra_L < 10^9$. Sa validité se borne au régime laminaire :

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.67 Ra_L^{0.25}}{\left(1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \tag{2.32}$$

MCADAMS propose deux corrélations dont les domaines de validité correspondent à $10^4 < Ra_L < 10^9$ et $Ra_L > 10^9$:

$$Nu_L = 0.525 Ra_L^{0.25}, \qquad Nu = 0.13 Ra_L^{1/3} \tag{2.33}$$

CHURCHILL dans [Lin93] propose une corrélation qui est adaptée à un grand nombre de configurations[14] et à toute la gamme de RAYLEIGH. Pour les plaques verticales et inclinées

14. Cylindre vertical et horizontal, sphère et cône vertical.

chauffées, le coefficient a prend la valeur de 0.825.

$$Nu_L = \left(a + 0.331 b Ra_L^{1/6}\right)^2, \qquad b = \frac{1.17}{\left(1 + (0.5/Pr)^{9/16}\right)^{(8/27)}} \tag{2.34}$$

Dans les manuels de transferts de chaleur, les corrélations établies pour les plaques verticales peuvent être utilisées pour les plaques inclinées [15] en remplaçant dans le calcul de Ra le terme gravitationnel g par $g \sin\theta$.

$$g \longrightarrow g \sin\theta \tag{2.35}$$

D'après Rich cité dans [Lin93], cette substitution est acceptable pour une inclinaison minimale de 30^o par rapport à un plan horizontal, dans [BD03] il recommande 45^o [16] .
Ces corrélations, adaptées aux plaques, peuvent être utilisées pour des canaux ouverts lorsque les couches limites des parois inférieures et supérieures sont indépendantes. Elles ne sont théoriquement plus valides lorsque elles se rejoignent. Cette condition peut être évaluée à l'aide du rapport d'aspect L/e de la cavité.

Concernant les *canaux*, nous avons retenu les configurations de canaux asymétriquement chauffés. Une face est chauffée (T ou $\Phi = cst$) et l'autre face est isolée. La dimension caractéristique utilisée est généralement la distance séparant les plaques.

Avant de faire l'inventaire des corrélations retenues, nous proposons de décrire l'une des méthodes de détermination de ces corrélations. Khedari dans [KYH02] étudie les transferts de chaleur entre l'air et un canal dont la plaque supérieure est chauffée à température constante et la plaque inférieure est isolée en sous-face. Les dimensions ainsi que l'inclinaison du canal sont fixes ($e = 140$, $lgr = 1360$, $larg = 680$ et $\theta = 30^o$) et l'installation est disposée dans un laboratoire climatisé.

La forme utilisée de la corrélation est la suivante :

$$Nu_e = a[(e/L)Ra_e \cos\theta]^b \tag{2.36}$$

Afin de calculer le Nu_e correspondant, des mesures de température sont réalisées de part et d'autre de la cavité à 4 distances et en 8 points par section et le débit d'air est évalué par intégration de la mesure ponctuelle de la vitesse relevée au centre de la cavité sur la surface totale. Le calcul du nombre de Rayleigh est réalisé en utilisant la température moyenne pondérée de surface supérieure et d'air au sein de la cavité.
La phase d'expérimentation consiste à réaliser une succession de paliers pour des températures de surface allant de 40 à 75 °C. Le régime est supposé permanent lorsque les variations de température sont comprises dans une bande égale à ±0.5 °C. Les paramètres a et b sont déterminés à partir des résultats expérimentaux par la méthode des moindres carrés
Nous avons tenu à préciser la méthode d'obtention d'une partie [17] des corrélations qui vont être présentées afin de mieux comprendre leur domaine de validité. Khedari précise que

15. Plaques chauffées inclinées vers le sol ou plaque froides inclinées vers le haut.

16. Bejan et al précisent que ces corrélations ne peuvent être étendues pour le cas des plaques chauffées et orientées vers le haut, configuration de la plaque inférieure de la cavité (notée Inf, voir Figure 2.23). C'est un cas particulièrement complexe pour lequel il faut prendre en compte le développement du panache dans les trois dimensions de l'espace. Cette configuration n'est abordée que dans le cas des plaques horizontales dans [ID96], [Lin93].

17. D'autres méthodes peuvent être utilisées, telles que l'utilisation de la solution analytique au problème si ce dernier est relativement simple ou bien, pour les configurations plus complexes, le recours à la résolution numérique des équations régissant l'écoulement.

la corrélation obtenue peut être utilisée pour déterminer les transferts convectifs moyens de géométries semblables. On comprend que la méthode d'obtention rend l'utilisation de cette corrélation particulièrement adaptée au calcul du flux thermique qui est cédé à l'air [18] ou du calcul du débit d'air induit [19] . En revanche, s'agissant d'un coefficient globalisé à l'ensemble de la cavité (plaque inférieure et supérieure), son utilisation pour calculer le flux convectif local au niveau de la face inférieure soulève des interrogations. On peut par exemple se demander s'il faut calculer un nombre de RAYLEIGH spécifique à la face inférieure de la cavité ou bien si l'on utilise celui calculé pour la face supérieure.

BAR-COHEN propose pour une cavité verticale dont une face est maintenue à température constante et l'autre supposée adiabatique ($C_1 = 144$ et $C_2 = 2.87$) la relation suivante,

$$Nu_e = \left(\frac{C_1}{\left(Ra_e(e/L)\right)^2} + \frac{C_2}{\left(Ra_e(e/L)\right)^{0.5}} \right)^{-0.5} \tag{2.37}$$

AZEVEDO ET SPARROW cités dans [ID96] proposent une corrélation issue d'une expérimentation réalisée sur un canal incliné immergé dans l'eau. Le domaine de validité est le suivant : $45 \leq \theta \leq 90$, $Ra_e(e/L) > 200$ [20] , $0.0437 < (e/L) < 0.109$, symétrique isotherme ou asymétrique (isotherme-adiabatique). Ils précisent que les écarts entre les résultats fournis par la corrélation croissent avec l'inclinaison de la paroi. La corrélation est donnée à ± 10 %.

$$Nu_e = 0.645 \left(\frac{e}{L} Ra_e \right)^{0.25} \tag{2.38}$$

LA PICA ET AL. dans [PRV93] présentent les résultats d'une expérimentation réalisée sur un canal asymétriquement chauffé à flux constant (gamme $48 - 317\ W.m^{-2}$) dont la distance inter-plaque est variable. Le domaine de validité suivant est donné : $7.10^{12} < Ra_L < 5.3.10^{13}$

$$Nu_e = 0.9282 \left(\frac{e}{L} \right)^{0.8972} Ra_L^{0.2035} \tag{2.39}$$

KHEDARI ET AL. dans [KYH02], dont le protocole expérimental a été décrit précédemment, établissent la relation qui suit sur une gamme de RAYLEIGH allant de 2.10^6 à 8.10^6 expérimentalement pour une cavité inclinée de 30^o :

$$Nu_e = 1.227 \left(\frac{e}{L} Ra_e \sin 30 \right)^{0.2916} \tag{2.40}$$

CHAMI ET ZOUGHAIB dans [CZ10],

$$Nu_e = 0.796 \left(\frac{e}{L} Ra_e \cos(90 - \theta) \right)^{0.25} \tag{2.41}$$

Dans les expressions précédentes, β ainsi que les propriétés du fluide sont évaluées à la température de film [21] .

La FIGURE 2.13 regroupe l'ensemble des corrélations précédemment listées (2.31 à 2.41) pour des nombres de Ra_L allant de 10^7 à 10^{11} et Ra_e allant de 10^2 à 10^6 correspondant tous deux à des évolutions identiques de la différence de température ΔT utilisée dans le calcul de Ra. Selon la dimension caractéristique considérée ici, une plaque de longueur $L = 4500\ mm$

18. Exemples d'applications si l'on ne prend pas en compte les effets du vent : capteur solaire à air, séchoir solaire, rafraîchissement de panneaux photovoltaïques, mur trombe ...
19. Exemples d'applications si l'on ne prend pas en compte les effets du vent : Cheminée solaire, mur trombe...
20. $Ra_e(e/L) > 200$ soit $Ra_e > 10^3$ pour notre configuration.
21. $T_{film} = (T_s + T_\infty)/2$

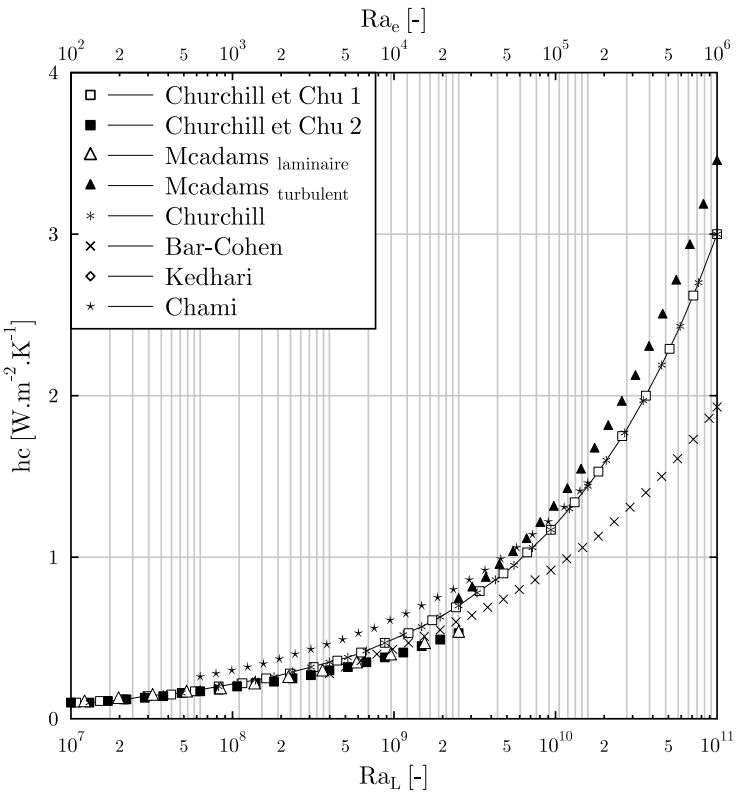


Figure 2.13 – *Coefficients d'échange convectif en fonction du nombre de* Rayleigh *(Ra_L, Ra_e) pour la géométrie suivante ($L = 4500, e = 95, \theta = 30^o$) et un ΔT allant de* 0.1 *à* 60 °C.

pour le calcul de Ra_L ou une cavité dont l'espacement entre plaque est de $e = 95\ mm$ pour le calcul de Ra_e, le régime d'écoulement est totalement différent avec 5 ordres de grandeur de différence. Malgré ces différences, l'ordre de grandeur du coefficient d'échange convectif est le même avec toutefois des différences entre les valeurs extrêmes de près de 30 %. Nous notons que le coefficient d'échange maximum obtenu en convection naturelle correspond au coefficient minimum que l'on obtient en convection forcée (voir Figure 2.12).

2.2.6 Choix de corrélations d'échanges convectifs adaptées

Afin de choisir le type de corrélation qui est le plus adapté à notre configuration, nous allons analyser des résultats expérimentaux d'une période aux sollicitations variées dont la description est faite dans la Section 3.3.2, Page 114. Cela fait suite à un travail ([BWQ10]) dans lequel nous avions mis en évidence que les divergences entre les résultats numériques et expérimentaux pouvaient provenir de l'utilisation d'une corrélation d'échange convectif non-adaptée à notre expérimentation.
La Figure 2.14 présente un extrait des sollicitations météorologiques (rayonnement global G_{Hz} et diffus D_{Hz} horizontal, vitesse du vent U_{vent}) ainsi que la pression différentielle mesurée en amont et en aval de la cavité ouverte inclinée.
Dans la partie inférieure, les évolutions propres aux cavités sont présentées. Pour la cavité ouverte (co) et la cavité continue ouverte (cco), les vitesses d'air ainsi que le nombre de

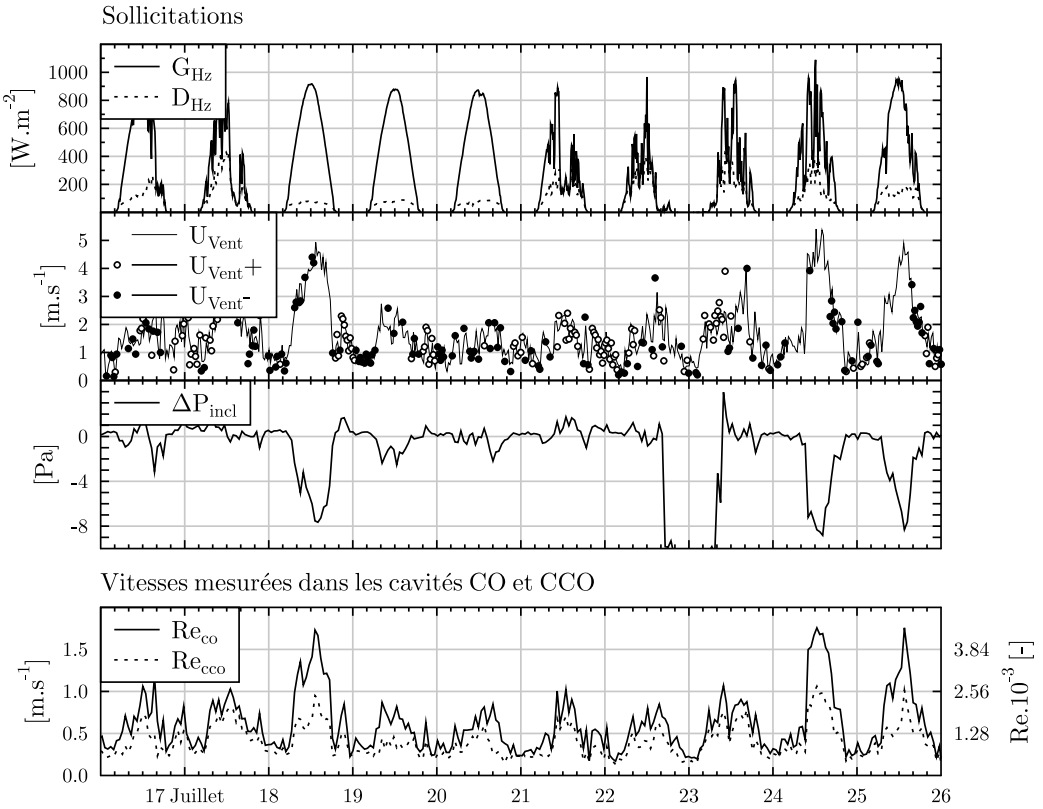
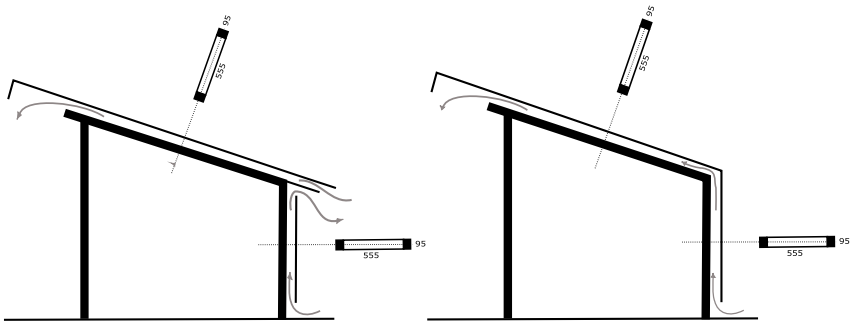


FIGURE 2.14 – *Sollicitations extérieures et vitesses de l'air mesurées dans les cavités* (CCO) *et* (CO) .



(a) cavité ouverte (co). (b) cavité continument ouverte (cco).

Figure 2.15 – *configurations* (co) *et* (cco).

Reynolds correspondant sont donnés. Le nombre de Rayleigh relatif à la (co) est calculé pour les températures moyennes de surface supérieure et inférieure en prenant comme température de référence la température de l'air ambiant. Les Figure 2.15b et Figure 2.15b rappellent ce à quoi correspondent les configurations (co) et (cco).

- ☐ Les vitesses d'air dans les cavités sont comprises entre 0.2 et 1.9 $m.s^{-1}$ pour la cavité ouverte ;
- ☐ Concernant la (cco) on remarque que les pointes de vitesse sont amorties, les vitesses évoluent entre 0.2 et 1 $m.s^{-1}$. Ces écarts entre configurations sont plus importants durant les journées à fort ensoleillement (par exemple le 18 et 19) que durant les journées couvertes (les 21, 22 et 23).

L'explication de cette différence provient sans doute de l'opposition des effets du vent à celui de la convection naturelle, et ce de façon distincte selon la configuration considérée. En effet, la géométrie de la cavité supérieure inclinée ((co)) est plus exposée aux effets du vent que la configuration (cco) dont l'admission est faite au pied de paroi, au niveau du sol, là où les vitesses de vent sont faibles. Ainsi, lors des périodes de fort ensoleillement, l'opposition plus marquée des effets éoliens et thermiques conduisent à la réduction de la vitesse par un facteur deux. Cette opposition est moins remarquable lors des périodes couvertes durant lesquelles l'effet dominant sera principalement le vent.
On remarque également, en observant en parallèle la différence de pression dynamique et la vitesse d'air dans la (co), qu'il existe de nombreuses similarités dans leur profil. Pour cela, on se reportera à la Figure 2.19 qui permet de confronter leurs évolutions de façon plus confortable.

Nous avons constaté, en examinant la Figure 2.16, que le profil de vitesse présentait des similitudes avec le profil de la pression dynamique induite par le vent. Afin d'évaluer la variabilité de la vitesse d'air aux sollicitations extérieures que sont le rayonnement ainsi que le vent, nous avons tracé, pour la période allant du 16 au 25 Juillet, la vitesse de l'air en cavité en fonction de celle du vent ainsi que la vitesse en cavité en fonction du rayonnement horizontal. Cette représentation permettra de visualiser pour chacune des cavités quel est le phénomène dominant.
Les dépendances observées sont les mêmes pour les deux cavités ((co) et (cco)). Alors qu'une relation entre la vitesse de l'air et celle du vent apparait, l'ensoleillement et la vitesse d'air ne semblent pas liés ou leur dépendance devant celle du vent est faible. Comme nous pouvions nous y attendre, la relation qui apparait est plus forte pour la (co) que pour la (cco) avec des coefficients de corrélation respectifs de 0.74 et 0.63. En observant les caractéristiques correspondant aux périodes sans éclairement (voir les marqueurs en forme de

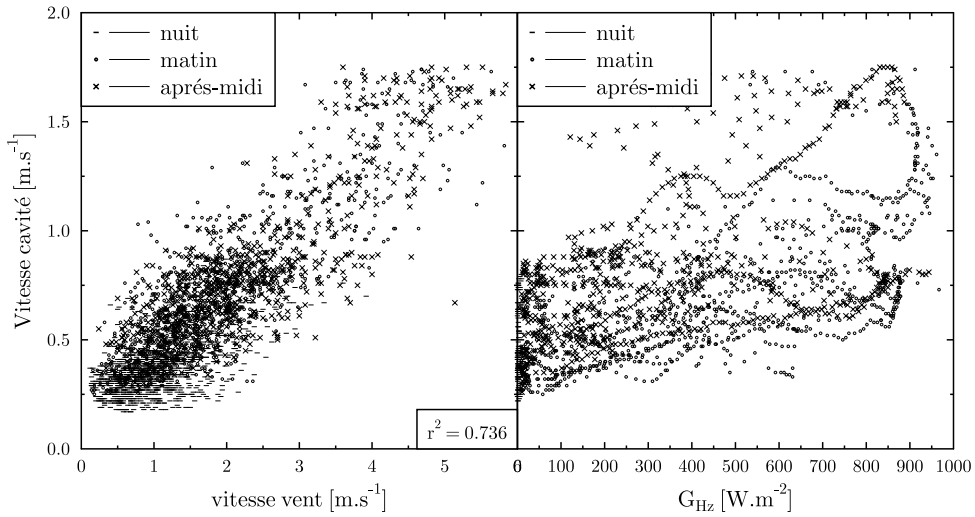


FIGURE 2.16 – *Vitesse de l'air dans la cavité ouverte* (CO) *en fonction de* U_{Vent} *et* G_{Hz} *sur la période du 16 au 25 Juillet .*

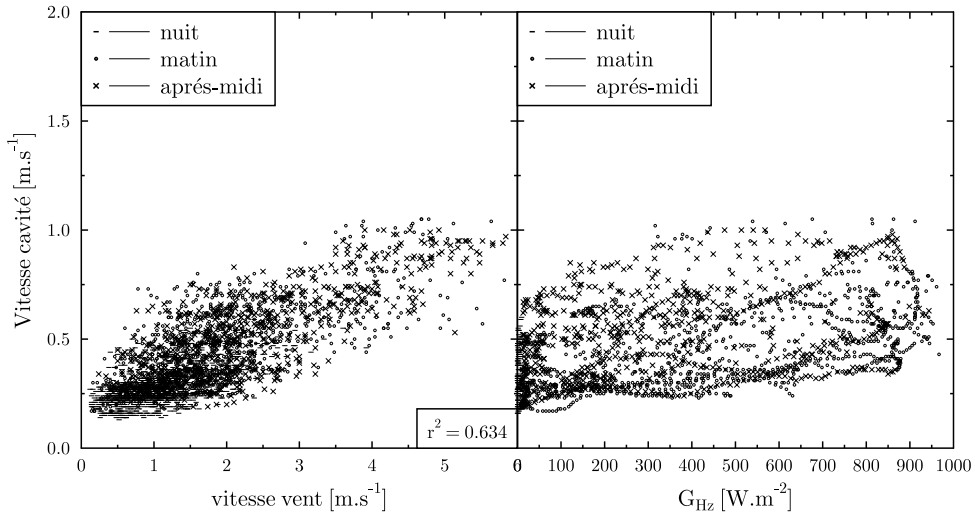


FIGURE 2.17 – *Vitesse de l'air dans la cavité continument ventilée* (CCO) *en fonction de* U_{Vent} *et* G_{Hz} *sur la période du 16 au 25 Juillet .*

trait), on remarque que la signature est relativement diffuse et étalée dans les zones à faible vitesse d'air.

Le calcul de l'indice Ra/Re^2 utilisé pour déterminer quel est le mode de convection prépondérant est présenté sur la FIGURE 2.18.

- Cet indice évolue nettement au cours d'une journée (d'un facteur 50). Les valeurs minimales $[3.10^{-3}; 10^{-1}]$ sont relevées en début et fin de journée et les valeurs maximales $[2.10^{-1}; 2]$ à mi-journée et à minuit ;
- Durant la journée, le rapport Ra/Re^2 est bien souvent proche de 1, signifiant que l'in-

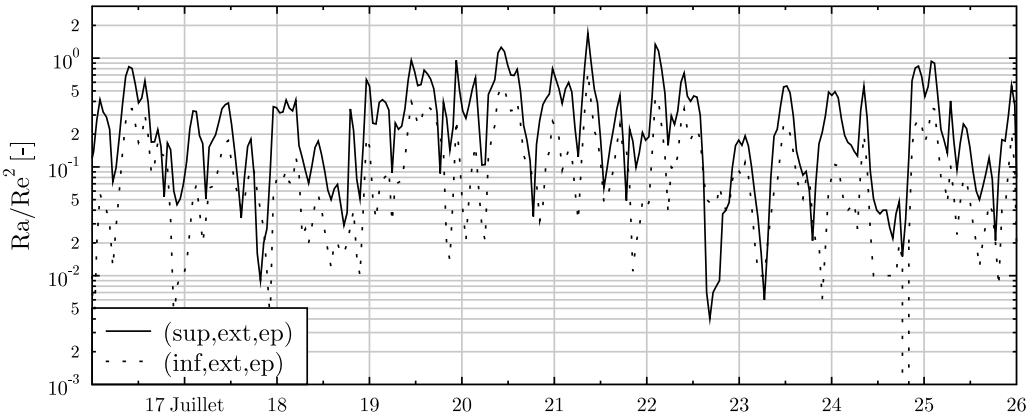


Figure 2.18 – *Évolution du type de convection par calcul de la grandeur Ra/Re^2 pour la période du 16 au 25 Juillet.*

fluence de chacun des modes de convection est semblable. Cela pourrait expliquer les déviations observées lors du tracé de la vitesse d'air en fonction de la vitesse du vent.

Afin d'évaluer les poids respectifs de l'ensoleillement et du vent, le terme correspondant aux effets thermiques a été calculé à partir des données expérimentales (Eq 2.26, Page 43). Cela a permis de comparer les différences de pression dynamique aux différences de pression thermique. La Figure 2.19 présente pour le cas de la configuration *co* cette comparaison.

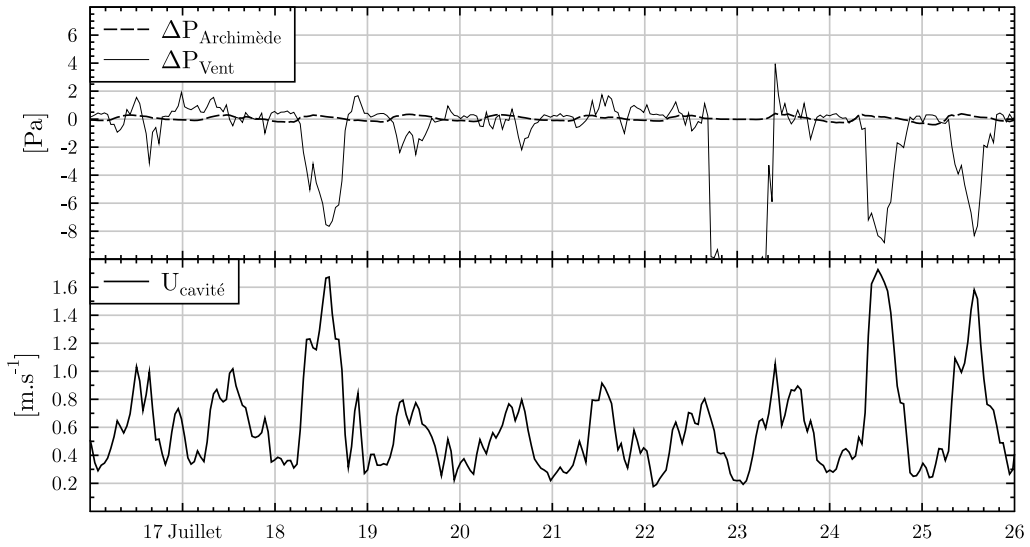


Figure 2.19 – *Liens entre les pressions dynamiques (mesurées) et thermiques (calculées) et la vitesse d'air (mesurée) pour la période du 16 au 25 Juillet.*

L'amplitude de la pression thermique est de l'ordre de ± 1 *Pa* et la pression dynamique est comprise entre 4 et -10 *Pa*. La pression thermique est négligeable durant 4 journées de la période considérée et sa contribution demeure modeste durant les autres journées.

2.2.7 Modélisation des transferts radiatifs dans la cavité

On introduit une grandeur appelée radiosité $[W/m^2]$ qui représente la densité de flux émise par le corps gris opaque prenant en compte la réflexion de l'éclairement incident. La température mesurée par les techniques de thermométrie infrarouge est en fait la température qu'aurait un corps noir tel que son émittance soit égale à la radiosité mesurée ($T \backslash \sigma_o T^4 = R$).

Pour la surface i, elle s'écrit :

$$R_i = \varepsilon_i M_i^o + \varrho_i E_i = \varepsilon_i M_i^o + (1 - \varepsilon_i) E_i \tag{2.42}$$

avec :

$$E_i = \frac{\sum_j \phi_{i \longrightarrow j}}{S_i} = \frac{\sum_j F_{ji} S_j R_j}{S_i} = \frac{\sum_j F_{ij} S_i R_j}{S_i} = \sum_j F_{ij} R_j \tag{2.43}$$

F_{ij} appelé facteur de forme est défini de la manière suivante :

$$F_{ij} = \frac{\phi_{i \longrightarrow j}}{\phi_i} \tag{2.44}$$

Deux relations permettent de simplifier son calcul :
- La relation de réciprocité : $S_i F_{ij} = S_j F_{ji}$
- La relation de complémentarité : $\phi_i = \sum_j \phi_{i \longrightarrow j} = \sum_j \phi_i F_{ij} \Longrightarrow \sum_j F_{ij} = 1$
- Additivité : $F_{i,j+j'} = F_{ij} + F_{ij'}$

Le flux net d'une surface $[W]$ étant égal à la différence entre le flux émis et le flux absorbé s'exprime de la façon suivante :

$$\phi_{net_i} = S_i \varepsilon_i M_i^o - \alpha_i S_i E_i = \varepsilon_i S_i \left(M_i^o - E_i \right) \tag{2.45}$$

La formulation suivante combine (2.42) et (2.45), elle est utile afin de traduire le problème radiatif de manière analogue aux problèmes d'électricité ($I = U/R$) :

$$\phi_{net_i} = S_i \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \left(M_i^o - R_i \right) \tag{2.46}$$

A partir des équations (2.42) et (2.43) :

$$R_i - (1 - \varepsilon_i) \sum_j F_{ij} R_j = \varepsilon_i M_i^o \tag{2.47}$$

ou bien, en introduisant le symbole de Kronecker, on aboutit un système de la forme $\mathbf{A} \overrightarrow{R} = \overrightarrow{B}$.

$$\sum_j \left(\delta_{ij} - (1 - \varepsilon_i) F_{ij} \right) R_j = \varepsilon_i M_i^o \tag{2.48}$$

La composition des équations 2.42 et 2.45 conduit à une expression du flux net en fonction de la différence de la radiosité et de l'éclairement.

$$\phi_{net_i} = (R_i - E_i) \tag{2.49}$$

$$\phi_{net_i} = \sum_j \left(\delta_{ij} - F_{ij} \right) R_j \tag{2.50}$$

Considérons deux surfaces grises indicées 1 et 2. Le flux net de chacune de ces faces s'exprime de la même manière qu'entre deux corps noirs en considérant toutefois la radiosité la place de l'émittance.

$$\phi_{net_i} = F_{ij} S_i \left(R_i - R_j\right) \tag{2.51}$$

Il est finalement possible d'exprimer le flux net d'une des faces en fonction de leurs températures respectives en combinant les équations (2.46) et (2.51)

$$M_1^o - M_2^o = (M_1^o - R_1) + (R_1 - R_2) + (R_2 - M_2^o) = \phi_{net_1} \left(\frac{1}{F_{12} S1} + \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1 S_1} - \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 S_2} \right) \tag{2.52}$$

soit :

$$\phi_{net_1} = \frac{S_1 \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} - 1 + \frac{1}{F_{12}} + \frac{S_1}{S_2}(\frac{1}{\epsilon_2} - 1)} \qquad [W] \tag{2.53}$$

Nous faisons l'hypothèse selon laquelle les surfaces inférieures et supérieures des cavités sont de grande dimension par rapport à la distance les séparant, on écrit par conséquent : $F_{12} = F_{21} = 1$ d'où :

$$\phi_{12} = \frac{S_1 \sigma_0 (T_1^4 - T_2^4)}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1} \qquad [W] \tag{2.54}$$

C'est cette dernière équation que nous utiliserons dans le modèle.

2.2.8 Transferts de chaleur avec l'environnement

Au niveau de l'interface extérieure, quatre flux interviennent dans l'écriture du bilan thermique. Les flux radiatifs sous formes GLO et CLO, le flux convectif ainsi que le flux conductif (Figure 2.20). Concernant les échanges convectifs, nous utiliserons la corrélation de McAdams [22] pour l'évaluation du coefficient de transfert. La prise en compte du rayonnement Courte Longueur d'Onde (CLO) est classique et nous ne la détaillerons pas. Nous faisons en revanche une description plus approfondie des transferts de chaleur radiatifs avec la voûte céleste. Les modèles les plus utilisés seront cités et une comparaison avec des mesures que nous avons mis en place sur le site de Grenoble est proposée.

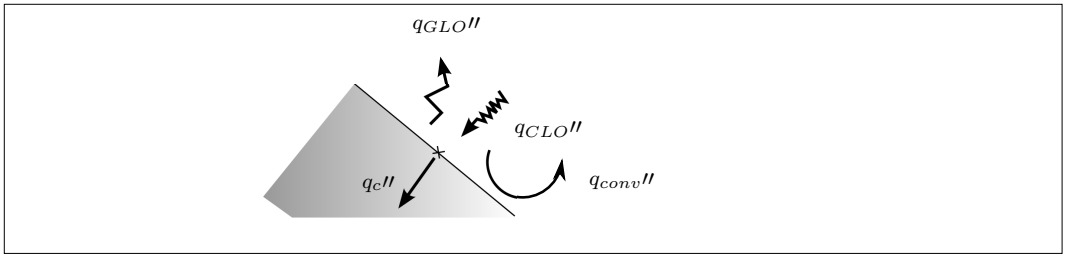


Figure 2.20 – *Échanges de chaleur pariétale à l'interface avec l'extérieur.*

Le rayonnement atmosphérique est une grandeur qui intervient dans le calcul du bilan radiatif net des surfaces orientées vers le ciel. D'une manière générale, le flux radiatif net perdu

22. Corrélation de McAdams : $h_c = 5.7 + 3.8V$

par une surface est positif. Le rayonnement entre surfaces et l'atmosphère peut être qualifié de puits de chaleur.

Pour comprendre l'origine du rayonnement atmosphérique, nous proposons en bas de page [23] une brève description du cycle de transformation du rayonnement solaire.
Nous mesurons cette grandeur à l'aide d'un pyrgéomètre. Il se distingue du pyranomètre par la composition de la coupelle qui recouvre la thermo-pile. Un matériau sélectif [25] permet la transmission du rayonnement compris dans le spectre $[4.5 - 42\ \mu m]$, les autres composantes du spectre sont réfléchies.
Le bilan radiatif au niveau de la thermopile peut être exprimé ainsi :

$$\phi_{thermopile \rightarrow Ciel} = \phi_{\downarrow} - \phi_{\uparrow} \tag{2.55}$$

L' Eq 2.55 conduit à l Eq 2.56 dans laquelle le flux atmosphérique $\phi_{\downarrow}$ est reconstruit à partir d'une composante mesurée et d'une composante calculée $\phi_{\uparrow}$.

$$\phi_{\downarrow} = \frac{U_{em}}{S} + 5.67.10^{-8} T_b^4 \tag{2.56}$$

TABLE 2.4 – *Caractéristiques du pyrgéomètre CGR4*

Grandeur	Spectre	Incertitudes	Tr 95 %	Sensibilité CLO
$\phi_{\downarrow}$	$[4.5 - 42]$	< 3 %	18 s	$< 4\ W.m^{-2}$

Nous présentons sur la FIGURE 2.21 les acquisitions relatives à une période composée de 4 journées de ciel clair et 1 journée alternant pluie et éclaircies.
Le rayonnement atmosphérique varie entre 310 et 400 $W.m^{-2}$. La valeur maximale est obtenue durant la journée pluvieuse (5 aout) où l'émissivité est proche de 1. Les valeurs minimales sont obtenues en l'absence de rayonnement solaire peu de temps avant le lever du soleil. Durant les 4 journées de ciel clair, on remarque que le profil de variation du flux atmosphérique est similaire à celui de la température extérieure, l'émissivité équivalente est alors quasiment constante. La température qui permet, en assimilant le ciel à un corps noir, d'obtenir une émittance équivalente suit rigoureusement les évolutions de la température d'air avec une différence de température de 15 °C. L'émissivité minimale relevée est de 0.77.

Le flux atmosphérique est une grandeur intervenant dans le bilan énergétique des surfaces extérieures orientées vers le ciel. Il doit par conséquent être fourni en entré du modèle. Comme il est rarement mesuré, sa connaissance est la plupart du temps issue de modèles. Les plus utilisés sont des modèles de connaissance faisant appel aux grandeurs habituellement mesurées telles que la température de l'air, l'humidité ou plus occasionnellement le rayonnement solaire. Il est pour nos applications trop contraignant de faire appel à des modèles physiques qui se basent sur des informations [26] relevées périodiquement depuis quelques aéroports.

23. Le rayonnement solaire absorbé par la terre engendre un réchauffement de sa surface. Son spectre est compris entre 0.2 et 4 μm. Il est transformé selon la loi de PLANCK en un rayonnement ayant un spectre dans l'infrarouge lointain (3 à 1000 μm) et dont le maximum est, d'après la loi de WIEN [24] , atteint aux alentours de 10 μm. Les composés présents dans l'atmosphère absorbent une part importante de ce rayonnement et le réemettent en grande partie vers la terre, c'est l'effet de serre. Seule une part du rayonnement émis par la terre est transmise directement vers l'espace au travers d'une étroite fenêtre appelée fenêtre atmosphérique, dont l'origine est la faible absorption des différents gaz composants l'atmosphère dans la plage 7 - 15 μm. Le rayonnement atmosphérique est la contribution de l'effet de serre et du rayonnement solaire absorbé par l'atmosphère, transformé en grande longueur d'onde et renvoyé vers la terre.

25. Silicium ou bromo-iodure de thallium [LG]

26. Profils de température et d'humidité de la troposphère mesurés au moyen de ballon sonde.

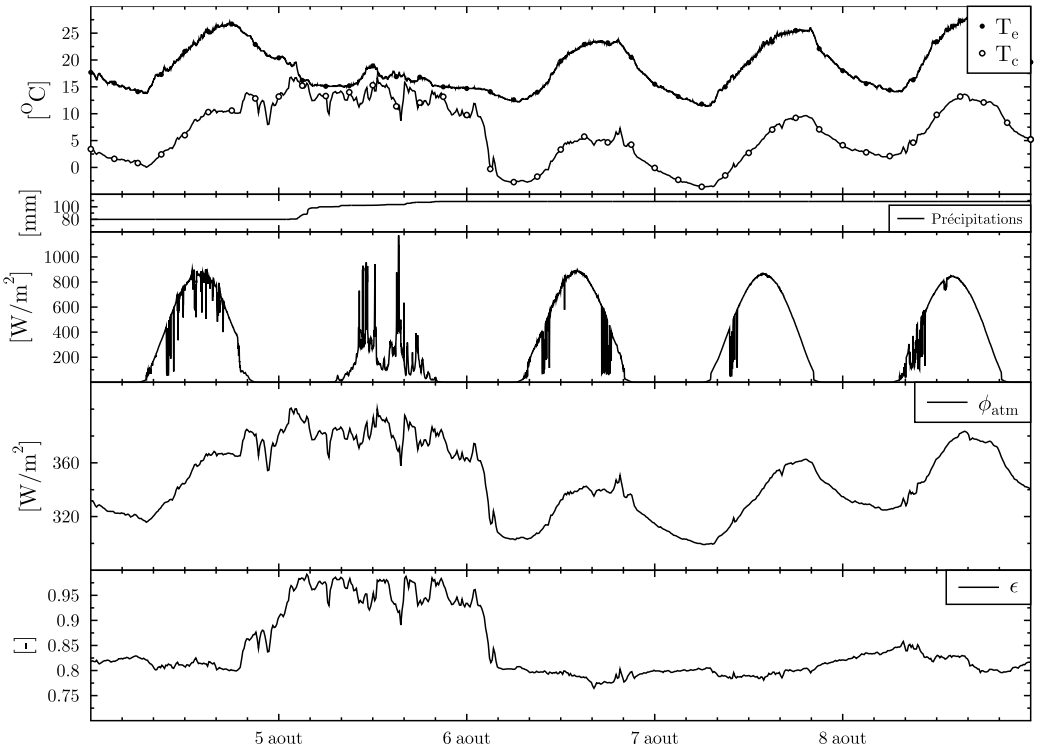


Figure 2.21 – *Rayonnement atmosphérique mesuré sur une séquence de 5 journées*

La description qui suit concerne uniquement les modèles du premier type. L'expression du flux atmosphérique est faite de deux façons :
La première consiste à assimiler le rayonnement atmosphérique à celui d'un corps dont la température est telle que son émittance lui soit égale.

$$\phi_{\downarrow} = \sigma T_{ciel}^4$$

La seconde approche est plus répandue. L'atmosphère est assimilée à un corps gris de température égale à la température d'air proche au sol, les clés du modèle sont alors comprises dans la définition de l'émissivité.

$$\phi_{\downarrow} = \epsilon_c \sigma T_{ext}^4$$

Le Tableau 2.5 récapitule les formes des principales corrélations qui ont été proposées par ordre chronologique. Ces corrélations ne sont valables que pour des conditions de ciel clair. Elles font intervenir la pression de vapeur (P_v) et/ou la température extérieure (T_e) relevée au niveau du sol. A, B, C sont des paramètres des modèles variant d'un site à l'autre[27] . Ils sont déterminés à partir de relevés effectués sur des périodes souvent supérieures à un an. La constante A dans les formulations de Angström et Brunt correspond à la valeur minimale que peut prendre l'émissivité dans les conditions les plus favorables au rafraichissement radiatif c.a.d lorsque l'air est très sec. Les relevés effectués à la surface de la terre mènent systématiquement à une valeur d'émissivité supérieure à 0.49 [Ram35], équivalant à une température fictive inférieure de 28 °C à une température d'air qui serait égale à 20 °C[28] .

27. Paramètres dépendant du climat, de l'altitude, de la pollution...
28. la température fictive de ciel peut, à partir de l'émissivité et de la température ambiante, être

TABLE 2.5 – *Émissivité en condition de ciel clair, principales formes proposées.*

Date	Auteur	Modèle	Référence
1915	ANGSTRÖM	$\epsilon_o = A - B\exp_n(-CP_v)$	[Ang15]
1932	BRUNT	$\epsilon_o = A + B\sqrt{P_v}$	[Bru32]
1963	SWINBANK	$\epsilon_o = AT_e^2$	[Swi63]
1969	IDSO et JACKSON	$\epsilon_o = (1 - Aexp(-B(273 - T_e)^2))$	[JJ69]
1975	BRUTSAERT	$\epsilon_o = A\left(\frac{P_v}{T_e}\right)^{1/7}$	[Bru75]
1984	BERGER et al	$\epsilon_o = A + BT_r$	

Sur la FIGURE 2.22 les mesures sont confrontées aux flux calculés par des modèles présentés dans le TABLEAU 2.5. Excepté le modèle de SWINBANK, tous présentent des résultats convenables durant les périodes de ciel clair. En revanche quelque soit le modèle, le flux est nettement sous-estimé pour la journée présentant une couverture nuageuse importante.

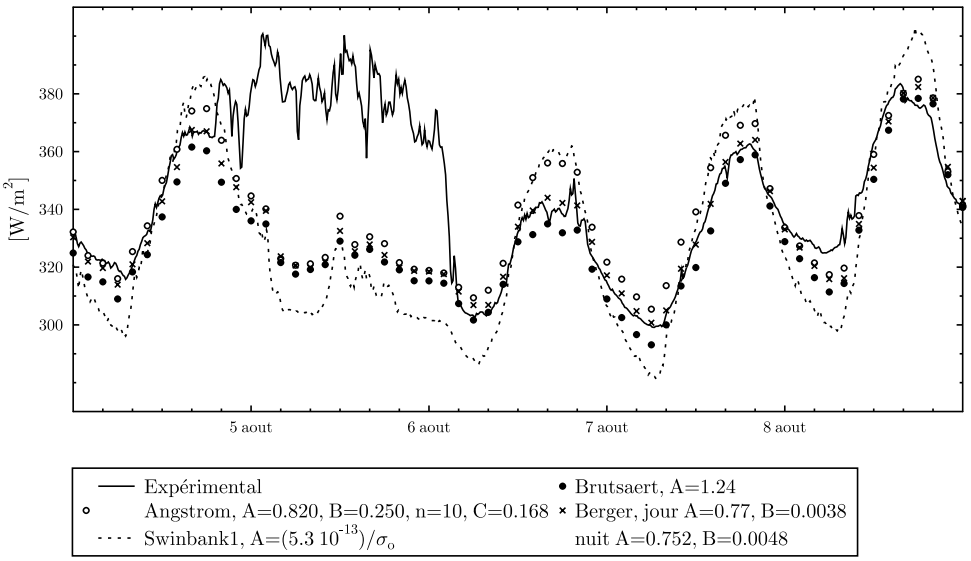


FIGURE 2.22 – *Flux atmosphérique, mesures et modèles*

Afin d'étendre le domaine de validité de ces modèles aux conditions autres que les ciels clairs, il est possible d'apporter une correction qui intervient dans le calcul de l'émissivité .

$$\epsilon_c = \epsilon_o \left(1 + A\left(\frac{n}{8}\right)^B\right)$$

Cette équation introduit la nébulosité du ciel (n). Cette grandeur caractérise la fraction du ciel qui est couverte par des nuages. Elle est donnée en octa (huitième de ciel couvert).

calculée de la manière suivante : $T_{ciel}^{\circ C} = 273.15(\epsilon_{ciel} - 1) + T_{ext}^{\circ C}\epsilon^{0.25}$

2.2.9 Transfert conductif

L' Eq 2.57 est *l'équation de la diffusion de la chaleur* établie dans le cas d'un solide immobile, homogène et indéformable de coordonnées spatio-temporelles (P,t).

$$\rho(T)C_p(T)\frac{\delta T(P,t)}{\delta t} = -div(-\lambda(T)\overrightarrow{grad}(T(P,t))) + p(P,T) \tag{2.57}$$

Comme les parois que nous modélisons ne comportent pas de génération interne de puissance ($p(P,T) = 0$) il est possible, en faisant l'hypothèse que les caractéristiques thermo-physiques des matériaux sont indépendantes de la température, d'obtenir l' Eq 2.58 :

$$\frac{\delta T(P,t)}{\delta t} = \alpha \Delta T \tag{2.58}$$

$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$ Diffusivité thermique

Considérant que les surfaces sont très grandes par rapport à leur épaisseur, nous réduisons le problème à la résolution de l'*équation de Poisson* dans une direction, (problème mono-dimensionnel), ainsi :

$$\frac{\delta T(x,t)}{\delta t} = \alpha \frac{\delta^2 T(x,t)}{\delta x^2} \tag{2.59}$$

C'est une équation différentielle parabolique à coefficient constant qui sera résolue numériquement. La dérivée du second ordre en espace est obtenue à partir du développement en série de Taylor. La formulation implicite du problème dans laquelle l'indice i (resp n) est utilisé comme indice spatial (resp temporel) est la suivante :

$$\frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} = \frac{T_{i-1}^{n+1} - 2T_i^{n+1} + T_{i+1}^{n+1}}{\Delta x^2} \tag{2.60}$$

L' Eq 2.60 est mise sous la forme de l' Eq 2.61 qui correspond au bilan thermique d'une tranche de paroi dont les variables d'état sont uniformes, et pour laquelle $\varphi_{i-1,i}^{n+1}$ et $\varphi_{i,i+1}^{n+1}$ correspondent aux flux convectifs amont et aval.

$$\varphi_{i-1,i}^{n+1} - \varphi_{i,i+1}^{n+1} = \Delta x \rho Cp \frac{dT_i}{dt} \tag{2.61}$$

avec :

$$\varphi_{i-1,i}^{n+1} = \left(T_{i-1}^{n+1} - T_i^{n+1}\right)\frac{\lambda}{\Delta x} \qquad \text{et} \qquad \varphi_{i,i+1}^{n+1} = \left(T_i^{n+1} - T_{i+1}^{n+1}\right)\frac{\lambda}{\Delta x}$$

Une couche de matériau est constituée de plusieurs tranches aux propriétés uniformes. Une paroi multi-couche sera composée de plusieurs modèles de couches. Au niveau des interfaces matériaux-matériaux les contacts sont supposés parfaits, flux et températures sont égaux. Le modèle de couche SimSpark déjà implémenté repose sur la discrétisation d'une couche en quatre éléments.

2.2.10 Conclusion

Le modèle nodal de transfert thermique que nous avons décrit fait appel à un bilan de pression pour le calcul du débit et nous avons mis l'accent sur les corrélations de convection qui peuvent être utilisées en cavité.
L'utilisation de résultats expérimentaux a permis, à ce stade, d'orienter le choix du type de corrélations qui seraient les plus adaptées à la description des transferts convectifs. Nous avons pu remarquer que la corrélation entre la vitesse d'air et la vitesse de vent était plus marquée que celle liant la vitesse de l'air au rayonnement solaire.

Nous allons à présent décrire le travail de modélisation qui a été réalisé pour le déphaseur. Après une brève présentation des grandeurs propres aux milieux poreux et du modèle numérique résolvant le problème thermique proposé par SCHUMMANN, nous réaliserons une étude paramétrique en faisant varier, volume du stock et durée de fonctionnement du circulateur.

2.3 Inertie déportée par un stockage d'énergie

2.3.1 Description du problème et solution analytique

La Figure 2.23 schématise le stock thermique ainsi que les notations qui sont utilisées. Les grandeurs amont et aval au milieu poreux sont indicées par o. Au sein du milieu on utilise l'indice b lorsqu'il s'agit de grandeurs relatives au matériau (« *billes* » dans notre cas), a lorsque il s'agit de l'air et c comme « *contenu* » lorsque l'on considère l'ensemble formé d'air et de bille.

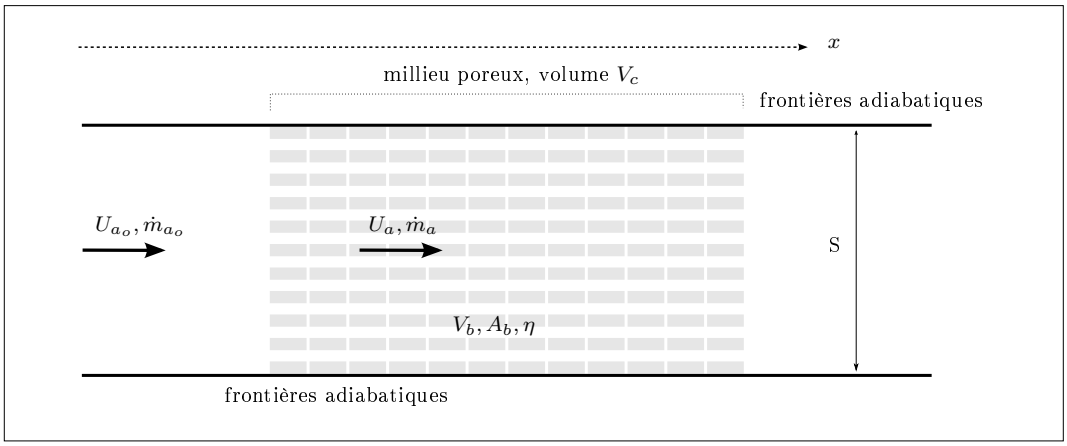


Figure 2.23 – *Représentation des différents modes de transfert de chaleur.*

On assimile l'unité de stockage à un volume de section S_c et de longueur L_c noté V_c. Il s'agit d'un milieu formé de matériaux et d'aspérités par lesquelles l'air circule. On utilisera par la suite le terme *fraction de vide* qui est le rapport du volume d'air V_a sur le volume total du milieu V_c :

$$\eta = \frac{V_a}{V_c} = 1 - \frac{V_b}{V_c} \tag{2.62}$$

La *compacité* est également une grandeur utilisée afin de caractériser le milieu et plus particulièrement la géométrie des matériaux utilisés. Il s'agit du rapport entre la surface et le volume du matériau :

$$\kappa = A_b/V_b \tag{2.63}$$

Dans le cas des sphères, la compacité s'exprime en fonction du rayon uniquement soit : $\kappa = 3/r = 1/\delta_{eq}$. L'interprétation de l'inverse de cette grandeur est plus évidente, il s'agit de l'épaisseur moyenne qu'aurait un volume si l'on ramenait son enveloppe sous la forme d'un plan. On l'appellera *épaisseur équivalente d'un matériau*, notée δ_{eq} :

$$\delta_{eq} = V_b/A_b \tag{2.64}$$

Nous déduisons des équations 2.62 et 2.64 la surface d'échange théorique totale entre l'air et les matériaux pour l'ensemble du volume de stockage, son expression est la suivante :

$$A_b = \kappa S_c L_c (1-\eta) = \kappa V_c (1-\eta) \tag{2.65}$$

Après cette brève présentation des grandeurs spécifiques au milieu poreux, nous allons présenter les équations d'un modèle qui portent le nom de Schumann, chercheur qui est à

son origine. Ce dernier propose dans [Sch29] l'expression de la température du fluide et du milieu en fonction de la distance parcourue et du temps écoulé en considérant un lit dont la température est initialement homogène et un fluide dont la température lui est supérieure.
Le modèle que nous avons implémenté se base sur la même conceptualisation du problème thermique, cependant l'utilisation d'une méthode de résolution numérique permet une plus grande polyvalence dans la forme des sollicitations envisageables. Nous étions à la recherche de cette polyvalence afin d'investiguer une nouvelle voie : l'étude du fonctionnement du circulateur (intermittence, débit variable).
Avant de présenter le modèle numérique, nous présentons la solution au problème de SCHUMANN donnée par HOLLMULLER. Cette solution est donnée pour une sollicitation harmonique, elle est utilisée pour modéliser un système de stockage traversé par un flux d'air dont le débit est constant. Nous verrons que le nom du système, « *déphaseur* » dérive de l'expression de la température de l'air en sortie du stock (EQ 2.69).

On présente sur la FIGURE 2.24 le bilan d'énergie relatif à une tranche du stock thermique de longueur dx. Le volume d'air est traversé d'un débit massique $\dot{m}_a$. La section totale d'air est égale à s_a et la surface de matériaux s_b. Les volumes de contrôle représentés ($s_a dx$ et $s_b dx$) sont susceptibles d'échanger un flux thermique au travers de la surface $a_b dx$ (surface par unité de longueur $\times$ longueur élémentaire) sous forme d'échanges convectifs.

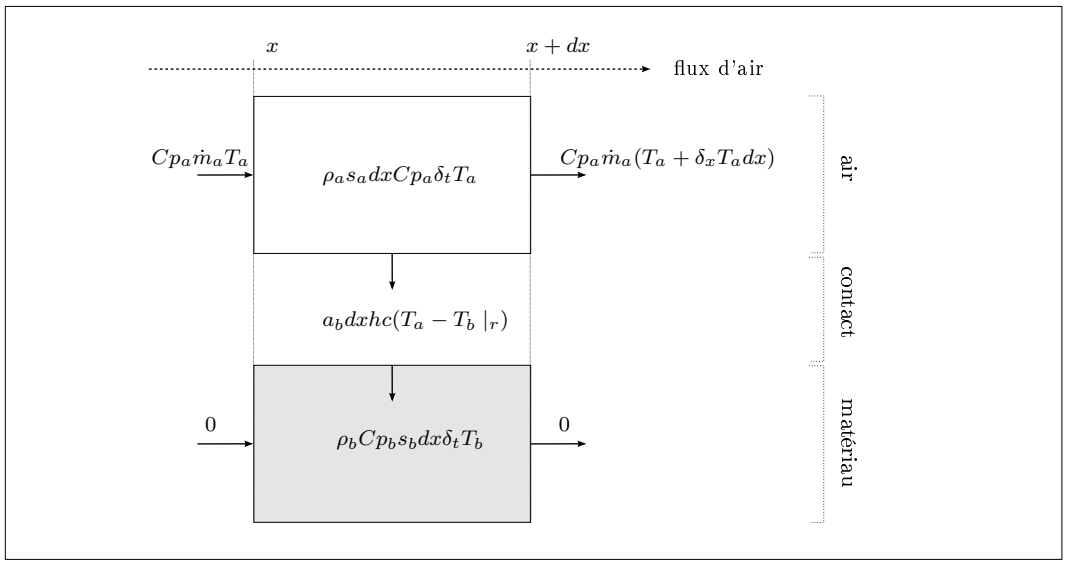


FIGURE 2.24 – *Description du modèle de transferts du lit de sphère.*

Le modèle utilisé pour le milieu solide porte le nom de « *lumped capacity* ». Il est basé sur l'hypothèse d'uniformité de la température dans le matériau. Les bilans énergétiques pour chacun des volumes de contrôle représentés sur la FIGURE 2.24 sont les suivants :

$$Cp_a \dot{m}_a \left((\delta T_a/\delta x) + \frac{1}{U_a} (\delta T_a/\delta t) \right) = A_b hc(T_a - T_b\,|_r) \tag{2.66}$$

$$\rho_b Cp_b V_b \, (\delta T_b/\delta t) = A_b hc_b(T_a - T_b\,|_r) \tag{2.67}$$

L'équation 2.66 est le bilan d'énergie du volume d'air, c'est une équation aux dérivées partielles en espace et en temps. Les hypothèses qui permettent l'écriture de ces équations sont les suivantes :

1. La température dans les matériaux est supposée uniforme, *"lumped capacity"* ;

2. La diffusion de chaleur longitudinale n'est par prise en compte (milieu air et matériau) ;
3. Le flux d'air est réparti de manière uniforme sur la section ainsi que dans l'axe longitudinal ;
4. Les échanges de chaleur air/matériau sont évalués par un coefficient d'échange convectif moyen appliqué en tous points de l'interface air/matériau et le flux de chaleur est proportionnel à la différence de température ;
5. Les éventuelles échanges latents ne sont pas pris en compte ;
6. Seuls les transferts entre l'air et les matériaux sont considérés, l'enveloppe est supposée adiabatique.

Voici la solution de ce système d'équation proposée par Hollmuller dans [HLZ06]. Cette solution est donnée pour une sollicitation de la forme $T_a \mid_{x=0} = A\cos(\omega t)$. Son expression est la suivante :

$$T_a(x,t) = A\exp\left(-\frac{a_b h' x}{Cp_a \dot{m}_a}\right)\cos\left(\omega\left(t-\frac{x}{U}\right)-\frac{a_b k' x}{Cp_a \dot{m}_a}\right) \tag{2.68}$$

avec :

$$h' = \frac{hck^2}{hc^2+k^2} \qquad et \qquad k' = \frac{hc^2 k}{hc^2+k^2}$$

où $k = \omega C p_b \delta_{eq} r_b = \pi C p_b \rho_b \delta_{eq}/(\tau/2)$ est un coefficient d'échange qui traduit la capacité des matériaux à stocker la chaleur sur une demi-période $(\tau/2)$.
Il est possible d'assimiler la réponse à la sollicitation présentée en entrée du système. La forme de la réponse est identique à celle de la sollicitation à laquelle est affectée un coefficient de transmission ε et un déphasage φ :

$$T_a(x,t) = \varepsilon A\cos(\omega t - \varphi) \tag{2.69}$$

La formulation du terme φ peut être simplifiée si l'on néglige le terme $(x\omega/U)$ correspondant au temps de traversée d'une particule, ainsi :

$$\varphi \approx \frac{A_b k'}{Cp_a \dot{m}_a} = \frac{\kappa V_b}{Cp_a \dot{m}_a}\left(\frac{k}{1+(k/hc)^2}\right) \tag{2.70}$$

l'expression de la transmission correspondant au rapport entre l'amplitude du signal d'entrée et de sortie faisant intervenir φ est la suivante :

$$\varepsilon = \exp\left(-\frac{A_b h'}{Cp_a \dot{m}_a}\right) = \exp\left(-\varphi\frac{k}{hc}\right) \tag{2.71}$$

On remarque dans l'équation Eq 2.70 que le déphasage est proportionnel à la compacité ainsi qu'au volume de matériau mis en oeuvre et inversement proportionnel au débit d'air.
Le phénomène de déphasage est mis en évidence lorsque $hc \gg k$:

$$\begin{aligned} \lim_{hc\gg k} \quad & \varepsilon(hc,k) = 1 \\ \lim_{hc\gg k} \quad & \varphi(hc,k) = \frac{\kappa V_b}{Cp_a \dot{m}_a} \end{aligned} \tag{2.72}$$

2.3.2 Le modèle numérique implémenté

Le modèle qui est proposé est un modèle de type " volume finis ". Le volume de stockage V_c discrétisé en sous-volumes de dimensions $V_{c_i} = L_i.S_i$ avec S_i la section de l'échangeur et L_i la longueur de l'élément discrétisé. Un débit massique d'air ($\dot{m}_a$) traverse ce volume sur une section passage ηV_{c_i}. Nous écrivons le bilan enthalpique sur le volume d'air Eq 2.73 ainsi que sur les matériaux Eq 2.74. La température d'air de la i^{ime} cellule est la moyenne de la température d'entrée et de sortie Eq 2.75.

$$Cp_a \dot{m}_a \left(T_{e_i} - T_{s_i}\right) = A_{b_i} hc_i \left(T_{a_i} - T_{b_i}\right) + \rho_a Cp_a V_a d_t T_{a_i} \tag{2.73}$$

$$A_{b_i} hc_i \left(T_{a_i} - T_{b_i}\right) = \rho_b Cp_b V_b d_t T_{b_i} \tag{2.74}$$

$$T_{a_i} = \left(T_{e_i} + T_{s_i}\right)/2 \tag{2.75}$$

Ces équations peuvent êtres adaptées à notre géométrie en utilisant les notations présentées en Section 2.3.1, ainsi les Eq 2.73 et Eq 2.74 deviennent :

$$\frac{\dot{m}_a}{L_i S_i} Cp_a \left(T_{e_i} - T_{s_i}\right) = \frac{3hc(1-\eta)}{r} \left(T_{a_i} - T_{b_i}\right) + \rho_a Cp_a \eta d_t T_{a_i} \tag{2.76}$$

$$\frac{3hc(1-\eta)}{r} \left(T_{a_i} - T_{b_i}\right) = \rho_b Cp_b d_t T_{b_i} \left(1-\eta\right) \tag{2.77}$$

Les équations des éléments sont ensuite couplées les unes aux autres et la température de sortie d'une cellule devient la température d'entrée de la cellule suivante ($T_{s_i} = T_{e_{i+1}}$). Nous avons fixé la longueur de chacune des cellules à 25 cm qui correspond à la périodicité du motif formé par les matériaux utilisés lors de l'expérimentation. Cette dernière est décrite dans la Section 3.3.1, Page 110. Le modèle est composé de 14 cellules.

Nous listons dans le tableau suivant les paramètres du modèle :

variable	description	unité
T_e	Température d'entrée de l'air	°C
P_{atm}	Pression atmosphérique	$mBar$
H_r	Humidité relative	%
Q	Débit volumique d'air	$m^3 h^{-1}$
r	Caractéristique dimensionnelle du matériaux de stockage (rayon)	m
ρ_b	Masse volumique du matériaux	$kg.m^{-3}$
Cp_b	Capacité calorifique du matériaux	$kJ.K^{-1}.kg^{-1}$
η	Fraction de vide du milieu poreux	$-$
hc	Coefficient de couplage thermique air/matériaux	$W.m^{-2}.K^{-1}$
S	Section du volume de stockage	m^2
L	Longueur d'un volume de contrôle	m

2.3.3 Validation de l'implémentation du modèle numérique

Nous avons dans les Section 2.3.1 et 2.3.2 énoncé la solution analytique au problème de Schumann et décrit le modèle numérique qui a été implémenté dans l'environnement SimSpark . À présent nous comparons leurs réponses pour un large éventail de paramétrisation. La sollicitation qui est appliquée en entrée est sinusoïdale, elle est décrite par l' Eq 2.78.

$$T_e(t) = \overline{T_e} + \theta_0 \cos\left(\frac{2\pi}{\tau} t + \frac{\pi}{2}\right) \tag{2.78}$$

Les deux paramètres sur lesquels nous agissons sont le débit et le volume de matériau. Une variation du débit impliquant une modification des transferts convectifs, nous proposons de

prendre en compte cette dépendance en utilisant la relation de ACHENBACH [Ach95] qui est décrite dans l'équation suivante :

$$Nu_D = \left[\left(1.18Re_o^{0.58}\right)^4 + \left(0.23Re_H^{0.75}\right)^4\right] \tag{2.79}$$

avec $Re_H = \dfrac{1}{1-\eta} Re_o$, $Re_o = U_{a_o} 2r/\nu$

Les valeurs du coefficient d'échange sont données sur la FIGURE 2.25 pour un débit variant dans l'intervalle [100 ; 400 m^3h^{-1}]. Les paramètres suivants ont été utilisés ($\eta = 0.34$, dimension caractéristique → diamètres des nodules, $D = 0.095\ m$).

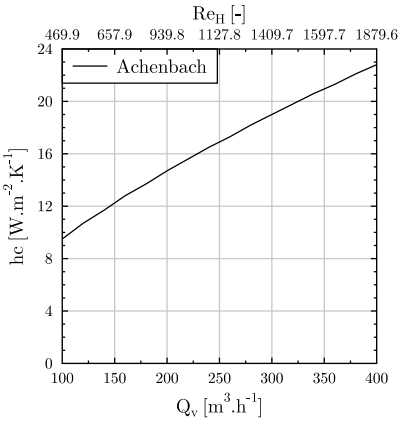


FIGURE 2.25 – *Évolution du coefficient d'échange hc pour un débit compris entre 100 et 400 m^3h^{-1}, indication du nombre de* REYNOLDS *correspondant.*

Nous avons fait varier la longueur totale du stock dans l'intervalle [1 m ; 3.5 m] par pas de 0.5 m et le débit volumique de l'air dans l'intervalle [100 ; 400 m^3h^{-1}] par pas de 50 m^3h^{-1}. Elles conduisent à un ensemble de $6 \times 7 \times 2$ résultats de simulation.
La FIGURE 2.26 compare les réponses du modèle numérique[29] à la solution analytique. Ces résultats sont obtenus pour une longueur de 3 m et un débit de 350 m^3h^{-1}.

Les différences en ce qui concerne la transmission sont quasiment constantes, elles varient entre -2 et 2%. Au niveau du déphasage, on observe des écarts variant entre 8 minutes et 50 minutes. Les plus grandes erreurs correspondent à des déphasages supérieurs à 10h auquel sont associés de faibles transmissions (SECTION A.1, PAGE 141).
Globalement, l'erreur relative est inférieure à 5 %. La réponse du modèle numérique est jugée acceptable au vu des résultats détaillés en annexe (erreur relative concernant le déphasage inférieure à 5 % et différence en terme de transmission au plus égale à 2 %).

2.3.4 Réduction du pas de temps de simulation

Pour coupler ce modèle à celui d'un bâtiment le pas de temps de simulation doit correspondre aux simulations annuelles de bâtiment soit un pas de temps horaire. Dans SIMSPARK la méthode de couplage de deux modèles est une méthode dite *"intégrée"* [Mor03], les équations relatives à chacun des modèles forment un unique système d'équations résolu par le solveur

29. Pour le modèle numérique, nous utilisons un pas de temps de simulation de 60 s. Comme le nombre de volume de contrôle du modèle est fixe, la discrétisation spatiale évolue lorsque la longueur totale du "stock" est modifiée. Plus la longueur est réduite plus la discrétisation sera fine. La période de simulation est supérieure à la période d'initialisation du modèle numérique.

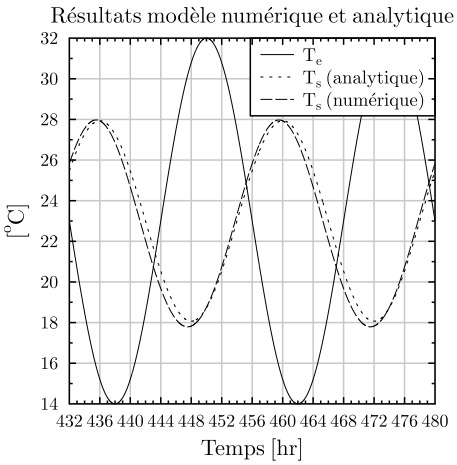


FIGURE 2.26 – *Comparaison des modèles analytique et numérique.*

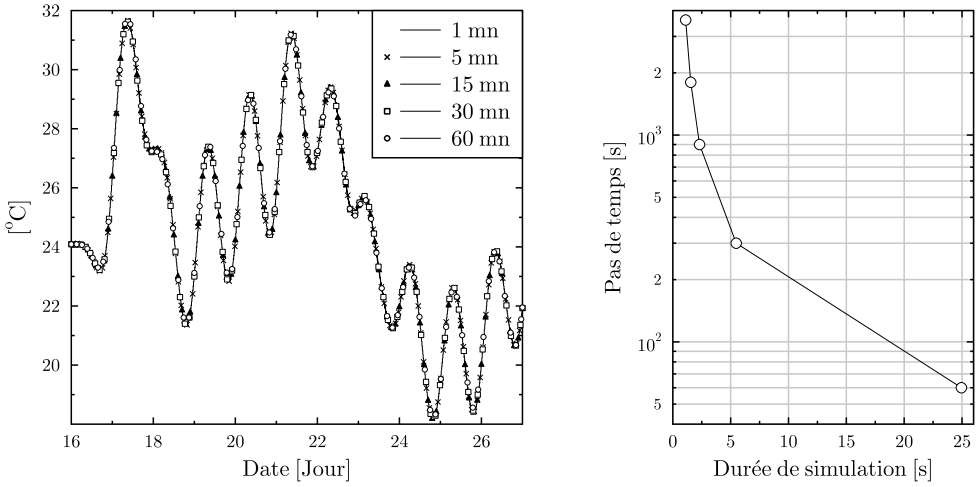


FIGURE 2.27 – *Incidence du pas de temps de simulation sur les résultats (graphique de gauche) et sur la durée de simulation (graphique de droite).*

SPARK . Comme la taille du système d'équation propre au modèle de bâtiment est de dimension bien plus importante que celle du stock thermique, l'enjeu en terme de temps de calcul est important si l'on considère que le bâtiment est simulé à un pas temps horaire et le stock thermique à un pas de 60 s seulement.
Afin d'évaluer l'incidence du pas de temps de simulation nous avons conduit une série de simulations en variant la discrétisation temporelle. Nous présentons sur la FIGURE 2.27 une comparaison [30] des résultats obtenus pour chacune des simulations : minute, 5 minutes, 15 minutes, 30 minutes et 1 heure. On remarque que les écarts sont limités à 0.1 °C pour un pas de temps allant jusqu'à 30 minute et 0.2 °C pour un pas de temps horaire. Nous en concluons que jusqu'à une résolution horaire, le pas de temps de simulation a une incidence

30. Le résultat de chaque simulation est interpolé au pas de temps minute.

négligeable sur les résultats de simulation.

Le graphique en partie droite de la Figure 2.27 donne l'évolution du temps de simulation en fonction du pas de temps pour un temps de simulation de 11 jours. Il varie entre 1.1 et 25 s.

Dans la perspective de l'étude du fonctionnement du système par intermittence, nous retenons un pas de simulation de 5 minutes qui apporte à la fois une réduction du pas de temps de simulation d'un facteur 3.7 et une résolution pour les variations des durées de fonctionnement suffisante.

2.3.5 Modification des paramètres Df et V_{stk} du système

On utilise le modèle numérique précédemment décrit (Section 2.3.2, Page 65) afin d'appréhender quelles sont les conséquences des modifications conjointes du volume et de la durée de fonctionnement de système.

Nous avons considéré trois stocks qui, sollicités en permanence à un flux d'air, présentent en sortie un déphasage d'approximativement douze heures mais dont les transmissions sont de 32 %, 57 % et 73 % (voir Tableau 2.6). Afin d'obtenir ces transmissions, nous avons modifié le coefficient d'échange convectif, sa valeur est de 14 $W.m^{-2}.K^{-1}$ pour la plus petite des transmissions.

Table 2.6 – *Rendement de stockage pour un fonctionnement continu du ventilateur.*

	Déphasage (φ)	Transmission (ε)	Rendement énergétique de stockage
Système 1	$12h$	32 %	72 %
Système 2	$12h$	57 %	86 %
Système 3	$12h$	72 %	96 %

Pour chacun des systèmes nous avons également fait varié le volume de stockage de 55 à 100 % par pas de 15 % ainsi que la durée de fonctionnement totale (diurne et nocturne) de $8h50$ à $24h00$ par pas de $2h30$. On note $\{\mathcal{V}_{stk}\}$, l'ensemble des volumes et $\{\mathcal{D}_f\}$ l'ensemble des durées de fonctionnement. Les réponses du système ayant la meilleur transmission (73 %) sont données sur la Figure 2.28. Les réponses pour les transmissions de 57 % et 32 % sont données en annexe (Section A.2, Page 143). Elle donne, pour une journée, l'évolution des températures d'air en sortie pour quatre volumes et huit durées de fonctionnement. Un graphique semblable est donné en annexe pour les systèmes ayant une transmission de 32 % et 57 %.

Afin d'analyser les conséquences des ces modifications, nous avons défini les deux indices suivants : Le *potentiel valorisable de froid,* Pfv et le *rendement énergétique de stockage,* η_{stk}. Ces grandeurs seront calculées à partir des résultats de simulation sur une période choisie de quatre journées.

Potentiel valorisable de froid, Pfv

Il traduit le service rendu par le système, c.a.d une grandeur, qui à une constante près, représente l'énergie frigorifique apportée par le système sur une période $\{\mathcal{S}\}$ de fonctionnement. La méthode de calcul est la suivante, elle est illustrée sur la Figure 2.29 :

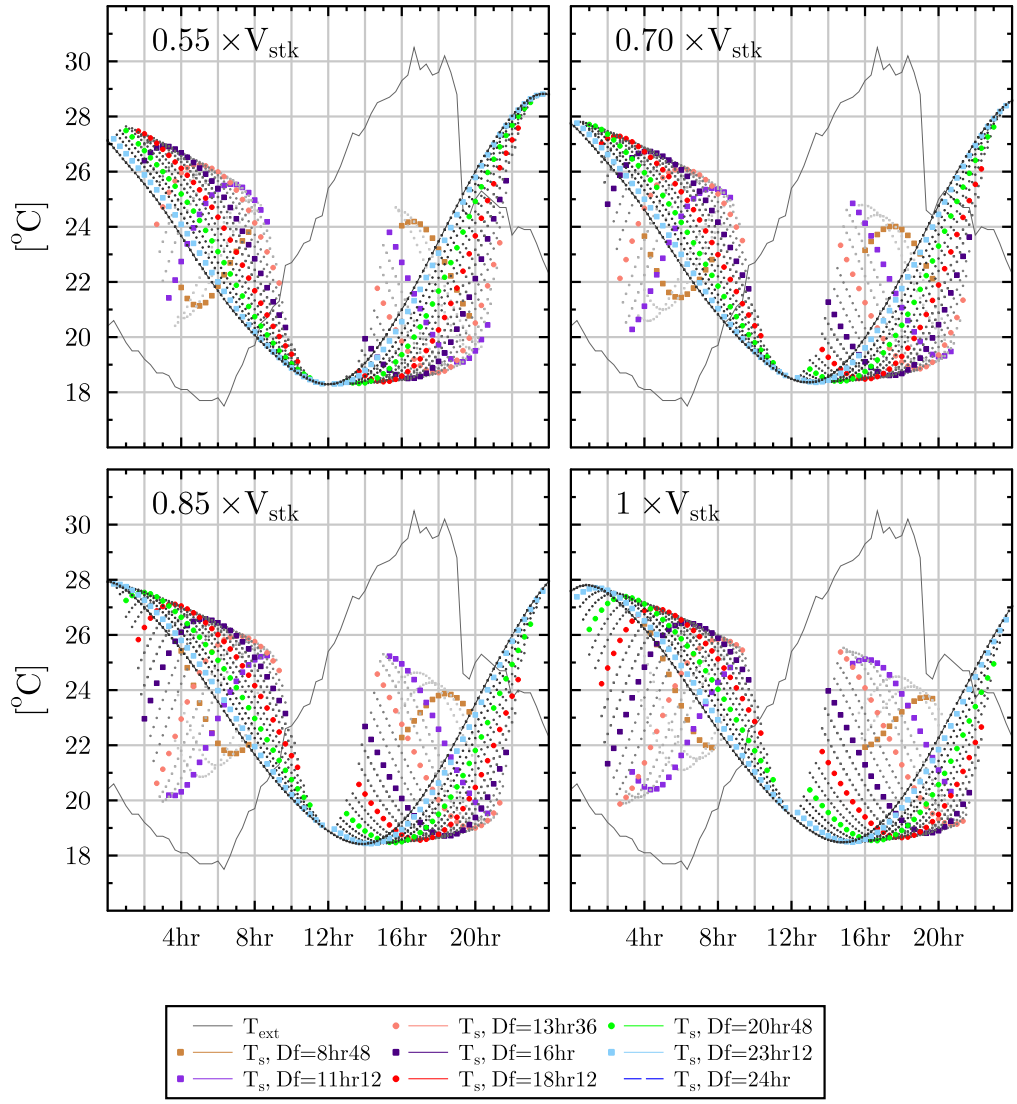


FIGURE 2.28 – *Évolution de la température en sortie du stock thermique lorsque la durée de fonctionnement et le volume de stockage sont modifiés (Transmission pour un fonctionnement permanent et un volume nominal de* 73 %*).*

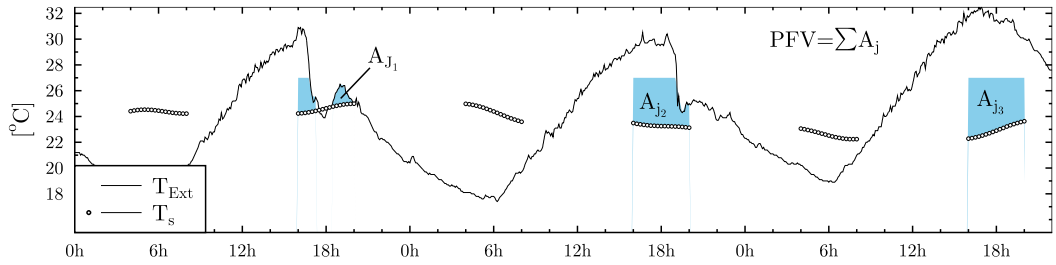


Figure 2.29 – *Méthode de calcul du « potentiel de froid valorisable ».*

$$
\begin{aligned}
Pfv_{d,v} &= \int_{\{\mathcal{S}\}} \left(min(T_{sup}, T_{ext}(t)) - T_{s_{d,v}}(t)\right) dt, \\
C1: &\quad T_s(t) < T_{sup}, \\
C2: &\quad T_s(t) < T_{ext}(t), \\
C3: &\quad T_s(t) > T_{inf}, \\
C4: &\quad T_{ext}(t) > T_{inf},
\end{aligned}
\tag{2.80}
$$

Il s'agit de l'intégrale des différences de température entre la sortie du système et une température supérieure pouvant être égale soit à la température de l'air extérieur soit à la limite supérieure de confort. Dans la formulation 2.80, seuls les instants durant lesquels les conditions $C1$, $C2$ et $C3$ sont remplies participe à l'intégrale.

La Figure 2.30 donne la moyenne journalière de l' Eq 2.80 appliquée à une séquence $\{\mathcal{S}\}$ de quatre journées. En ordonnée est indiquée la valeur de l'indice en [°C.$h/Jour$]. En multipliant la valeur indiquée par 33.53 on obtient la puissance frigorifique journalière apportée par le système en [$W.h/Jour$] considérant un débit de 100 m^3h^{-1}.

Rendement énergétique de stockage, η_{stk}

On introduit un indice que nous appelons « *rendement énergétique de stockage* ». Ce dernier traduit la capacité du système à reporter les écarts de température présents la nuit en entrée du système, lors de la journée à sa sortie. Son calcul est illustré sur la Figure 2.31, on le calcule de la manière suivante :

$$
\eta_{stk_{d,v}} = \frac{\int_{\{\mathcal{S}\}} \chi_{stk} \left(27 - T_{stk_{d,v}}(t)\right) dt}{\int_{\{\mathcal{S}\}} \chi_{ext} \left(27 - T_{ext}(t)\right) dt}
\tag{2.81}
$$

Nous proposons de visualiser l'évolution de cet indice en faisant varier plusieurs grandeurs dont l'encombrement du système qui constitue une des principales variables d'optimisation. On considère un ensemble de trois systèmes se distinguant par leur transmission[31] lorsque ils sont soumis à un flux d'air constant soit 32, 57 et 72 %. Nous avons paramétré ces trois modèles afin que le déphasage qu'ils induisent soit de douze heures pour un volume de volume de matériau que nous appellerons volume nominal.
Dans un premier temps, le rendement du système est calculé pour chacune de ces configurations, correspondant à un mode de fonctionnement que l'on peut qualifier de « *déphaseur* ».

31. Rapport entre l'amplitude du signal d'entrée et de sortie.

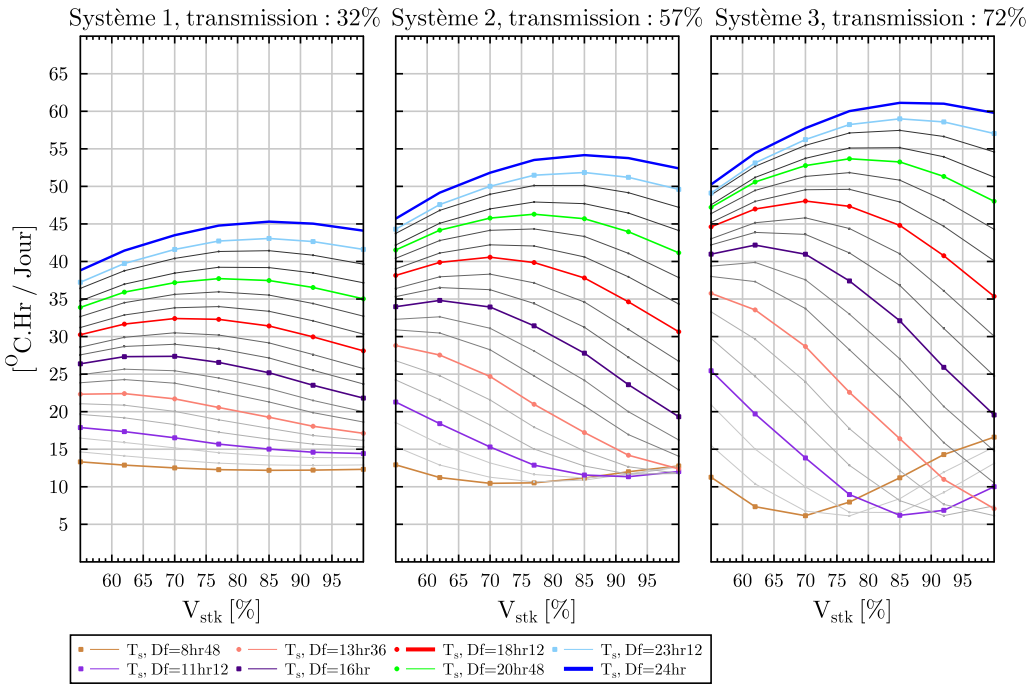


FIGURE 2.30 – *Sensibilité du volume et du temps de fonctionnement sur le service rendu par le système (période du 30 Juin au 02 Juillet, météo Grenoble 2010).*

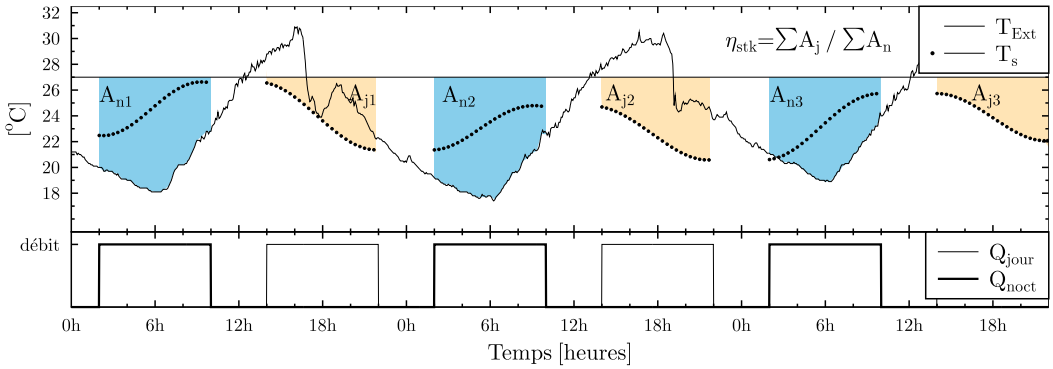


FIGURE 2.31 – *Méthode de calcul du « rendement énergétique de stockage ».*

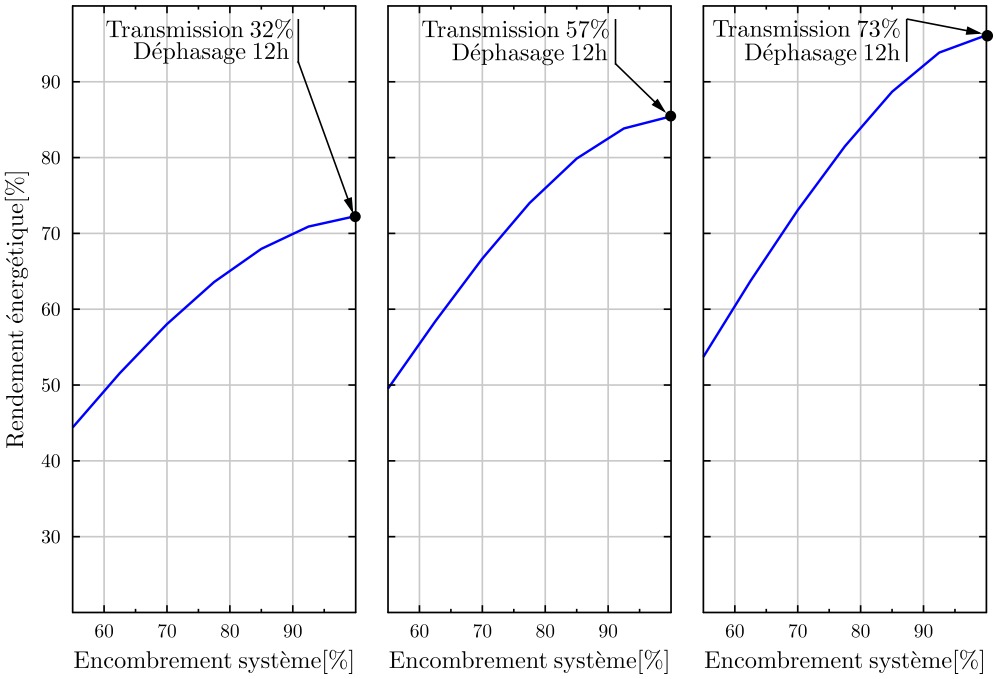


Figure 2.32 – *Modification du volume de stockage pour un fonctionnement permanent.*

Nous réduisons ensuite progressivement le volume de stockage jusqu'à ce qu'il atteigne 50 % du volume initial. Entre le volume maximal et le volume minimal nous effectuons sept évaluations qui permettent de donner la caractéristique « *rendement énergétique* » en fonction de la fraction de volume de matériaux [32] . Les rendements obtenus pour un fonctionnement permanent du ventilateur sont donnés par le Tableau 2.6 et la caractéristique fonction du volume de stockage est visible sur la Figure 2.32.

Pour les quatre jours choisis, on remarque que, malgré une transmission du signal imparfaite (72 %), le rendement est proche de 100 %. La réduction de la transmission se traduit par une réduction du rendement. Cette décroissance n'est toutefois pas aussi rapide que la réduction de la transmission. En effet, la transmission la plus faible permet d'atteindre un rendement de près de 72 %.

Observons maintenant l'évolution du rendement en fonction du volume de stockage, Figure 2.32, pour un fonctionnement permanent du circulateur.
Quelque soit le système considéré, elle se traduit par une dégradation du rendement. La sensibilité maximale est relevée pour le système ayant la meilleure transmission. Ainsi, un système ayant un rendement proche de l'unité quand le volume de matériau permet le déphasage complet, voit son efficacité réduite de près de moitié (97 → 54 %).
On trouve l'explication de cette importante dégradation alors que la transmission est améliorée par une réduction du déphasage. Les conséquences de la réduction de l'encombrement du système sur le déphasage et l'amortissement dans le cas particulier du fonctionnement

32. Le volume propre nécessaire à chacun des systèmes pour induire un déphasage de $12h$ est pris comme référence.

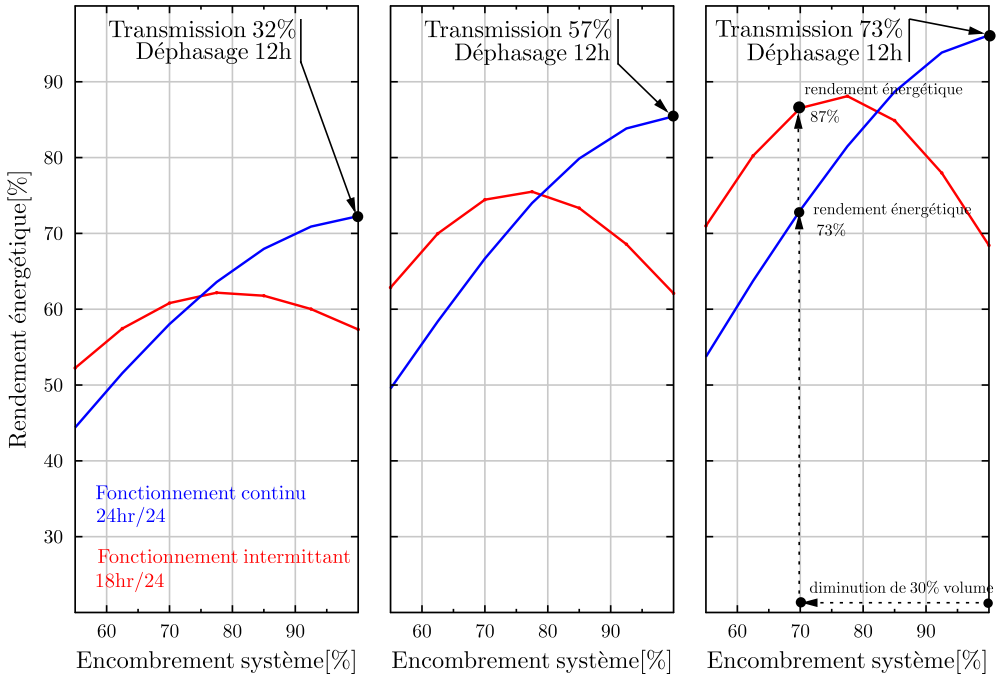


FIGURE 2.33 – *Rendement énergétique de stockage et réduction de la durée de fonctionnement.*

permanent du circulateur sont données par les 2.70 et EQ 2.71. Lors d'une réduction du volume de matériaux, l'amortissement suit une décroissance exponentielle et le déphasage une réduction linéaire. Une réduction du volume implique une amélioration de la transmission mais une détérioration de la coïncidence entre les instants durant lesquels la température en sortie est minimale et la période de fonctionnement diurne.

Nous effectuons à présent l'évaluation pour des durées de fonctionnement jour/nuit cumulées inférieures à $24h$. Les durées de fonctionnement diurne et nocturne sont égales. Les plages de fonctionnement sont centrées sur la même heure : $6h$ pour la période nocturne et $18h$ pour la période diurne. Avant de présenter l'ensemble des caractéristiques, on donne le cas d'un fonctionnement d'une durée jour et nuit égale à $18/24h$. La courbe caractéristique correspondante, ainsi que celle obtenue précédemment, sont données sur la FIGURE 2.33.
A la différence du cas où le ventilateur fonctionnait en permanence, la réponse a la forme d'une parabole. La valeur maximale est obtenue pour un volume de stockage approximativement égal à 80 % du volume initial. Relativement à ce cas particulier, on fait le constat suivant : *Lorsque le volume de matériau est réduit, un fonctionnement par intermittence permet d'obtenir un meilleur rendement qu'avec un fonctionnement permanent du circulateur.*

La FIGURE 2.34 permet de visualiser le réseau de courbes relatives à des durées de fonctionnement allant de $9/24h$ à $24/24h$ ainsi qu'un volume de stockage pouvant au maximum être réduit de 50 %.

Ces évaluations mettent en évidence les points suivants :
– Quelque soit la réduction de volume envisagée, il existe un scénario de ventilation tel que

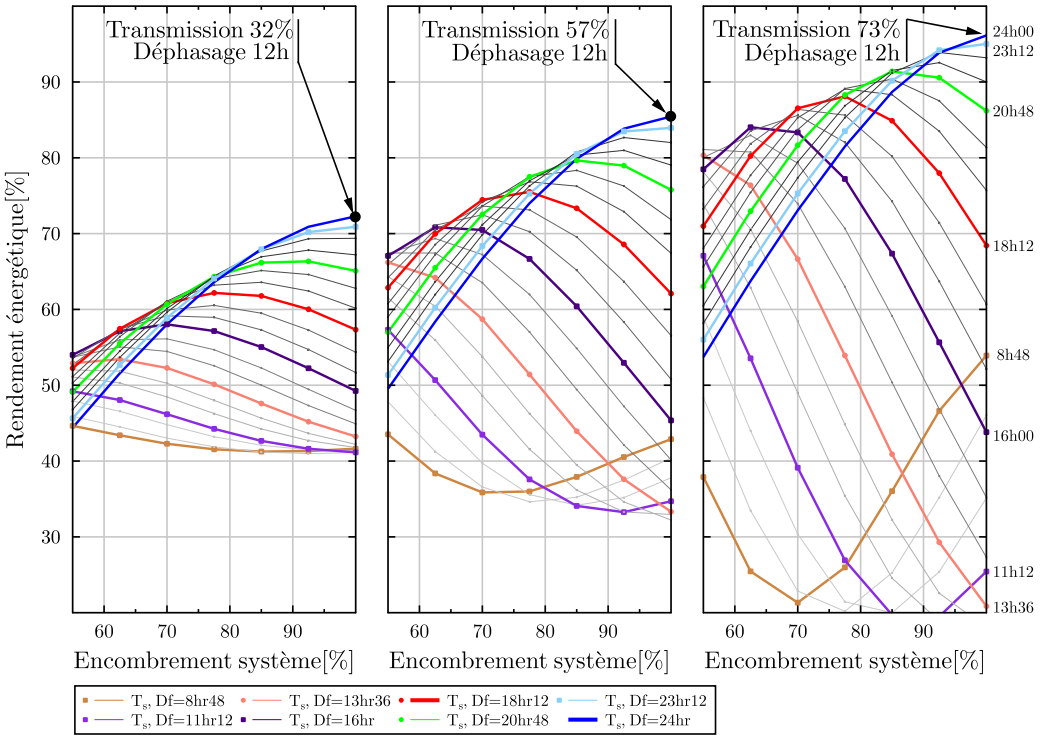


Figure 2.34 – *Caractéristique complète du rendement énergétique de stockage en fonction de la durée de fonctionnement et du volume de stockage.*

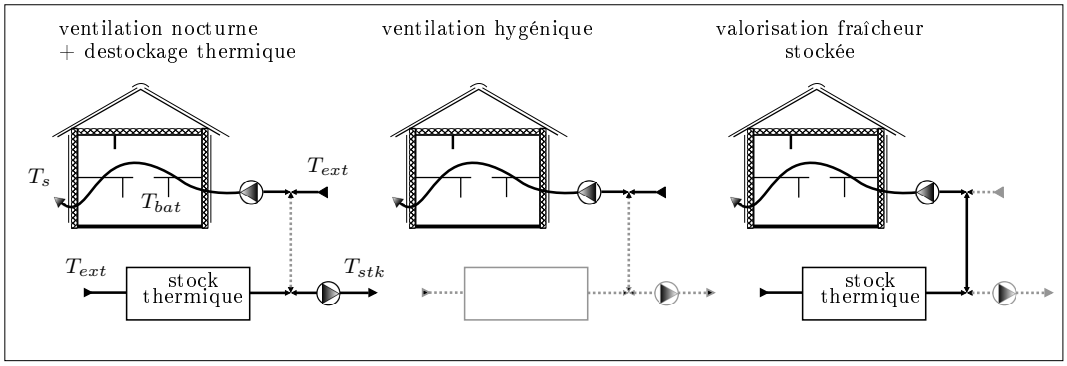


FIGURE 2.35 – *Intégration du stock thermique au système de ventilation du bâtiment.*

le rendement du système soit optimal ;
- L'optimum est obtenu par une réduction de la durée de fonctionnement égale à la réduction de volume envisagé ;
- Le gain apporté par un mode de fonctionnement intermittent est d'autant plus important que le volume de stockage est faible ;
- Plus le système présente une transmission importante, plus il est sensible aux modifications des durées de fonctionnement et de volume de stockage.

Exemple : Soit un stock thermique dont le volume de stockage permet pour un débit donné de déphaser complètement l'onde de température. Si l'on souhaite réduire l'encombrement du système en réduisant la taille du stock thermique ($\{\mathcal{V}_{stk}\}$) de X % tout en conservant des performances optimales (rendement énergétique), les durées de fonctionnement jour+nuit devront être réduites à X %Df et également réparties entre la nuit et le jour.

2.3.6 Formulation du coefficient de performance du système

Afin d'évaluer l'efficacité du système, nous présentons sur la FIGURE 2.35 un exemple de couplage d'un stock thermique à un bâtiment en représentant les différentes phases de fonctionnement.
La liaison entre le bâtiment et le stock thermique est faite en utilisant le réseau de renouvellement d'air hygiénique du bâtiment. Cette configuration est valable dans la mesure où les débits d'air sont limités. En effet, pour des raisons acoustiques, la vitesse de l'air dans les gaines ne peut dépasser 4 $m.s^{-1}$. Si l'on souhaite des débits supérieurs les gaines de distribution doivent êtres sur-dimensionnées.

Nous considérons plusieurs phases de fonctionnement durant lesquels la ventilation joue le rôle :
- $\{\mathcal{H}_{yg}\}$: de renouvellement hygiénique de l'air
- $\{\mathcal{S}_{noct}\}$: de valorisation de la réduction nocturne des températures
- $\{\mathcal{S}_{dirn}\}$: de ventilation diurne par le biais du système de stockage

Le principe de fonctionnement est le suivant :
- Lorsque les conditions extérieures sont plus favorables au rafraîchissement du bâtiment que l'air en sortie du système, l'air extérieur alimente le bâtiment. Le déphaseur peut par ailleurs être ventilé afin de rafraîchir son stock thermique (premier schéma) ;
- La deuxième figure correspond au cas où le bâtiment est ventilé (ventilation hygiénique ou sur-ventilation) mais le système ne l'est pas. On trouve cette phase lorsque le système fonctionne de façon intermittente ;

– Lorsque les températures extérieures sont supérieures aux températures en sortie du stock thermique, bâtiment et stock thermique sont couplés. La température en sortie du système est égale à la température en entrée du bâtiment (troisième schéma).

Le coefficient de performance d'un système est défini de la manière suivante :

$$COP_{sys} = \frac{Q_{fournie}}{W_{conso}} \tag{2.82}$$

C'est le rapport sur une période ($\{\mathcal{S}\}$) totale de fonctionnement du système avec $\{\mathcal{S}\} = \{\mathcal{S}_{noct}\} \cup \{\mathcal{S}_{dirn}\}$ entre le service qui est rendu et l'apport d'énergie que cela a nécessité. Dans le cas du système de stockage, le service rendu correspond à la puissance frigorifique apportée au bâtiment soit :

$$Q_{fournie} = \eta_{bat} \times \rho Q_v/3600Cp \times \int_{\{\mathcal{S}\}} \chi_{stk} \left(T_{bat}(t) - T_{stk}(t)\right) dt \tag{2.83}$$

$$\text{avec } \chi_{stk} = \begin{cases} 1 & \text{si} \quad T_{bat} - T_{stk} > 0 \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$$

Dans l' Eq 2.83 on suppose que durant la période de fonctionnement du système le débit de l'air ainsi que ses propriétés sont constantes. η_{bat} est un terme dont l'objectif est de prendre en compte le fait que l'air injecté à une température inférieure à la température moyenne de l'air dans le bâtiment peut sous certaines conditions être rejeté à une température autre que cette dernière ($T_s \neq T_{bat}$). Voici l'expression de la température de sortie faisant intervenir ce terme :

$$T_s = T_e + \eta_{bat}(T_{bat} - T_e)$$

L'énergie consommée par le système correspond à l'énergie électrique des ventilateurs. La puissance électrique consommée par un ventilateur peut être exprimée en fonction du débit volumique Q_v, des pertes de charges du réseau P_{charge} ainsi que des rendements de transformation mécanique η_v et de transmission η_{tr}. On utilisera par la suite $\eta_{vent} = \eta_v \times \eta_{tr}$ qui est le rendement global du ventilateur. L'expression de la puissance électrique du ventilateur est la suivante :

$$P_{elec} = \frac{Q_v P_{charge}}{3600\eta_v\eta_{tr}} \tag{2.84}$$

La consommation W_{elec} s'écrit :

$$W_{conso} = \int_{\{\mathcal{S}\}} P_{elec} dt = \int_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}+\{\mathcal{S}_{noct}\}} P_{elec} dt \tag{2.85}$$

Les pertes de charges propres au système de stockage seront notées ΔP_{stk} et le complément correspondant aux pertes de charges dans du réseau aéraulique du bâtiment ΔP_{bat}. La consommation intervenant dans le calcul du rendement du système (Eq 2.82) correspond au surplus engendré par la mise en place du stock thermique uniquement, ainsi :

$$P_{elec} = \begin{cases} (Q_{v_{\{\mathcal{S}_{noct}\}}} \Delta P_{stk})/(3600\eta_{vent}) & \text{, la nuit} \\ ((Q_{v_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}}} - Q_{v_{\{\mathcal{H}_{yg}\}}})\Delta P_{bat} + Q_{v_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}}} \Delta P_{stk})/(3600\eta_{vent}) & \text{, le jour} \end{cases} \tag{2.86}$$

Dans l'équation précédente (2.86), $(Q_{v_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}}} - Q_{v_{\{\mathcal{H}_{yg}\}}})\Delta P_{bat}$ correspond à la sur-consommation relative au réseau de distribution dans le cas ou $Q_{v_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}}} > Q_{v_{\{\mathcal{H}_{yg}\}}}$.
On suppose que le débit volumique ainsi que les pertes de charges sont constantes durant les périodes d'intégration, il vient ainsi :

$$\begin{aligned} W_{conso} &= \left[\Delta P_{stk}(Q_{v_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}}} d_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}} + Q_{v_{\{\mathcal{S}_{noct}\}}} d_{\{\mathcal{S}_{noct}\}})\right] /(3600\eta_{vent}) \\ &+ \left[\Delta P_{bat}((Q_{v_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}}} - Q_{v_{\{\mathcal{H}_{yg}\}}}) d_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}})\right] /(3600\eta_{vent}) \end{aligned} \tag{2.87}$$

A présent nous proposons d'exprimer le coefficient de performance du système pour le cas où les débits d'air peuvent soit êtres nuls soit être égaux à Q_v ainsi, $Q_{v_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}}} = Q_{v_{\{\mathcal{S}_{noct}\}}} = Q_{v_{\{\mathcal{H}_{yg}\}}} = Q_{v_{\{\mathcal{S}\mathcal{V}_{noct}\}}}$. Nous supposons en outre que les durées de ventilation du stock thermique (cycle de charge et de décharge) sont identiques $d_{\{\mathcal{S}_{dirn}\}} = d_{\{\mathcal{S}_{noct}\}} = d_{\{\mathcal{S}\}}$. Afin d'exprimer le rendement du système indépendamment du fonctionnement du bâtiment, nous supposerons une température de référence du bâtiment constante, correspondant à une température supérieure de confort soit 27 °C.

L' Eq 2.87 permettant de calculer l'énergie consommée peut alors s'écrire :

$$\begin{aligned} W_{conso} &= \left[\Delta P_{stk} Q_{v_{\{\mathcal{S}\}}} d_{\{\mathcal{S}\}} + 0.5\Delta P_{bat}(Q_{v_{\{\mathcal{S}\}}} - Q_{v_{\{\mathcal{H}_{yg}\}}}) d_{\{\mathcal{S}\}}\right] /(3600\eta_{vent}) \\ &= \left[\Delta P_{stk} Q_{v_{\{\mathcal{S}\}}} d_{\{\mathcal{S}\}}\right] /(3600\eta_{vent}) \end{aligned} \tag{2.88}$$

L'énergie frigorifique fournie par le système peut s'écrire :

$$Q_{fournie} = \eta_{bat} \times \rho Q_v / 3600 Cp \times \int_{\{\mathcal{S}\}} \chi_{stk} \left(27 - T_{stk}(t)\right) dt \tag{2.89}$$

Nous introduisons le terme η_{stk} tel que :

$$\int_{\{\mathcal{S}\}} \chi_{stk} \left(27 - T_{stk}(t)\right) dt = \eta_{stk} \int_{\{\mathcal{S}\}} \chi_{ext} \left(27 - T_{ext}(t)\right) dt \tag{2.90}$$

η_{stk} peut être interprété comme étant la capacité du système à reporter le potentiel de rafraichissement nocturne durant la journée, le calcul de cette grandeur a été précisé dans la Section 2.3.5, Page 68.

Le coefficient de performance du système (2.82) exprimé à l'aide des Eq 2.88, 2.89 et 2.90 devient :

$$COP_{sys} = \underbrace{\eta_{bat}}_{\text{bâtiment}} \times \underbrace{\frac{\eta_{stk}}{\Delta P_{stk}}}_{\text{stock}} \times \underbrace{\frac{\eta_{ventil}}{2}}_{\text{ventilateur}} \times \underbrace{\rho Cp}_{\text{air}} \times \underbrace{\frac{1}{d_{\{\mathcal{S}_{noct}\}}} \int_{\{\mathcal{S}\}} \chi_{ext} \left(27 - T_{ext}(t)\right) dt}_{\text{environnement}} \tag{2.91}$$

Cette formulation fait intervenir les caractéristiques du bâtiment, les caractéristiques thermiques et aérauliques du stock, le rendement du ventilateur[33] , les propriétés thermophysiques de l'air ainsi que les caractéristiques relatives à l'environnement. Nous allons dans la prochaine section développer le calcul du dernier terme relatif à l'environnement.

33. La division par deux est relative au fait que le ventilateur fonctionne durant la nuit ainsi que durant la journée soit une durée de fonctionnement totale $d_{\{\mathcal{S}\}} = 2d_{\{\mathcal{S}_{noct}\}}$.

2.3.7 Évaluation du potentiel de l'environnement

Qu'il s'agisse de sur-ventilation nocturne des bâtiments ou bien de stockage de chaleur d'un système dédié, l'objectif commun est de valoriser à moindre coût énergétique la fraîcheur portée par l'air afin de contribuer au rafraîchissement du bâtiment.
La réduction des températures d'air intervient la nuit en l'absence de rayonnement solaire et sous l'effet du rayonnement atmosphérique [34] . La réduction de température des éléments du stock thermique, ou bien des parois internes du bâtiment permet tout au long de la journée de limiter l'inconfort thermique en jouant sur les températures de surface et d'air à l'intérieur du bâtiment.
Le point commun de ces systèmes (ou stratégies) de *free-cooling* est qu'ils intègrent généralement un ventilateur qui permet de maitriser le flux d'air. Comme nous l'avons vu dans la précédente section pour le cas d'un stock thermique, la performance du système est inversement proportionnelle au rendement de conversion du ventilateur ainsi qu'à sa durée de fonctionnement. La relation faisant intervenir la température extérieure est toutefois moins évidente et son évolution doit être étudiée afin d'évaluer le domaine de variation ainsi que de possibles pistes d'optimisation.

L'évaluation de l'environnement consiste à calculer le *Contraste thermique jour/nuit moyen.* Il correspond à l'amplitude jour/nuit moyenne pour une période de plusieurs journées (généralement mensuelle). Son expression est la suivante :

$$CtJN = \frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N}(max(T_{ext})_n - min(T_{ext})_n) \tag{2.92}$$

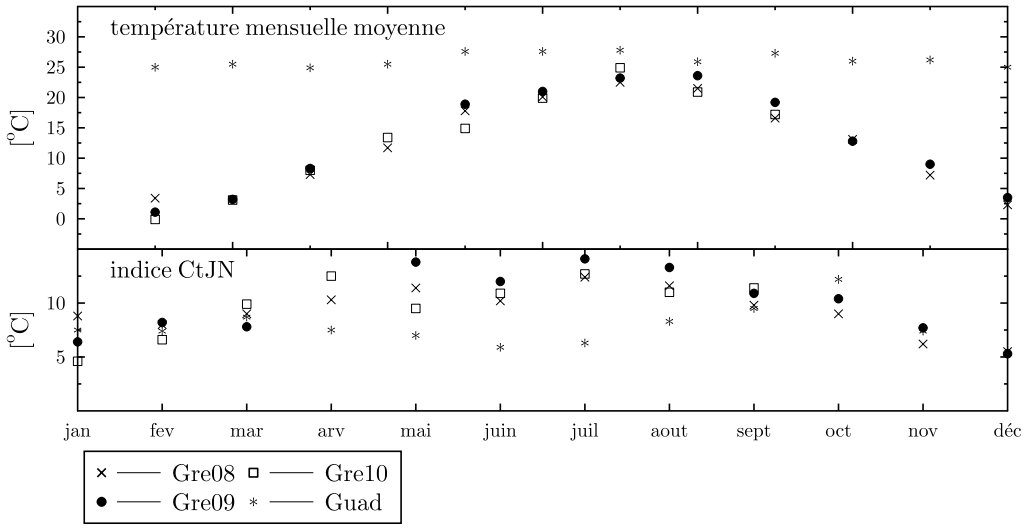


Figure 2.36 – *Contraste thermique jour/nuit mensuel pour le site de Grenoble ainsi que pour une année en Guadeloupe.*

L'indication qu'il fournit permet de comparer les évolutions de température entre plusieurs

34. Le phénomène de rayonnement atmosphérique est abordé dans la Section 2.2.8, Page 56. Les modèles de connaissance fréquemment utilisés ainsi que des relevés effectués sur le site du CSTB de Grenoble sont présentés.

sites [35] et d'une année à l'autre comme le présente la FIGURE 2.36. Un des avantages de cet indice est la facilité avec laquelle il est possible d'appréhender le résultat. Un autre avantage est la simplicité du calcul à mettre en oeuvre. N.ARTMANN ET AL. dans [AMH07] le présentent pour la période du mois de Juillet pour un ensemble de 259 stations météo Européennes dont ils dressent les résultats sur une carte.

N.ARTMANN ET AL proposent une méthode qui fait appel au *Climatic Cooling Potential, CCP*, indice dont la forme est très proche de celle qui intervient dans l' EQ 2.91. Ce dernier a été mis au point afin d'évaluer le dégagement de chaleur autorisé dans un bâtiment ventilé mécaniquement la nuit. Il est basé sur l'évolution de température de l'environnement, une évolution supposée de la température à l'intérieur du bâtiment ainsi que la durée d'occupation, le taux de renouvellement d'air et le mélange du flux d'air de la ventilation dans l'enceinte du bâtiment
En supposant que la capacité de stockage du bâtiment n'est pas limitée et que la chaleur emmagasinée durant la journée est entièrement déstockée durant la nuit, l'évolution de la température au sein du bâtiment est périodique modulo une journée. Il propose une expression qui a été déterminée en accord avec des recommandations concernant le confort thermique dans les bureaux :

$$T_{bat}(h) = 24.5 + 2.5\cos\left(2\pi\frac{h-h_i}{24}\right)$$

Chaque journée, l'intégrale sur la période nocturne durant laquelle le bâtiment est ventilé permet de calculer l'énergie déstockée puis après division par le nombre d'heures d'occupation et la superficie du bâtiment d'en déduire le « *droit moyen au dégagement de chaleur pour la période d'occupation* », exprimé en $[W.m^{-2}]$. L'intégration de la différence de température entre l'environnement et le bâtiment est incluse dans le « *Climatic Cooling Potential, CCP* » dont l'expression est la suivante :

$$\begin{aligned} CCP &= \frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N}\int_{t\in\{\mathcal{SV}_{noct}\}} m\left(T_{bat}(t) - T_{ext,n}(t)\right), \\ m &= \begin{cases} 1h & \text{si} \quad T_{bat} - T_{ext} \geq \Delta T_{crit} \\ 0h & \text{si} \quad T_{bat} - T_{ext} < \Delta T_{crit} \end{cases} \end{aligned} \tag{2.93}$$

avec

n	Numéro du jour,
t	Heure de la journée,
$\{\mathcal{SV}_{noct}\}$	Période de sur-ventilation nocturne,
ΔT_{crit}	Seuil de déclenchement de la sur-ventilation.

La forme de cette équation ce retrouve dans l' EQ 2.91 en supposant que $\Delta T_{crit} = 0$ et que la température supposée du bâtiment T_{bat} est égale à 27 °C. Elle peut être interprétée comme la différence moyenne entre 27 °C et la température extérieure durant la période de ventilation nocturne ($\{\mathcal{S}_{noct}\}$ ou $\{\mathcal{SV}_{noct}\}$). Le coefficient de performance de notre système (EQ 2.91) étant proportionnel à cette équation, nous proposons d'étudier son évolution selon deux paramètres d'optimisation du système que sont la durée de fonctionnement (Df) ainsi que l'heure de mise en fonctionnement (Hd).

La FIGURE 2.37 donne l'évolution de cette intégrale en fonction des paramètres précédemment mentionnés : heure de mise en fonctionnement (Hd) en abscisses et durée de fonctionnement (Df) en ordonnées. Le graphique de gauche est relatif à une journée complète tandis

35. Gre 08 : Grenoble 2008, Gre 09 : Grenoble 2009, Gre 10 : Grenoble 2010, Guad 02 : Guadeloupe 2002

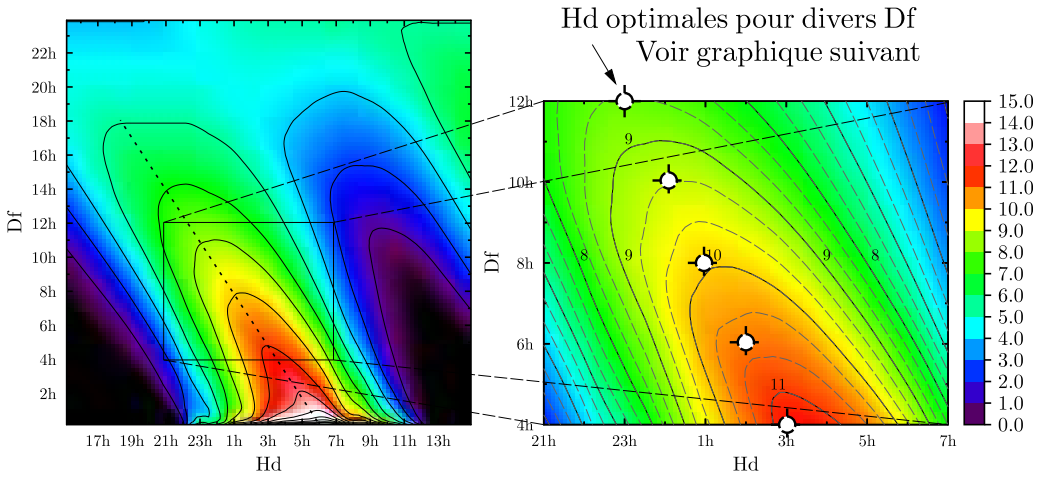


Figure 2.37 – *Potentiel environnemental pondéré pour une journée (K) de la période estivale, météo de Grenoble*

que le graphique de droite est un agrandissement de la zone pendant laquelle les paramètres sont les plus susceptibles d'être retenus.
Les zones les plus sombres correspondent aux combinaisons sans intérêt car la température extérieure est supérieure à la température de référence. La différence moyenne entre l'air extérieur et la température de référence est comprise pour cette journée dans l'intervalle $[0; 15]K$. Les valeurs maximales correspondent à de faibles durées de fonctionnement ($< 2h$) et à une heure de mise en fonctionnement proche de l'heure à laquelle la température extérieure est minimale.
Nous décidons de présenter sur le graphique de gauche les résultats relatifs à une plage horaire réduite. Les plages durant lesquelles l'activation du système n'a pas d'intérêt sont supprimées et nous considérons que la durée de fonctionnement est au minimum de $4h$ et au maximum de $12h$. ($Df \in [4; 12h]$ et $Hd \in [21; 7h]$).
On remarque que pour chaque durée de fonctionnement se dégage une heure de mise en fonctionnement telle que l'intégrale soit maximale (droite pointillée sur le graphique de gauche). La sensibilité de l'heure de mise en fonctionnement semble d'autant plus importante que la durée de fonctionnement est faible.

Exemple : *Pour une durée de fonctionnement fixée à huit heures, il est possible d'améliorer l'efficacité du système d'environ* 20 % *si* Hd *est déplacée de* $22h$ *à* $2h$.

La Figure 2.38 présente le résultat du calcul du « *potentiel environnemental* » (PE) ainsi que du « *potentiel environnemental pondéré* » (PEp) sur la période estivale 2010 pour quelques durées de fonctionnement. Le calcul est effectué pour 5 durées de fonctionnement allant de 4 à 12 heures et une borne supérieure égale à 27 °C. Les heures de mise en fonctionnement ont été choisies d'après la Figure 2.37 où elles sont indiquées par une puce blanche.

Sur la période du 8 Juin au 10 septembre, la température moyenne journalière évolue entre 13 et 28 °C. La différence moyenne entre la température extérieure et la température de référence durant l'intervalle Df est comprise entre 2 et 16 °C. Les potentiels intégrés sont régulièrement espacés, plus la durée de fonctionnement est élevée plus l'intégrale est importante.
En ce qui concerne le potentiel pondéré (PEp), comme cela a pu être souligné précédemment

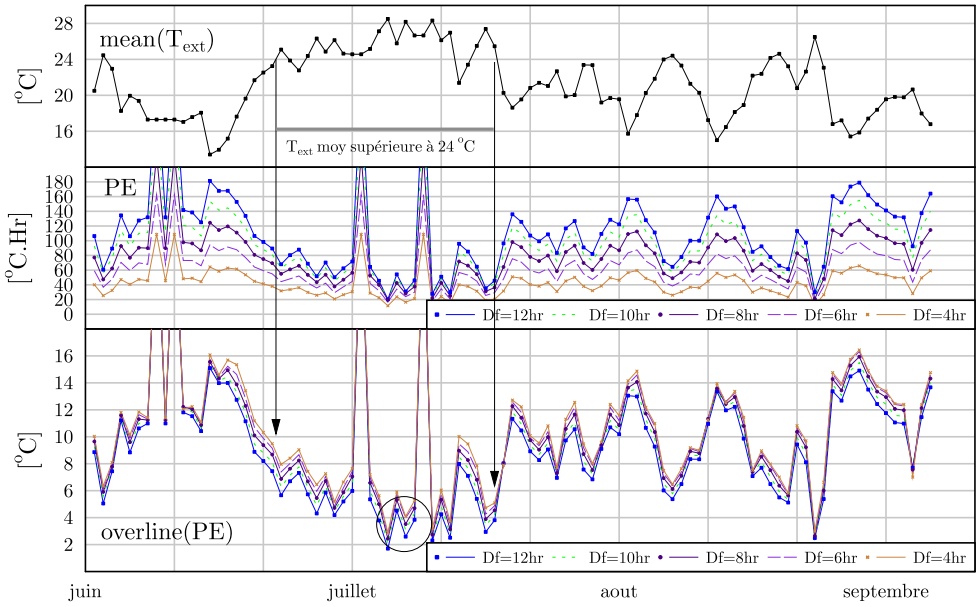


FIGURE 2.38 – *Données journalières (T_{ext}, PE et PEp) pour une période de 3 mois.*

par la FIGURE 2.37, si l'heure de mise en fonctionnement du système est judicieusement choisie, l'indice est d'autant plus important que la durée de fonctionnement du système est réduite. Lorsque l'indice est faible, le gain peut atteindre 40 % (voir journée cerclée).

Intéressons-nous à présent à une période durant laquelle la température extérieure moyenne est élevée. Nous choisissons la période de fin Juin à début Juillet durant laquelle la température moyenne extérieure était généralement supérieure à 24 °C. On remarque qu'à cette période chaude est associé le potentiel environnemental le plus faible. Pour un fonctionnement d'une demi-journée le potentiel intégré maximum est de 100 °C*hr*. L'indice pondéré évolue entre 2 et 9 °C. Cet intervalle sera par la suite utilisé afin de calculer les bornes de variation du coefficient de performance du système.

2.3.8 Synthèse des résultats obtenus

L'implémentation du modèle numérique développé a pu être validé par comparaison à la solution analytique donnée par HOLLMULLER. Nous avons ensuite défini un pas de simulation qui semblait être un bon compromis en terme de temps de simulation après constaté une sensibilité négligeable en terme de qualité de prédiction pour des intervalles de simulation allant de la minute à l'heure. Les résultats d'une étude paramétrique réalisée sur la durée de fonctionnement et le volume de stockage ont montré qu'il existait, pour un volume donné, une durée de fonctionnement telle que le rendement énergétique soit optimal.

Enfin, nous avons proposé une formulation du coefficient de performance faisant appel au paramètre du système en intégrant l'indice de rendement énergétique qui pourrait être un abaque utilisé pour le dimensionnement du système.
Dans le prochain chapitre, nous présenterons et caractériserons les performances du système. La validation du modèle en fonctionnement alterné, dont nous avons présenté ici les résultats au niveau du composant seul, sera réalisée et un exemple de couplage au bâtiment sera donné.

2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'environnement de simulation et réalisé une description des deux modèles de composant développés.

Concernant le modèle d'enveloppe, nous avons utilisé des résultats expérimentaux afin d'orienter le choix des corrélations de convection à appliquer à l'intérieur du canal. L'étude des dépendances entre vitesse de l'air dans la cavité, vitesse de l'air extérieure et rayonnement montre que les effets du vent sont prépondérants.

Concernant le système de stockage, dans un première partie nous avons présenté et validé l'implémentation du modèle numérique. L'essentiel du travail a consisté ensuite à étudier l'influence des durées de fonctionnement et du volume de stockage. Trois indices ont été proposés dont un est lié au potentiel de l'environnement. Une méthode de calcul du coefficient de performance, faisant intervenir les indices proposés, a également été proposée.

Chapitre

3 Description des plateformes d'expérimentation

Dans ce chapitre nous allons présenter les expérimentations permettant de décrire à la fois les écoulements dans la double toiture ventilée ainsi que le déphasage entrainé par le système de stockage.
Dans une première partie, nous décrivons l'ensemble des composants formant la chaine d'acquisition et la procédure d'étalonnage des thermocouples. Dans la seconde partie, les comportements des cavités fermées, ouvertes et continument ventilées seront comparés en particulier la réduction des charges liées à l'ensoleillement.
Enfin, dans la troisième partie consacrée au système de stockage, nous présenterons les résultats des traitements de données pour une séquence de onze journées

3.1 Description des moyens métrologiques

3.1.1 Description de la chaine d'acquisition

Mesure de températures

Les températures sont mesurées par des thermocouples Cuivre (Cu)/Constantan [1] . Un thermocouple est composé de deux conducteurs constitués d'alliages distincts (A et B). Ils sont soudés en un point appelé soudure chaude correspondant au point de mesure. Les deux autres extrémités (a et b), appelées soudure froides, sont raccordées à un microvoltmètre disposant d'une résistance interne élevée (supérieure à $1M\Omega$). Lorsque les extrémités (soudures chaude et froides) sont soumises à une différence de température, il apparaît une force électromotrice (f.e.m) aux bornes des soudures froides (a et b). Ce phénomène est appelé l'effet Seebeck [2] .

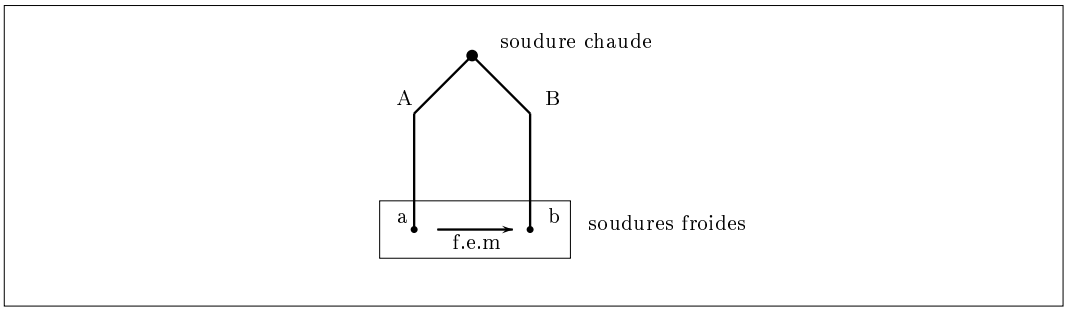


Figure 3.1 – *Principe de la mesure de température par thermocouple*

La sensibilité d'un thermocouple de Type T est approximativement de $46\mu V/°C$ sur la plage $[0 - 100°C]$. Une forme polynomiale dont les coefficients sont normalisés décrit l'évolution de la f.e.m en fonction de la température de la soudure chaude, la soudure froide étant maintenue à 0°C. Des tables de références (NF EN 60584.1 ou CEI 584.1) fournissent pour chaque couple d'alliage les coefficients caractéristiques du polynôme.
Comme il est complexe de maintenir la température de bornier des micro-voltmètres à 0 °C, la méthode utilisée consiste à mesurer la température du bornier du microvoltmètre et à utiliser la loi des températures successives qui lie f.e.m et différence de température. Elle peut être formulée pour un couple d'alliage (A, B) de la manière suivante :

$$E^{T_m}_{T_0\,°C} = E^{T_{ref}}_{T_0\,°C} + E^{T_m}_{T_{ref}}$$

Le potentiel $E^{T_m}_{T_{ref}}$ est mesuré aux bornes du micro-voltmètre. Connaissant la forme polynomiale propre au thermocouple utilisé et la température du bornier (T_{ref}), on calcule la tension de "compensation de soudure froide",$E^{T_{ref}}_{T_0\,°C}$ et T_m est déduite de $E^{T_m}_{T_0\,°C}$.

Les raisons qui nous ont amené à choisir ce type de capteur sont les suivantes :
- Leur petite dimension est un point positif puisqu'il leur permet de transcrire avec fidélité les dynamiques d'évolution et limite les perturbations locales des échanges ce qui les rend attractifs pour les mesures de température d'air ;
- Ce sont les thermocouples qui proposent la meilleure précision. Leurs tolérances de fabrication sont précisées dans le Tableau 3.1 ;

1. Thermocouple de type T, alliage Cuivre (Cu)/Constantan (60% Cu, 40% Ni) de faible diamètre $\Phi 0.2\ mm$ et isolés par un gainage téflon
2. Découverte par Thomas Johann Seebeck en 1821.

– Ils présentent une bonne protection au bruit électromagnétique[3] ;
– Le faible diamètre des gaines et l'absence de blindage facilite leur manipulation.

TABLE 3.1 – *Classes de tolérances des thermocouples Type T (*NF EN 60584*)* .

	Classe 1	Classe 2	Classe 3
Domaine	$-40°C + 125°C$	$-40°C + 133°C$	$-67°C + 40°C$
Tolérance	$\pm 0.5°C$	$\pm 1.0°C$	$\pm 1.0°C$

Nous avons amélioré la précision de la mesure en procédant à un étalonnage par comparaison. Cette méthode consiste à comparer les indications du thermocouple étudié à celle d'un thermomètre de référence aussi appelé étalon. Pour cela, référence et capteurs à étalonner sont plongés dans un bain thermostaté. La plage de variation de température du bain est déterminée de sorte à couvrir la plage d'utilisation des capteurs. La température du bain a été portée de 0 °C à 80 °C par paliers de 10 °C[4] . Durant cette phase, l'ensemble des thermocouples (4×25) et des fluxmètres (12) préalablement câblés au système d'acquisition sont plongés avec la sonde de référence dans le bain (FIGURE 3.2).

(a) (b)

FIGURE 3.2 – *Dispositif d'étalonnage en température (thermocouples et fluxmètres).*

Á l'issue du premier cycle d'étalonnage (multiplexeurs 1 $\longrightarrow$ 4) nous avons déterminé la fonction polynomiale propre à chaque thermocouple telle que $T\prime_{mes,i} = f_i\left(T_{born}, E_{T_{born}}^{T_{mes,i}}\right)$ dans laquelle T_{born} est la température de la soudure froide.

Mesure des flux de chaleur

Dans l'expérimentation qui concerne l'étude des transferts dans une paroi intégrant une cavité naturellement ventilée, nous avons utilisé des capteurs fluxmétriques. Ils donnent l'image des performances du composant et fournissent des informations complémentaires aux mesures de température dans la phase de confrontation, amélioration et validation d'un modèle numérique.
Les fluxmètres utilisés sont des capteurs à gradients tangentiels qui ont été disposés en vis à vis dans les cavités. Cela permet de dissocier les contributions radiatives et convectives au

3. Le bruit électromagnétique est limité car le couple est composé de matériaux non-ferreux et les torsades réalisées entre gaines permettent de réduire l'aire exposé au champ électromagnétique [BD].

4. Il faut s'assurer à ce que l'intervalle de temps succédant la stabilisation de la température du bain et précédant un nouveau palier soit supérieur à la constante de temps des capteurs.

niveau des interfaces supérieures et inférieures du canal. Cette disposition est détaillée dans les travaux de doctorat de Zalewski puis Cherif dans [Zal96] et [Che07].
Un capteur fluxmétrique se présente sous la forme d'une plaque ou d'un film de faible épaisseur que l'on dispose perpendiculairement aux lignes de flux. Le principe est le suivant : soit un flux de chaleur traversant un matériau de conductivité λ et d'épaisseur e, par application de la loi de Fourrier, un gradient de température apparaît le long des lignes de courant. Ce gradient de température est mesuré et permet de déduire le flux traversant l'élément. Le capteur ne nécessite pas d'alimentation et le signe de la f.e.m permet de connaître l'orientation du gradient et par conséquent celle du flux. La répartition uniforme sur la surface de jonctions thermoélectriques montées en série permet à la fois d'amplifier la tension délivrée et d'avoir l'image du flux moyen traversant sa surface. Puisque la mesure de température est de type différentielle et les différences faibles, la tension délivrée est proportionnelle au flux (loi de Fourrier et propriétés des jonctions). La sensibilité de capteurs Captec d'une surface de 50×50 mm est de l'ordre de $18(\mu V/)$ $W.m^{-2}$. Au lieu d'être disposés de part et d'autre de la plaque (principe des fluxmètres thermiques unidirectionnels), les jonctions ou thermocouples sont disposés de manière coplanaire. Un système de plot dévie ponctuellement une partie du flux afin d'induire un gradient de température perpendiculairement à la surface du capteur comme le montre la Figure 3.27. La faible épaisseur du capteur (environ 420 μm) limite la perturbation induite par le capteur, évite son contournement par les lignes de courant et permet d'obtenir une meilleure réponse en fréquence.

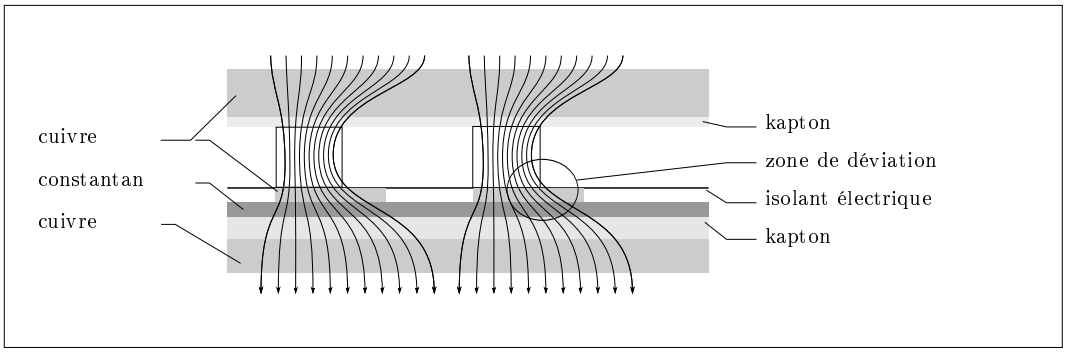
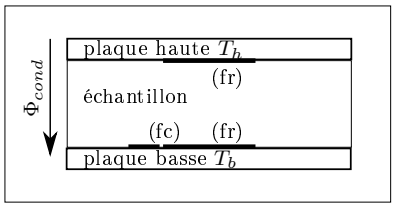
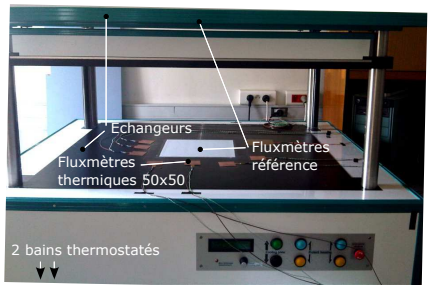


Figure 3.3 – *Représentation schématique du capteurs fluxmétriques tangentiels Captec.*

Comme le processus de fabrication ne permet pas d'obtenir des capteurs dont la sensibilité est constante, chaque produit doit être caractérisé individuellement. Bien que le constructeur fournisse une fiche d'étalonnage individuelle, de précédentes caractérisations effectuées en laboratoire ont indiqué de sensibles différences avec les données constructeurs. Pour cette raison nous avons doublé cette procédure par une caractérisation réalisée au Lambdamètre. Cet appareil est dédié à la mesure de la conductivité thermique des matériaux. Il se compose de deux échangeurs dont les températures T_h et T_b peuvent être fixées individuellement.
La plaque supérieure, mobile, vient au contact de l'échantillon placé sur la plaque inférieure. En imposant une différence de température, on induit un flux qui est mesuré par deux fluxmètres de référence. Les fluxmètres à caractériser sont disposés autour du fluxmètre inférieur de référence. Le schéma de montage ainsi qu'une photographie sont proposés sur la Figure 3.4. La mesure de la tension délivrée par chaque capteur ainsi que du flux les traversant permet de calculer leur sensibilité. Cette opération est répétée sur une plage allant de 8 à 60 $W.m^{-2}$, la sensibilité S correspond au coefficient directeur de la droite de régression tel que : $\Phi_{cond} = sensibilité \times f.e.m$
Une méthode identique à celle du constructeur a été utilisée pour quelques fluxmètres. Elle consiste a utiliser un fluxmètre de référence possédant sur l'une de ces faces une couche



(fc) : fluxmètre à caractériser
(fr) : fluxmètre de réference



(a) Schéma de montage (b) Photographie du montage

FIGURE 3.4 – *Lambdamètre pour la détermination de la sensibilité des fluxmètres.*

chauffante. Le principe du montage est schématisé sur la FIGURE 3.5. Il s'agit de mettre en place l'empilement des couches suivant : Isolant - fluxmètre de référence - fluxmètre(s) à étalonner - puits de chaleur.
Ainsi réalisé, le flux traversant le fluxmètre à étalonner est identique à celui traversant le fluxmètre de référence. Le flux peut être déterminé soit avec la mesure de référence soit avec la mesure de la puissance électrique injectée. Le cas échéant on suppose que le flux traversant l'isolant est négligeable. Cette hypothèse peut être la source des différences observées avec la caractérisation faite au lambdamètre.

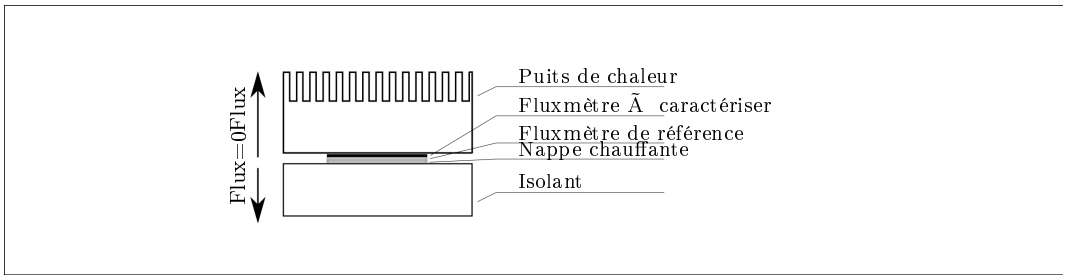


FIGURE 3.5 – *Caractérisation des fluxmètres, montage 2.*

Mesure des vitesses d'air

Lors de la détermination des besoins métrologiques concernant la paroi intégrant une cavité naturellement ventilée, nous avons décidé de restreindre les mesures de vitesse à deux appareils qui donneront une image de la vitesse moyenne de l'air sans fournir d'informations relatives à la direction ainsi qu'au sens de flux d'air.

La mesure est réalisée à l'aide d'anémomètres à boules chaudes dont le principe de fonctionnement est analogue à celui des anémomètres à fil chaud, plus généralement appelés anémomètres thermiques. La mesure de la vitesse repose sur la mesure de la résistance électrique d'un élément chauffé à courant ou tension constante. Placé dans l'écoulement, l'élément chauffé est refroidi par convection, la vitesse d'air peut être liée à la puissance électrique injectée par la loi de King EQ 3.1.

$$\frac{RI^2}{R - R_a} = A + BU_{eff}{}^{\frac{1}{2}} \tag{3.1}$$

Table 3.2 – *Caractéristiques de l'anémomètre 8475 TSI.*

Gamme	Exactitude	Temps de réponse	Résolution
0.05 à 2.54 $m.s^{-1}$ ajustable	± 3 % lecture + ± 1 % échelle[6]	5 s[5]	0.07 %

avec
- R Résistance du fil chaud,
- R_a Résistance du fil chaud à température ambiante,
- I Intensité parcourant le fil,
- U_{eff} Assimilable à la vitesse normale au fil (approximation),
- A et B Constantes intégrant les caractéristiques du fluide et du fil.

Une régulation assurant une température constante à l'élément chauffant est alors préférée à la régulation en courant car elle permet d'améliorer la réponse fréquentielle la portant jusqu'à $50kHz$ pour certains capteurs.
Un seul élément ne permet de connaître ni le sens ni la direction de l'écoulement. Pour cela il existe des sondes multiples, le nombre de sondes utilisées dépend ainsi du niveau d'information souhaité.
La tête du modèle de sonde utilisée est sphérique, elle permet une mesure de type omnidirectionnelle qui est adaptée aux écoulements dont le sens est inconnu ou variable. La Figure 3.6 schématise la sonde employée, ses caractéristiques sont résumées dans le Tableau 3.2.

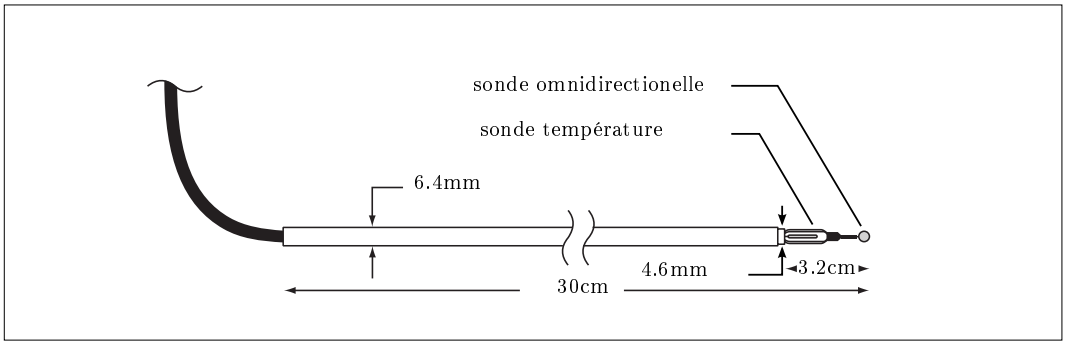


Figure 3.6 – *Anémomètre TSI 8475*

La mesure des principales grandeurs météorologiques[7] est confiée à une tête météo Vaisala WXT510 placée sur un mât à une hauteur de 8 m du sol. Ces caractéristiques sont récapitulées dans le Tableau 3.3. La photo de la Figure 3.7 présente la position des capteurs.

Description du système d'acquisition

La collecte des informations est assurée par le biais d'un coffret d'acquisition dont la composition ainsi que les principales caractéristiques sont récapitulées dans le Tableau 3.4.

La centrale d'acquisition intégrant le micro-voltmètre voit, par l'utilisation d'extensions aussi appelées multiplexeurs, ses 8×2 voies étendues à 141×2. Les multiplexeurs jouent le rôle

51. Le temps de réponse est donné à 63 % pour un débit de 2.5 $m.s^{-1}$
52. Il faut ajouter0.5 %/°C lorsque la température du fluide est en dehors de l'intervalle [20 – 26 °C]
7. Température, humidité, vitesse et direction du vent, pression atmosphérique et pluviométrie.

TABLE 3.3 – Caractéristiques de la tête Vaisala WXT510

Grandeur	Gamme	Précision	Résolution
Vitesse vent	$[0-60]m/s$	$max(\pm 0.3\% Lecture; \pm 0.3 m/s)$	$0.1 m/s$
Prov vent	$[0-360]^\circ$	$\pm 0.3^\circ$	1°
Patm	$[600-1000]hPa$	$\pm 0.5 hPa$	$\pm 1 hPa$
Température	$[-52-60]^\circ C$	$\pm 0.3^\circ C$	$0.1^\circ C$
Hr	$[0-100]\%$	$sur \quad [0-90]\% \pm 0.3\%$	0.1%

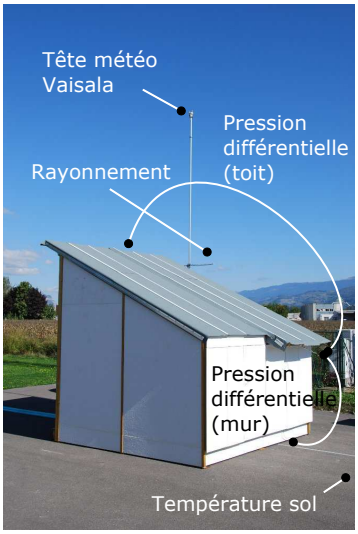


FIGURE 3.7 – *Mesure des conditions aux limites extérieures, implantation de l'instrumentation*

d'aiguilleur du signal, la tension est mesurée successivement voie après voie, multiplexeur après multiplexeur (voir FIGURE 3.8). Le temps de scrutation de l'ensemble des 141 voies est d'environ 4 s. Pour cette raison les capteurs correspondant aux dynamiques d'évolution les plus importantes ont été placés sur des canaux adjacents (voir FIGURE 3.8).
La FIGURE 3.9 présente des acquisitions qui ont été réalisées dans la cavité inclinée naturellement ventilée, une température de surface sur le graphique de gauche et une température d'air sur le graphique de droite. Sur chaque graphique sont présentées les acquisitions faites avec un pas de temps de 1 et 5 minutes ainsi que les acquisitions natives minute moyennées par intervalle de 5 minutes entre $12h00$ et $12h30$ solaire.
Les résultats moyennés sont manifestement plus fidèles à la réalité que les acquisitions faites toutes les cinq minutes. Les résultats natifs (1 minute) sont compris dans une bande d'une largeur de 4 °C avec les résultats moyennés et 6 °C avec les acquisitions par intervalle de 5 minutes. Au vu de ces résultats nous conservons la résolution maximale que permet le système d'acquisition, soit une minute.

3.1.2 Traitement des vitesses de vents du site du CSTB de Grenoble

Les écoulements d'air autour des bâtiments peuvent affecter de manière significative le confort des usagers lorsque la ventilation naturelle est partie intégrante de son concept énergétique.
STEPHAN dans [Ste10] évalue la sensibilité des constructions en terme de débit de ventilation naturelle ainsi que de température par rapport à la modification des conditions aux limites éoliennes. La conclusion de cette étude porte sur la nécessité d'intégrer des modèles

TABLE 3.4 – *Caractéristiques du matériel Campbell utilisé.*

Modèle	Dénomination	Nombre	Caractéristiques
CR1000	Centrale d'acquisition	1	0.6 mA/1 mA $R_{int} = 20G\Omega$ 8 Entrées analogiques Connexion réseau
AM16/32	Multiplexeur à relais	1	210 μA/6 mA $R_{relais} < 0.1\Omega$ 32×2 ou 16×4 voies
AM25T	Multiplexeur électronique	5	0.5 mA/1 mA Mesure $T_{bornier}$ Précision ± 0.2 °C Nombre voies 25×2 Temps scrutation 0.5 s

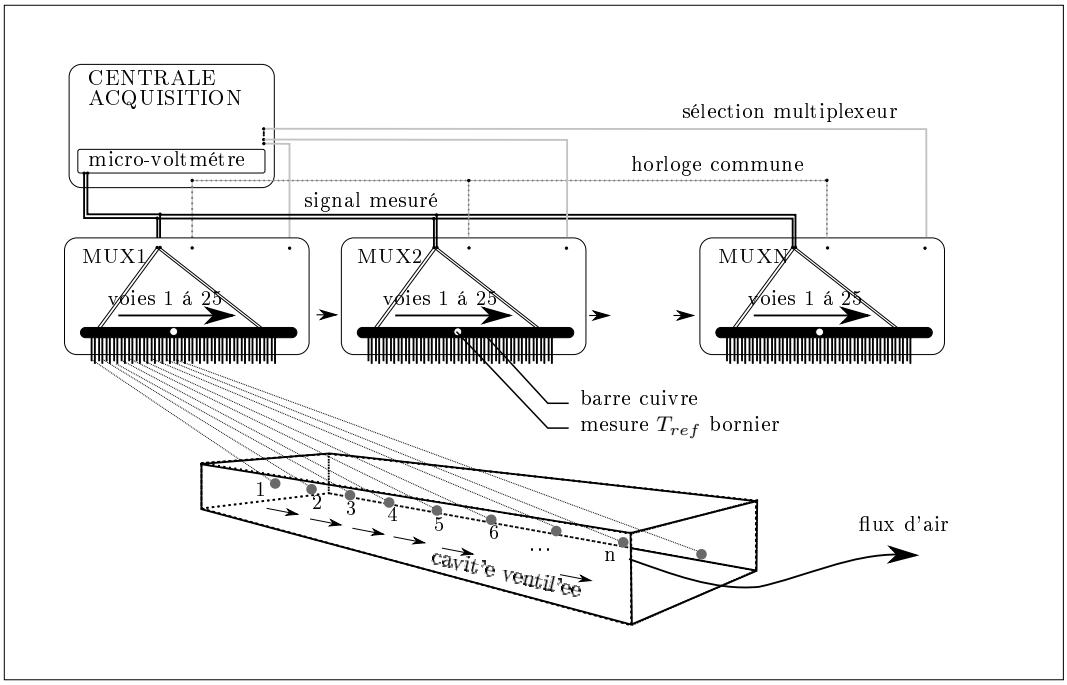


FIGURE 3.8 – *Schéma de principe du système d'acquisition*

de connaissance aptes à traduire les effets du vent sur les bâtiments. Des valeurs de débits pouvant varier d'un facteur trois ont été relevées et ont un impact sur les évolutions de température dont l'augmentation peut aller jusqu'à 3 °C.
La modélisation des bâtiments naturellement ventilés nécessite de prendre en compte ces effets. On comprend ainsi que le potentiel éolien du site doit être analysé dans les premières phases de conception des bâtiments. Un outil d'analyse permettra également d'améliorer la compréhension de résultats expérimentaux obtenus sur des expérimentations en conditions climatiques subies.

Nous proposons ici un exemple d'analyse qui peut être fait à partir des mesures de vitesse et de direction du vent. Les données traitées correspondent aux données météorologiques du mois d'Avril. Le traitement des données est effectué selon les critères d'heures et de rayonnement global horizontal. La génération de la rose des vents est faite sous MATLAB en utilisant

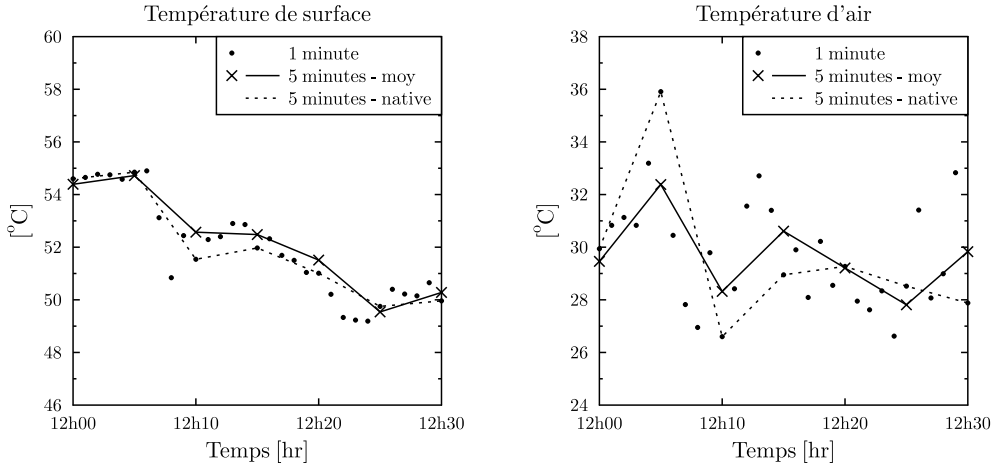


FIGURE 3.9 – *Fréquence d'échantillonnage et données par intervalle de 5 minutes*

TABLE 3.5 – *Conditions de tri des données éoliennes.*

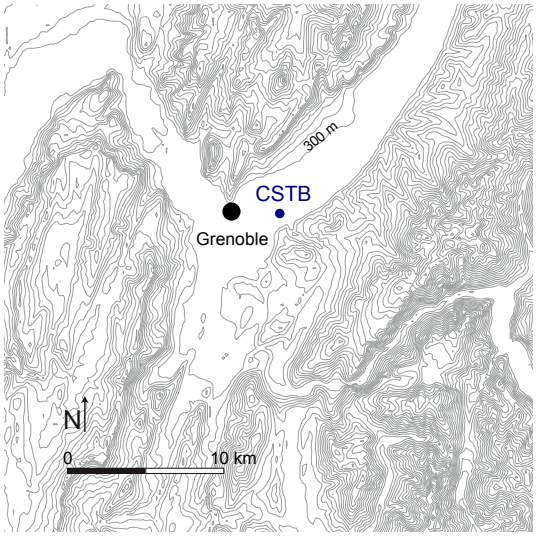
Période	condition 1	condition 2
Matin	$G_{horiz} > 10\ W.m^{-2}$	$heure < 13h00$
Après-midi	$G_{horiz} > 10\ W.m^{-2}$	$heure > 13h00$
Nuit	$G_{horiz} < 10\ W.m^{-2}$	

le fonction WINDROSE.m. Cette fonction génère une rose des vent dans laquelle les données sont triées par intervalles de directions et de vitesses en indiquant la fréquence d'apparition correspondante.
Les conditions qui ont été appliquées pour obtenir les sous-ensembles nommés *matin*, *après-midi* et *nuit* sont précisées dans le TABLEAU 3.5. Les résultats sont présentés dans la FIGURE 3.10 dans laquelle la topographie du site est présentée (FIGURE 3.10a).

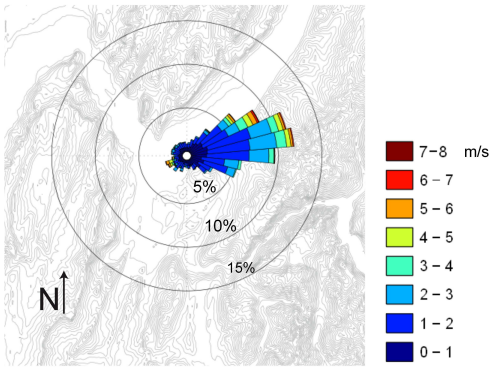
Le CSTB de Saint-Martin d'Hères se trouve dans l'agglomération Grenobloise au carrefour de 3 massifs alpins (FIGURE 3.10a) , la Chartreuse au Nord, Belledonne à l'Est ainsi que le Vercors au Sud-Ouest. Son implantation au coeur des montagnes lui confère un climat atypique caractérisé par un contraste saisonnier très marqué.

Sur la période étudiée, trois régimes de vent se démarquent.
Le matin, un vent de provenance Est. Les versants Ouest du relief environnant reçoivent l'essentiel du rayonnement solaire. L'air s'échauffe puis s'élève le long de ces pentes ce qui induit la formation de brises appelées brises thermiques. Les vitesses de vents sont faibles, le plus souvent inférieures à 3 $m.s^{-1}$ (10.8 km/h).
L'après midi, trois secteurs se dégagent, NEE, NO et E. La vitesse de vent est majoritairement supérieure à 3 $m.s^{-1}$ (10.8 km/h), le secteur Est est marqué par des vitesses élevées (de 14.4 km/h à 25.2 km/h).
La nuit, l'activité thermique n'a plus lieu, l'orientation est plus diffuse et les vitesses de vents sont inférieures à celle relevées durant la journée, de 0 à 7.2 km/h.

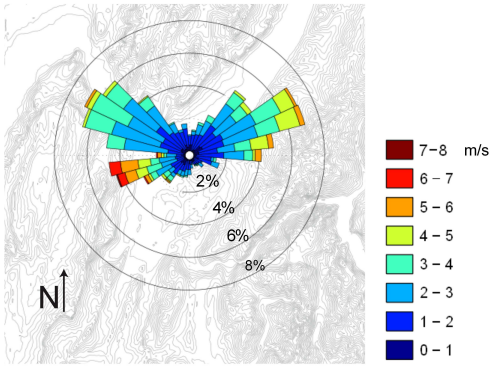
Après avoir présenté l'ensemble de la chaine d'acquisition ainsi que le traitement des vitesses et orientations du vent du site de Grenoble, nous allons décrire les deux expérimentions qui ont été conçues et construites durant ce travail ainsi que les principaux résultats obtenus



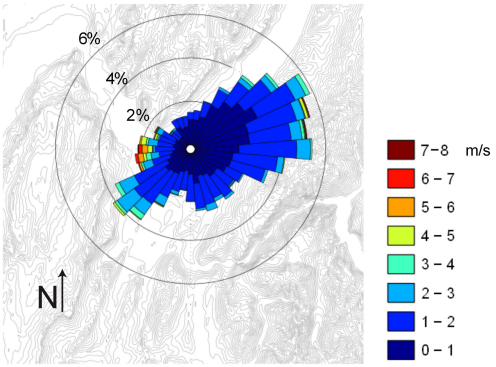
(a) Topographie du site



(b) Matin



(c) Après-midi



(d) Nuit

Figure 3.10 – Rose des vents du mois d'Avril 2010 (provenance ($\angle$), fréquence (%) et gamme de vitesse ($m.s^{-1}$)).

pour une paroi ventilée et un déphaseur.

3.2 Enveloppes légères naturellement ventilées

3.2.1 Présentation du support expérimental

Un des objectifs de ce travail était de concevoir une expérimentation qui permette de caractériser des éléments d'enveloppes légères dans des conditions météorologiques réelles. Nous souhaitions effectuer le suivi de plusieurs éléments mis en place en parallèle afin de pouvoir comparer leurs performances. Cette démarche fut utilisée par MIRANVILLE [Mir02] afin de comparer les performances d'une toiture Réunionnaise intégrant un film basse émissivité à celles d'une toiture traditionnelle.
La conception et l'instrumentation du banc ont également été orientées afin de fournir les informations nécessaires pour comparer le comportement réel au comportement modélisé.

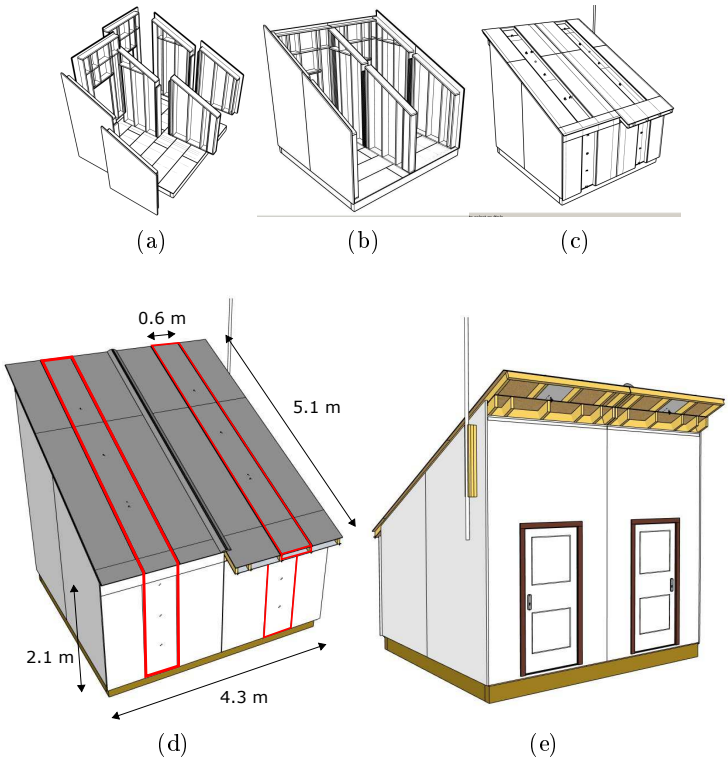


FIGURE 3.11 – *Vue en perspective de la cellule.*

Voici le cahier des charges qui a guidé la conception du banc :
- Il doit permettre la mise en place d'un minimum de deux configurations en parallèle afin de pouvoir comparer les performances des éléments de paroi entre eux ;
- Les trames instrumentées doivent être bordées de part et d'autre par des cavités de garde afin d'être représentatives des parties courantes d'une toiture ;
- On veillera à ce que les conditions aux limites extérieures (vent, rayonnement) soient identiques ;
- les conditions de l'espace intérieur étant liées à la transmission du flux au travers des parois, les volumes intérieurs seront identiques et indépendants ;
- La transmission thermique des parois étudiées devra gouverner les évolutions de la température intérieure et les transferts issus d'autres parois doivent être limités ;
- La forme des cavités est simplifiée au maximum, section rectangulaire sans éléments perturbant l'écoulement ;

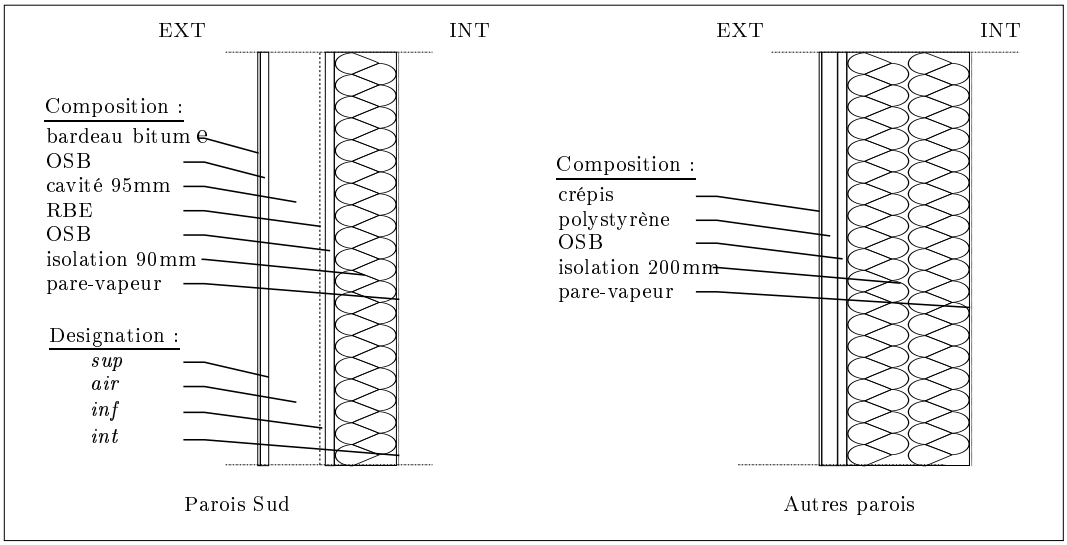


FIGURE 3.12 – *Composition des parois.*

– Optimisation du rapport entre l'information apportée et le coût de l'instrumentation .

Au vu des ces exigences, voici une description du banc d'essai conçu. Il s'agit d'un volume de 4 m^3 dont le plan supérieur est incliné de 25^o. La structure, de type ossature bois, est réalisée par des montants verticaux espacés entre eux de 60 cm (FIGURE 3.11a et FIGURE 3.11b). Le contreventement de l'ensemble est réalisé depuis l'extérieur par des panneaux de particules (OSB). L'isolation est disposée dans les volumes séparant les montants comme le montrent les FIGURE 3.13 et FIGURE 3.11.

La composition des parois SUD est détaillée sur la (FIGURE 3.12), elle est identique sur les parties verticales et inclinées et communes aux deux sous-volumes. A la suite de la construction de la structure de la cellule, nous avons mis en place sur les parois SUD la peau extérieure qui est composée d'un film basse émissivité qui a été posé en partie inférieure de la cavité afin de pouvoir intervenir à posteriori dans les cavités[8] , FIGURE 3.13d. Ses caractéristiques émissives ont été mesurées et sont présentées dans le TABLEAU 3.6.

TABLE 3.6 – *Caractéristiques radiatives des matériaux utilisés en [%].*

matériaux	émissivité	absorptivité
OSB	0.821 ± 0.002	-
OSB peint	0.886 ± 0.004	0.223/0.228
bitume	0.895 ± 0.004	0.842/0.842
crépis	0.938 ± 0.003	0.34/0.341
Rbe	0.176 ± 0.004	-

Sur le revêtement basse émissivité, des montants en bois de 95 mm de hauteur dont la disposition reprend celle de la structure ont été fixés, puis un parement lisse (panneau de particule) permet de créer un espace en forme de canal rectangulaire entre la structure principale du bâtiment et la peau extérieure. L'étanchéité est réalisée par un bardeau de bitume.

8. Cette mise en oeuvre n'est pas recommandée car le dépôt de poussière augmente l'émissivité ce qui dégrade les propriétés du film.

TABLE 3.7 – *Dimensions [m] et rapports de forme des cavités.*

	L	w	e	L/e	L/w	w/e
co inclinée	5.1	0.55	0.095	53.7	9.27	5.79
cf inclinée	4.7	0.55	0.095	49.5	8.54	5.79
co verticale	1.9	0.55	0.095	20	3.46	5.79
cf verticale	2.1	0.55	0.095	22.1	3.8	5.79

TABLE 3.8 – *Distance du positionnement entre les capteurs et le pied de la toiture.*

Rang	1	2	3	4	5
co	50	170	290	410	510
Φ_{Sup} et Φ_{Inf}		oui		oui	
cf	10	130	250	370	470
Φ_{Sup} et Φ_{Inf}		oui		oui	

Les dimensions et rapports de forme des cavités ainsi générés sont précisés dans le TABLEAU 3.7. Dans les parties instrumentées, le parement est fixé par des charnières permettant l'accès a posteriori aux cavités, FIGURE 3.13c. Les caractéristiques radiatives des matériaux sont données dans le TABLEAU 3.6.

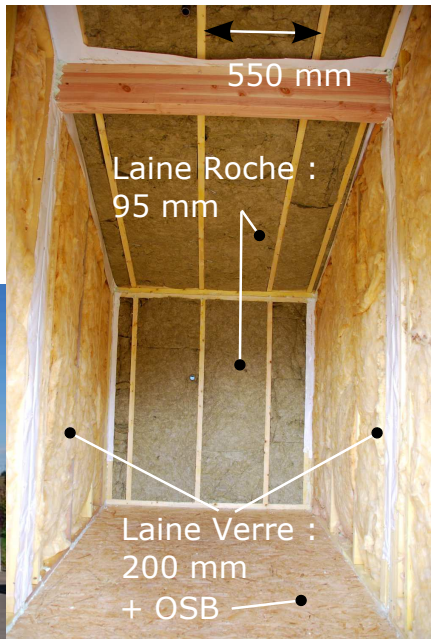
Les parois dont l'orientation diffère du Sud se distinguent par une épaisseur d'isolation de 20 *cm* ainsi que par un parement extérieur collé sur les panneaux de contreventement formé d'un complexe d'isolant et de crépis. L'absence de lame d'air simplifie leur modélisation. Chaque demi-cellule est composée sur les parois Sud de trois trames de composition et de dimensions identiques. Les trames périphériques jouent le rôle de trame de garde alors que la trame centrale est instrumentée. Sur la FIGURE 3.11d les trames instrumentées sont liserées de rouge.

Les mesures sont faites sur plusieurs couches et à différentes distances du pied de la paroi. Le TABLEAU 3.8 donne la position des capteurs de température et de flux pour les canaux de toiture. Principalement disposés à mi-distance des montants de structure, quelques points de mesure sont placés en périphérie de la cavité. L'instrumentation mise en place est récapitulée dans le TABLEAU 3.9, elle est identique pour chaque demi-cellule.

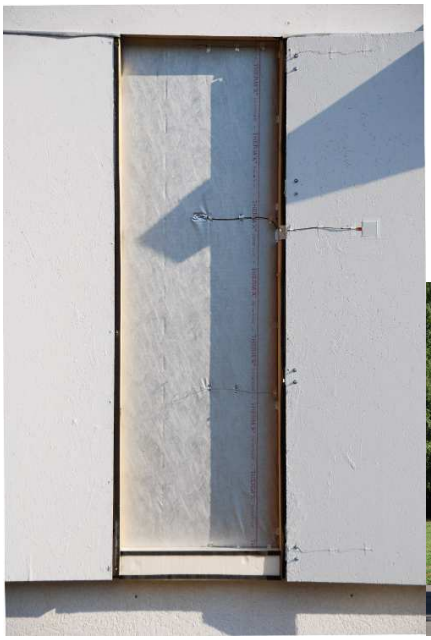
Pour la mesure des températures de surface, une fixation en amont du point de mesure assure sa tenue mécanique. Le contact entre la soudure chaude et la surface est amélioré par une pâte. Les températures d'air sont saisies au centre des sections, de fins chevalets permettant de maintenir les capteurs en position.
Les fluxmètres que nous utilisons sont disposés en vis-à-vis à deux niveaux dans les cavités inclinées et à un niveau pour les cavités verticales. Comme décrit dans [Zal96], cette disposition permet d'évaluer le flux superficiel total puis, après calcul de la composante radiative, de déduire la composante convective. Afin d'uniformiser les propriétés radiatives, surfaces supérieures et capteurs ont été recouverts d'une couche de peinture. En partie inférieure, les fluxmètres sont glissés sous le film basse émissivité. CHERIF dans [Che07] montre qu'il est possible de séparer les composantes radiatives et convectives lors de la mesure par l'utilisation simultanée de fluxmètres ayant des revêtements de surface distincts.

Le positionnement de l'instrumentation est présenté pour une demi-cellule sur la FIGURE 3.14

(a) Vue ensemble



(b) Enceinte intérieure Ouest



(c) Cavité verticale ouverte

(d) Mise en place de la peau extérieure

Figure 3.13 – *Photos de la cellule expérimentale.*

TABLE 3.9 – *Nomenclature de l'instrumentation mis en place pour une demi-cellule.*

partie	position	capteur	grandeur(s) mesurée(s)	nombre
Cavité inclinée	Sup	thermocouples	T_S	3
	Sup	fluxmètres	$\Phi_{conv} + \Phi_{rad}$ et T_S	2
	Air	thermocouples	T_{Air}	5
	Air	anémomètre	V_{Air}	1
	Inf	thermocouples	T_S	3
	Inf	fluxmètres	$\Phi_{conv} + \Phi_{rad}$ et T_S	2
	ext	pression différentielle	ΔP	1
Cavité verticale	Sup	thermocouples	T_S	2
	Sup	fluxmètres	$\Phi_{conv} + \Phi_{rad}$ et T_S	1
	Air	thermocouples	T_Air	3
	Inf	thermocouples	T_S	2
	Inf	fluxmètres	$\Phi_{conv} + \Phi_{rad}$ et T_S	1
	ext	pression différentielle	ΔP	1
Volume intérieur	sInt Verticale	thermocouples	T_S	2
	sInt Inclinée	thermocouples	T_S	2
	Autres Surfaces	thermocouples	T_S	5
	Air	thermocouples	T_{Air}	2

3.2.2 Comportement des cavités ouvertes et cavités fermées

Nous présentons les résultats de mesure obtenus pour les cavités ouvertes et fermées inclinées, celles composant la toiture de la cellule. Les cavités ouvertes correspondent aux parois du demi-volume EST tandis que les cavités fermées sont aménagées au centre de la demi-cellule OUEST . Il s'agit de cavités ouvertes qui ont été bouchées en parties haute et basse. Dans un premier temps, nous présenterons les sollicitations météorologiques puis les évolutions des températures et des flux mesurés dans la cavité.

Nous avons sélectionné une séquence météo allant du 21 au 27 Juin qui offre en six journées une diversité importante de sollicitations. Elle est présentée sur la FIGURE 3.15.
La journée du 21 est une journée couverte le rayonnement direct est nul et l'éclairement diffus ne dépasse pas 400 $W.m^{-2}$. L'évolution des températures extérieures entre la nuit et le jour est limitée à 5 °C.
La journée du 22, la couverture nuageuse est partielle, l'ensoleillement atteint ce jour des valeurs supérieures à celles relevées lors de journées dégagées. La différence entre la température de l'air extérieur et la température fictive de ciel oscille entre 5 °C et 15 °C.
Les 23, 24, 25 et 26 Juin, le ciel est dégagé et l'ensoleillement global horizontal est proche de 900 $W.m^{-2}$. Le flux atmosphérique est tel que la différence entre température de ciel et température d'air est constante, proche de 15 °C. Le contraste thermique jour/nuit est égal d'une journée à l'autre, cependant la chaleur emmagasinée la journée est supérieure à la chaleur dissipée durant la nuit par rayonnement GLO et convection. Sur une séquence de quatre journées, la température d'air suit une rampe d'approximativement 2 °C/*Jour*.
Nous avons volontairement représenté le rayonnement atmosphérique à la même échelle que le rayonnement solaire. Il se distingue par des fluctuations de faibles amplitudes, au maximum égale à 100 $W.m^{-2}$ entre un ciel couvert et un ciel dégagé. Les cycles jour/nuit ne sont pas aussi marqués que pour le rayonnement solaire, nul la nuit et maximum au midi solaire.

Évolution des températures dans les cavité (CO) et (CF) sur 6 journées

On présente sur la FIGURE 3.16 les évolutions des températures mesurées à l'intérieur des cavités au niveau de la face supérieure, indicées *Sup* (graphique du haut), à l'intérieur de la cavité, indicées *Air* (graphique central) et au niveau de la face inférieure, indicées *Inf*

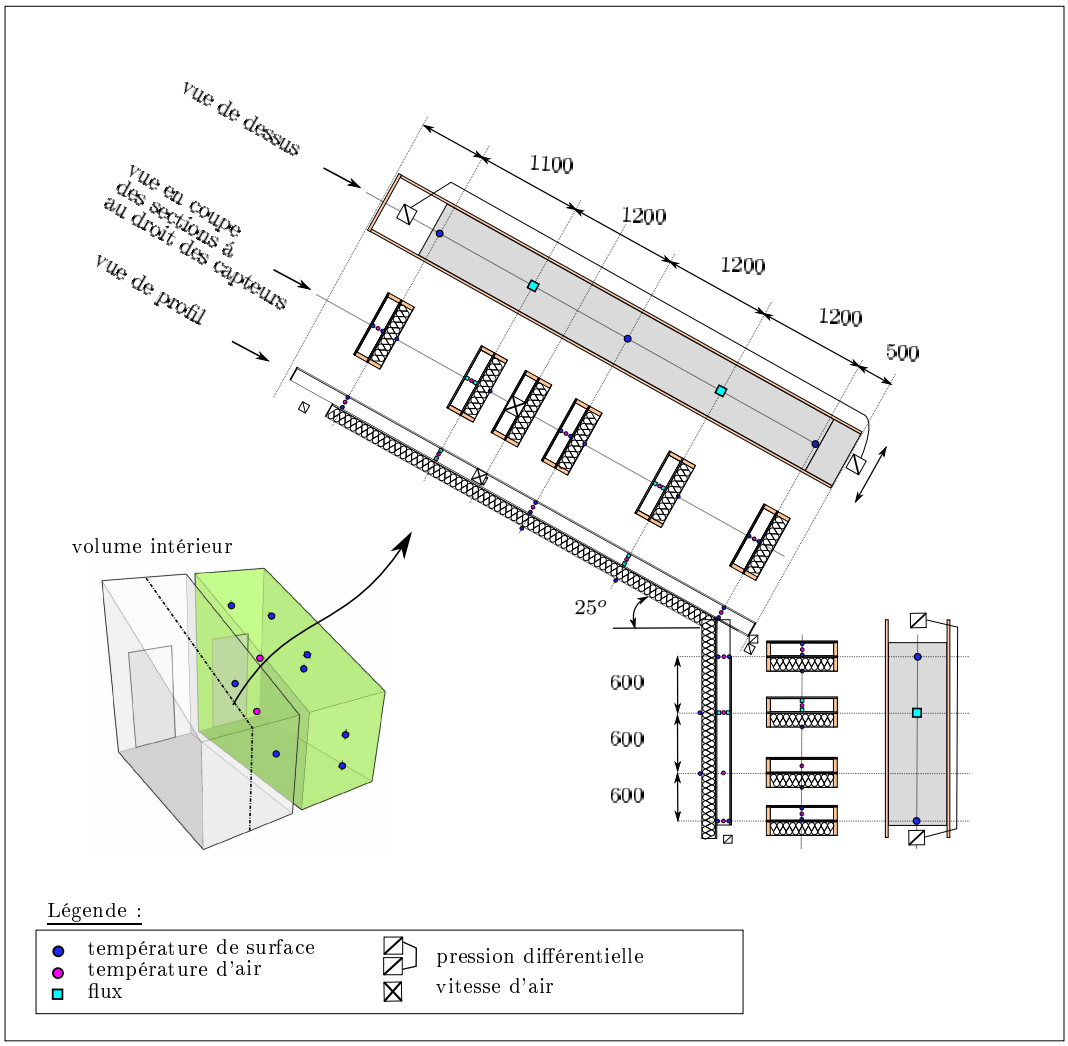


Figure 3.14 – *Plan d'instrumentation du demi-volume Est*

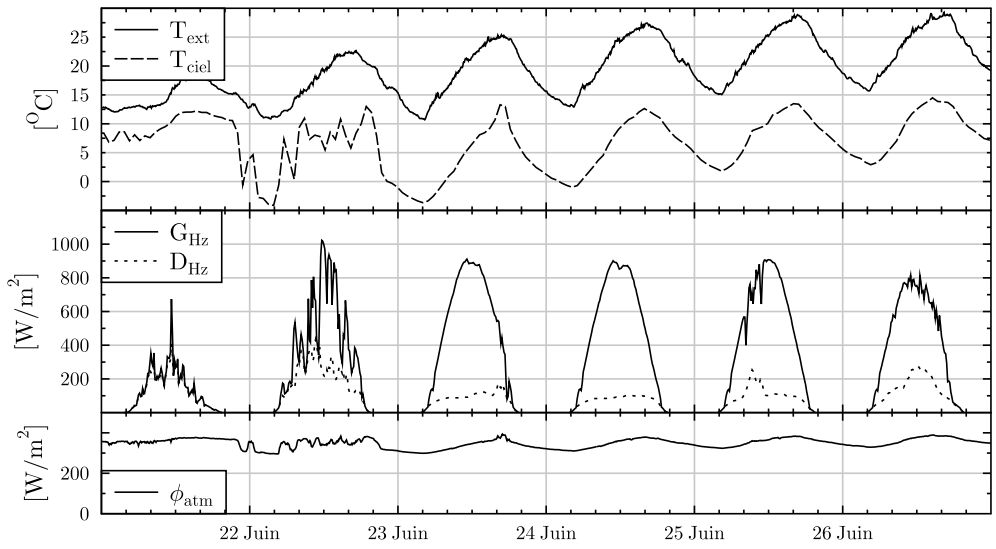


FIGURE 3.15 – *Sollicitations météorologiques pour la période du 21 au 27 Juin.*

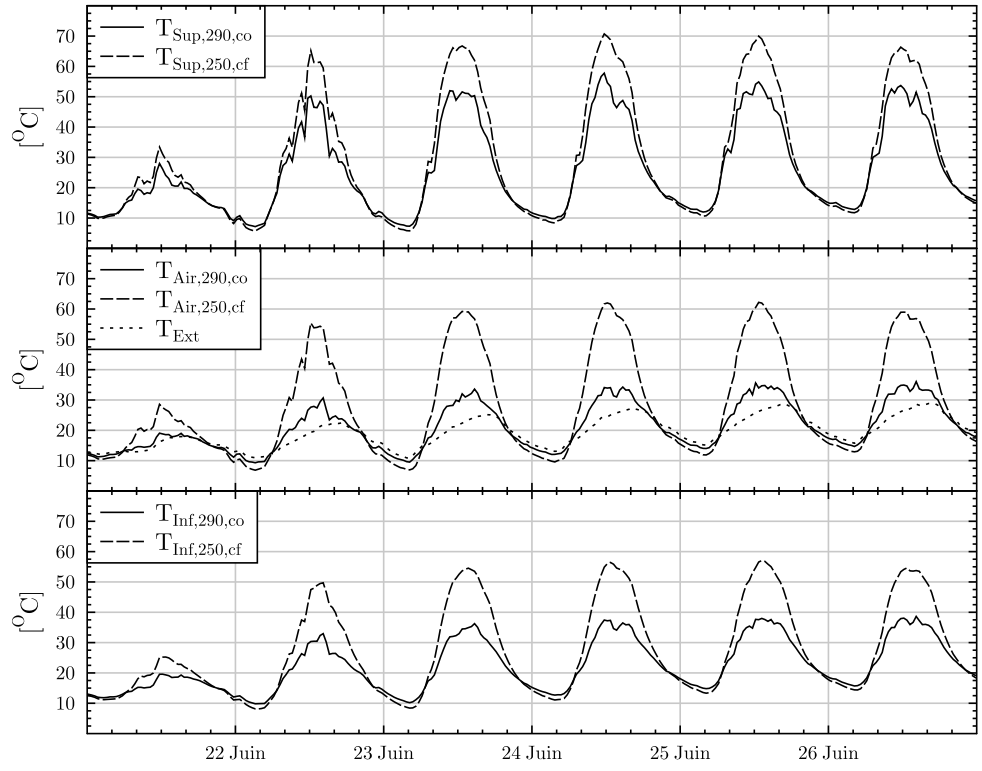


FIGURE 3.16 – *Températures mesurées à une distance de 290 cm du pied de la toiture (resp 240 cm) pour la* (CO) *(resp* (CF) *) pour la période du 21 au 27 Juin.*

(graphique du bas). On note les grandeurs relatives au canal ouvert, (CO) et au canal fermé,

(cf) [9] .

On fait les observations suivantes :

1. Lors de la première journée, à l'image de l'amplitude des températures extérieures, l'évolution des températures est limitée ;
2. Les évolutions des températures de surface correspondent aux évolutions du rayonnement solaire ;
3. Le contraste thermique jour/nuit est maximum sur la paroi supérieure dont l'une des faces est en contact avec l'environnement. $T_{max} - T_{min}$ atteint 60 °C pour la configuration fermée et 45 °C pour la cavité ouverte ;
4. La ventilation de la cavité permet de limiter la hausse des températures de la surface inférieure. La réduction est de l'ordre de 18 °C à 20 °C ;
5. La cavité non-ventilée est celle présentant les minimales quelque soit l'étage (*Sup* , *Air* ou *Inf*) ;
6. L'ensemble des températures évolue selon une rampe, la même qui a été remarquée lors de la présentation des sollicitations météorologiques.

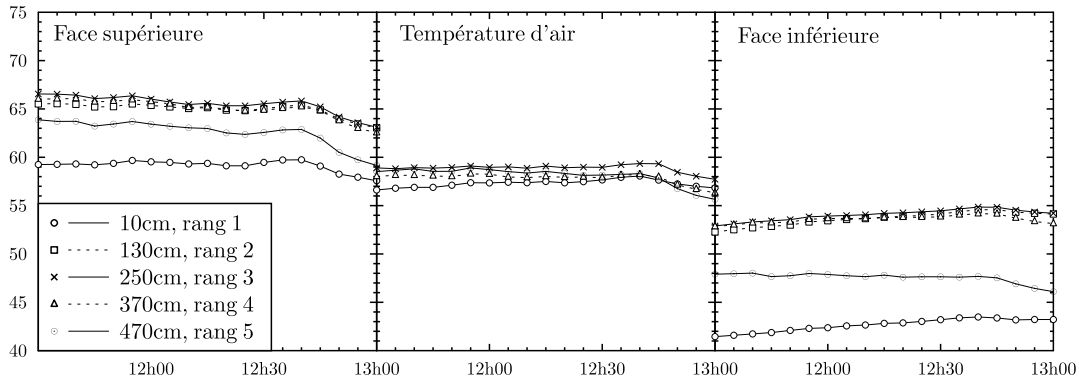
Répartition des températures mesurées selon l'axe longitudinal

Après avoir présenté les évolutions des températures de l'air et des interfaces relevées à 250 *cm* et 290 *cm* pour une période de 6 journées (Figure 3.16), nous allons observer les évolutions de l'ensemble des températures relevées selon l'axe de circulation de l'air sur une période réduite de 2*h*. C'est avant tout le positionnement des températures les unes par rapport aux autres que nous soulignerons. On rappel que le plan d'instrumentations est donné par la Figure 3.14 et la distance entre les capteurs et le pied de la paroi dans le Tableau 3.8 .
Le pas de temps d'acquisition des données est de 1 *mn*, elles sont ensuite moyennées par intervalles de 5 *mn*. L'échelle adoptée est, pour une configuration donnée, identique pour chaque trio *{Sup , Air , Inf }*. La différence entre l'ordonnée maximale et minimale ainsi que la résolution du quadrillage sont communes aux Figure 3.17a et Figure 3.17b.

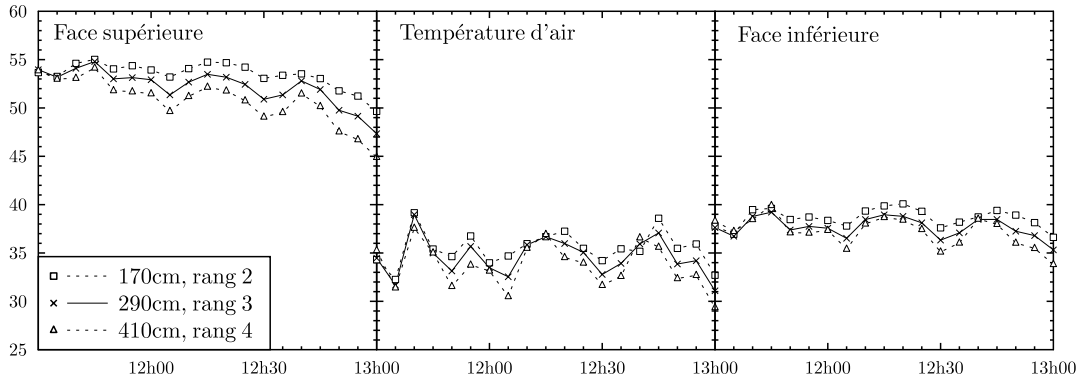
On fait les observations suivantes :

7. Le positionnement des capteurs au premier et cinquième rang n'est pas satisfaisant. Au premier rang, il est au droit d'un élément d'ossature. Les températures sont pour cette raison bien inférieures à celles relevées dans les parties « courantes » Figure 3.17a. Le rang numéro 5, lui, correspond au débord de la toiture. L'échange avec l'environnement extérieur est direct, la température extérieure est également bien inférieure à celles relevées aux rangs 2, 3 et 4. Les informations fournies au rang 1 et 5 traduisent des phénomènes ponctuels et seront pour cette raison retirées de la Figure 3.17b ;
8. En retirant les informations du rang 1 et 5, on remarque que les fluctuations des températures sont plus importantes aux surfaces de la cavité ouverte $\Delta T \approx 3$ °C que pour la cavité fermée $\Delta T \approx 1.5$ °C ;
9. Les évolutions sont progressives lorsque l'air contenu dans la cavité est confiné alors qu'elles présentent des fluctuations importantes lorsque la cavité est ventilée. Un pas de cinq minutes n'est pas suffisant pour suivre convenablement les évolutions ;

9. $T_{Sup,290,co}$ est la température de la face supérieure de la cavité, mesurée à 290 *cm* du pied de la toiture et correspondant à la cavité ouverte (co) .



(a) pour la (CF) .



(b) pour la (CO) .

FIGURE 3.17 – *Répartition longitudinale des températures*

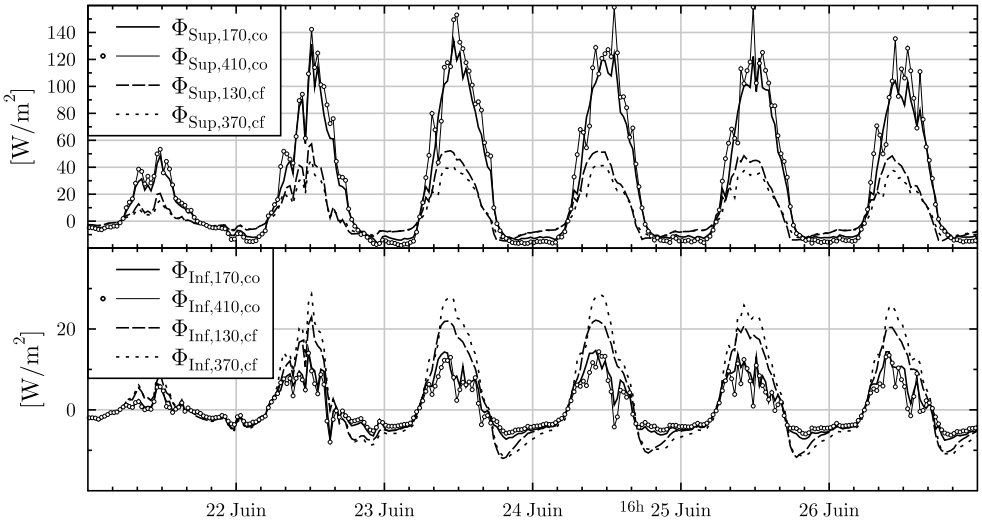


Figure 3.18 – *Flux surfaciques mesurés pour la* (co) *et la* (cf) *pour la période du 21 au 27 Juin.*

10. La température est décroissante d'étage en étage ($Sup \rightarrow Air \rightarrow Inf$) lorsque le canal est non ventilé et on relève une réduction d'approximativement 4 °C entre chaque étage.
    Le comportement n'est pas le même lorsque la cavité est ventilée. La température de l'air est inférieure aux températures des surfaces. La température de la face inférieure est supérieure à celle de l'air (environ 3 °C) ;
11. Le positionnement des températures les unes par rapport aux autres n'est, pour la (co) , pas conforme à nos attentes. Les températures sont plus faible en partie haute de la cavité qu'en partie basse. Ceci pourrait s'expliquer par une circulation « *inversée* », l'entrée d'air est se ferait en partie haute et la sortie partie basse. Cela peut se produire lorsque la différence de pression induite par le vent est supérieure à celle induite par les effets thermiques. Les relevés de pression différentielles présentés sur la Figure 2.19 montrent de tels cas de figure. Une pression $|\Delta P_{vent}| >> |\Delta P_{Archimede}|$ & $\Delta P_{vent} < 0$ indique que l'air circule de haut en bas.

Flux thermiques mesurés en parties supérieures et inférieures des cavités (co) et (cf)

Nous utilisons des capteurs flux métriques qui sont disposés à l'intérieur de la cavité sur les surfaces supérieures et inférieures. Ils mesurent la densité de flux moyen traversant le capteur, soit un flux surfacique composé des composantes radiatives et convectives. Leur implantation est précisée sur la Figure 3.14 et le Tableau 3.8. Nous formulerons des commentaires propres à chaque typologie de cavité avant de comparer leurs comportements.

Concernant la (cf) :

12. Il n'y a pas conservation de l'énergie entre le flux qui pénètre la cavité et le flux transmis à l'intérieur de la cellule. Plusieurs raisons peuvent expliquer cette constatation : tout d'abord on pense aux défauts d'étanchéité des caissons puis, aux flux thermiques conductifs latérales entre les cavités bouchées et les cavités voisines qui ne le sont pas ;

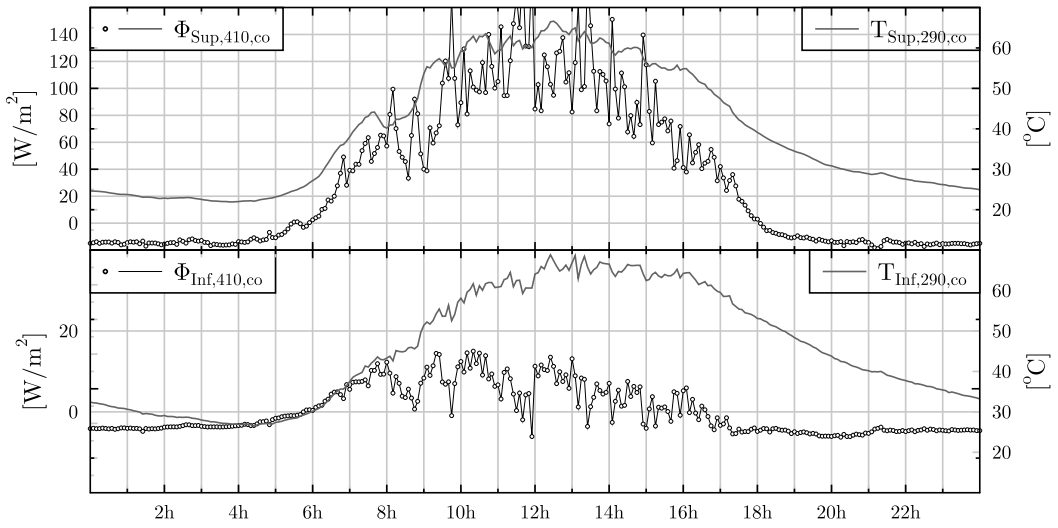


FIGURE 3.19 – *Flux surfaciques et températures mesurés (résolution 5 minutes) pour la* (CO) *le 25 Juin.*

13. Les flux varient de 7 à 8 $W.m^{-2}$ selon qu'ils sont mesurés en partie basse ou en partie haute. Bien que les mesures ne soulignent pas l'effet de stratification de l'air dans la cavité, les mesures de flux traduisent une évolution des températures le long de la cavité. Effectivement, le flux surfacique supérieur relevé à 130 *cm* est supérieur à celui relevé à 370 *cm*, cela implique une température de surface en partie basse inférieure à celle de la partie haute. Cette hypothèse est confirmée par l'observation des flux relevés en partie inférieure. Effectivement, à 370 *cm* ces derniers sont, cette fois-ci, supérieurs à ceux relevés à 130 *cm*.

Concernant la (CO) :

14. La cavité ventilée transmet un flux 10 fois inférieur à celui quelle a absorbé au niveau de l'interface supérieur. Cela implique que 9/10 du flux absorbé est évacué ;
15. A l'image des températures de surfaces (FIGURE 3.17b), le flux présente d'importantes fluctuations. Elles sont atténuées par une présentation de résultats moyennés par intervalle d'une demi-heure ;
16. Que ce soit en partie basse ou haute, les évolutions des flux sont semblables ; $\phi_{Sup,170,co} \approx \phi_{Sup,410,co}$ & $\phi_{Inf,170,co} \approx \phi_{Inf,410,co}$.

Comparaison (CF) & (CO) et remarques communes :

17. Il se produit une inversion systématique des flux aux alentours de 16h00. Elle est plus marquée pour la (CF) que pour la (CO) ;
18. Alors que le maximum des températures de surfaces est relevé aux alentours de 12h00, le flux maximum en partie inférieure est atteint dès 8h00. Par la suite, il ne suit pas la croissance du flux absorbé en partie supérieure (voir FIGURE 3.19).

3.2.3 Comportement des cavités ouvertes et continument ouvertes

Après avoir retiré les bouchons qui étaient placés sur la partie centrale de la demi-cellule OUEST nous avons retrouvé la configuration initiale (voir schéma de principe de la FIGURE 2.15, SECTION 2.2.6, PAGE 50).

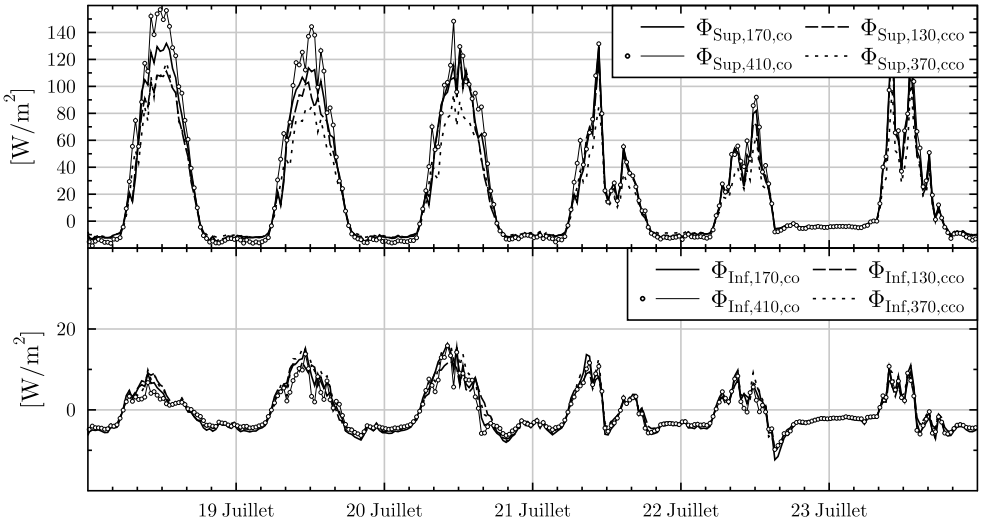


Figure 3.20 – *Flux surfaciques mesurés pour la* (co) *et la* (cco) *pour la période du 18 au 24 Juillet.*

Dans la cavité continument ventilée, l'admission de l'air est faite au niveau du sol puis il est évacué en partie haute (inversion de sens possible) tandis que dans la configuration (co) , la ventilation des cavités verticales et inclinées est indépendante.
La comparaison de ces configurations par l'expérimentation est la seule possibilité dans la mesure où leur simulation est extrêmement complexe si l'on souhaite prendre en compte l'aspect dynamique du problème, l'ensemble des modes de transferts (convection + rayonnement), la complexité des conditions aux limites (vent, gradient de température au niveau du sol), la rugosité des surfaces intérieures ...
Le continuité des parties verticales et inclinées sur la (cco) implique un tirage thermique plus important ; en revanche les pertes de charges sont supérieures par la présence d'un coude. Dans une précédente figure (Figure 2.14, Page 51) nous avons eu l'occasion de comparer les vitesses d'air dans la section inclinée pour les configurations (cco) et (co) qui sont moins importantes dans la section continue. La différence est d'autant plus marquée que la vitesse de vent est importante.

Du point de vue du transfert thermique, on trouve sur la Figure 3.20 une comparaison des densités de flux relevées en partie supérieure et inférieure à deux distances par rapport à l'admission d'air. On ne remarque pas de différence significative entre ces configurations et le flux en partie inférieure est identique (amplitude, dynamique, accidents).

3.2.4 Facteurs de transmission solaire expérimentaux

On propose dans la Figure 3.21 de comparer l'évolution du flux thermique transmis dans l'enceinte du bâtiment en fonction du flux solaire global normale à la toiture. Cette caractéristique est donnée pour les trois configurations ((cf) , (co) et (cco)).
On remarque que :

- Les caractéristiques entre les configurations (co) et (cco) très proches. Toutefois, la dispersion est plus large pour la (co) . Ceci vient probablement d'une exposition qui la rend plus sensible au vent que la configuration (cco) ;
- Pour les cavités ouvertes nous avons un facteur solaire de l'ordre de 1.5 %. Il est approximativement deux fois supérieur pour la cavité fermée ;

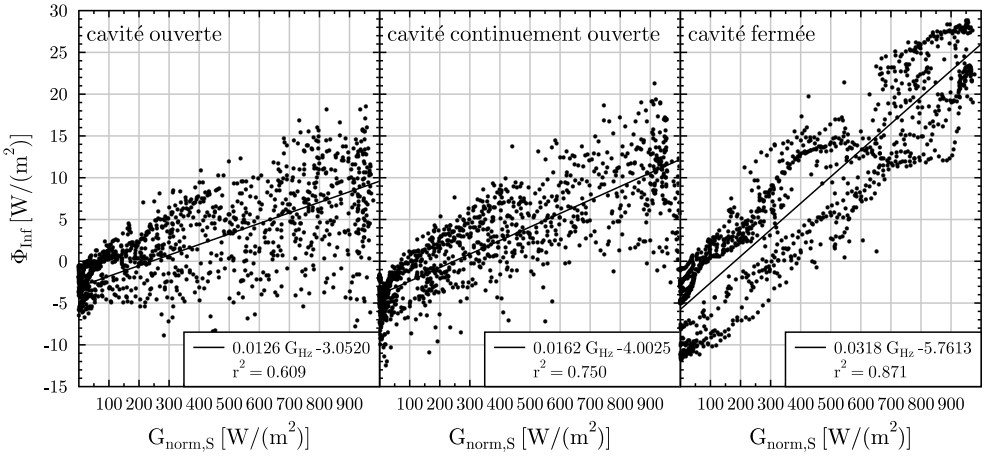


FIGURE 3.21 – *Flux transmis en fonction du flux solaire incident normal à la toiture.*

TABLE 3.10 – *Récapitulatif de l'origine des grandeurs utilisées.*

		mesure	hypothèses et calcul
$CLO_I(absorb)$	⟵	G_{hz}, D_{Hz} et α	position soleil
$CLO_D(absorb)$	⟵	G_{hz}, D_{Hz} et α	position soleil et Albédo
$GLO_{net}(ciel)$	⟵	ϵ, $\phi_{\downarrow}(atm)$ et $T_{surface}$	facteur forme et $T_{ciel} = f(\phi_{\downarrow}(atm))$
$GLO_{net}(environnement)$	⟵	ϵ, T_{air} et $T_{surface}$	facteur forme et $T_{env} = f(T_{air})$
Stock	⟵	$T_{surface}$	température peau extérieure uniforme, $Stock = \rho VCpdT/dt$
Conduction	⟵	Φ_{sup}	
Convection	⟵		déduit du bilan d'énergie sur l'élément
Latent	⟵		non pris en compte

□ La caractéristique de la cavité fermé est très linéaire, elle se décompose en deux faisceaux. Le faisceau inférieur correspond à la phase de croissance du flux, la température de l'air à l'extérieur est alors faible.
Le faisceau supérieur correspond à la phase de décroissance, lorsque les températures extérieures sont élevées.

3.2.5 Décomposition du flux échangé avec l'environnement

Afin d'améliorer la compréhension des phénomènes en jeu et de fournir des ordres de grandeur concernant le rôle joué par chacun des modes de transfert, nous avons effectué une décomposition des échanges selon deux critères : le mode de transfert et le type de contribution (à la réduction ou à l'échauffement de la paroi). L'analyse que nous proposons nécessite un nombre limité d'hypothèses. En effet, la plupart des grandeurs intervenant sur le système "peau extérieure" sont mesurées. Leur provenance est récapitulée dans le TABLEAU 3.10. Voici à présent quelques précisions sur la méthode d'obtention des FIGURE 3.22 et FIGURE 3.23 ainsi que l'interprétation des résultats.

Chacune des grandeurs intervenant est décomposée en partie positive et négative, l'une correspond à la puissance apportée et l'autre à la puissance extraite au système. Les charges auxquelles le système est soumis sont reconstituées dans un premier graphique. Dans un second graphique, on utilise l'enveloppe de charge obtenue puis on lui soustrait les contributions au refroidissement. Le reliquat que l'on obtient est l'image de la variation de température du système (terme $\rho VCpdT/dt$). La température du système décroit lorsque il est

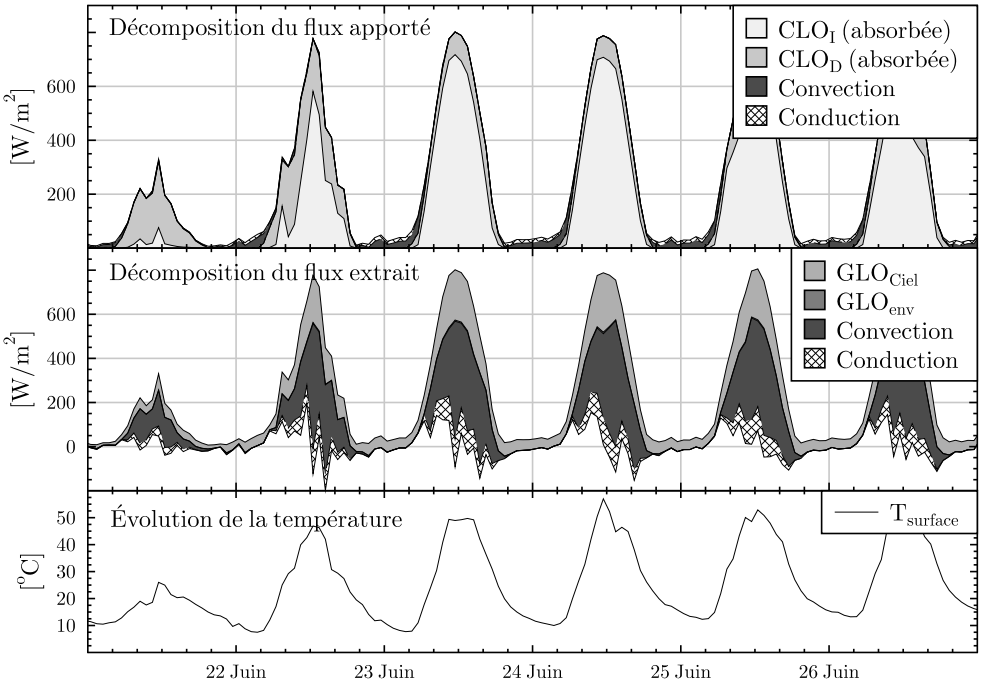


Figure 3.22 – *Bilan de flux de la cavité ventilée pour la période du 21 au 27 Juin.*

négatif, il augmente[10] lorsqu'il est positif . A partir de cette représentation Figure 3.22, il est aisé d'identifier les grandeurs qui contribuent à l'échauffement ou au refroidissement du système. La Figure 3.23 reprend les informations du graphique central en indiquant la contribution normalisée au refroidissement des modes de transfert impliqués.

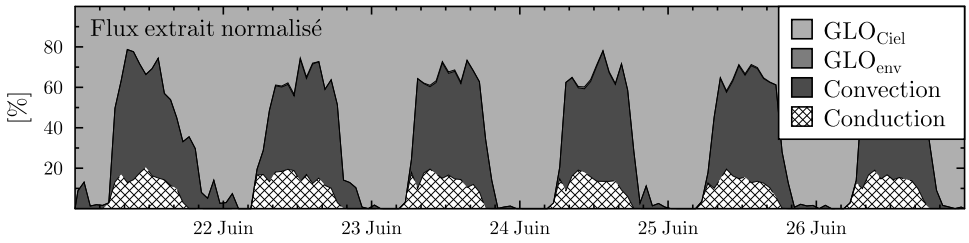


Figure 3.23 – *Contribution normalisée des modes de transferts au rafraichissement de la peau extérieure pour la période du 21 au 27 Juin.*

□ Durant la journée, c'est essentiellement le rayonnement solaire qui contribue à l'échauffement de la paroi tandis que le mode de refroidissement principal est la convection qui contribue à hauteur de 55 % des charges extraites. Viennent ensuite le rayonnement vers la voûte céleste (30 %) puis la conduction au niveau de la surface inférieure (15 %) qui se décompose en échanges convectifs et radiatifs. On remarque que le reliquat sur le graphique central est positif, ce qui traduit un accroissement de la température du système.

10. Le flux stocké n'intervient pas dans l'élaboration des graphiques

La convection est le principal mode de refroidissement entre le lever du soleil et $18h00$. On constate que l'air extérieur et la surface considérée n'ont pas la même dynamique d'évolution : Alors que la température de surface est en phase avec l'éclairement, la température extérieure maximale est obtenue dans les quatre heures qui suivent. Cela induit des écarts de température et donc un potentiel de rafraichissement d'autant plus important durant cette période.

- La nuit, c'est la convection en face externe ainsi que la convection et le rayonnement sur la face interne qui contribuent à l'échauffement de la paroi. Le mode de rafraîchissement peut être attribué à près de 100 % au rayonnement sous forme de grande longueur d'onde vers la voûte céleste. Le reliquat est négatif jusqu'à approximativement $4h00$ du matin, heure à laquelle la température de surface est minimale [11] .

3.2.6 Température de surface et rafraîchissement radiatif

Après avoir décomposé le bilan énergétique de la surface extérieure de la cavité inclinée ouverte selon les modes de transfert et leurs participations (apport ou extraction de chaleur), nous donnons dans la FIGURE 3.24 les cycles d'évolution des températures de surface et d'air pour une période de 5 jours (21 au 25 Juin).
La figure est composée de 4 graphiques correspondant aux températures de surfaces supérieures et d'air au sein des cavités (CO) et (CF) . Les températures sont tracées en fonction de la température extérieure et à chaque journée correspond un cycle d'évolution. Un marquage permet de distinguer la période de la journée (matin, après-midi ou nuit).

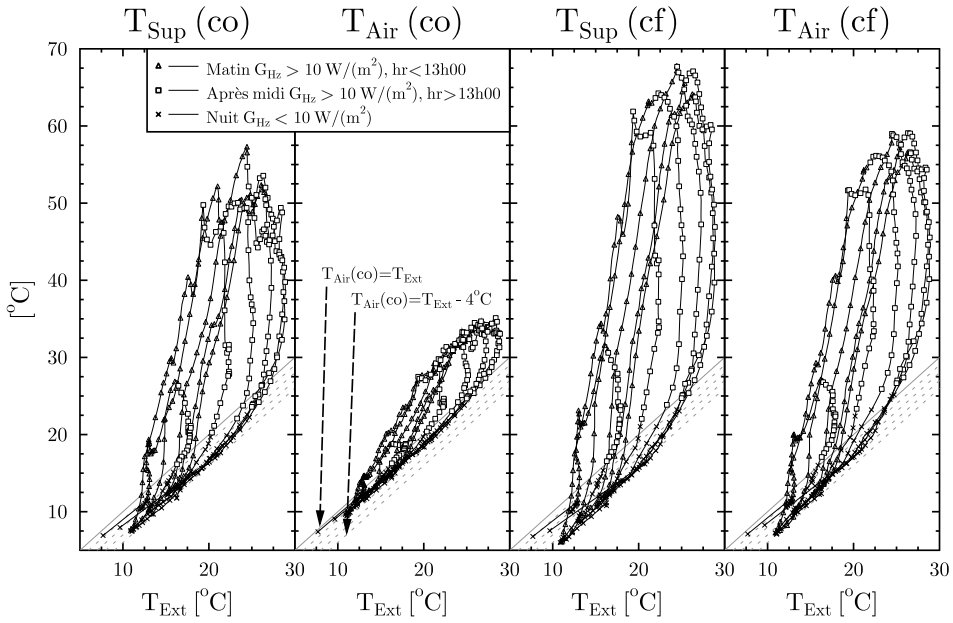


FIGURE 3.24 – *Cycles d'évolution journaliers* $T = f(T_{Ext})$.

L'objectif est de visualiser les dynamiques d'évolution à l'échelle de la journée en prêtant une attention particulière à l'évolution des températures durant la nuit. En gris, la ligne

11. Le dégagement de chaleur latente produit par la condensation de l'air lorsque la température de la surface devient inférieure à la température de rosée de l'air n'est pas pris en compte.

continue représente l'égalité avec la température extérieure tandis que les courbes en pointillés l'égalité avec la température extérieure à laquelle on a soustrait 1, 2, 3 et 4 degrés.

- ☐ Lorsque la cavité est ventilée, le cycle est aplati et les températures se rapprochent de la température extérieure ;
- ☐ La nuit, la température minimale surfacique du canal ventilé est de 4 °C inférieure à la température extérieure. Le contact entre l'air et la surface refroidie permet de réduire la température de l'air de 2 °C par rapport à l'air extérieur.

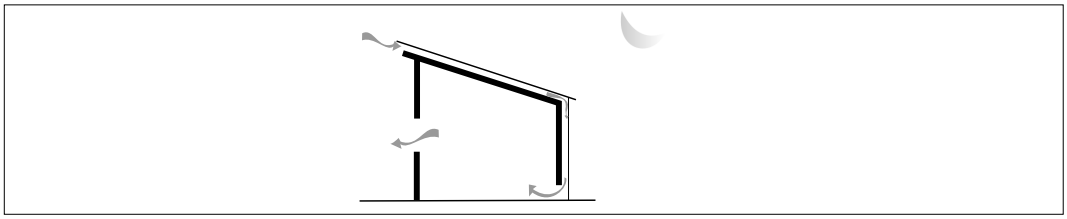


Figure 3.25 – *Rafraîchissement nocturne radiatif.*

Pour des raisons de qualité d'air intérieur, insuffler dans le bâtiment de l'air qui proviendrait de l'espace sous toiture n'est pas réalisable et l'alternative qui consiste à valoriser cette réduction de manière indirecte ne semble pas viable. Outre le coût du système, la consommation électrique engendrée serait probablement bien supérieure à l'énergie valorisée.

Il existe toutefois des composants qui utilisent le rafraîchissement radiatif, on peut citer les *roof ponds* ou des capteurs à eau non vitrés ayant une surface fortement émissive [S.P05]. Ces composants utilisent un liquide comme fluide caloporteur.

3.2.7 Synthèse des résultats expérimentaux sur les cavités

Trois configurations ont été expérimentées : la transformation des canaux en cavités, la ventilation indépendante des espaces verticaux et inclinés et leur ventilation commune.

On constate que l'effet de la ventilation est semblable, que la cavité soit continue ou non. Cela permet de réduire le flux transmis dans le bâtiment d'un facteur deux et la température de pointe du parement extérieur de l'ordre de 18 à 20 °C. L'air transporte 9/10 du flux de chaleur conduit au travers du parement extérieur.

Une représentation originale permettant la décomposition du bilan thermique du parement extérieur a été proposée. Nous avons remarqué que pour la configuration ventilée, le flux solaire absorbé était pour 55 % extrait par convection, 30 % par rayonnement GLO et seulement 15 % était transmis dans la cavité. Comme mentionné plus haut, des 15 % transmis, 9/10 seront extraits par ventilation de la cavité.

La visualisation des températures de surface extérieure et d'air dans la cavité en fonction de la température extérieure a montré que l'on pouvait s'attendre à des réductions de tem-

pérature durant la nuit inférieures à 4 °C pour les surfaces et 2 °C pour l'air.

Après avoir présenté l'intérêt de la réduction des charges d'ensoleillement par une toiture ventilée, on va maintenant étudier une configuration permettant de limiter les surchauffes en déphasant le potentiel de rafraîchissement nocturne.

3.3 Système de stockage déporté

3.3.1 Présentation du support expérimental

Le déphasage thermique est la conséquence d'une circulation permanente d'air au sein du stock et du choix d'une configuration adéquat {matériau de stockage, géométrie de l'arrangement}. En fonction de ces caractéristiques, l'onde appliquée en entrée est affectée en sortie d'un déphasage et d'une transmission.

Hollmuller a effectué de nombreuses expérimentations à l'UNIGE (anciennement CUEPE) dédiées à l'étude de ce système comme vous pouvez le voir sur la Figure 3.26.

Figure 3.26 – *Photographies de prototypes réalisés à l'UNIGE.*

Les principales caractéristiques des prototypes sont résumés dans le Tableau 3.11 et les matériaux sont décrits dans le Tableau 3.12.

Table 3.11 – *Caractéristiques des prototypes déjà réalisées.*

	année	h	l	L	section	volume	isolation	environnement	réf
n^o1	2003	5	250	2000	-	-	120	labo	[Hol03]
n^o2	2003	82	307	1000	0.025	0.025	250	labo	[Zgr03]
n^o3	2005	500	500	1000	0.25	0.25	200	labo	[Zgr03]

Table 3.12 – *Matériaux expérimentés.*

nom	dimensions	proto	ν	ρCp	coût.m^{-3}
plaques béton	$34 \times 25 \times 2000mm$	n^o1	-	-	
billes argile	10 et $30mm$	n^o2	0.39	2580	7500
	10 et $30mm$	n^o3	0.39	2580	7500
agrégat	$4/8mm, 8/16, 16/32, mix$	n^o3	0.35	2250	40
dalles céramique	$150 \times 310 \times 25mm$	n^o3	$0.04 < 0.07$	1910	
briques céramique	$260 \times 60 \times 12mm$	n^o3	0.34	1760	
tube pvc remplis d'eau	$16/13mm$	n^o3	0.28	3320	

Au vu de ces expérimentations, nous précisons le cahier des charges ayant motivé la mise en place de ce nouveau prototype.

– Nous disposerons d'un système dont le volume de stockage permet d'induire un déphasage compris entre 7 et $12h$ pour un débit d'air de l'ordre de 250 m^3h^{-1}. Cela permet d'envisager le couplage du système à un bâtiment de petite dimension.

– Étant donné l'investissement et le temps nécessaire à la réalisation d'un prototype, nous souhaitions que ce dernier soit le plus polyvalent possible. Réalisé en 2 parties, il est possible de lui adjoindre de nouveaux modules afin d'augmenter son volume de stockage. Le découplage des modules facilitera également son transport. Il doit également accepter le panel le plus large possible de matériaux, qu'ils soient cohérents ou non, de dimension allant jusqu'à 1 m de longueur.
– Le circulateur sera associé à un système de commande permettant le réglage du débit. Ainsi, le stock thermique pourra être utilisé comme un déphaseur, ou bien, comme une unité de stockage avec des périodes de charge et de décharge thermique à définir.

L'unité de stockage est un volume parallélépipédique de forme allongée d'une section de 600×1100 mm et de 3500 mm de longueur. L'ensemble est isolé par 200 mm de polystyrène extrudé. L'accès à l'intérieur se fait par le biais de 4 capots situés sur la face horizontale supérieure (voir FIGURE 3.30a et FIGURE 3.30b). A l'intérieur, l'espace de stockage se situe entre deux grilles maintenant les matériaux. Entre {convergeant, divergeant} et les grilles, deux espaces de 500 mm de longueur sont dédiés à la mise en place de l'instrumentation.

Le stock est inséré dans un circuit ouvert de ventilation composé de deux bouches, d'un circulateur abrité ainsi que d'un diaphragme en sortie utilisé pour la mesure du débit d'air. L'admission d'air est réalisée à quelques centimètres de la surface du sol au dessus d'une surface herbeuse, il passe dans le circulateur puis dans le divergeant dont le rôle est d'assurer la transition entre le réseau de distribution ($\Phi 160$ mm) et l'unité de stockage (600×1100 mm). Après le passage de l'air au sein des matériaux, du convergeant puis du diaphragme, l'air est rejeté à l'extérieur. L'alimentation électrique du ventilateur est faite par le biais d'un variateur de fréquence commandé en tension. La baie d'acquisition permet de générer la tension de commande et donc le réglage du débit d'air. Vous trouverez sur la FIGURE 3.27 un schéma reprenant les principaux composants.

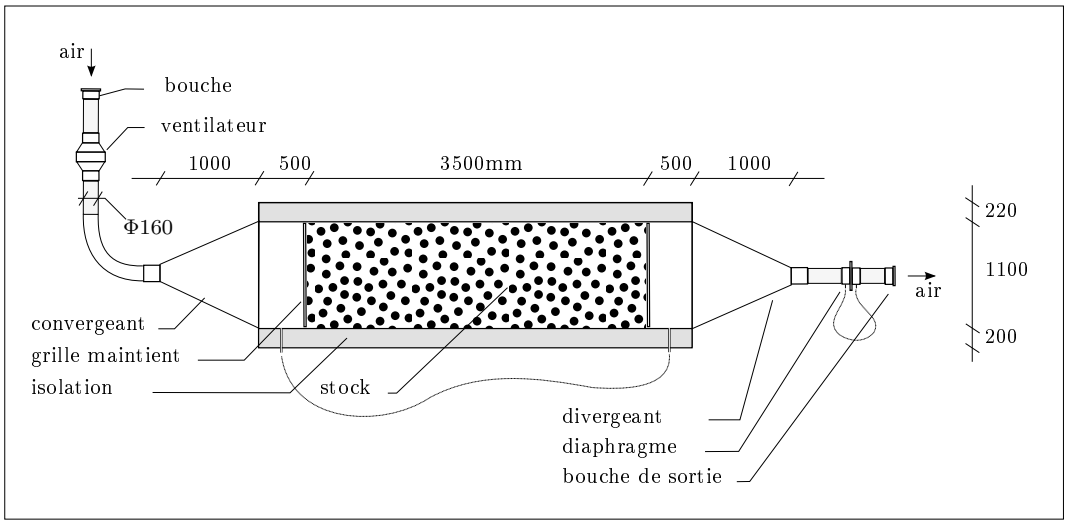


FIGURE 3.27 – *Présentation schématique de l'expérimentation.*

Lors de la recherche de matériaux qui pourraient êtres adaptés, nous avons été confrontés à une contrainte importante, celle de mettre en oeuvre un volume sept fois supérieur à ce qui avait été fait jusqu'à présent. Le TABLEAU 3.13 synthétise les principales contraintes qui ont guidé notre choix.

Table 3.13 – *Critères de choix des matériaux.*

type	enjeux	conséquence
matière	$max(\rho Cp)$	volume de stockage nécessaire
	$max(a = \lambda/(\rho Cp))$	profondeur de pénétration de l'onde thermique
	stabilité	santé
géométrie	$min(e = V/S)$	faible épaisseur apparente du matériaux
arrangement	arrangement structuré	uniformité du flux d'air sur la section
	compacité	couplage convectif & pertes charges
réalisation	$min(cout.m^{-3})$	coût du système
	mise en oeuvre simplifiée	qualité de réalisation

Concernant le choix des matériaux, on note que parmi les expérimentations faites (Tableau 3.12), les transmissions supérieures à 60 % ont étés obtenues avec des matériaux dont l'arrangement était également maitrisé et que les géométries remplies d'eau ont l'avantage de réduire significativement le volume nécessaire. Pour un débit de 100 m^3h^{-1}, le déphasage complet est obtenu avec 0.6 m^3 pour les géométries remplies d'eau alors que 1 m^3 est nécessaire dans le cas contraire, soit une réduction de 40 % du volume.

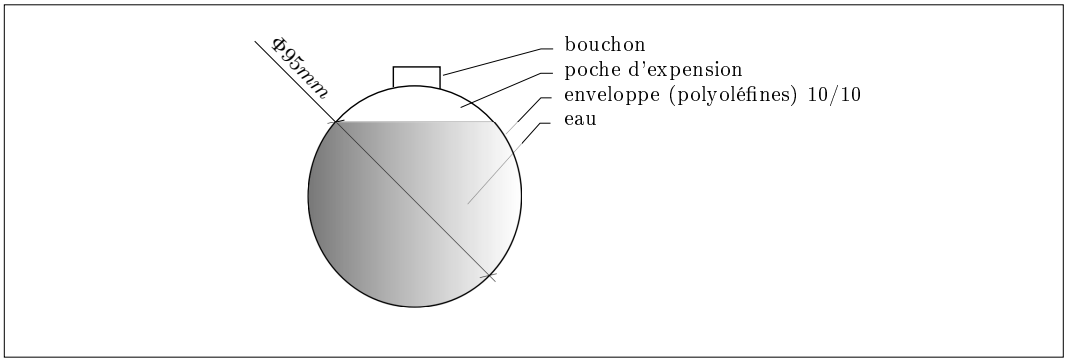
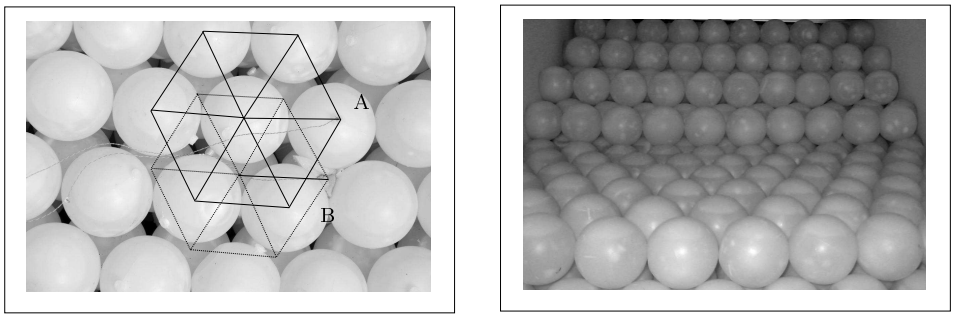


Figure 3.28 – *Description géométrique des nodules CRISTOPIA.*

Nous avons arrêté notre recherche sur des éléments sphériques contenant de l'eau commercialisés par la société CRISTOPIA sous le nom de nodule (Figure 3.28). Ils sont habituellement utilisés pour le stockage frigorifique sous forme latente. Le système alors composé d'une cuve comprenant nodules et fluide caloporteur est couplé à une machine frigorifique. Les cycles de stockage et déstockage sont journaliers et ont comme objectif le report des périodes de production du froid aux heures où l'électricité est la moins chère.

L'empilement (ou arrangement) des nodules au sein du volume de stockage a de nombreuses conséquences et les principales sont données dans le Tableau 3.13.
En effet, mettre au point un arrangement revient à construire les parcours possibles de l'air dont dépendra notamment la répartition du débit sur la section (uniformité du flux d'air), le couplage convectif entre l'air et les matériaux (turbidité) ainsi que les pertes de charges. Nous avons opté pour un arrangement hexagonal compact. Il correspond à la compacité théorique maximale $\eta = 0.34$ qu'il est possible d'obtenir à partir de sphères de même diamètre. C'est également la configuration qui semblait générer le plus de turbidité dans l'écoulement.

La construction et la mise en oeuvre des matériaux ont fait l'objet de nombreuses précautions. A chaque étape, nous avons traité avec le plus grand soin l'étanchéité à l'air, la régularité de l'arrangement, ainsi que les défauts périphériques. L'étanchéité du stock est faite à deux niveaux, les 2200 nodules ont été mis en place individuellement et les effets de



(a) Arrangement hexagonal compact A-B-A (b) Mise en place des sphères

FIGURE 3.29 – *Arrangement.*

bord ont été traités par la mise en place d'un lit de mousse sur toutes les surfaces.

(a) Enceinte en cours de construction. (b) Stock thermique, capots ouverts.

(a) Stock thermique, capots en cours de fermetures. (b) Vue d'ensemble.

FIGURE 3.30 – *Photographies du prototype de stockage de chaleur.*

Intéressons-nous maintenant à l'instrumentation. Elle a été mise en place afin de répondre aux objectifs suivants :

1. Caractériser les performances du système ;
2. Valider ou invalider les hypothèses de modélisation et détecter les défauts.

Concernant le premier point, les grandeurs clés que sont la température d'entrée et de sortie de l'air, le débit, les pertes de charges ainsi que la puissance électrique consommée par le ventilateur sont mesurées. Concernant le second point, le principal défaut qui peut apparaître est celui de l'hétérogénéité du flux air. Cet aspect est évalué indirectement par des mesures de température d'air et des nodules qui sont mis en place dans l'axe longitudinal mais également en périphérie du lit de matériaux.

Concernant les mesures de température, la Figure 3.31 indique leur positionnement dans l'axe longitudinal tandis que la Figure 3.32 précise leur positionnement dans l'axe perpendiculaire au flux. Les températures d'entrée et de sortie d'air sont relevées dans les plénums et sont appelées Se et Ss. Le milieu est instrumenté à sept distances $S1$, $S2$, $S3$, $S4$, $S5$, $S6$ et $S7$. Chaque plan comprend une mesure des températures d'air et des sphères faites en partie centrale. Les sections $S2$ et $S5$ sont complétées par une mesure en partie périphérique.

Le débit est déduit d'une mesure de pertes de charge apparaissant aux bornes d'un diaphragme positionné en sortie du système. La loi des orifices (Eq 2.15), présentée Section 2.2.3, Page 39 permet à partir de la connaissance de la différence de pression ainsi que des caractéristiques de l'orifice (coefficient de contraction) d'en déduire le débit.

Les pertes de charge induites par le lit sont relevées à l'aide d'un transmetteur de pression mesurant la différence des pressions statiques de part et d'autre du milieu au niveau des plénums.

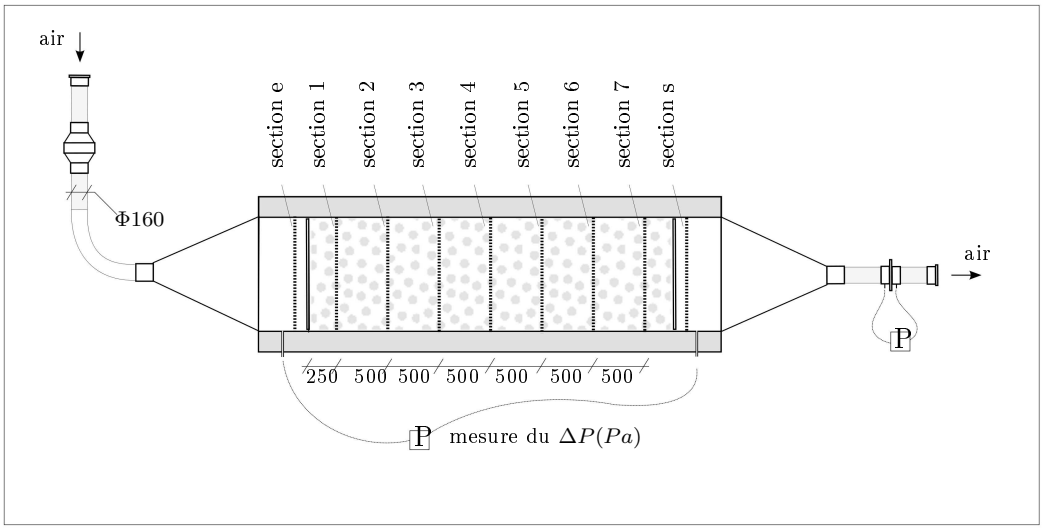


Figure 3.31 – *Instrumentation du stock thermique.*

3.3.2 Résultats expérimentaux

La séquence proposée contient une variété importante de sollicitations. Du 16 au 26 Juillet, on observe les évolutions suivantes de température :
- 16 au 17 : réduction de la température, le 17 le contraste thermique est quasiment nul ;
- 18 au 20 : couverture nuageuse absente, globalement la température croît, le contraste jour/nuit est important ;
- 21 au 23 : nuageux et averses la nuit du 22 au 23 ;

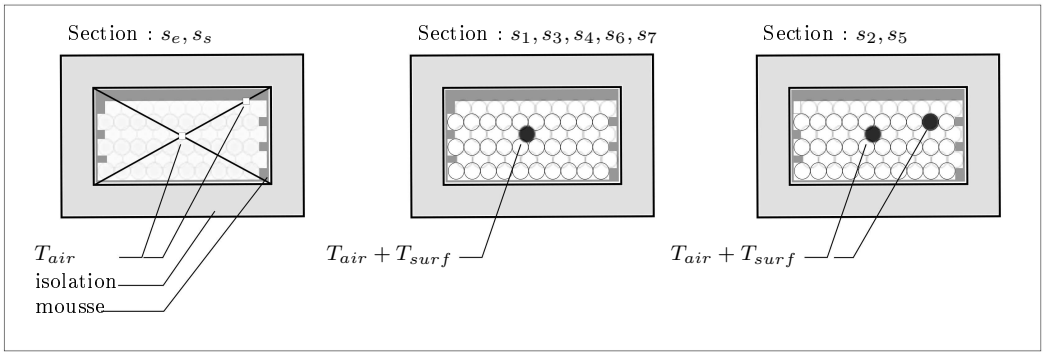


FIGURE 3.32 – *Instrumentation des différentes sections.*

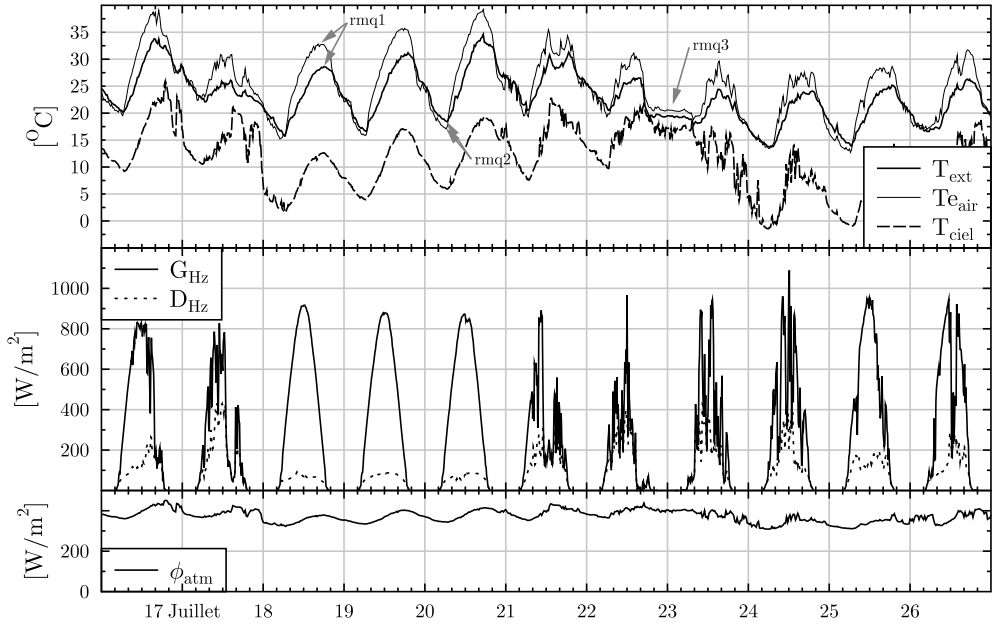


FIGURE 3.33 – *Sollicitations météorologiques pour la période du 16 au 27 Juillet.*

– 24 au 25 : la température croît, la différence de température jour/nuit est toutefois inférieure à celle du 18 au 20.

On s'intéresse ici essentiellement à la variation de la température extérieure (T_{ext}) et plus particulièrement à la température d'entrée de l'air dans le système (Te_{air}). Ces deux grandeurs se distinguent par le positionnement de la mesure. La température extérieure est mesurée par la tête météo à approximativement 7 m de hauteur alors que la température d'entrée d'air est mesurée dans le plénum en entrée du système.

Selon que la température est prise proche de la surface du sol ou bien à 7 m de hauteur, cela a des conséquences significatives sur l'évolution de température :

Rmq 1 Durant la journée, la température au niveau du sol est supérieure de 5 °C à celle mesurée en hauteur ;

Rmq 2 Durant la nuit, le rayonnement atmosphérique (sol → ciel) permet de réduire la température du sol à une température qui peut être inférieure à celle de l'air. La température au niveau sol est alors inférieure à celle relevée en hauteur.

Rmq 3 Il est intéressant de remarquer que durant la nuit du 22 Juillet, l'inversion des température ne se produit pas. La température d'air est quasiment constante, ceci est la conséquence de passages pluvieux et d'une couverture nuageuse importante. La journée, la couverture nuageuse ne limite pas l'échauffement de l'air au niveau du sol alors que la nuit, elle limite son refroidissement.

Analyse des températures relevées le long du parcours de l'air

Les températures d'entrée et de sortie de l'air sont données pour la période complète sur la Figure 3.34. On remarque que :

Rmq 1 Les fluctuations rapides de température visibles en entrée ont été lissées ;

Rmq 2 L'onde de température en sortie présente un déphasage proche du déphasage complet ($12h00$) et l'amplitude en référence à celle du signal d'entré a été réduite ;

Rmq 3 Les évolutions moyennes des températures d'air décrites lors de la présentation des données météo sont suivies au déphasage près.

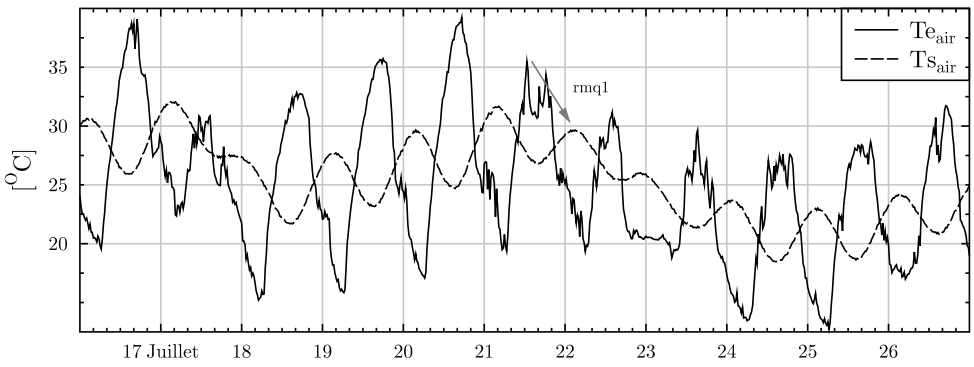


Figure 3.34 – *Évolution d'entrée et de sortie de l'air relevées pour un fonctionnement permanent du ventilateur .*

La Figure 3.35 permet d'observer les températures d'air relevées le long du parcours de l'air dans l'échangeur sur une période réduite à 3 journées (18 au 20 Juillet).
Au fil du parcours de l'air dans le milieu poreux, les variations brutales sont progressivement amorties, le déphasage et l'amortissement augmentent mais les évolutions en fonction de la distance parcourue ne sont pas régulières. La transition entre le plan trois et le plan quatre présente un saut, celle entre le plan quatre et cinq est anormalement réduite et le déphasage de la température de sortie est inférieur à celui de la température d'air mesurée à la septième section.

Afin d'expliquer ces constats, nous avons effectué une décomposition spectrale des températures d'air mesurées axialement. L'objectif de cette analyse est d'identifier l'origine de ces écarts. Ils peuvent provenir du système ou bien de la mesure.

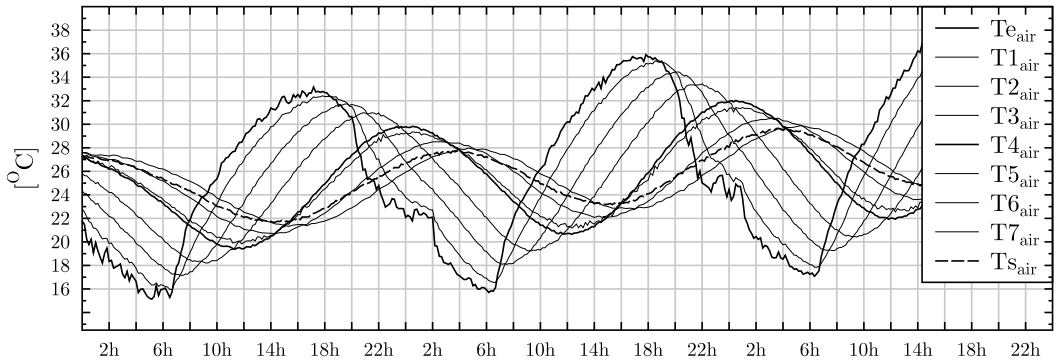


FIGURE 3.35 – *Évolutions des températures d'air relevées pour un fonctionnement permanent du ventilateur sur une période de 3 jours (18, 19 et 20 Juillet) .*

La FIGURE 3.36, présente le déphasage ainsi que l'amortissement de l'harmonique principale (périodicité journalière) en utilisant pour référence l'onde présentée en entrée du système. Le déphasage est donné sur l'axe droite des ordonnées tandis que la transmission correspond à l'axe gauche. L'axe des abscisses correspond au positionnement longitudinal de la mesure. D'après le modèle analytique, l'évolution du déphasage selon la longueur du stock est linéaire (courbe pointillée) et l'amortissement suit une décroissance exponentielle (ligne continue).

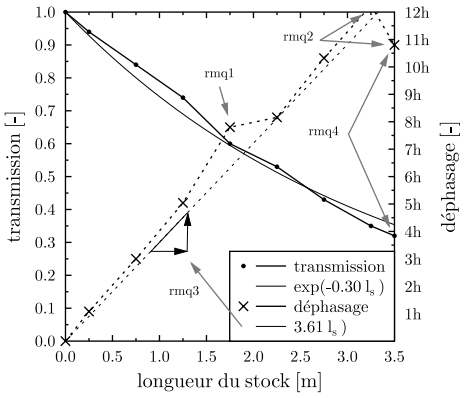


FIGURE 3.36 – *Déphasage et amortissement en fonction de la distance parcourue .*

Rmq 1 Au niveau de la section quatre, le saut relevé est le reflet d'une singularité de l'écoulement ou bien la conséquence d'une mesure défectueuse. En effet, les analyses faites sur les plans suivants sont dans le prolongement de ce qui a été relevé aux sections 1, 2 et 3 ;

Rmq 2 La température de sortie présente un déphasage inférieur à celui relevé à la septième section, ce que confirme une seconde mesure de température. Le défaut de mesure peut être écarté. On explique ce défaut par un mélange de l'air entre la section 6 et la sortie qui en plus de réduire le déphasage du système, limite sa transmission ;

Rmq 3 Si on ne considère pas les défauts apparaissant à partir de la sixième section, le déphasage est d'approximativement de $3.6h/ml$.

Rmq 4 L'onde de température en sortie présente un déphasage de $11h00$ et un amortissement de 32 %.

Nous avons précédemment présenté les évolutions des températures d'air le long du système pour une période de quelques jours. Nous allons à présent suivre l'évolution :
- de la différence de température entre l'air et un nodule situé en partie centrale ($(Tb_1 - Ta)_{(centre)}$) ;
- de la différence de température des matériaux entre un élément central et un élément périphérique, $(Tb_{1_{(centre)}} - Tb_{(peripherique)})$;
- du gradient de température au sein du nodule, $(Tb_1 - Tb_2)_{(centre)}$.

.

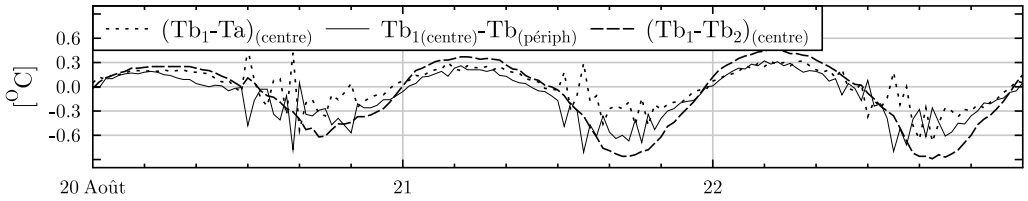


Figure 3.37 – *Différence de températures au sein d'un nodule disposé en partie centrale, entre un nodule et l'air en partie centrale et entre deux nodules positionnés au centre et en périphérique de la section, pour la section numéro 5.*

Rmq 1 Quelle que soit la différence observée, sa valeur absolue ainsi que son amplitude sont inférieures au degré ;

Rmq 2 Les évolutions des différences sont périodiques et en phase ;

Rmq 3 Les matériaux placés en périphérie sont à cette position bien sollicités par le flux d'air.

Une des pistes qui a été exploitée numériquement est la modification des durées journalière de fonctionnement. Nous avons remarqué qu'une réduction de la durée de fonctionnement, conjointe à celle du volume de matériaux mis en oeuvre, permettait de contenir la chute du rendement énergétique du système. L'hypothèse de modélisation sous-jacente a été de supposer que la température des billes est inchangée lorsque le stock n'est pas ventilé.
Afin d'évaluer la durée de validité de cette hypothèse, la ventilation du prototype a été arrêtée durant une période d'une dizaine de jours. L'évolution des températures mesurées le long du système ainsi que celle de la température extérieure sont présentées sur la Figure 3.38.

Rmq 1 Les températures mesurées à proximité des entrée et sortie sont celles présentant les plus importantes fluctuations ;

Rmq 2 Outre les extrémités, la dérive de température correspondant à l'arrêt du ventilateur durant une journée est inférieure à 1 °C.

Mesure des pertes des charge

Lors de la formulation du coefficient de performance du système, nous avons pu mettre en évidence le fait que ce dernier est inversement proportionnel aux pertes de charge que sa

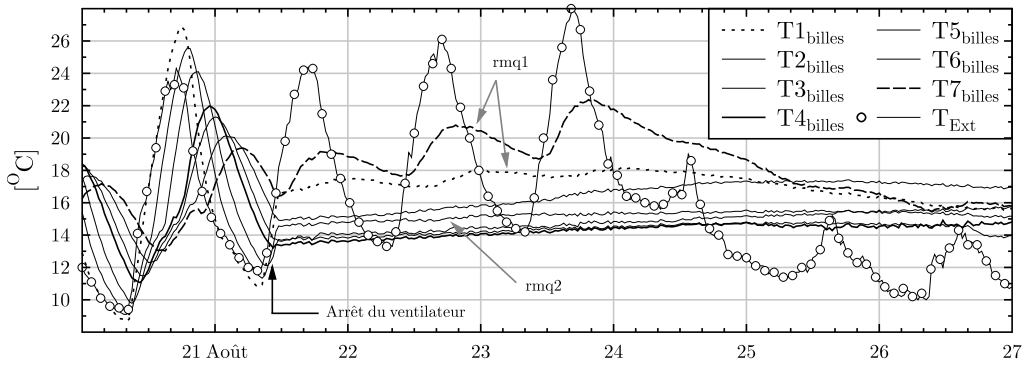


FIGURE 3.38 – *Évolution des températures au sein des matériaux durant plusieurs jours en l'absence de ventilation.*

traversée induisait. La FIGURE 3.39 présente la mesure des différences de pressions statiques mesurées en amont et en aval du lit de matériau. Les mesures n'incluent pas les pertes de charge suite aux modifications de section (divergeant et convergeant).

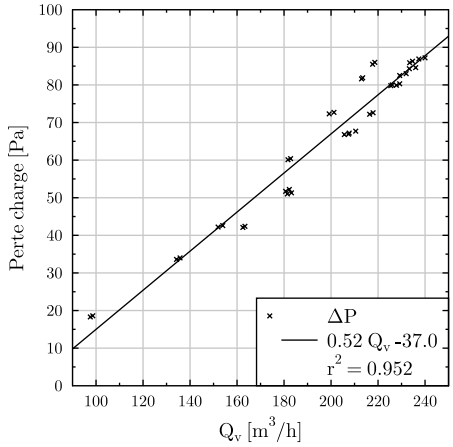


FIGURE 3.39 – *Pertes de charges mesurées aux bornes du lit de matériau.*

3.3.3 Synthèse des résultats expérimentaux issus du déphaseur

Un déphasage thermique de l'onde de température de $11h$ a été mis en évidence avec une transmission de 33 % de l'amplitude d'entrée. Le résultats laisse présager des perspectives particulièrement intéressantes pour rafraîchir un bâtiment pendant les périodes d'été en profitant pleinement de cette période de déphasage.

Nous avons remarqué que le positionnement du puisage de l'air était d'une grande importance et aux heures les plus chaudes des différences de température s'élevant à 5 °C ont été constatées.

3.4 Conclusion

Dans ce troisième chapitre, nous avons présenté les résultats des expérimentations consistant à étudier deux types de configuration de paroi en parallèle ainsi qu'une enceinte ventilée dédiée au stockage thermique. Les résultats obtenus ont mis en évidence d'une part l'intérêt de la cavité pour limiter les flux thermiques liés à l'ensoleillement mais surtout la capacité du déphaseur à limiter les surchauffes pendant l'été.
La dernière partie sera consacrée aux comparaisons entre expérimentation et simulation ainsi qu'à une application du couplage du système de stockage à un bâtiment à ossature bois.

Chapitre 4

Élements de validation des composants et intégration du déphaseur au bâtiment

Dans ce dernier chapitre nous proposerons une comparaison des performances estivales de deux types de paroi avec ou sans espace ventilé. La performance estivale sera quantifiée par le facteur solaire qui sera comparé pour chacune des parois pour diverses épaisseurs d'isolation et absorptivités du parement extérieur.

Ensuite nous présenterons la calibration du modèle de stockage et sa validation dans le cas de figure où la circulation de l'air est intermittente.
Avant d'intégrer le système afin d'évaluer l'amélioration du confort qu'il peut apporter dans une construction légère, nous allons comparer une construction en béton et en bois pour mettre en évidence le rôle de l'inertie. Le couplage au bâtiment se décomposera en deux étapes : tout d'abord avec un système fonctionnant en permanence (mode déphaseur) puis de façon alternée afin de mettre en évidence l'intérêt du fonctionnement intermittent.

4.1 Ventilation de l'enveloppe

4.1.1 Résultats expérimentaux et numériques

Après avoir présenté le modèle numérique d'enveloppe ventilée au deuxième chapitre et les résultats expérimentaux au troisième, nous comparons les résultats de modélisation aux mesures. Nous considérons la paroi ((co)) qui est un rampant de toiture inclinée de 25^o ouvert en partie basse et haute. La visualisation des résultats est proposée pour une période de deux journées afin de mieux apprécier le rendu des dynamiques.

Nous avons sélectionné, quatre grandeurs de comparaison :
- Le flux thermique qui pénètre dans le bâtiment ;
- Le flux thermique qui est transmis par le parement extérieur à l'intérieur de la cavité ;
- La température en sous face de la toiture, côté intérieur de la cellule ;
- La température de surface du parement extérieur.

Nous avons réalisé une propagation d'incertitude à travers le modèle selon la méthode présentée dans le deuxième chapitre. Des intervalles de variation ont été définis pour neuf grandeurs pour lesquelles nous avions le plus d'incertitudes, leurs caractéristiques sont données dans le Tableau 4.1.

Les quatre premières ($\varepsilon_{sup,ext}$, $\alpha_{sup,ext}$,$\varepsilon_{sup,int}$,$\varepsilon_{inf,int}$) sont des paramètres thermo-physiques qui sont susceptibles de varier dans le temps suite à l'exposition au rayonnement et au dépôt de poussière.
Les trois suivantes sont des paramètres aérauliques (C_{d_e}, C_{d_s},λ). Il s'agit certainement de ceux pour lesquels le degré d'incertitude est le plus important. Leur valeur est extraite de l'Idel'Cik qui est un memento de pertes de charge dans lequel il est précisé que, l'utilisation des coefficients donnés pour des nombres de Reynolds inférieurs à 10^3 est approximative. Les coefficients donnés ne peuvent être considérés indépendants du nombre de Reynolds qu'à partir de 10^5. Or, dans la partie consacrée au choix des corrélations d'échanges convectifs du deuxième chapitre, les nombres de Reynolds expérimentaux sont inférieurs à 10^4.
Les deux dernières grandeurs sont liées à l'environnement : la fraction de couverture nuageuse (le flux atmosphérique n'était pas mesuré durant cette période) et l'albédo du sol.

Grandeur	Distribution	Intervalle	Description
$\varepsilon_{sup,ext}$	Uniforme	[0.7-0.8]	Émissivité du parement extérieur
$\alpha_{sup,ext}$	Uniforme	[0.7-0.8]	Absorptivité du parement extérieur
$\varepsilon_{sup,int}$	Uniforme	[0.85-0.95]	Émissivité de la face supérieure de la cavité
$\varepsilon_{inf,int}$	Uniforme	[0.12-0.2]	Émissivité de la face inférieure de la cavité
ζ_{d_e}	Uniforme	[0.55-0.65]	Coefficient de décharge à l'entrée
ζ_{d_s}	Uniforme	[0.95-1.05]	Coefficient de décharge à la sortie
λ	Uniforme	[0.25-0.35]	Coefficient de frottement
Δ_E	Uniforme	[0-0.5]	Fraction de couverture nuageuse
Albedo	Uniforme	[0.1-0.3]	Coefficient de réflexion CLO du sol

Table 4.1 – *Précision des paramètres retenus et de leur intervalle pour la propagation d'incertitude.*

Nous avons réalisé une centaine de simulation à la suite desquelles les bornes supérieure et inférieures de confiance à 95 % ont été calculées. Elles apparaissent en rouge et en bleu sur les graphiques, en noir ce sont les résultats expérimentaux.

La Figure 4.1 montre les relevés de température ainsi que les températures calculées en quatre points de la paroi. La position des points de mesure est représenté par des puces noires

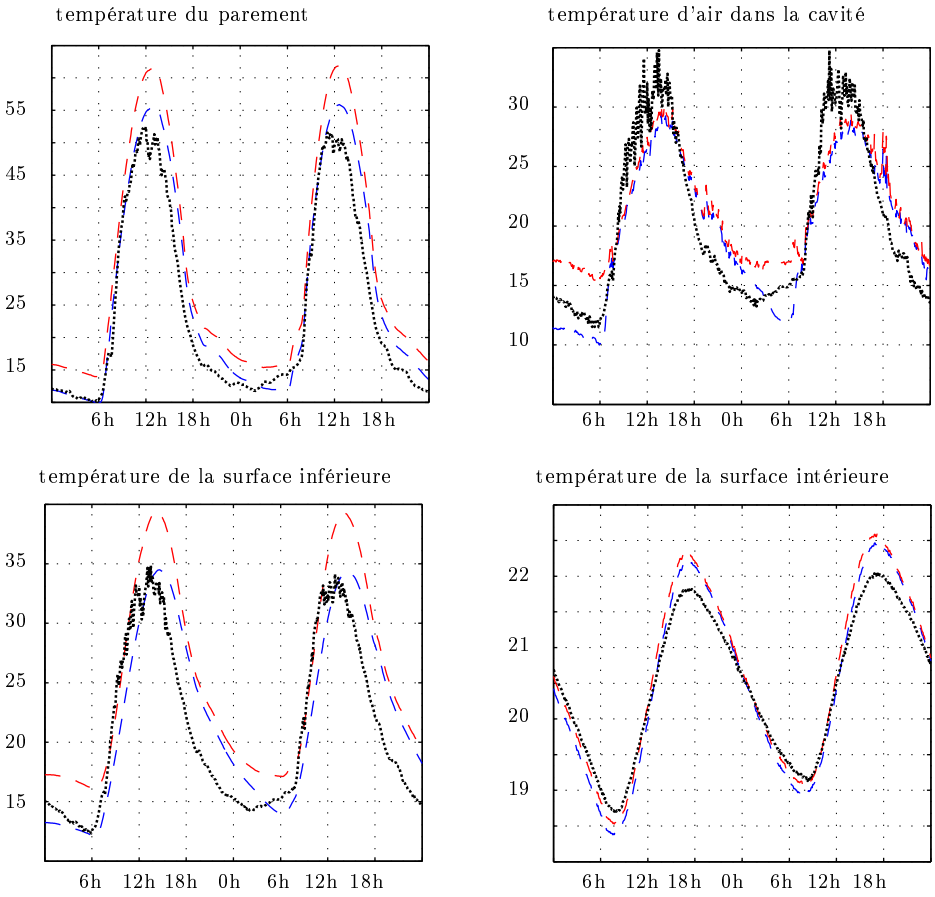


FIGURE 4.1 – *Températures relevées expérimentalement et calculées pour la cavité inclinée ventilée (co).*

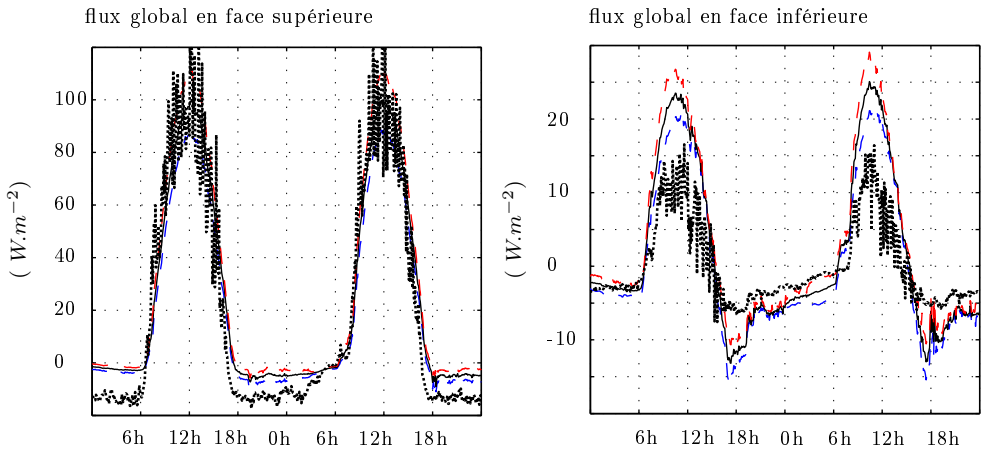


Figure 4.2 – *Somme des composantes radiatives et convectives calculées et simulées au niveau des interfaces supérieures et inférieures de la cavité inclinée ventilée.*

sur la Figure 4.3. L'incertitude est globalement très faible lors des évolutions aux dynamiques importantes, telles que les périodes d'échauffement (de 6 à 12h) et de refroidissement (de 12 à 18h). C'est durant la nuit et à midi qu'elle est maximale.
Usuellement, le modèle est jugé valide si sa prédiction est comprise dans l'incertitude de mesure. Nous n'avons toutefois pas été en mesure de donner cette plage d'incertitude dans la mesure où son évaluation est particulièrement délicate lorsque la chaîne d'acquisition a été étalonnée. On précise toutefois quelle devrait être inférieure à la tolérance constructeur des thermocouples utilisés qui est de ± 1 °C.

les prédictions les plus fiables se situent au niveau du parement extérieur et de la surface intérieure pour lesquelles les relevés expérimentaux sont presque inclus dans l'intervalle d'incertitude du calcul. Les dynamiques sont respectées, il n'apparait pas de déphasage et les amplitudes sont semblables.
La bande d'incertitude au niveau de la surface intérieure est très étroite. Cela signifie que sa sensibilité aux paramètres incertains est nulle. La température d'air intérieur et la température radiante moyenne, qui sont les conditions aux limites intérieures imposées en entrée du modèle, interviennent majoritairement dans sa prédiction. La concordance des résultats de calcul et expérimentaux n'est pas conséquent pas un gage de qualité du modèle mais la simple conséquence de la proximité de conditions aux limites imposées.

Le calcul de la température du parement était quant à lui beaucoup plus complexe dans la mesure où c'est l'interface qui fait intervenir la plus grande diversité de grandeurs : rayonnement CLO, et GLO, convection externe et interne et rayonnement infrarouge dans la cavité. Les températures d'air et la température inférieure de la cavité présentent une bonne correspondance lors des dynamiques croissantes. La dynamique décroissante est cependant moins bien traduite. Expérimentalement, elle plus rapide que celle calculée ce qui induit un déphasage entre les instants de température minimale.

Observons à présent les flux qui ont été mesurés aux interfaces supérieures et inférieures de la cavité (Figure 4.2). Nous avons remarqué que la ventilation de la cavité permettait d'extraire 9/10 du flux absorbé en partie supérieure et que seul 1/10 du flux était transmis

à l'intérieur de la cellule.
Dans la séquence présentée, on remarque que la prédiction du flux thermique en partie supérieure est bien traduite, mis à part la nuit où la simulation ne transcrit pas une inversion des flux aussi marquée qu'expérimentalement. En partie inférieure cependant, les différences sont marquées avec, durant la journée, un écart de prédiction de près de 100 %. Les dynamiques sont en revanche très bien traduites ainsi que les évolutions pendant la nuit.

4.1.2 Facteur solaire calculé pour deux parois

A présent, nous comparons les performances estivales de deux parois dont la composition est détaillée sur la FIGURE 4.3. L'indice utilisé est le *Facteur solaire*. C'est une grandeur définie selon la norme EN14501 [prE05], « *caractérisation des performances et classification des fermetures et des stores* », qui a été élaborée pour l'étude de la transmission du rayonnement au travers de parois munies de stores, son application étant simplifiée lorsque les parois sont opaques. L'indice est alors le rapport entre le flux solaire incident et le flux conductif à travers la paroi.

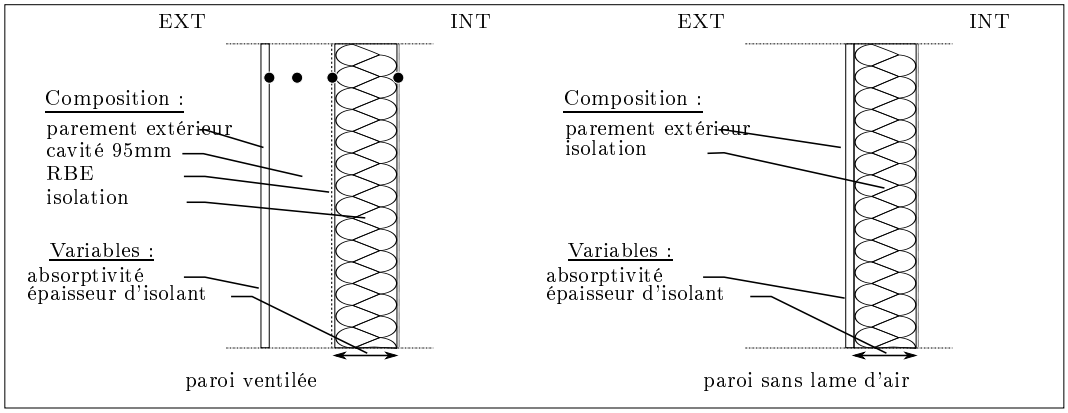


FIGURE 4.3 – *Composition des deux parois étudiées et précision des deux paramètres que l'on modifie.*

Le calcul est réalisé pour des conditions aux limites constantes (régime permanent) dont les valeurs (TABLEAU 4.5) ont été choisies afin de représenter des conditions estivales (rayonnement solaire de 1000 $W.m^{-2}$, températures intérieure et extérieure égales à 25 °C). Pour le cas de la cavité ventilé, nous nous sommes placés dans le cas défavorable de l'absence de vent $\Delta P_{dyn} = 0[Pa]$. La corrélation utilisée est celle de CHAMI ET ZOUGHAIB (EQ 2.41) présentée dans la SECTION 2.2.5, PAGE 43.

Nom	Valeur	Unité
φ_{dir}	630	$[W/(m^2K)]$
φ_{diff}	273	$[W/(m^2K)]$
t_{ext}	25	$[°C]$
t_{int}	25	$[°C]$
trm_{int}	25	$[°C]$
ΔP_{dyn}	0	$[Pa]$

TABLE 4.2 – *Récapitulatif des conditions aux limites*

L'épaisseur d'isolation ainsi que l'absorptivité solaire du parement extérieur sont les deux

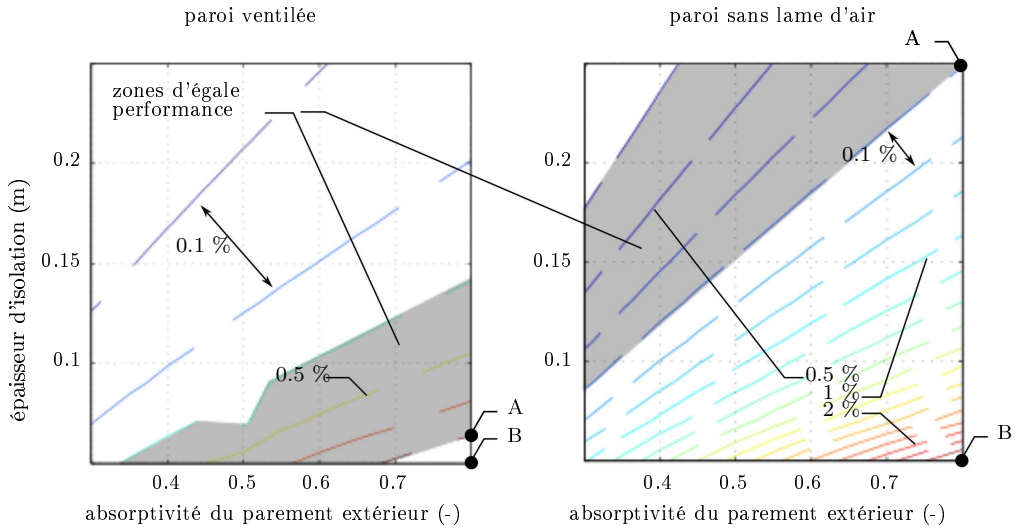


Figure 4.4 – *Courbes d'iso* facteur solaire *obtenues par calcul après une étude paramétrique relative à l'épaisseur d'isolation (ordonnée) et de l'absorptivité du revêtement extérieur (abscisse) pour chacune des parois.*

paramètres que nous faisons varier dans les l'intervalles $[5-25\ cm]$ et $[30-80\ \%]$ avec une résolution de 2 *cm* et resp 5 %. Les résultats sont présentés sous forme d'iso-facteur solaire sur la Figure 4.4. L'espacement entre chaque iso est de 0.1 % de transmission.
Nous avons porté sur chacun des graphiques une zone d'égale performance à laquelle correspond un facteur solaire qui évolue entre 0.4 et 0.7 % soit un flux transmis dans l'habitation qui serait de 40 à 70 $W.m^{-2}$ sous un éclairement de 1000 $W.m^{-2}$.
On remarque :

- La sensibilité de la paroi non-ventilée est bien plus importante que celle de la paroi ventilée. En effet, les lignes iso sont bien plus rapprochées. Elles sont au nombre de 20 pour la paroi non-ventilée soit un facteur solaire variant de 0.4 à 2.1 %. Les lignes iso relatives à la paroi ventilée sont au nombre de 6 et le facteur solaire compris dans l'intervalle [0.2 ; 0.8 %] ;
- Si l'on observe le déplacement du point relatif à une absorption de 80 % et un facteur solaire de 0.7 % (noté A), on remarque que l'absence de lame d'air doit être compensée par l'ajout de 19 *cm* d'isolant pour obtenir des performances identiques ;
- Pour une épaisseur d'isolant de 5 *cm* et une absorptivité de 80 %, les facteurs solaires correspondant sont de 0.75 % avec lame d'air et 2.3 % lorsqu'il n'y a pas de lame d'air. La lame d'air permet de réduire le flux transmis d'un facteur trois.

4.1.3 Synthèse de l'étude comparative

La comparaison des résultats expérimentaux à la simulation a montré, qu'il s'agisse de la température des surfaces de la cavité ou de l'air ainsi que des flux extraits par la ventilation, une bonne concordance tandis qu'en terme de flux énergétique pénétrant dans le bâtiment les écarts sont plus importants.
L'étude paramétrique d'une paroi avec et sans lame d'air ventilée et la comparaison de leur performance montre le découplage qu'apporte la ventilation avec une sensibilité de la

paroi ventilée à l'ajout supplémentaire d'isolation ainsi qu'à la modification de son aspect extérieur.

4.2 Stockage thermique

4.2.1 Calibrage et validation du modèle

Après avoir validé l'implémentation du modèle en comparant ses résultats à la solution analytique (2.3.3, Page 65), nous allons procéder à la phase d'identification des paramètres du modèle. Cette phase peut également être appelée, phase de calibration. Il s'agit de trouver les valeurs de quelques paramètres du modèle de sorte à ce que les résultats de simulation soient, au regard d'une grandeur choisie, au plus près des relevés expérimentaux. Pour cela on cherche à minimiser la fonction d'erreur quadratique entre les températures de sortie d'air expérimentale et simulée. L'utilisation du logiciel d'optimisation GenOpt permet de réaliser cette calibration à moindre coût de calcul. Le recours à la calibration a deux origines :

1. Fournir au modèle des connaissances sur les conséquences de phénomènes qu'il ne peut appréhender ;
2. Adapter les modèles de connaissance (corrélations) dont l'applicabilité ne peut être parfaite.

Ici, nous pouvons attribuer au premier point les défauts relatifs à la circulation de l'air dans le stock (étanchéité à l'air du système, observations figurant dans la Section 3.3.2). La question de la validé de la corrélation permettant de décrire le couplage air/sphères peut être incluse dans le second point. Effectivement, bien que la littérature fournisse des corrélations traduisant le couplage convectif avec des sphères, ces corrélations sont difficilement transposables d'une expérimentation à l'autre puisque la géométrie de ces milieux poreux contient d'importantes incertitudes (relâchements locaux de la structure, effets de bord qui limite la validité de l'adimensionnement de ce type de problème).
Nous avons défini deux variables d'ajustement que sont le coefficient d'échange convectif ainsi que la longueur du stock. Les raisons de ce choix sont résumées dans le Tableau 4.3.

Table 4.3 – *Variable d'ajustement du modèle.*

Paramètre	Motif du choix	Influence principale
hc	Incertitude sur la validité des corrélations proposées	transmission
Li	Déterminer le volume de stock effectivement mobilisé	déphasage

Les valeurs données aux paramètres du modèle sont résumées dans le Tableau 4.4. Le cycle d'optimisation des valeurs hc et Li a cessé pour les valeurs suivantes des paramètres : $hc = 11.8\ W.m^{-2}.K^{-1}$ et $Li = 18.5\ cm$.

Table 4.4 – *Paramétrage du modèle.*

R	h_c	ρ_b	C_{p_b}	S_i	l_i	η	Q_v
(m)	$(W/(m^2K)$	(kg/m^3)	$(J/(kgK)$	(m^2)	(m)	$(-)$	(m^3/h)
0.0475	GenOpt	1000	4180	0.5	GenOpt	0.34	240

La Figure 4.5, présente l'évolution de la température de sortie d'air du système mesurée et celle obtenue après calibration du modèle. Le 16 Juillet est la date de lancement de la simulation, l'initialisation du problème étant faite en fixant l'ensemble du stock à la température de 24 °C. Une journée et demi est nécessaire avant que la température de sortie converge vers la température expérimentale. Au delà de cette période d'initialisation, l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques est généralement inférieur à 0.5°C, il s'agit de la précision maximale qu'il est possible d'atteindre après calage du modèle.

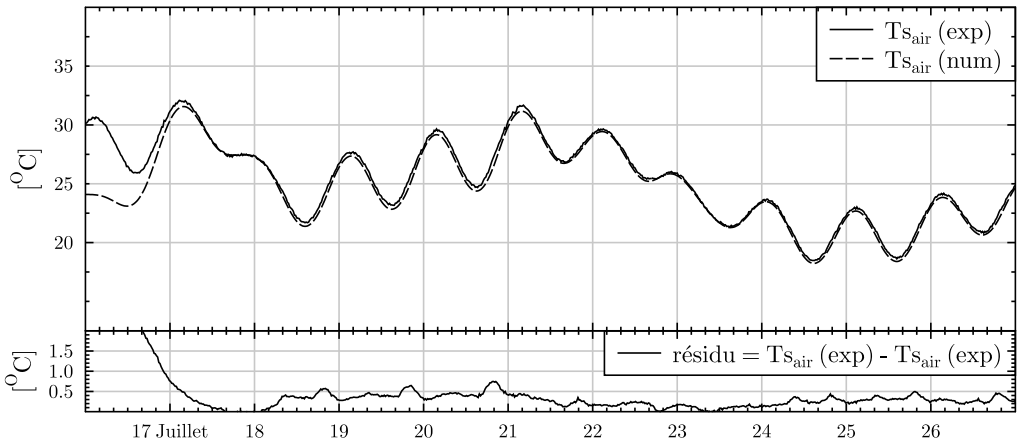


FIGURE 4.5 – *Fonctionnement permanent, résultats après calibration du modèle pour la période du 16 Juillet au 27 Juillet 2010 ($hc = 11.8\ W.m^{-2}.K^{-1}$ et $Li = 18.5\ cm$).*

Utilisation du modèle précédemment calibré pour le cas d'un flux d'air traversant le lit par intermittence.

Nous appliquons désormais en entrée du modèle un débit dont la valeur peut être soit nulle soit égale à 240 m^3h^{-1}, débit pour lequel le modèle a été calibré. Les heures de fonctionnement du ventilateur sont divisées en deux périodes, une période de fonctionnement nocturne et une période de fonctionnement diurne. Les plages horaires de fonctionnement sont également réparties entre jour et nuit. Elles sont précisées ci-dessous :
– Fonctionnement diurne $13h00 \longrightarrow 19h00$
– Fonctionnement nocturne $00h00 \longrightarrow 6h00$

Nous proposons désormais de comparer la réponse du modèle dont seule la variable du débit est modifiée avec une période au fonctionnement intermittent allant du 11 au 21 Juin. L'initialisation du modèle est effectuée avec une température de stock et d'air égale à 25°C. Cette température correspond à la température d'entrée de l'air en début de simulation. Si cette dernière est satisfaisante, cela nous permettra d'explorer l'intérêt du fonctionnement intermittent. Cette dernière peut être intéressante par l'économie énergétique apportée par une réduction de la durée de fonctionnement des auxiliaires et du point de vu fonctionnel par la réduction de l'encombrement.

La FIGURE 4.6 présente la température d'entrée de l'air ainsi que les températures de sortie obtenues expérimentalement et numériquement. La période d'initialisation est plus longue que dans le cas d'un fonctionnement permanent du ventilateur, elle est d'approximativement trois jours.
La qualité de prédiction est aussi bonne que dans le cas pour lequel le modèle a été calibré (fonctionnement continu). Bien que dépassant à plusieurs reprises le seuil des 0.5°C en début de période. Le résidu est, après la période d'initialisation inférieur à 0.5°C voir 0.25°C.

Ceci permet de légitimer les investigations que nous avons faites en régime intermittent dans le deuxième chapitre avec une réserve toutefois quant aux durées de fonctionnement qui seraient inférieures à deux cycles de six heures, durée pour laquelle nous validons le modèle.
Après avoir montré ces concordances entre résultats numériques et expérimentaux nous allons maintenant présenter le comportement global d'un bâtiment en bois couplé à ce type

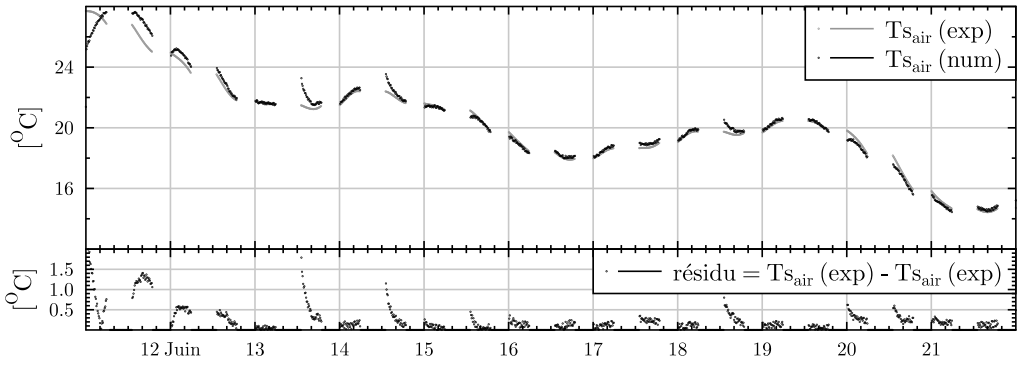


Figure 4.6 – *Fonctionnement intermittent, résultats expérimentaux et numériques pour la période du 11 Juin au 21 Juin 2010.*

de système.

4.2.2 Couplage du stock thermique au bâtiment

Nous nous intéressons maintenant aux possibilités d'amélioration du confort d'été dans des bâtiments à ossature en climat Français métropolitain en prenant pour cas d'étude les bâtiments expérimentaux de la plateforme INCAS de l'INES.

Avant de nous pencher sur l'amélioration du confort d'été, nous proposons une comparaison des modes constructifs bois et béton présentés sur la Figure 4.8. Seules les caractéristiques des matériaux en contact avec l'environnement intérieur les distingue. L'isolation du bâtiment est de 20 *cm* pour les parois verticales, 25 *cm* pour le plancher bas et 40 *cm* au niveau du faux plafond. Des soins particuliers ont été apportés afin de réduire les ponts thermiques et défauts d'étanchéité qui ne seront pas modélisés.

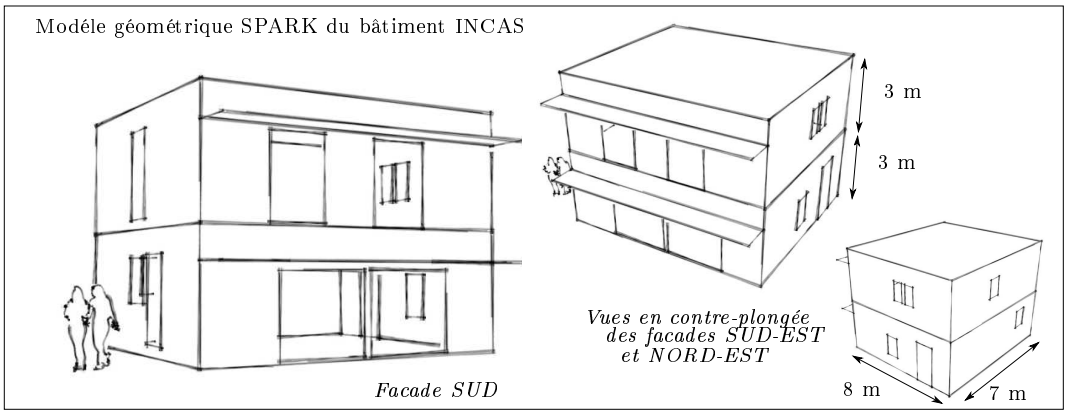


Figure 4.7 – *Geométrie du bâtiment modélisé.*

Le modèle numérique est de type nodal et il est réalisé sous l'environnement SimSpark . Les caractéristiques géométriques du modèle sont données sur la Figure 4.7. L'isolation du bâtiment est réalisée au niveau du plancher haut aussi la toiture est prise en compte en annulant les effets radiatifs à la surface supérieure du plancher et en ne prenant en compte

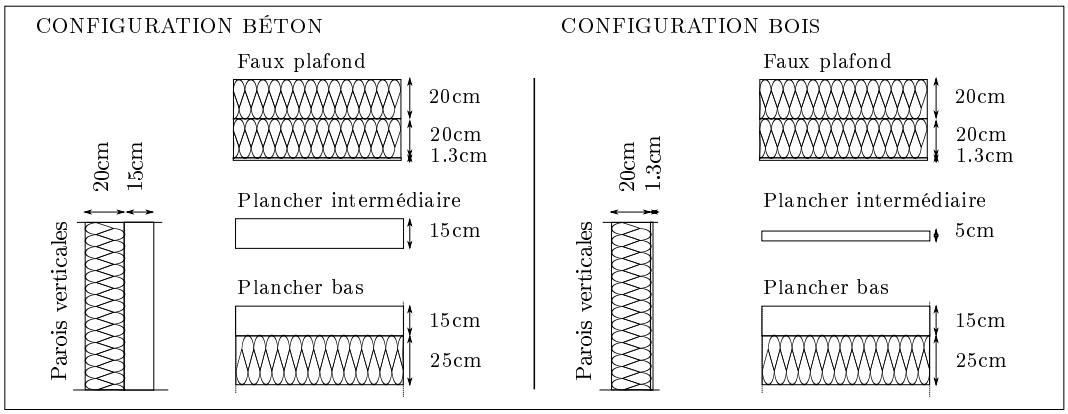


FIGURE 4.8 – *Description de la composition des parois pour les configurations bois et béton.*

que les échanges convectifs.

Nom	λ ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	Cp ($kJ.K^{-1}.kg^{-1}$)	ρ ($kg.m^{-3}$)
Béton plein	1.75	0.92	2300
Plâtre	0.42	0.837	1200
Bois dense	0.23	2.4	650
Isolant	0.029	1.18	35

TABLE 4.5 – *Caractéristiques thermo-physiques des matériaux utilisés.*

Parmi les recommandations formulées dans la SECTION 2.1.3, PAGE 32, on note que :
- Le calcul de la tache solaire est réalisé ([Tit08]) ;
- Le modèle de rayonnement intérieur est celui des enceintes fictives ;
- Le transfert conductif à travers les parois est réalisé à l'aide de la méthode des différences finies ;
- Les coefficients de transferts convectifs sont fixés : $h_{parois\ verticales} = 3.3\ W.m^{-2}.K^{-1}$;

Les résultats que nous présentons par la suite sont extraits d'une séquence de sollicitations correspondant à un mois de Juin à Chambéry. De cette période de simulation, nous présentons une séquence de huit journées comprise entre le 20 et le 27 Juin [1] .
La séquence météo de cette période est présentée sur la FIGURE 4.9.
La température d'air est comprise dans l'intervalle [11 ; 27 °C]. Le contraste de température jour/nuit est à minima de 10 °C, il atteint 17 °C au matin du 23 Juin.
l'étude se déroule sur quatre journées au ciel dégagé présentant une couverture nuageuse minimale et un ensoleillement pouvant atteindre 900 $W.m^{-2}$ et quatre journées couvertes dont l'essentiel du rayonnement est diffus.

Les sollicitations à l'intérieur du bâtiment correspondent à une famille de quatre personnes ayant une activité extérieure chaque jour de la semaine. Deux personnes sont présentes de 17 à 18 heures et quatre durant la soirée et la nuit 18 à 8 heures. En supposant un métabolisme de $80W$ par personne le dégagement annuel s'élève à $1690kWh.an^{-1}$.

1. Concernant l'initialisation des simulations, l'ensemble du problème est initialisé par une simulation en régime permanent utilisant les valeurs des sollicitations au premier pas de temps. A la suite de cette phase, vingt journées précèdent les résultats qui sont présentés.

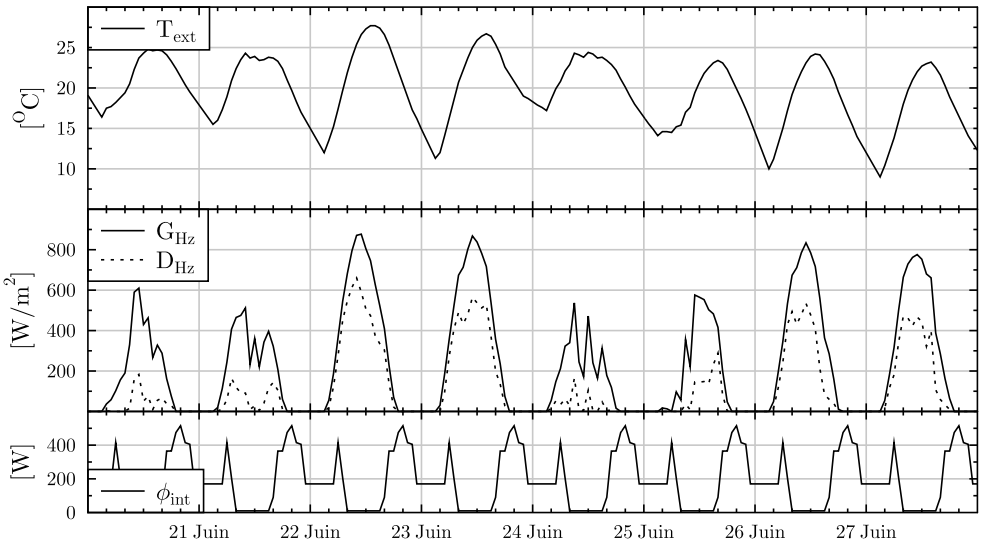


Figure 4.9 – *Sollicitations météorologiques de Chambéry et charges internes de la zone supérieure pour la période du 20 au 27 juin .*

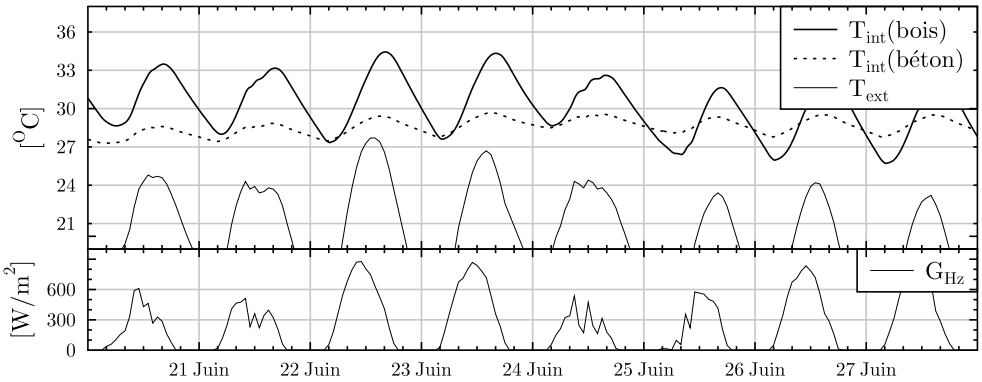


Figure 4.10 – *Température d'air en évolution libre et sans charges internes à l'étage pour les configurations bois et béton.*

Les appareils électrique utilisés sont économes et conduisent à un apport annuel de $1600 kWh.an^{-1}$.

Évaluation des comportements en évolution libre et rafraichissement par surventilation nocturne

Dans un premier temps nous proposons d'observer les évolutions de température intérieures pour les constructions bois et béton en ne considérant aucun dégagement de chaleur interne et une ventilation hygiénique minimale de 0.5 $Vol.h^{-1}$. Les températures et rayonnement solaire global apparaissent sur la Figure 4.10.

Tout d'abord, on remarque quelque soit le mode constructif que, les températures dans le

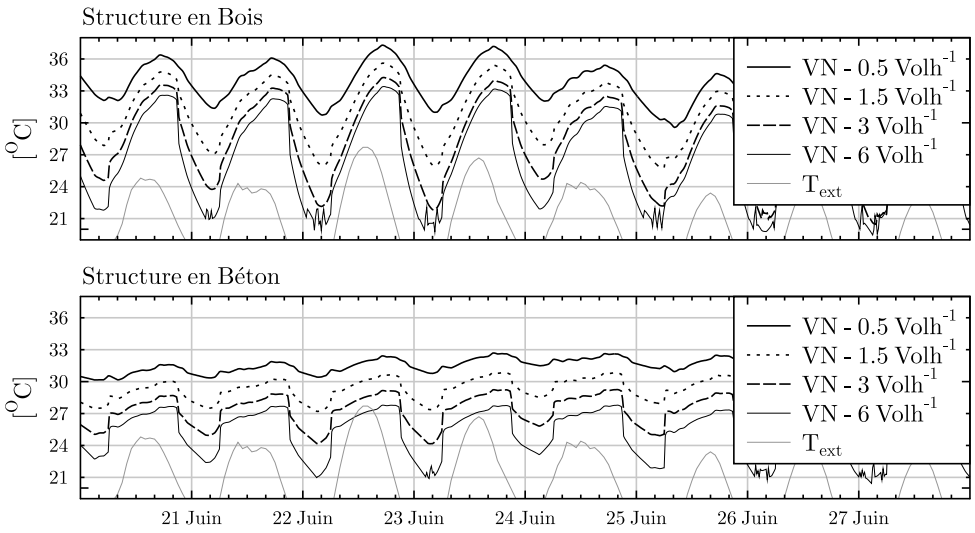


FIGURE 4.11 – *Température d'air pour les configuration bois et béton pour divers débits de ventilation nocturne (VN).*

bâtiment sont largement supérieures aux températures extérieures et ce malgré l'absence de charges internes. Il faudrait à ce stade se poser des questions sur les améliorations qui peuvent être apportées du point de vu de la protection vis à vis du rayonnement solaire (casquette, végétaux, dimension des ouvertures, caractéristiques des vitrages). Notre objectif n'est toutefois pas de dimensionner ces constructions mais plutôt de les comparer et d'évaluer l'intérêt de solution de rafraîchissement et nous conservons donc leur données intrinsèques. Ensuite, la comparaison des évolutions laisse apparaitre dans le cas de la construction bois une sensibilité bien supérieure aux sollicitations extérieures. L'amplitude moyenne journalière est de 6 °C pour la construction bois alors qu'elle est de seulement 2 °C dans le cas de la construction en béton.

Intéressons nous maintenant aux évolutions de température lorsque les charges internes (personnes et équipement) sont considérées, à la suite de quoi nous simulerons une méthode de rafraîchissement par ventilation nocturne.
La ventilation nocturne peut être naturelle : de hautes ouvertures ou bien des registres permettent alors la circulation de l'air entre l'intérieur et l'extérieur. Elle est dite « *forcée* » lorsqu'un système mécanique garantit le renouvellement de l'air intérieur par de l'air « *frais* » extérieur. La ventilation dite « *naturelle* » présente bien entendu l'intérêt de n'engendrer aucune consommation énergétique.
Afin de réduire la complexité, le système modélisé est mécanique. Nous imposons les débits de ventilation nocturne (VN [2]). En plus d'une simulation à débit de renouvellement hygiénique (0.5 $Vol.h^{-1}$), les taux de ventilation nocturne 1.5, 3 et 6 $Vol.h^{-1}$ seront appliqués à chacune des configurations.

La FIGURE 4.11 présente ces huit résultats.

- Pour le bâtiment en bois, on note que l'augmentation de la température intérieure due aux dégagements de chaleurs internes est d'approximativement 3 °C, les amplitudes des variations restent toutefois semblables.
  Lorsque l'on applique une ventilation nocturne (plage horaire de fonctionnement $[22; 8h]$)

2. VN : Ventilation Nocturne

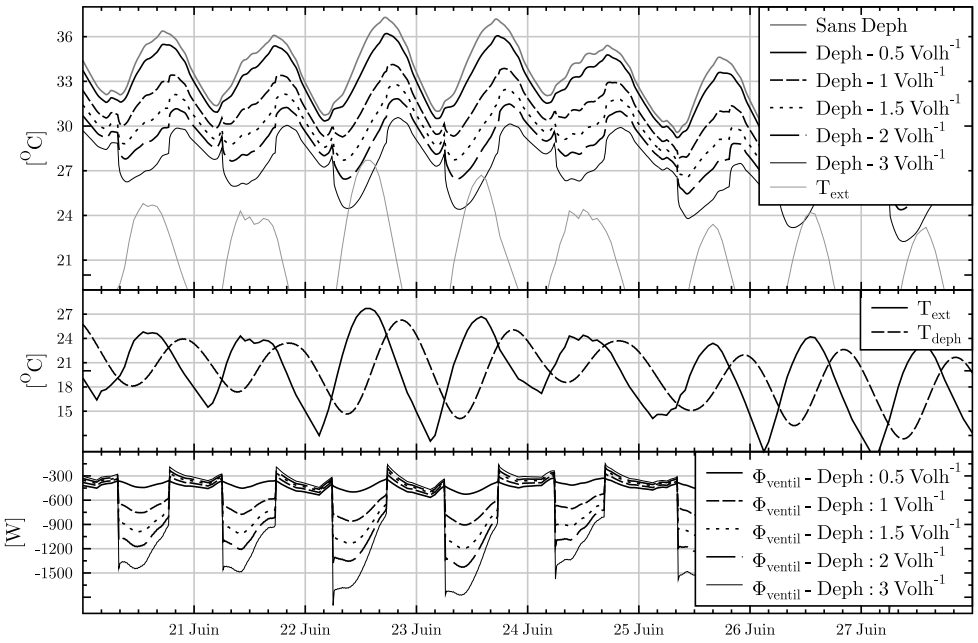


Figure 4.12 – *Température à l'étage du bâtiment bois lorsque son entrée d'air a la possibilité d'être connectée à la sortie du système de déphasage thermique.*

avec un débit supérieur au renouvellement hygiénique, le contraste thermique entre la nuit et le jour se creuse (6 °C pour une VN = $0.5 Vol.h^{-1}$, 9 °C pour une VN = $1.5 Vol.h^{-1}$, 12 °C une pour VN = $3 Vol.h^{-1}$).
Si la température nocturne diminue, les dynamiques sont très vives et l'on trouve durant la période chaude de la journée de faibles différences entre ces variantes.
En conclusion, la surventilation ne n'est pas une solution adaptée au bâtiment à ossature dans la mesure ou elle accentue les contrastes thermique jour/nuit dans le bâtiment sans contenir l'élévation des températures intérieures durant la journée.

- Si l'on compare la réponse du bâtiment en bois à celle du bâtiment en béton, on remarque que l'augmentation des températures est bien plus lente, les amplitudes jour/nuit sont faibles et présentent une sensibilité réduite au renouvellement d'air. En effet, l'augmentation du renouvellement d'air se traduit davantage par une baisse de la température moyenne plutôt que par l'augmentation des amplitudes jours/nuits.

Cette série de simulation a permis de montrer que si la surventilation nocturne est une solution efficace dans un bâtiment en béton, son application aux bâtiments à « *structure légère* » n'apporte pas de réponses satisfaisantes.

Couplage du bâtiment en bois au stock thermique en fonctionnement permanent et intermittent

On applique en entrée du système un flux d'air à la température extérieure (notée T_{Ext}) lequel est déphasé de $6h$ et amorti de 28 % en sortie (notée T_{deph}). En entrée du bâtiment une régulation permet d'injecter un air à la température la plus appropriée (T_{deph} ou T_{Ext}). On propose de visualiser l'influence de ce système sur l'évolution de la température dans le

	pierre, argile, agrégat	eau
0.5 $Vol.h^{-1}$	1.4 m^3	0.84 m^3
1 $Vol.h^{-1}$	2.8 m^3	1.68 m^3
1.5 $Vol.h^{-1}$	4.2 m^3	2.52 m^3
2 $Vol.h^{-1}$	5.6 m^3	3.36 m^3
3 $Vol.h^{-1}$	8.5 m^3	5.04 m^3

TABLE 4.6 – *Volume de matériau de stockage pour un débit et un déphasage donné pour un bâtiment de* 112 m^2.

bâtiment en bois. De la même façon que pour la ventilation nocturne, nous avons réalisé ces essais pour des débits de ventilation allant de 0.5 à 3 $Vol.h^{-1}$. On rappelle que l'augmentation des débits nécessite une augmentation de la taille du système si l'on désire conserver ses propriétés φ et ε (cf EQ 2.70). On donne dans le TABLEAU 4.6 le volume de matériau selon sa nature et son débit.

L'observation des températures intérieures obtenues pour la plage de débit considérée rappelle celle de la construction béton de la FIGURE 4.11. Au lieu d'avoir une réponse dont l'amplitude croît avec le débit, telle qu'on l'avait remarqué pour la construction bois surventilé la nuit, c'est l'ensemble de la réponse en température du bâtiment qui est décalée vers le bas.
Il n'y a pas de variation significative des amplitudes lorsque le débit est augmenté. L'enjeu de la ventilation nocturne des bâtiments est de limiter l'élévation des températures la journée sans induire d'inconfort durant la nuit ou bien la matinée.
La réduction de la température maximale dans le bâtiment s'élève à 6 °C si l'on considère un renouvellement d'air de 1.5 $Vol.h^{-1}$ soit un système dont le volume de stockage est de 2.5 m^3 s'il fait appel à des matériaux remplis d'eau. Pour obtenir une réduction comparable de la température dans la construction en béton, il faudrait un débit de surventilation nocturne de près de 6 $Vol.h^{-1}$ (FIGURE 4.11).

Si l'injection dans le bâtiment de l'air issu du système de déphasage permet d'améliorer significativement le confort, on rappelle que la période de valorisation du système est précédée par une période de refroidissement des matériaux. Ici, le fonctionnement du ventilateur qui pulse l'air au travers du milieu poreux fonctionne en permanence et l'encombrement du système est de 2.5 m^3.
On propose d'évaluer l'efficacité d'un système dont le fonctionnement est intermittent. On rappelle par ailleurs l'intérêt de ce mode de fonctionnement :

- ☐ Pour un débit donné, une réduction de la durée de fonctionnement permet de réduire l'encombrement du système tout en limitant la réduction du rendement énergétique du système, (SECTION 2.3.5, PAGE 70) ;
- ☐ Une réduction de la durée de fonctionnement permet de réduire la consommation électrique de ventilation (EQ 2.85, SECTION 2.3.6, PAGE 75) ;
- ☐ En réduisant la taille du système on limite également les pertes de charges et encore une fois sa consommation ;
- ☐ Un fonctionnement par période permet de mettre en adéquation les périodes de besoins et de disponibilité du froid. Dans l'exemple donné FIGURE 4.12, pour que le système fournisse une puissance de refroidissement durant la période de plus forte température, il faudrait que le système induise un déphasage plus important.

Nous conservons un débit d'air traversant le système d'approximativement 1.5 $Vol.h^{-1}$ et nous utilisons l'abaque de la FIGURE 2.34 afin d'obtenir pour une réduction de l'encombrement de 38 %, la durée de fonctionnement maximisant le rendement énergétique du système.

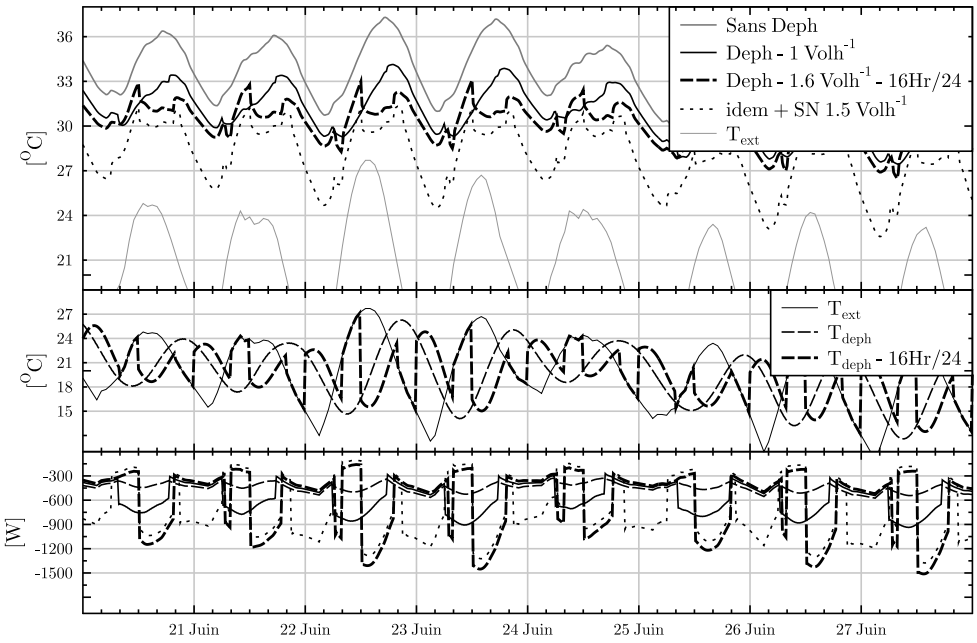


Figure 4.13 – *Température à l'étage du bâtiment bois pour diverses configurations dont l'une est le couplage au bâtiment du stock thermique fonctionnant par intermittence (16 heures sur 24).*

On constate que le système nécessite 1.7 m^3 de matériaux de stockage au lieu de 2.5 m^3, la durée de fonctionnement est réduite à deux cycles de $8h$ et le débit d'air durant ces cycles sera de 450 m^3h^{-1}.

La Figure 4.14 donne l'évolution des températures pour les configuration suivantes :
- La construction bois dont le débit de ventilation correspond à 0.5 $Vol.h^{-1}$, soit un renouvellement hygiénique ;
- La construction bois intégrant un déphaseur (fonctionnement permanent du ventilateur) d'un volume de stockage de 1.7 m^3. Il fournit au bâtiment un débit de 280 m^3h^{-1} lorsque la température à sa sortie est inférieure à la température extérieure ;
- La construction intégrant un système de stockage (déphaseur fonctionnant par intermittence) dont l'encombrement est identique au cas précedent mais dont la durée de fonctionnement est limitée à $2 \times 8h$ et le débit équivalent à 1.6 $Vol.h^{-1}$ soit 450 m^3h^{-1} ;
- La variante précédente à laquelle on associe une ventilation nocturne « *douce* » : 1.5 $Vol.h^{-1}$.

Alors que le couplage d'un déphaseur permet une réduction de plus de 3 °C de la température tout au long de la séquence, le fonctionnement par intermittence du même système permet de choisir la période de fonctionnement diurne qui est en adéquation avec les besoins du bâtiment. Ceci a permis de réduire de nouveau de 3 °C la température intérieure sans accroitre l'encombrement du système ni sa consommation électrique. Au regard du cas de référence, la réduction est de 6 °C pour la période la plus chaude de la journée .

La dernière présentation (Figure 4.14) est une synthèse de configurations « *optimisées* » qui ont été précédemment citées :
- La construction bois associée à une surventilation nocturne de 3 $Vol.h^{-1}$;

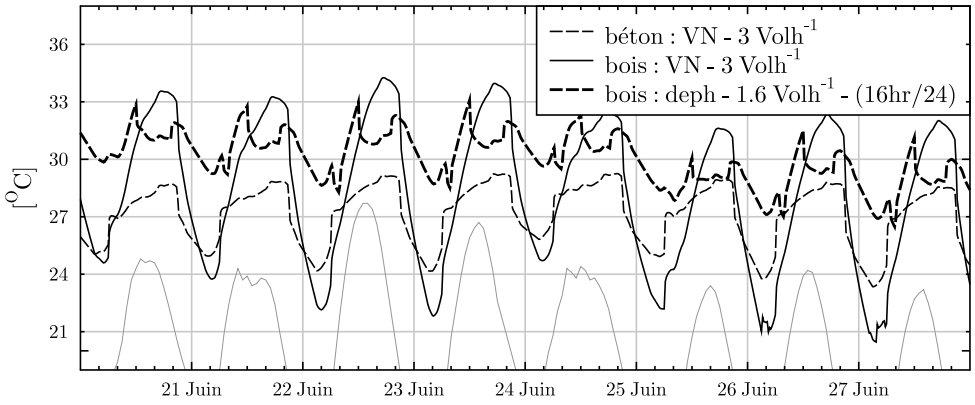


FIGURE 4.14 – *Comparaison de la configuration bois utilisant stock thermique ou ventilation nocturne à celle d'une configuration béton ventilée la nuit.*

- La construction béton associée à une surventilation identique ;
- La construction bois couplée à un système de stockage fonctionnant par intermittence ($16hr/24$).

En comparant les comportements de ces trois configurations, on remarque tout d'abord que la construction béton, sur-ventilée la nuit, offre de meilleurs conditions de confort. La configuration bois ayant une surventilation nocturne identique présente de très importantes variations au cours d'une journée et la température à l'instant le plus défavorable est supérieure de 5 °C à son homologue en béton. Le couplage du bâtiment bois au système de stockage thermique permet de réduire ses variations de température en limitant l'élévation de température aux heures durant lesquelles le dégagement de chaleur est le plus important soit la période d'occupation.

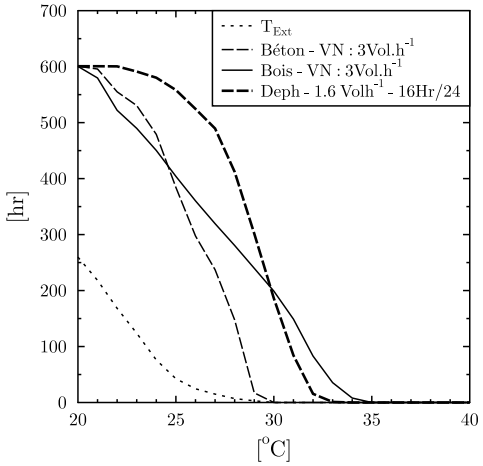


FIGURE 4.15 – *Classement des températures intérieures relatives à la* FIGURE *4.14.*

4.2.3 Conclusion

En comparant la réponse d'un bâtiment en bois à celle d'un bâtiment en béton nous avons pu mettre en évidence le fait que la sensibilité de la construction bois aux apports externes et internes était bien plus importante que celle d'une construction en béton. L'application d'une stratégie de ventilation nocturne à un bâtiment à faible inertie se rélève inefficace car elle n'apporte qu'un intérêt limité durant la période chaude et amplifie les amplitudes de température dans la construction.
Le couplage du bâtiment bois au déphaseur apporte une alternative intéressante à la mise en oeuvre de parois en béton dans le bâtiment. Le comportement de l'ensemble se rapproche de celui d'une construction massive avec des amplitudes réduites et une réduction de la température tout au long de la journée.
Nous avons montré que le concept de déphasage thermique pouvait encore être optimisé en adaptant les périodes de fonctionnement pour qu'elles coïncident, d'une part avec la période où l'environnement offre un potentiel maximal et d'autre part aux heures de surchauffe du bâtiment. L'adoption de ce mode de fonctionnement a permis d'apporter une réduction supplémentaire de 3 °C de la température maximale pour un encombrement équivalent, un débit augmenté et deux périodes de fonctionnement de huit heures centrées aux périodes de besoins et de demandes.

Conclusion

Le bâtiment, premier poste de consommation d'énergie et d'émission de gaz à effet de serre dans les pays industrialisés, fait l'objet d'attentions particulières dans cette période où la sauvegarde de notre environnement est un enjeu universel. On peut voir ce secteur comme le principal et le plus accessible des gisements d'efficacité énergétique. C'est pourquoi beaucoup d'espoirs reposent sur la mise en oeuvre rapide et efficace de solutions d'amélioration de la performance énergétique des bâtiments.

Il est acquis que l'enveloppe et le système de ventilation d'un bâtiment protègent de l'environnement extérieur, mais on a voulu montrer qu'on pouvait aussi y puiser des ressources pour assurer le confort intérieur. Cependant, faute d'une vision d'ensemble (structure, enveloppe, équipements) sur la contribution possible de chaque composant à chaque instant, faute également d'une estimation quantifiée de ces éventuelles contributions, il est aujourd'hui difficile d'orienter les choix vers les solutions les plus appropriées à une situation donnée. Il est donc aujourd'hui souhaitable de mieux analyser le comportement thermique de l'enveloppe et du système de ventilation dans leur environnement afin de détecter leur potentiel de contribution au confort intérieur c'est pourquoi nous avons défini des principes techniques généraux visant à mieux valoriser ce potentiel en montrant qu'il est possible de renforcer significativement les moyens d'action de l'enveloppe et de la ventilation en faveur du confort intérieur. A cet effet nous avons considéré deux technologies permettant de limiter les charges énergétiques qui sont la ventilation de l'enveloppe ainsi que le déphasage du potentiel de rafraîchissement offert par l'environnement en ayant recours à un stockage de chaleur avec une démarche expérimentale et numérique à échelle réelle.

En ce qui concerne la ventilation des toitures, une expérimentation conséquente a été mise en place sur le site du CSTB de Grenoble et il a été possible de mettre en évidence que la ventilation d'une paroi double peau permettait de réduire les charges solaires transmises à l'intérieur d'un bâtiment d'un facteur deux et que la réduction des températures de surface extérieures pouvait être supérieure à 15 °C. Cela montre que la mise en oeuvre de ce type de paroi dans des climats chaud et humide permettrait à la fois d'améliorer le confort d'été par une réduction significative des charges solaires qui participent à l'élévation des températures intérieures mais également d'atteindre plus rapidement un bilan énergétique équilibré en améliorant la productivité de panneaux photovoltaïque intégrés dont le rendement dépend de la température. Des mesures complètes des conditions aux limites ainsi que de la vitesse de l'air dans les cavités ont montré qu'il existait une corrélation forte entre la vitesse de vent et la vitesse de l'air en cavité. Cette constatation pourra être prise en compte afin d'améliorer la prédiction des modèles en considérant, en plus des effets de convection naturelle, les pressions induites par les effets du vent. Cela ajoute, malheureusement, à la complexité de la modélisation en convection naturelle, celle de l'aérodynamique et du couplage d'échelles

très hétérogènes.
La comparaison des résultats de modélisation à l'expérimentation révèle que si la prédiction des températures de la surface extérieure ainsi que du flux de chaleur transporté par l'air peuvent être satisfaisants, le flux thermique transmis à l'intérieur du bâtiment est clairement surestimé. Des travaux supplémentaires seront nécessaires afin de déterminer si la différence observée provient d'un défaut de mesure comme un mauvais positionnement des capteurs ou s'il provient de la modélisation.
Par ailleurs il nous a également paru intéressant d'exploiter le phénomène de rafraîchissement nocturne, de manière à stocker une partie du rafraîchissement pour le restituer au bâtiment dans la journée et maintenir ainsi des conditions de confort acceptables durant les périodes chaudes. L'originalité du travail réalisé réside en l'étude des conséquences du mode de fonctionnement alterné sur l'encombrement du système et la consommation électrique de son ventilateur. La construction d'un prototype à échelle réelle a mis en évidence un déphasage de l'onde de température de onze heures en conservant une amplitude supérieure à trente pour cent de l'amplitude initiale. L'observation de la dérive en température des éléments sur une période de plusieurs journées alors que la circulation d'air était arrêtée est également un point intéressant dans la mesure où cela permettra d'ajuster à souhait les périodes de fonctionnement du système aux besoins du bâtiment. L'écriture d'un modèle résolvant le problème de SCHUMMANN numériquement a tout d'abord été calibrée en utilisant les résultats de l'expérimentation lors d'un fonctionnement permanent du circulateur puis ce dernier a été validé expérimentalement pour une période journalière de fonctionnement réduite à douze heures. Le modèle ainsi validé a pu être utilisé afin d'explorer divers modes de fonctionnement intermittents. Cela a permis de montrer que le rendement énergétique de stockage pouvait être optimisé, pour un volume de stockage réduit, en ajustant la période de fonctionnement. On remarque par ailleurs, que si l'on prévoit un fonctionnement intermittent, la question du dimensionnement du volume de stockage est fondamentale tant la dégradation du service rendu peut être fulgurant lorsque ce dernier est surdimensionné. Nous avons remarqué que lorsque ce système était couplé au bâtiment, son comportement ce rapprochait de celui d'un bâtiment en béton, par une réduction des variations de température ainsi qu'une transposition globale du profil des évolutions, sans toutefois l'égaler. La simulation a également montré l'intérêt du fonctionnent intermittent par rapport à un fonctionnement continu du système. En effet, pour un encombrement identique, nous avons montré qu'une réduction de la période de fonctionnement et une augmentation du débit d'air permettait une réduction de près de 3 °C de la température maximum.
La suite de ces travaux consisterait à valider les résultats obtenus sur des composants à l'échelle d'un bâtiment d'une part en associant le déphaseur à un bâtiment réel sur une période estivale pour mettre en évidence son efficacité. Concernant le fonctionnement de la toiture ventilée on pourra évaluer l'intérêt d'intégrer l'air réchauffé en hiver pour préchauffer le bâtiment ou encore de rafraîchir les panneaux photovoltaïques en été de manière à augmenter leur rendement.

Annexe

A Annexes

Annexe A.1: Déphaseur : Comparaison entre le modèle implémenté et la solution analytique

Afin de simplifier l'interprétation, nous assimilons les réponses à la forme de l' Eq A.1. La comparaison est faite par l'intermédiaire des paramètres de cette équation (transmission (ε), déphasage (φ) et offset (ϵ) [1].

$$T_{s_{opt}}(t) = \overline{T_e} + \epsilon + \varepsilon\theta_0 \cos\left(\frac{2\pi}{T}t + \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi\pi}{12}\right) \tag{A.1}$$

Les paramètres sont déterminés de sorte à minimiser la fonction $f(\varepsilon, \varphi, \epsilon)$ de l'équation Eq A.2 :

$$f(\tau, \varphi, \epsilon) = \sum_{t=t_{inf}}^{t=t_{sup}} \left(T_{s_{opt}}(t) - T_{s_{sim}}(t)\right)^2 \text{ [2]} \tag{A.2}$$

Sur la Figure A.1, on donne un exemple d'identification des paramètres τ, φ et ϵ.

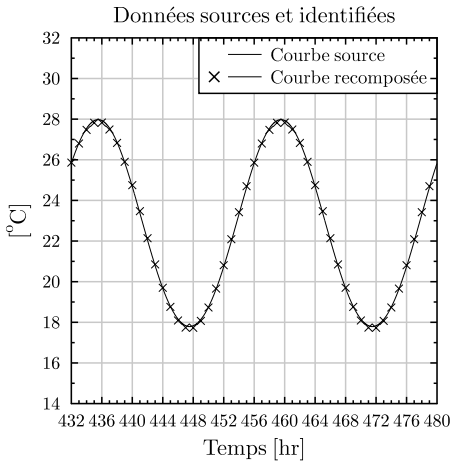


Figure A.1 – *Application de la fonction d'identification des paramètres φ, ε (Eq A.1) pour un volume de stockage de 3 m^3 et un débit de 350 m^3h^{-1}.*

1. La solution numérique présente un léger offset (de l'ordre de 0.2^oC). Pour cette raison, nous introduisons ce degré de liberté dans l'équation Eq A.1 afin de limiter les erreurs lorsque la transmission est faible

2. t_{inf} et t_{sup} borne la période durant laquelle le régime "permanent" est obtenu

TABLE A.1 – Transmission obtenue analytiquement (%).

	1m00	1m50	2m00	2m50	3m00	3m50
100 m^3/h	27	14	8	-	-	-
150 m^3/h	48	34	23	16	-	-
200 m^3/h	62	49	39	30	24	19
250 m^3/h	71	60	51	43	36	31
300 m^3/h	77	68	60	53	46	41
350 m^3/h	82	74	67	61	55	50
400 m^3/h	85	78	72	67	61	57

TABLE A.2 – Tansmission analytique et numérique, résidu en (%).

	1m00	1m50	2m00	2m50	3m00	3m50
100 m^3/h	-2	-2	2	-	-	-
150 m^3/h	-2	-2	-2	2	-	-
200 m^3/h	-1	-2	-2	2	2	2
250 m^3/h	-1	-1	-2	2	2	2
300 m^3/h	-1	-1	-2	2	2	2
350 m^3/h	-1	-1	-1	2	2	2
400 m^3/h	-1	-1	-1	1	2	2

TABLE A.3 – Déphasage obtenu analytiquement (hr).

	1m00	1m50	2m00	2m50	3m00	3m50
100 m^3/h	9 h 48	14 h 41	19 h 35	-	-	-
150 m^3/h	7 h 06	10 h 39	14 h 11	17 h 44	-	-
200 m^3/h	5 h 33	8 h 19	11 h 05	13 h 52	16 h 38	19 h 24
250 m^3/h	4 h 33	6 h 49	9 h 05	11 h 22	13 h 38	15 h 54
300 m^3/h	3 h 51	5 h 46	7 h 42	9 h 37	11 h 32	13 h 28
350 m^3/h	3 h 20	4 h 60	6 h 40	8 h 20	9 h 60	11 h 40
400 m^3/h	2 h 56	4 h 25	5 h 53	7 h 21	8 h 49	10 h 17

TABLE A.4 – Déphasage analytique et numérique, résidu ($hr : mn$).

	1m00	1m50	2m00	2m50	3m00	3m50
100 m^3/h	0 h 27	0 h 42	0 h 57	-	-	-
150 m^3/h	0 h 20	0 h 30	0 h 41	0 h 54	-	-
200 m^3/h	0 h 15	0 h 23	0 h 32	0 h 41	0 h 51	1 h 01
250 m^3/h	0 h 13	0 h 19	0 h 26	0 h 33	0 h 40	0 h 48
300 m^3/h	0 h 11	0 h 16	0 h 22	0 h 28	0 h 34	0 h 40
350 m^3/h	0 h 09	0 h 14	0 h 19	0 h 24	0 h 29	0 h 34
400 m^3/h	0 h 08	0 h 12	0 h 16	0 h 21	0 h 25	0 h 30

Les TABLEAU A.1 et A.3 synthétisent les transmissions et déphasages obtenus par le calcul analytique. Les valeurs pour lesquelles la transmission étaient trop faible ont été retirées. Les TABLEAU A.2 et A.4 permettent d'évaluer la correspondance entre les résultats numérique et analytique ($\varphi_{analy} - \varphi_{num}$).

Annexe A.2: Déphaseur : Réponse du stock en fonction du volume et de la durée de fonctionnement pour des transmissions de 57 % et 32 %

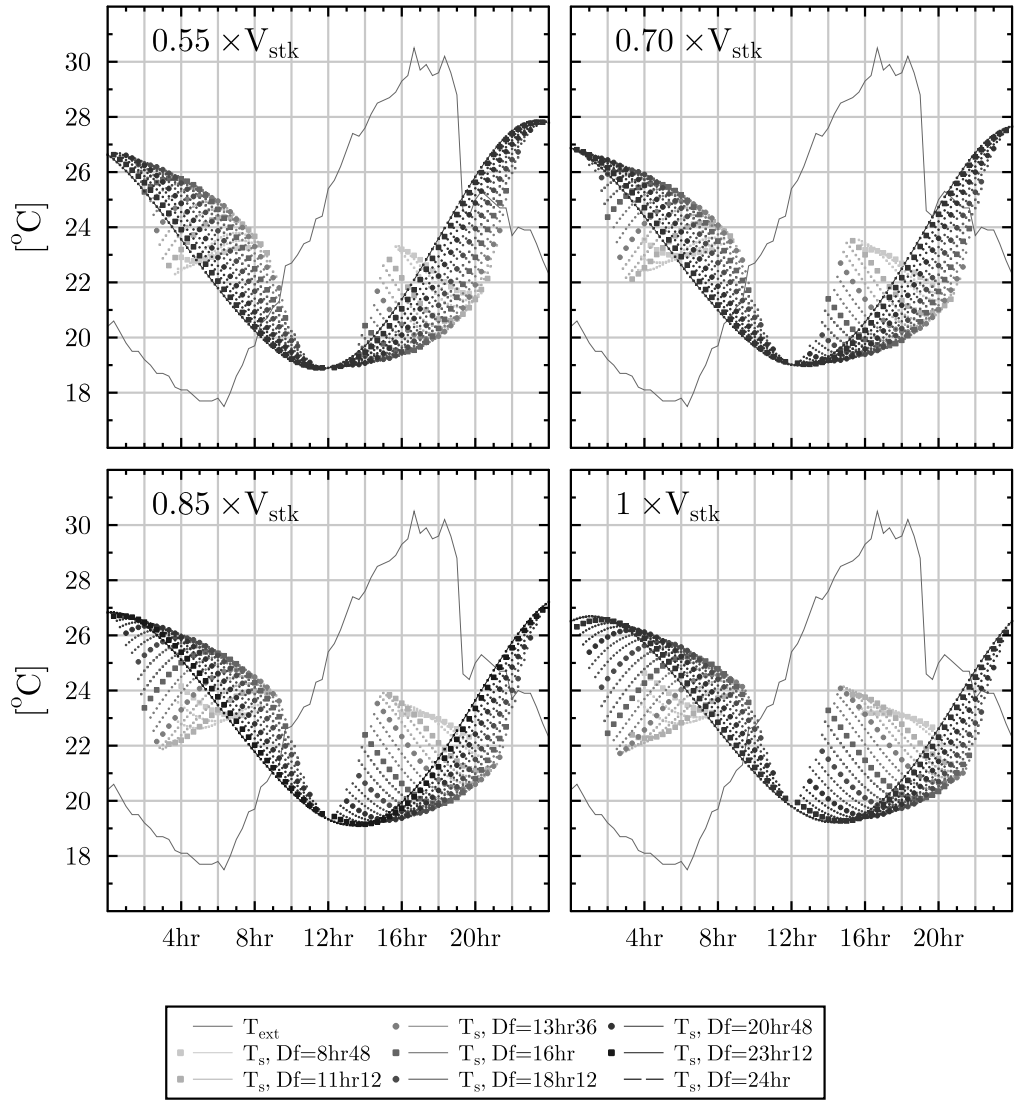


FIGURE A.2 – *Évolution de la température en sortie du stock thermique lorsque la durée de fonctionnement et le volume de stockage sont modifiés (Transmission pour un fonctionnement permanent et un volume nominale de* 57 %*).*

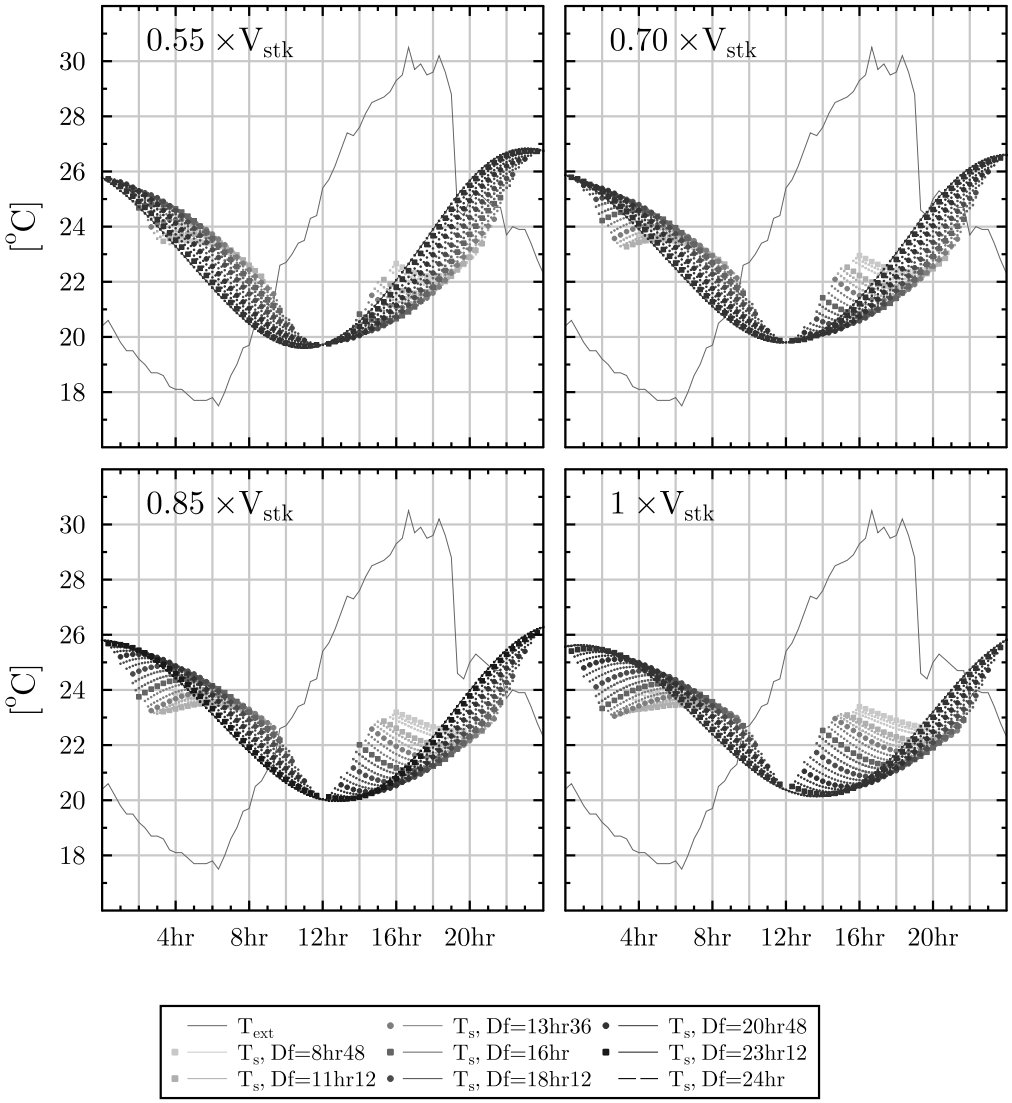


FIGURE A.3 – *Évolution de la température en sortie du stock thermique lorsque la durée de fonctionnement et le volume de stockage sont modifiés (Transmission pour un fonctionnement permanent et un volume nominale de* 32 %*).*

Bibliographie

[AA00] M. M. AboulNaga and S. N. Abdrabboh. Improving night ventilation into low-rise buildings in hot-arid climates exploring a combined wall-roof solar chimney. *Renewable Energy*, 19(1-2) :47 – 54, 2000.

[Ach95] E. Achenbach. Heat and flow characteristics of packed beds. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 10(1) :17 – 27, 1995.

[AFN96] AFNOR. Nfp65-210-1 / dtu-41.2 : Revêtements extérieurs en bois. Technical Report NFP65-210-1, 1996.

[AMH07] N. Artmann, H. Manz, and P. Heiselberg. Climatic potential for passive cooling of buildings by night-time ventilation in europe. *Applied Energy*, 84(2) :187 – 201, 2007.

[Ang15] A Angström. A study of the radiation of the atmosphere. 1915.

[BD] Georges Bonnier and Erice Devin. Couple thermoélectriques, caractéristiques et mesure de température. Technical report, Techniques de l'ingénieur.

[BD03] Adrian Bejan and Allan D.Kraus. *Heat transfer handbook*. John Wiley and Sons, 2003.

[BMB93] N. K. Bansal, Rajesh Mathur, and M. S. Bhandari. Solar chimney for enhanced stack ventilation. *Building and Environment*, 28(3) :373 – 377, 1993.

[BMB94] N.K. Bansal, Rajesh Mathur, and M.S. Bhandari. A study of solar chimney assisted wind tower system for natural ventilation in buildings. *Building and Environment*, 29(4) :495 – 500, 1994.

[Bou08] Paul Bourdoukan. *Étude numérique et expérimentale destinée á l'exploitation des techniques de rachraîchissement par dessiccation avec régénération par énergie solaire*. PhD thesis, Université de la Rochelle, 2008.

[Bou09] Sylvain Boulet. *Caractérisation du confort hygrothermique et acoustique dans les constructions á base de bois*. PhD thesis, Université de Savoie, 2009.

[BP07] Yves Benoit and Thierry Paradis. *Construction de maison à ossature bois*. 2007.

[Bru32] D Brunt. Notes on radiation in the atmosphere. 1932.

[Bru75] W Brutsaert. On a derivable formula for long-wave radiation from clear skies. 1975.

[Bru07] Adrien Brun. Etude numérique d'une facade solaire innovante permettant le chauffage et le refroidissement de l'air neuf de ventilation. Master's thesis, Université de Savoie, 2007.

[BSW09a] Adrien Brun, Clara Spitz, and Étienne Wurtz. Analyse du comportement de différents codes de calcul dans le cas de bâtiments à haute éfficacite énergétique. *CIFQ Lilles*, page p423, 2009.

[BSW09b] Adrien Brun, Clara Spitz, and Étienne Wurtz. Behavioural comparison of some predictive tools used in a low-energy building. *IBPSA Glasgow*, pages p1185–1190, 2009.

[BWQ10] Adrien Brun, Étienne Wurtz, and Daniel Quenard. Experimental and numerical comparison of heat transfert in a naturally ventilated roof cavity. *SimBuild NewYork*, pages p 160–169, 2010.

[Cel] Robert Celaire. Label ecodom, prescription techniques, document de référence, antilles et les bas de la réunion. Technical report, Cabinet concept énergie.

[Cha09] Nada Chami. *Évaluation de l'impact des isolants minces réflechissants dans le bâtiment.* PhD thesis, Université de Cergy Pontoise, Mines ParisTech, 2009.

[Che07] Yassine Cherif. *Contribution á l'étude expérimentale et modélisation des transferts de chaleur par convection dans une lame d'air différentiellement chauffée.* PhD thesis, Université d'Artois, 2007.

[CST08] CSTB. Méthode d' évaluation des performances thermique des produits réflechissants (hiver et été). Technical Report Convention ADEME 05-04-C0130, CSTB - ADEME, 2008.

[CZ10] N. Chami and A. Zoughaib. Modeling natural convection in a pitched thermosyphon system in building roofs and experimental validation using particle image velocimetry. *Energy and Buildings*, 42(8) :1267 – 1274, 2010.

[DTU96] DTU-41.2. Revêtements extérieurs en bois. Technical Report NFP65-210-1, AFNOR, 1996.

[Dut98] A Duta. *Études thermiques et aérauliques des structures légères double-paroi avec effet pariétodynamique.* PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 1998.

[Fau07] Xavier Faure. *Optimisation d'enveloppe hybride pour le batiment a haute performance energetique.* PhD thesis, Universite Joseph Fourrier, Novembre 2007.

[FTBS06] Gilles Fraisse, Valentin Trillat-Berdal, and Bernard Souyri. Amélioration du confort d'été et réduction des besoins de chauffage dans les maisons à ossature bois. In *IBPSA*, 2006.

[GA93] Paul Gut and Dieter Ackerknecht. *Climate responsive building, Appropriate construction in tropical and subtropical regions.* SKAT, 1993.

[GHLW08] Peter Gallinelli, Pierre Hollmuller, Bernard Lachal, and Willi Weber. Coolshift : Rafraîchissement passif de bâtiments par ventilation déphasée et systèmes apparentés. Technical report, Office féderal de l'énergie : OFEN, 2008.

[Giv98] Baruch Givoni. *Climate considerations in building and urban design.* Van nostrand reinhold, 1998.

[HKNK99] J. Hirunlabh, W. Kongduang, P. Namprakai, and J. Khedari. Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate. *Renewable Energy*, 18(1) :109 – 119, 1999.

[HLZ06] Pierre Hollmuller, Bernard Lachal, and Jean-Marc Zgraggen. A new ventilation and thermal storage technique for passive cooling of buildings : thermal phase-shifting. In *PLEA*, 2006.

[Hol03] Pierre Hollmuller. Analytical characterisation of amplitude-dampening and phase-shifting in air/soil heat-exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(22) :4303 – 4317, 2003.

[Hum78] M.A Humphreys. The influence of season and ambient temperature on human clothing behaviour. *Indoor climate*, 1978.

[HWPK01] Jongjit Hirunlabh, Sopin Wachirapuwadon, Naris Pratinthong, and Joseph Khedari. New configurations of a roof solar collector maximizing natural ventilation. *Building and Environment*, 36(3) :383 – 391, 2001.

[ID96] Franck .P Incropera and P. DeWitt. *Fundamentals of heat and mass transfer.* John Wiley and Sons, 1996.

[ISOa] ISO15251 : Critère d'ambiance intérieure pour la conception et évaluation de la performance énergétique des bâtiments couvrant la qualité de l'air intérieur, la thermique, l'éclairage et l'acoustique.

[ISOb] ISO7730 : Ambiances thermiques modérées ; détermination des indices pmv et ppd et spécifications des conditions de confort thermique.

[JJ69] S.B Jackson and R.D Jackson. Thermal radiation from the atmosphere. 1969.

[jrc09] jrc. *SimLab, Sensitivity and Uncertainty Analysis*, 2009.

[KMC+00] Joseph Khedari, Weerapong Mansirisub, Sompong Chaima, Naris Pratinthong, and Jongjit Hirunlabh. Field measurements of performance of roof solar collector. *Energy and Buildings*, 31(3) :171 – 178, 2000.

[KYH02] Joseph Khedari, Patsada Yimsamerjit, and Jongjit Hirunlabh. Experimental investigation of free convection in roof solar collector. *Building and Environment*, 37(5) :455 – 459, 2002.

[LG] Michel Leroy and Pierre Grégoire. Mesure en météorologie, r3050v2. Technical report, Techniques de l'ingénieur.

[Lin93] C. Thomas Lindon. *Heat Transfert.* PTR Prentice hall, 1993.

[Mar00] Thierry Alex Mara. *Contribution à la validation globale d'un logiciel de simulation thermo aérolique du bâtiment : Proposition de nouveaux outils d'aide à la validation.* PhD thesis, Université de la Réunion, 2000.

[Mar10] Olivier Marc. *Étude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment.* PhD thesis, Université de la Réunion, 2010.

[Men04] Kátia Cordeiro Mendonça. *Modélisation thermo-hydro-aéraulique des locaux climatisés selon l'approche zonale.* PhD thesis, Universié de la Rochelle, 2004.

[Mir02] Frédéric Miranville. *Contribution á l'étude des parois complexes en physique du bâtiment.* PhD thesis, Université de la Réunion, décembre 2002.

[M.M60] M.Meury. I.e idel'cik, memento des pertes de charge. traduction francaise, 1960.

[Mor03] Laurent Mora. *Prédiction des performaneces thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet.* PhD thesis, Université de la Rochelle, 2003.

[Mus99] Marjorie Musy. *Génération automatique de modèles zonaux pour l'étude du comportement thermo-aéraulique des bâtiments.* PhD thesis, Université de la Rochelle, 1999.

[NLV07] Jean Noel, Stéphane Lepers, and Joseph Virgone. Amélioration du confort d'été sur des bâtiments à ossature légère par des matériaux à changement de phase. In *IBPSA*, 2007.

[Név06] Serge Le Névé. Etude de la thermique des constructions en bois et élaboration d'une solution technique. Technical report, ADEME, FTBA, IRABOIS, CSTB, 2006.

[Olg63] Victor Olgyay. *Design with climate, bioclimatic approch to architectural regionalism.* Princeton University Press, 1963.

[Oli97] Paul Olivier. *Encyclopedia of Architecture of the World.* Cambridge University Press, 1997.

[P.M72] Gintas P.Mitalas. Transfet function method of calculating cooling loads, heat extraction and space temperature. Technical report, National reaserch council of Canada, 1972.

[prE05] prEN14501 : Fermetures et stores - confort thermique et lumineux - caractérisation des performances et classification, 2005.

[PRV93] A. La Pica, G. Rodonò, and R. Volpes. An experimental investigation on natural convection of air in a vertical channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(3) :611 – 616, 1993.

[Ram35] P.K Ramanathan. Heat radiation from the clear atmosphere at night. 1935.

[Rud65] Bernard Rudosky. *Architecture without architects : A short introduction to non-pedigreed architecture.* University of New - Mexico press, 1965.

[Sch29] T.E.W. Schumann. Heat transfer : A liquid flowing through a porous prism. *Journal of the Franklin Institute*, 208(3) :405 – 416, 1929.

[S.P05] Danny S.Parker. Theorical evaluation of the nightcool nocturnal radiation cooling concept. Technical report, U.S Department of Energy, 2005.

[Ste10] Louis Stephan. *Modélisation de la ventilation naturelle pour l'optimisation du rafraîchissement passif des bâtiments.* PhD thesis, Université de Savoie, 2010.

[Swi63] Swinbank. Long-wave radiation from clear skies. 1963.

[Tay83] John S Taylor. *A shelter skechbook, timeless buildings solutions.* Chelsea Green, 1983.

[Tit08] Pierre Tittelein. *Environnements de simulation adaptés á l étude du comportement énergetique des bâtiments basse consommation.* PhD thesis, Université de Savoie, décembre 2008.

[Wet09] Michael Wetter. *GenOpt, Generic Optimization Program.* Simulation Research Group, 2009.

[WHKS03] J. Waewsak, J. Hirunlabh, J. Khedari, and U. C. Shin. Performance evaluation of the bsrc multi-purpose bio-climatic roof. *Building and Environment*, 38(11) :1297 – 1302, 2003.

[Wur95] Étienne Wurtz. *Modélisation tridimensionnelle des transferts thermiques et aérauliques dans le bâtiment en environnement orienté objet.* PhD thesis, 1995.

[Zal96] Laurent Zalewski. *Études thermiques expérimentale et simulation numérique d'un mur solaire composite, optimisation des performances énergétiques.* PhD thesis, Université d'Artois, 1996.

[Zgr03] Jean-Marc Zgraggen. étude d'un lit de shères pour le déphasage d'une onde thermique. Master's thesis, Université de Genève, 2003.

[ZP10] Zhiqiang (John) Zhai and Jonathan M. Previtali. Ancient vernacular architecture : characteristics categorization and energy performance evaluation. *Energy and Buildings*, 42(3) :357 – 365, 2010.