



HAL
open science

Étude du rafraîchissement passif de bâtiments commerciaux ou industriels

Remon Lapisia

► **To cite this version:**

Remon Lapisia. Étude du rafraîchissement passif de bâtiments commerciaux ou industriels. Thermique [physics.class-ph]. Université de La Rochelle, 2015. Français. NNT : 2015LAROS031 . tel-01373452

HAL Id: tel-01373452

<https://theses.hal.science/tel-01373452>

Submitted on 28 Sep 2016

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

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



UNIVERSITE DE LA ROCHELLE

École doctorale **S**ciences et **I**ngénierie en **M**atériau, **M**écanique,
Énergétique et **A**éronautique (SI-MMEA)

Laboratoire des **S**ciences de l'**I**ngénieur pour l'**E**nvironnement

Thèse de doctorat de l'Université de La Rochelle

Spécialité : Énergétique et Thermique

ETUDE DU RAFRAICHISSEMENT PASSIF DE BATIMENTS COMMERCIAUX OU INDUSTRIELS

Remon LAPISA

Thèse soutenue le 16 décembre 2015

Devant le jury, composé de :

Gilles FRAISSE	Professeur, Université de Savoie	Rapporteur
Joseph VIRGONE	Professeur, Université Claude Bernard Lyon 1	Rapporteur
Dominique MARCHIO	Professeur, Mines ParisTech	Examinateur
Rémi PERRIN	Directeur R & D, SOPREMA	Examinateur
Marc O. ABADIE	Maître de conférences, Université de La Rochelle	Co-encadrant
Emmanuel BOZONNET	Maître de conférences, Université de La Rochelle	Co-encadrant
Patrick SALAGNAC	Professeur, Université de La Rochelle	Directeur de thèse

Remerciements

Ce travail de thèse a été réalisé au sein du Laboratoire de Sciences pour l'Ingénieur et l'Environnement (LaSIE) de l'université de La Rochelle – France, grâce au financement du Gouvernement Indonésien (*Kementerian Riset Teknologi dan Pendidikan Tinggi Republik Indonesia*).

Je tiens à remercier vivement mes directeurs de thèse, Patrick Salagnac, Marc Olivier Abadie et Emmanuel Bozonnet, pour leur encadrement, leurs conseils, leurs remarques pertinentes et leurs nouvelles idées tout au long de l'étude qui m'ont permis d'approfondir mes connaissances. Je suis très reconnaissant envers eux car ils m'ont fait partager pendant ces trois années leurs connaissances et expériences.

Merci à M. Gilles Fraisse et M. Joseph Virgone qui ont accepté d'être rapporteurs de ce mémoire de doctorat, qu'ils ont relu de façon approfondie avec de nombreuses remarques très enrichissantes. Merci beaucoup à M. Dominique Marchio et M. Rémi Perrin d'avoir participé au jury de thèse.

Ma gratitude va aussi à toutes les personnes qui ont participé à l'élaboration de manière indirecte à ce document car c'est grâce à eux que j'ai pu réaliser ce manuscrit de thèse. Mes remerciements vont également à tous les amis et les collègues du LaSIE qui m'ont entouré pendant ces trois années et avec qui j'ai partagé de nombreux bons moments.

Je tiens à remercier également mes parents, mes frères et soeurs malgré la distance, ils m'ont permis de mener ces études et m'ont soutenu. Enfin, un très grand merci à *Zahra*, *Naf'an* et *Faiz* qui m'ont soutenu et encouragé, sans leur patience et leur soutien, je n'aurais pas pu aboutir à ce manuscrit.

Résumé

Étude du rafraîchissement passif de bâtiments commerciaux ou industriels

Les bâtiments commerciaux et industriels présentent une part non négligeable de la demande énergétique. L'objectif de ce travail de thèse est d'étudier par des simulations numériques, le comportement thermoaéraulique des bâtiments de grand volume à usage commercial ou industriel et d'améliorer leurs performances afin de réduire leurs consommations énergétiques tout en assurant le confort thermique des occupants.

La première partie de l'étude consiste à définir et à évaluer les paramètres d'enveloppe et de ventilation qui affectent la consommation d'énergie et le confort thermique de ce type de bâtiment. À travers des modèles développés (multizone et zonal) sur un bâtiment « générique », nous présentons l'impact des paramètres les plus importants (orientation du bâtiment, isolation thermique de l'enveloppe, propriétés radiatives de la toiture, sol, inertie thermique interne, diffusion de l'air...) sur la consommation énergétique et le confort. Ces paramètres sont déterminants surtout dans la conception de la toiture et du plancher de par leur influence sur les performances énergétiques du bâtiment étudié. Cette modélisation thermoaéraulique est ensuite appliquée à un bureau-entrepôt commercial existant. L'exploitation du modèle, dont les résultats sont confrontés aux mesures, et des études paramétriques permettent de démontrer l'efficacité de stratégies de ventilation naturelle nocturne.

Dans la deuxième partie, nous évaluons certaines solutions de rafraîchissement passif (isolation thermique, ventilation naturelle nocturne, revêtement de toiture « cool roof ») permettant de maintenir le confort thermique en hiver aussi bien qu'en été tout en minimisant la consommation énergétique. Enfin, une étude d'optimisation nous permet de déterminer les paramètres optimaux en fonction des conditions climatiques et des deux objectifs de confort et de performance énergétique.

Ce travail ouvre de nombreuses perspectives sur la méthodologie de conception des enveloppes et l'adaptation du fonctionnement des installations de ventilation pour le rafraîchissement passif des bâtiments.

Mots clés : bâtiment commercial-industriel, grand volume, simulation thermoaéraulique, performances énergétiques, confort thermique, ventilation naturelle nocturne, cool roof, toiture-terrasse, optimisation énergétique, lanterneaux, inertie thermique des sols.

Abstract

Passive cooling study of low-rise commercial or industrial building

Commercial and industrial buildings represent a significant part of total energy demand. The objective of this thesis is to study the thermal behavior and airflows of commercial or industrial buildings (low-rise and large volume) by numerical simulations, to improve their thermal performance in order to reduce their energy consumption while maintaining thermal comfort of the occupants.

The first part of this study consists in identifying and evaluating the keys factors that affect the energy demand and thermal comfort of these buildings. Using the developed models (multizone and zonal), we present the impact of the most important parameters (building orientation, thermal insulation, radiative properties of the roof, soil, internal thermal inertia, air diffusion...) on energy consumption and thermal comfort. We have identified here that the main influencing parameters can be found in the design of the roof and the ground floor considering the energy performance of the studied building. The developed model is then applied to a real commercial building. Results showed that the predictions are in good agreement with the measurements and that night-time natural ventilation can be an efficient passive cooling technique to avoid overheating in summer.

In the second part, we evaluate the efficiency of different passive cooling techniques (thermal insulation, night-time natural ventilation, cool roof...) applied to ensure the thermal comfort in winter as well as in summer while minimizing the energy consumption. Finally, an optimization study is proposed to determine the optimal set of parameters for both objective functions considering the passive cooling techniques and the energy demand according to different climatic zones.

Keywords : *commercial-industrial buildings, large volume, building energy and airflow simulation, energy performance, thermal comfort, night-time natural ventilation, cool roof, flat roof, energy optimization*

Table des matières

Remerciements.....	3
Résumé.....	5
Abstract	7
Table des matières	9
Nomenclature.....	15
Introduction générale.....	19
Chapitre I Étude bibliographique sur les bâtiments à usage commercial ou industriel	21
I.1 Problématiques de l'efficacité énergétique et du confort thermique.....	21
I.1.1 Contextes énergétiques.....	21
I.1.2 Caractéristiques structurelles des bâtiments commerciaux et industriels.....	22
<i>I.1.2.1 Grand volume</i>	<i>22</i>
<i>I.1.2.2 Grandes surfaces horizontales</i>	<i>23</i>
<i>I.1.2.3 Structure légère à ossature métallique.....</i>	<i>24</i>
<i>I.1.2.4 Masse thermique importante des rayonnages</i>	<i>24</i>
I.1.3 Équipements techniques	25
<i>I.1.3.1 Chauffage et climatisation.....</i>	<i>25</i>
<i>I.1.3.2 Éclairage</i>	<i>26</i>
<i>I.1.3.3 Ventilation mécanique</i>	<i>26</i>
I.2 Modélisation d'un bâtiment à usage commercial / industriel	28
I.2.1 Modélisation thermique du bâtiment de grand volume	28
<i>I.2.1.1 Méthode monozone.....</i>	<i>28</i>
<i>I.2.1.2 Méthode multizone (nodale).....</i>	<i>29</i>
<i>I.2.1.3 Méthode zonale.....</i>	<i>30</i>
<i>I.2.1.4 Conclusion.....</i>	<i>31</i>
I.2.2 Points clés de la modélisation d'un bâtiment à usage commercial / industriel	31

1.2.2.1	<i>Transferts thermiques par le plancher</i>	31
1.2.2.2	<i>Transferts thermiques par la toiture</i>	40
1.2.2.3	<i>Inertie thermique des rayonnages</i>	42
1.2.2.4	<i>Aéraulique</i>	44
1.2.3	Évaluation du confort thermique.....	48
1.2.3.1	<i>Paramètre d'évaluation du confort thermique</i>	49
1.2.3.2	<i>Modèles de confort thermique</i>	50
1.2.3.3	<i>Inconfort thermique local</i>	53
I.3	Stratégies d'amélioration des performances énergétiques et du confort	53
1.3.1	Méthodes passives pour améliorer la performance énergétique d'un bâtiment	54
1.3.2	Méthodes passives de rafraîchissement pour le confort d'été	55
1.3.2.1	<i>Ventilation naturelle nocturne</i>	57
1.3.2.2	<i>Revêtement « cool roof »</i>	57
I.4	Conclusions	59
Chapitre II Étude du comportement thermoaéraulique d'un bâtiment commercial : modélisation d'un bâtiment générique		61
II.1	Introduction	61
II.2	Présentation du bâtiment	61
II.2.1	Caractéristiques de l'enveloppe.....	62
II.2.2	Aménagements intérieurs	63
II.2.3	Occupants	64
II.2.4	Équipements techniques	64
II.2.4.1	<i>Système de chauffage/climatisation</i>	64
II.2.4.2	<i>Éclairage artificiel</i>	64
II.2.4.3	<i>Ventilation mécanique contrôlée (VMC)</i>	65
II.3	Modélisation thermoaéraulique	66
II.3.1	Couplage des modèles	66
II.3.2	Modèle aéraulique	66
II.3.2.1	<i>Débit de renouvellement d'air par infiltration</i>	66
II.3.2.2	<i>Coefficient de pression</i>	67
II.3.2.3	<i>Coefficient de correction de la vitesse du vent</i>	67
II.3.3	Modèle de sol	68
II.3.3.1	<i>Nature du sol</i>	68
II.3.3.2	<i>Modèles thermiques du sol</i>	68
II.3.4	Initialisation et paramètres du modèle de référence	72

II.4	Étude de l'impact thermique du sol.....	72
II.4.1	Étude préliminaire sur les différents modèles	72
II.4.1.1	<i>Profondeur de sol prise en compte pour le modèle unidimensionnel (1D).....</i>	<i>72</i>
II.4.1.2	<i>Dimension et maillage du sol pour le modèle tridimensionnel (3D).....</i>	<i>73</i>
II.4.2	Comparaison des différents modèles de sol	74
II.4.3	Impact des propriétés thermiques du sol	76
II.4.3.1	<i>Consommation de chauffage</i>	<i>76</i>
II.4.3.2	<i>Températures et confort d'été</i>	<i>77</i>
II.4.4	Distribution de la température dans le sol	80
II.4.4.1	<i>Climat océanique : Poitiers.....</i>	<i>80</i>
II.4.4.2	<i>Climat tropical – équatorial : Jakarta</i>	<i>83</i>
II.4.5	Impact de l'isolation thermique du plancher	84
II.5	Impact de la géométrie du bâtiment	85
II.6	Stratification thermique et impact du mode de ventilation.....	88
II.6.1	Discrétisation du volume.....	88
II.6.2	Modes de diffusion de l'air	89
II.6.2.1	<i>Ventilation par mélange.....</i>	<i>89</i>
II.6.2.2	<i>Ventilation par déplacement.....</i>	<i>90</i>
II.6.3	Infiltration et ventilation naturelle.....	90
II.6.4	Résultats	91
II.6.4.1	<i>Impact de discrétisation du volume.....</i>	<i>91</i>
II.6.4.2	<i>Mode de diffusion de l'air</i>	<i>94</i>
II.6.4.3	<i>Impact de la géométrie des fenêtres latérales</i>	<i>95</i>
II.7	Rôle de l'inertie thermique interne sur les performances thermiques.....	96
II.7.1	Impact thermique de l'inertie des rayonnages.....	96
II.7.2	Impact des propriétés thermiques des rayonnages	98
II.8	Impact énergétique des lanterneaux.....	100
II.8.1	Économie d'énergie grâce à l'éclairage zénithal.....	100
II.8.2	Influence de la surface de lanterneaux	101
II.9	Conclusions	102
Chapitre III	Application à un bâtiment existant	105
III.1	Présentation du bâtiment et de l'instrumentation in situ	105
III.1.1	Caractéristiques du bâtiment	106
III.1.1.1	<i>Géométrie.....</i>	<i>106</i>
III.1.1.2	<i>Caractéristiques physiques de l'enveloppe</i>	<i>108</i>

III.1.1.3	<i>Inertie thermique interne</i>	110
III.1.1.4	<i>Perméabilité à l'air</i>	110
III.1.2	Occupation et équipements techniques	110
III.1.2.1	<i>Période d'occupation / inoccupation</i>	110
III.1.2.2	<i>Systèmes de chauffage / climatisation</i>	110
III.1.2.3	<i>Ventilation mécanique contrôlée (VMC)</i>	111
III.1.3	Dispositif expérimental	111
III.2	Modèle thermoaéraulique	113
III.3	Résultats et discussions	114
III.3.1	Conditions météorologiques.....	114
III.3.2	Résultats expérimentaux.....	115
III.3.3	Confrontation des mesures aux résultats numériques	117
III.3.4	Étude de l'inconfort thermique d'été.....	119
III.3.4.1	<i>Périodes de fonctionnement de la ventilation naturelle nocturne et de la ventilation mécanique nocturne</i>	119
III.3.4.2	<i>Efficacité de la ventilation nocturne</i>	119
III.3.4.3	<i>Impact de la ventilation nocturne sur le confort thermique</i>	121
III.3.4.4	<i>Ventilation naturelle avec répartition homogène des entrées d'air pour la zone de bureaux</i>	122
III.3.4.5	<i>Impact du contrôle de l'éclairage</i>	122
III.4	Conclusions	123
Chapitre IV Amélioration des performances énergétiques par les techniques passives de rafraîchissement		125
IV.1	Rafrâchissement passif par ventilation naturelle nocturne	126
IV.1.1	Mode de fonctionnement de la ventilation naturelle nocturne	128
IV.1.1.1	<i>Stratégie d'ouverture des lanterneaux</i>	128
IV.1.1.2	<i>Période de fonctionnement</i>	129
IV.1.1.3	<i>Débit de renouvellement d'air induit par la ventilation naturelle nocturne</i>	131
IV.1.2	Impact sur le confort d'été.....	132
IV.1.3	Effet de l'inertie thermique sur le potentiel de rafraîchissement.....	135
IV.2	Rafrâchissement passif par revêtement froid de type « cool roof »	136
IV.2.1	Impact du revêtement « cool roof » sur les températures.....	137
IV.2.2	Impact des propriétés thermo-radiatives du revêtement de toiture.....	139
IV.2.3	Impact couplé de la réflectivité solaire et de l'isolation thermique de la toiture.....	141
IV.3	Analyse comparative des solutions passives de rafraîchissement	145

IV.3.1	Confort d'été : cas du climat méditerranéen.....	146
IV.3.2	Confort d'été : cas du climat tropical-équatorial.....	146
IV.3.3	Effet couplé du taux d'ouverture de lanterneaux et de l'albédo de la toiture.....	147
IV.4	Potentiel de rafraîchissement des solutions passives en France	148
IV.4.1	Potentiel de rafraîchissement.....	149
IV.4.2	Pénalité énergétique de chauffage.....	150
IV.5	Impact de réchauffement climatique	151
IV.6	Conclusions	152
Chapitre V	Optimisation multicritères de la performance énergétique.....	155
.....		
V.1	Introduction	155
V.2	Formalisation du problème d'optimisation.....	156
V.2.1	Optimisation multi-objectifs.....	157
V.2.2	Algorithme évolutionnaire	158
V.2.3	Mécanisme opérationnel de l'algorithme génétique.....	160
V.2.4	Optimum de Pareto et critère du choix.....	162
V.3	Application au problème énergétique et confort thermique	164
V.3.1	Présentation du problème d'optimisation.....	164
V.3.2	Convergence des résultats et progression du front de Pareto	169
V.3.3	Analyse des performances en fonction des conditions climatiques	170
V.3.3.1	<i>Climat tropical-équatorial : Jakarta - Indonésie</i>	<i>171</i>
V.3.3.2	<i>Climat steppe semi-aride : New Delhi - Inde</i>	<i>172</i>
V.3.3.3	<i>Climat désertique : Caire - Égypte.....</i>	<i>173</i>
V.3.3.4	<i>Climat Méditerranéen : Marseille – France</i>	<i>174</i>
V.3.3.5	<i>Climat océanique : Poitiers – France</i>	<i>175</i>
V.3.3.6	<i>Climat continental sec : Sodankyläe – Finlande.....</i>	<i>175</i>
V.4	Analyse de sensibilité des paramètres sur les performances du bâtiment	176
V.4.1	Orientation du bâtiment.....	177
V.4.2	Réflectivité solaire de la toiture.....	179
V.4.3	Taux de lanterneaux	181
V.4.4	Isolation thermique de la toiture.....	183
V.4.5	Isolation thermique du plancher	185
V.4.6	Isolation thermique des parois verticales	187
V.4.7	Stratégie d'ouverture des lanterneaux	188

V.5	Analyse paramétrique de la configuration optimale pour les régions françaises	192
V.5.1	Consommation énergétique et confort d'été.....	192
V.5.2	Épaisseur optimale de l'isolation thermique	194
V.5.3	Aspect géométrique.....	196
V.5.4	Solutions passives de rafraîchissement	197
V.6	Conclusions	199
	Conclusions générales et perspectives	201
	Références Bibliographiques.....	203
	Annexes : Liste des publications et communications.....	217

Nomenclature

Caractères Latins

Désignation	Unité	Description
Majuscules		
C_b	M	Coefficient de compacité du bâtiment
C_d	-	Coefficient décharge
C_h	-	Coefficient de correction de la vitesse du vent
C_p	-	Coefficient de la pression
C_V	$J.m^{-3}.K^{-1}$	Capacité thermique volumique
C_h	-	Coefficient de correction de la vitesse du vent
DH	$^{\circ}C.h$	Degrés heures d'inconfort d'été
E	$kWh.m^{-2}.an^{-1}$	Besoin d'énergie
EP	$kWh.m^{-2}.an^{-1}$	Consommation annuelle d'énergie
F_L	-	Transmission lumineuse de la fenêtre
F_W	-	Facteur solaire
H	m	Hauteur
H_s	M	Profondeur du sol
HR	%	Humidité relative
I	Lux	Éclairage
L_b	m	Longueur du bâtiment
L_{PT}	M	Longueur de pont thermique lineique
L_s	m	Longueur du sol
P	Pa	Pression
P_b	M	Périmètre
RC	€	Coût de construction
R_s	$m^2.K.W^{-1}$	Résistance thermique superficielle
S	m^2	Surface
T	$^{\circ}C$	Température
U	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient de transmission thermique
V	$m.s^{-1}$	Vitesse du vent
W_b	m	Largeur du bâtiment
$WBGT$	$^{\circ}C$	<i>Wet bulb globe temperature</i>
W_s	m	Largeur du sol
Y	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Admittance thermique
Minuscules		
a	$m.s^{-1}$	Diffusivité thermique
c_m	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	Capacité thermique massique
d_o	m	Diamètre de diffuseur
d_z	M	Diamètre du jet à l'interface
e	M	Épaisseur
g	$m.s^{-2}$	Gravité
h	$W.m^{-2}.K^{-1}$	Coefficient de transmission thermique
h_b	M	Hauteur du bâtiment
m_e	-	Nombre d'heure d'occupation d'été

q_m	kg.s^{-1}	Débit massique
v	m.s^{-1}	Vitesse du vent
w_p	M	Épaisseur de paroi
z	M	Profondeur

Caractères Grecs

ϵ	-	Émissivité thermique
Ψ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Coefficient de transmission thermique linéique
α	-	Absorptivité solaire
ρ	kg.m^{-3}	Masse volumique
	-	Réfectivité solaire
λ	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Conductivité thermique
τ	-	Transmission thermique
ϕ	W.m^{-2}	Densité de flux thermique
ϵ_{GLO}	-	Émissivité thermique

Indice

<i>a</i>	<i>Amplitude annuelle</i>
<i>a, i</i>	<i>Air intérieur</i>
<i>a, e</i>	<i>Air extérieur</i>
<i>CH</i>	<i>Chauffage</i>
<i>CL</i>	<i>Climatisation</i>
<i>dyn</i>	<i>Dynamique</i>
<i>équi</i>	<i>Équivalent</i>
<i>EA</i>	<i>Éclairage artificiel</i>
<i>ext</i>	<i>Extérieur</i>
<i>fen</i>	<i>Fenêtre</i>
<i>FER</i>	<i>Consigne de fermeture de lanterneaux</i>
<i>IR</i>	<i>Infrarouge</i>
<i>gm</i>	<i>Glissante moyenne</i>
<i>inf</i>	<i>Infiltration</i>
<i>inc</i>	<i>Inconfort thermique</i>
<i>int</i>	<i>Intérieur</i>
<i>L</i>	<i>Lanterneaux</i>
<i>LB</i>	<i>Limite basse de confort</i>
<i>LH</i>	<i>Limite haute de confort</i>
<i>Lmax</i>	<i>Limite maximale</i>
<i>M</i>	<i>Murs verticales</i>
<i>m</i>	<i>Moyenne annuelle extérieure</i>
<i>occ</i>	<i>Occupation</i>
<i>OP</i>	<i>Opérative</i>
<i>OUV</i>	<i>Consigne d'ouverture de lanterneaux</i>
<i>P</i>	<i>Plancher</i>
<i>RM</i>	<i>Radiante moyenne</i>
<i>s, e</i>	<i>Surface extérieure de toit</i>
<i>sol</i>	<i>Sol</i>
<i>solaire</i>	<i>Solaire</i>
<i>stat</i>	<i>Statique</i>
<i>T</i>	<i>Toiture</i>
<i>UV</i>	<i>Ultraviolet</i>
<i>VIS</i>	<i>Visible</i>
<i>WB</i>	<i>Air humide</i>

Introduction générale

Dans un contexte de maîtrise de la demande d'énergie, le secteur du bâtiment prend une part relative de plus en plus importante dans la consommation énergétique totale française. De nombreuses études sont menées pour améliorer les performances des bâtiments afin de diminuer la dépendance énergétique et d'assurer le confort thermique des occupants. À cet effet, les réglementations thermiques et/ou plusieurs labels ont été introduits afin de limiter la consommation d'énergie pour l'utilisation standard du bâtiment : chauffage, climatisation, ventilation et éclairage. En France, ces réglementations thermiques s'appliquent pour tous les bâtiments y compris le secteur tertiaire (commercial, industriel, bâtiment recevant public...), avec trois exigences majeurs : (1) l'amélioration de l'efficacité énergétique, (2) la réduction de la consommation énergétique et (3) le confort d'été dans les bâtiments non climatisés (RT2012, 2012).

Le secteur tertiaire peut présenter de nombreux problèmes d'inconfort thermique et une consommation énergétique importante aussi bien en hiver (pour le chauffage) qu'en été (pour le rafraîchissement). En France, ce secteur représente 14,7 % des consommations énergétiques totales en 2012 (*Chiffres clés de l'énergie*, 2013). Parmi sept catégories de secteur tertiaire (Girault, 2001), le bâtiment commercial / industriel présente un grand potentiel d'économies d'énergie. La part de l'impact énergétique et environnemental du bâtiment commercial / industriel devient une préoccupation alors que sa part relative s'accroît ces dernières décennies. Au niveau mondial, le secteur commercial représente 7 à 8 % de la consommation énergétique totale (EIA, 2013; Pérez-Lombard et al., 2008). Cette consommation énergétique s'accroît d'une moyenne annuelle de 1,8 % pour les périodes 2010 et 2040 (EIA, 2013). C'est dans ce contexte que se situe ce travail de thèse.

La présente étude a pour but d'étudier le comportement thermoaéroulque et d'améliorer les performances énergétiques de bâtiments tertiaires à usage commercial et/ou industriel afin de réduire les consommations d'énergie tout en assurant le confort thermique. Nous nous proposons de déterminer des solutions optimales grâce à une étude d'optimisation multicritères concernant les techniques passives pour une meilleure efficacité énergétique en fonction de conditions climatiques. En ce qui concerne les bâtiments qui font l'objet de cette étude, ils se caractérisent par un grand volume et une faible hauteur, et une structure légère en charpente métallique avec une grande surface de toiture terrasse équipée de lanternes. Ces derniers sont une composante essentielle de la toiture qui peut augmenter les apports solaires, l'éclairage et les déperditions thermiques. D'autre part, les principales surfaces d'échange avec l'extérieur que sont la toiture et le plancher peuvent avoir un impact significatif sur la performance énergétique de ces bâtiments.

Dans la première partie, nous présentons au travers de l'étude bibliographique les problématiques propres à ce type de bâtiment, le contexte énergétique, ses caractéristiques et son comportement thermoaéroulque, les éléments d'enveloppe. Les travaux existants montrent les possibles stratégies d'amélioration des performances énergétiques.

Dans la deuxième partie, un modèle « générique » de bâtiment commercial a été développé pour la simulation numérique par un couplage thermoaéroulque entre TRNSYS© et

CONTAM©. La modélisation numérique de ce bâtiment est basée sur les réglementations thermiques en vigueur et les retours d'expériences pour se rapprocher des conditions réelles. Afin de prendre en compte la stratification thermique qui peut être non négligeable dans ce type de bâtiment de grand volume, une approche zonale multicouche est également développée. À travers les modèles développés, nous étudions donc : l'impact thermique du sol, l'impact de la géométrie du bâtiment, l'impact des modes de ventilation mécanique, le profil du gradient de température, le rôle de l'inertie thermique de rayonnages, l'impact énergétique des lanterneaux, etc.

Dans le troisième chapitre, nous allons étudier un bâtiment existant à usage industriel constitué de bureaux et d'un entrepôt instrumenté. Les simulations thermoaérauliques de ce bâtiment sont comparées aux mesures et une étude paramétrique est menée afin d'améliorer les performances thermiques de ce bâtiment.

Les bâtiments tertiaires à usage commercial et/ou industriel correspondent à des bâtiments fortement isolés, conçus vis-à-vis de la performance énergétique de chauffage. Également, l'étanchéité à l'air de l'enveloppe est fortement augmentée, ce qui permet de réduire les pertes de chaleur en hiver. Par conséquent, le risque d'inconfort thermique du bâtiment en période estivale devient non négligeable. Pour remédier à ce problème, dans la quatrième partie, deux techniques de rafraîchissement passif sont proposées. Elles peuvent permettre d'améliorer le confort thermique sans installation d'un système de climatisation. La première technique est la ventilation naturelle nocturne qui est en mesure d'évacuer la chaleur indésirable vers l'extérieur. La deuxième est le traitement radiatif du revêtement de la toiture qui peut réduire les gains thermiques solaires. Le couplage de ces techniques passives doit tenir compte de l'effet de l'inertie thermique (sol et rayonnement), pour déterminer son potentiel sur le confort d'été. Elles sont réalisables pour ce type de bâtiments possédant une grande surface de toiture avec une forte inertie interne et non occupés pendant la nuit.

Une étude d'optimisation concernant les paramètres influents sur les performances thermiques du bâtiment est proposée dans la cinquième partie. Deux objectifs d'optimisation sont définis pour le cas d'un bâtiment que l'on souhaite sans système de climatisation : minimisation des besoins d'énergie (chauffage et éclairage) et minimisation de l'inconfort d'été. Cependant, les résultats peuvent être différents selon les localisations géographiques et les climats, définis par exemple dans '*La classification climatique de Koppen*', mais aussi pour le climat futur en tenant compte des différents scénarios de réchauffement climatique disponibles. Les solutions optimales dépendent alors du choix de conception en fonction du poids de chaque objectif, énergétique ou confort. Le compromis entre ces deux critères doit aussi prendre en compte le coût des solutions dans le processus de décision pour les concepteurs et maîtres d'ouvrage.

Chapitre I

Étude bibliographique sur les bâtiments à usage commercial ou industriel

La présente étude bibliographique s'inscrit dans les problématiques des bâtiments de grand volume et de faible hauteur à usage commercial et industriel (bureau-entrepôt), bâtiments qui présentent un grand potentiel d'économies d'énergie et de réduction des impacts environnementaux. L'amélioration des performances énergétiques de ce type de bâtiments est réalisée afin de répondre à trois défis majeurs d'aujourd'hui : la crise énergétique, le changement climatique et l'impact environnemental.

L'objet du présent chapitre est de définir les éléments essentiels nécessaires à la modélisation d'un bâtiment à usage commercial / industriel. Après une analyse des différentes méthodes classiquement employées pour évaluer le comportement thermique d'un bâtiment, les points clés de la modélisation d'un bâtiment à usage commercial / industriel sont présentés, ainsi que l'évaluation du confort thermique dans ce type de bâtiment.

I.1 Problématiques de l'efficacité énergétique et du confort thermique

Les bâtiments commerciaux/industriels comportent des caractéristiques et problématiques spécifiques, différentes des autres types de bâtiments. De par leurs grand volume d'air intérieur et de leurs larges surfaces de toiture et plancher, une attention particulière doit être portée aux problèmes énergétiques et de confort thermique.

I.1.1 Contextes énergétiques

Le problème énergétique est une des préoccupations majeures des politiques économiques mondiales depuis la crise de l'énergie de 1970. De gros efforts d'économies d'énergie ont été ainsi apportés notamment dans les secteurs les plus énergivores. En France, en 2012, le bâtiment est le plus gros consommateur énergétique et représente environ 44,5 % de la consommation totale française (part résidentielle de 29,8 % et tertiaire de 14,7 %). La consommation annuelle du secteur du bâtiment (68,7 MTep) est en effet supérieure à celle du transport (49,2 MTep) et de l'industrie (27,4 MTep). Par rapport à 1990, elle a augmenté d'environ 22,9 % (*Chiffres clés de l'énergie*, 2013). Dans le contexte énergétique actuel du bâtiment, le secteur tertiaire (commerce, industriel, école, bâtiment recevant public...) présente un potentiel non négligeable d'économie d'énergie.

Bâtiment commercial et industriel

Parmi les bâtiments tertiaires, en 2012, le secteur commercial est l'un des secteurs les plus importants et représente 22,96 % de la consommation totale du secteur tertiaire (CEREN, 2014). Les bâtiments commerciaux représentent de plus 22,1 % de la surface totale du secteur tertiaire. Cette surface s'est accrue d'environ 27 % par rapport à 1990 (CEREN, 2014).

Au niveau mondial, en 2003, la consommation énergétique des bâtiments commerciaux était égale à environ 7 % de la consommation totale en énergie (Pérez-Lombard et al., 2008). Cette consommation devrait augmenter d'environ 10 % pour la période de 2003 à 2030 pour la région européenne (WBCSD, 2010).

Consommation par usage

La répartition de la consommation énergétique des bâtiments selon l'usage (chauffage, climatisation, éclairage, etc.) dépend de leur localisation géographique. Cependant, les deux secteurs les plus consommateurs sont toujours le chauffage-refroidissement et l'éclairage. Une étude sur la consommation énergétique d'un bâtiment situé dans une région tropicale (humide et sèche) a montré que le système de climatisation était responsable d'environ 30 % à 40 % de la consommation totale, l'éclairage de 10 % à 20 %, le chauffage de 7 % à 10 % et la ventilation mécanique de seulement 2 % à 3 % (Bhatt et al., 2005). Plusieurs études montrent que pour les bâtiments commerciaux, 60 % de la consommation totale est consacré au chauffage et/ou à la climatisation (Carvalho et al., 2010; Charattananon and Limmeechokchai, 1994). Aux États-Unis, en 2012, la répartition de la consommation des bâtiments commerciaux pour le chauffage, la climatisation et l'éclairage est respectivement d'environ 27 %, 10 % et 14 % (US Department of Energy, 2012). Tandis que pour la France, la part du chauffage des bâtiments tertiaires était d'environ 59 % en 2007 (ADEME, 2013).

Ces quelques statistiques concernant la consommation d'énergie montrent que le potentiel de l'optimisation des performances thermiques de bâtiments commerciaux et industriels peut contribuer substantiellement à diminuer les consommations énergétiques de ces bâtiments et leur impact sur l'environnement.

I.1.2 Caractéristiques structurelles des bâtiments commerciaux et industriels

Le type de bâtiment qui fait l'objet de la présente étude est celui utilisé pour une activité commerciale et/ou industrielle c'est-à-dire pour la vente et/ou le stockage de marchandises. La majorité des bâtiments commerciaux (72 %) possède une surface au sol inférieure à 929 m² (EIA, 2012). Par conséquent, dans cette étude nous nous intéresserons à ce type de bâtiment dont la taille a été mentionnée précédemment.

I.1.2.1 Grand volume

Les bâtiments commerciaux/industriels présentent généralement de grands volumes non cloisonnés, souvent sur un niveau unique, et avec des hauteurs sous plafond pouvant atteindre de l'ordre de 6 m de hauteur. Ils possèdent donc une surface de plancher et de toiture très importante par rapport à celle des parois verticales, préfigurant de leur importance vis-à-vis des déperditions thermiques. De plus, de par leur hauteur, ils présentent souvent une forte stratification thermique qui peut induire des problèmes particuliers d'aérodynamique interne et de confort thermique. À titre d'exemple, la Figure I-1 présente deux bâtiments en adéquation avec les objectifs de ce travail.



a. <http://www.actu-environnement.com/>

b. <http://www.soprasolar.com/>

Figure I-1. Bâtiments de grand volume à usage commercial : a. bâtiment commercial-Toulouse, b. bureau-entrepôt commercial-Poitiers.

I.1.2.2 Grandes surfaces horizontales

De par leur forme géométrique, le plancher de ces bâtiments devient donc l'un des éléments primordial vis-à-vis des performances thermiques de ce type du bâtiment. Il est ainsi responsable de 15 % à 45 % des déperditions totales du bâtiment selon la localisation et les propriétés thermiques du sol (Neymark et al., 2009). Dans le cas d'un bâtiment bien isolé, un plancher sans isolation peut contribuer de 30 % à 60 % des pertes totales (Claesson and Hagentoft, 1991; Labs K et al., 1988).

De manière identique au plancher, la toiture est aussi un élément important de l'enveloppe qui détermine les performances énergétiques de ces bâtiments. S'il existe de nombreux types de toiture, le type de toiture terrasse est largement adoptée pour les bâtiments commerciaux et/ou industriels en France. Cette toiture terrasse a généralement une pente inférieure à 5° nécessaire pour l'évacuation de l'eau de pluie. Les dispositifs techniques comme les centrales de traitement d'air, les évaporateurs, les panneaux photovoltaïques,... peuvent y être installés. Concernant la performance thermique, la toiture terrasse doit être composée à minima d'une couche d'étanchéité à l'eau et d'une isolation thermique.

La toiture est très sensible aux conditions extérieures (gains solaire, pluie, vent, neige...). Elle permet d'absorber le gain solaire qui peut couvrir une part importante du besoin de chauffage. Cependant, en raison de sa grande surface en contact avec l'extérieur, la toiture présente également des déperditions thermiques considérables. Elle est ainsi responsable d'au moins 15 % - 30 % des déperditions thermiques en hiver (ADEME, 2015; Réglementation Thermique, 2005). En revanche, les apports thermiques transmis par la toiture peuvent provoquer des problèmes de surchauffe en période estivale.

Par ailleurs, une des particularités des bâtiments à usage commercial ou industriel est la présence d'ouvertures horizontales au niveau de la toiture appelées « lanterneaux » (Figure I-2). Apparus en France dans les années 1950, ces lanterneaux avaient initialement pour objectif premier de permettre la pénétration de la lumière à l'intérieur des bâtiments de grand volume. Avec l'avènement de la réglementation incendie, une nouvelle fonction des lanterneaux concernant l'évacuation des fumées en cas d'incendie (Arrêté du 05/08/1992) a été rendu possible par l'ouverture manuelle ou automatique de ces éléments. Plus récemment, la RT 2012 a poussé les fabricants de lanterneaux à mettre à niveau leurs produits en matière de performances énergétiques en limitant les déperditions thermiques et en augmentant leur étanchéité. Le pilotage de l'ouverture de ceux-ci en fonction des conditions intérieures de confort est apparu comme une nouvelle fonctionnalité des lanterneaux pour promouvoir le rafraîchissement passif de ces bâtiments en été.



Figure I-2. Exemples de lanterneaux (<http://www.skydome.eu>).

I.1.2.3 Structure légère à ossature métallique

Les bâtiments commerciaux / industriels comportent souvent une structure légère à ossature métallique. Les avantages de cette construction sont la flexibilité architecturale, le haut degré de précision des dimensions, le faible temps de construction (-40 % par rapport à un bâtiment conventionnel) et le faible coût de maintenance (Zende et al., 2013). Le coût du matériel de construction est de plus inférieur d'environ 11 % à celui d'un bâtiment conventionnel (Barnard, 2011) car ils sont constitués de murs peu épais et légers (bardage métallique et isolation thermique revêtue de matériaux perméables) et demandent des fondations réduites utilisant des matériaux moins coûteux. Grâce à ces matériaux légers, le bâtiment devient plus résistant aux tremblements de terre. Cependant, la faible inertie thermique de l'enveloppe est moins favorable en termes de consommation énergétique et de confort d'été.

I.1.2.4 Masse thermique importante des rayonnages

Une des particularités des bâtiments commerciaux/industriels est d'avoir une masse thermique intérieure (hors enveloppe) potentiellement élevée induites par les rayonnages et les marchandises entreposées. L'inertie thermique de ces matériaux peut jouer un rôle non négligeable sur les variations de température d'air intérieur et ainsi atténuer l'amplitude de ces variations et décaler les pics de température. La puissance thermique absorbée pendant la journée (apports solaires, chaleur dégagée par les occupants, éclairage...) peut être ainsi restituée ultérieurement pendant la nuit ce qui contribuerait significativement à la réduction de la consommation énergétique et au confort thermique en été. Des exemples de rayonnages commerciaux (supermarché et entrepôt) sont illustrés par la Figure I-3.



a.



b.

Figure I-3. Rayonnages commerciaux : a. Supermarché (<http://jatim.metrotvnews.com>), b. Entrepôt commercial (<http://www.hcommehome.com>).

On notera que de nombreuses études révèlent l'effet de l'inertie thermique de l'enveloppe sur les performances énergétiques et le confort thermique (Munaretto, 2014; Orosa and

Oliveira, 2012; Sidler, 2003) mais sans tenir compte de l'influence de l'inertie thermique des rayonnages.

I.1.3 Équipements techniques

Afin d'assurer le confort des occupants, les bâtiments commerciaux doivent être équipés d'équipements techniques. En climat tempéré, au moins quatre dispositifs essentiels représentent une part importante de la consommation d'énergie des bâtiments commerciaux : le chauffage, la climatisation, l'éclairage et la ventilation mécanique.

I.1.3.1 Chauffage et climatisation

Système de chauffage

Le chauffage de bâtiment de grand volume à usage commercial et industriel se détermine en fonction de différents facteurs. Pour choisir le système approprié, les critères suivantes peuvent être considérés : les caractéristiques du bâtiment, le type d'activité (vente alimentaire, non alimentaire, stockage, etc.), l'aspect du confort, l'hygiène et la sécurité, le mode d'occupation (période, nombre des occupants), les critères économiques (investissement, consommation, entretien), l'aspect écologique et la disponibilité énergétique.

Il existe de nombreuses solutions de chauffage. Elles peuvent être classées selon deux catégories : le chauffage décentralisé et le chauffage centralisé. Dans la première catégorie, la génération et l'émission de chaleur sont assurées par chaque appareil. Cette catégorie ne nécessite pas de réseau de distribution. Pour le système centralisé, la génération et l'émission thermique sont conduites par un équipement central. Le chauffage centralisé est mieux adapté pour les bâtiments commerciaux de grand volume (Westphalen and Koszalinski, 1999) avec une période d'occupation bien définie tels que ceux visés dans ce travail.

Les modes d'émission de la chaleur peuvent également être regroupés selon deux modes : radiatif (par panneaux radiants, radiateurs rayonnants...) et convectif (par convecteurs, aérothermes, centrales de traitement d'air...). Selon le premier mode, la chaleur est transmise par rayonnement et chauffe toute surface physique (occupants, parois, furniture, sol...). Ce système d'émission se caractérise par l'absence de courant d'air et permet de chauffer rapidement la température du local. L'air entre l'émetteur et le récepteur n'est pas directement chauffée ce qui permet de réduire les déperditions thermiques par renouvellement d'air. Cependant, il présente les inconvénients suivants : le prix des appareils élevé, l'asymétrie thermique des occupants (inconfort thermique), la nécessité d'une grande place, l'espace devant le radiateur doit être bien dégagé,... Le mode convectif consiste à mélanger directement de l'air chauffé à l'air intérieur de l'ambiance, air qui transmet par la suite l'énergie à son environnement (parois, occupants, mobilier...). Le mouvement naturel de convection entraîne l'air chaud vers le haut de la pièce et aspire l'air plus frais par le bas. Il permet une meilleure distribution thermique (homogénéisation) dans le volume chauffé. Ce système de chauffage nécessite une bonne isolation thermique et étanchéité afin de limiter les déperditions thermiques.

Le chauffage convectif centralisé est le système de chauffage généralement mis en œuvre dans les bâtiments commerciaux et industriels.

Système de climatisation

La climatisation est indispensable pour le confort thermique dans les régions chaudes. Elle est responsable jusqu'à 40 % de la consommation totale de bâtiment en Indonésie (Prianto,

2007; Utama and Gheewala, 2009). En France, l'utilisation de la climatisation est limitée depuis l'introduction de la RT 2012. Il existe plusieurs types de systèmes de climatisation : les installations centralisées consistent à profiter du réseau de distribution d'air pour fournir le froid, les installations décentralisées sur boucles d'eau et les appareils travaillant en détente directe comme les climatiseurs et armoires de climatisation.

De manière similaire au chauffage, le système de climatisation centralisée est plus adapté aux bâtiments commerciaux et industriels considérés ici.

I.1.3.2 Éclairage

Le système d'éclairage doit répondre à trois besoins fondamentaux : le confort visuel pour assurer une meilleure productivité et une qualité de travail, la performance visuelle et la sécurité. Ces trois exigences peuvent être décomposées selon plusieurs critères importants pour avoir une bonne ambiance lumineuse comme le niveau d'éclairement de la tâche visuelle, un rendu des couleurs correct, une répartition harmonieuse de la lumière dans l'espace, les rapports de luminance présents dans le local, l'absence d'ombres gênantes, la mise en valeur du relief et du modelé des objets, une vue vers l'extérieur, une teinte de lumière agréable et l'absence d'éblouissement. Tous ces critères sont réduits bien souvent à une obligation d'un niveau d'éclairement minimum qui est effectivement nécessaire pour une vision claire et sans fatigue. L'éclairement moyen recommandé est généralement fixé selon la fonctionnalité du local et la précision de la tâche visuelle qui doit y être exercée. Ainsi, l'éclairement minimal pour certaines parties des bâtiments commerciaux/industriels est défini comme suit : zone de vente (300 lux), zone de circulation et couloirs (100 lux), vestiaires et sanitaires-salles de bains (200 lux), entrepôt (100 lux)... (EN NF 12464-1, 2011).

En France, la consommation induite par l'éclairage artificiel représente 11 % de la consommation totale d'électricité (CLIP, 1997). La part essentielle de cette consommation d'éclairage provient du secteur tertiaire. Le besoin d'éclairage est également déterminé par le type de lampe. Par conséquent, le choix des ampoules doit être déterminé selon les critères suivants : la puissance, le flux lumineux, l'efficacité lumineuse, la durée de vie économique, l'indice de rendu des couleurs, la forme et la taille (ADEME, 2011).

Dans la conception du bâtiment durable et afin de réaliser les économies d'énergie, un contrôle de la consommation d'électricité en fonction de l'éclairage naturel est recommandé.

I.1.3.3 Ventilation mécanique

La ventilation des locaux a pour but de renouveler l'air intérieur par l'introduction d'air extérieur afin de limiter le confinement des locaux. La ventilation a donc comme fonction première un objectif sanitaire en assurant un débit de renouvellement d'air adéquat par rapport à l'occupation et aux sources d'humidité et de polluants. Un système de ventilation peut comprendre les différents éléments suivants : entrées d'air, conduits de ventilation, bouches de soufflage et d'extraction, ventilateurs, filtres à particules, échangeurs thermiques (récupérateurs d'énergie comme les échangeurs à plaques, roues hygroscopiques,...)... Dans les bâtiments à basse consommation, la ventilation mécanique peut engendrer des déperditions thermiques importantes, de l'ordre de 30 % des déperditions totales (Richardson, 2002). Pour limiter ces pertes d'énergie, il convient de s'intéresser aux différentes solutions qui peuvent augmenter les performances de ventilation comme l'efficacité de la diffusion de l'air, la récupération d'une partie de l'énergie de l'air extrait, la modulation des débits de ventilation... Selon la norme (EN 13779, 2007), deux modes de diffusion de l'air sont

rencontrés dans les bâtiments à usage commercial et industriel : la ventilation par mélange et celle par déplacement (Figure I-4).

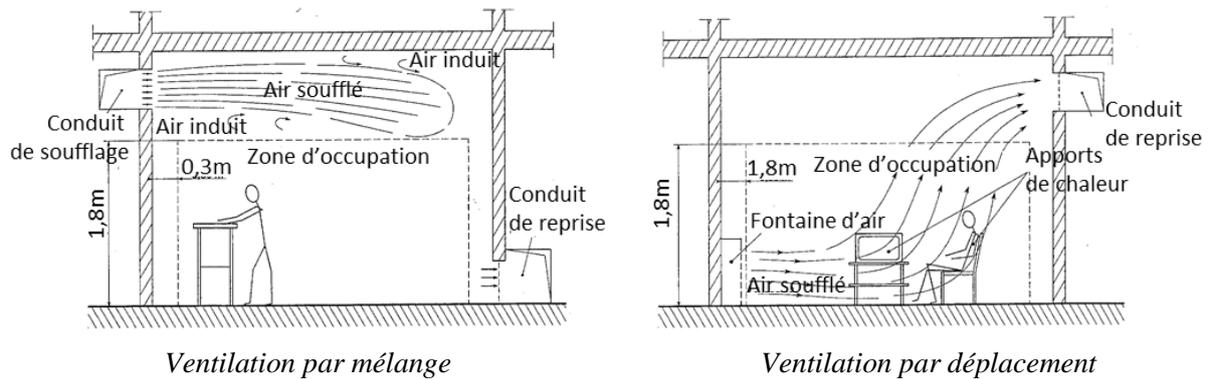
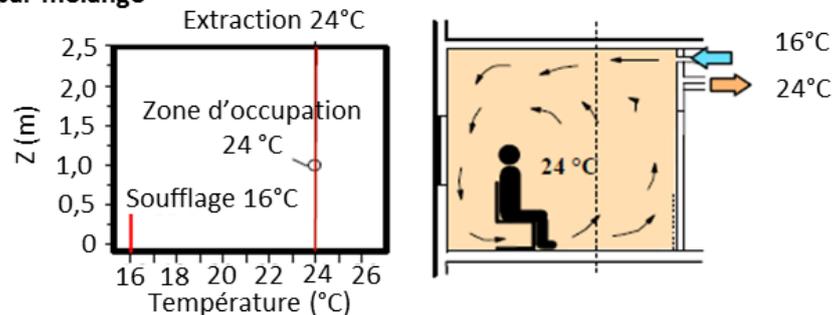


Figure I-4. Différents modes de ventilation mécanique (Bouteloup et al., 1998).

En ventilation par mélange, l'air est injecté à travers un diffuseur généralement situé en partie supérieure du bâtiment. Dans cet exemple, l'air circule initialement horizontalement puis verticalement (descendant) en entraînant une partie de l'air du local qui se mélange à celui-ci. La ventilation par mélange permet donc de mélanger rapidement l'air nouvellement introduit à l'air du local assurant une bonne homogénéité des températures et des concentrations en polluants dans tout volume. L'efficacité de ce mode de diffusion de l'air dépend du débit, de la température d'air, du type et de la position (en plafond ou en paroi verticale) des diffuseurs et extracteurs...

Ventilation par mélange



Ventilation par déplacement

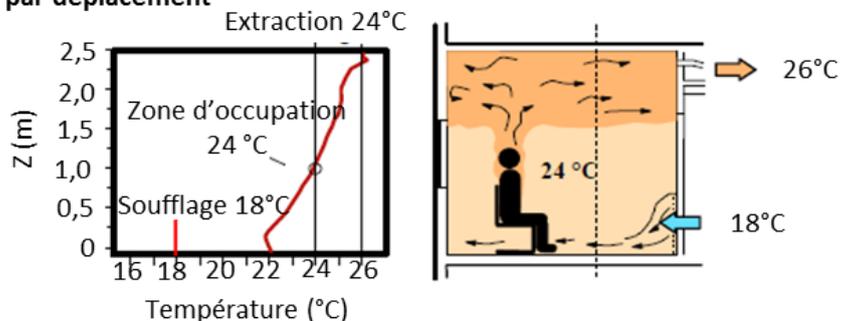


Figure I-5. Comparaison des deux modes de diffusion de l'air (Skistad et al., 2004).

La ventilation par déplacement a été introduite depuis les années 1980 dans les pays Scandinaves. Son fonctionnement est basé sur l'effet de tirage thermique. Elle est adaptée pour le cas de bâtiment à gain thermique important où le besoin de climatisation est

prédominant. L'air neuf est injecté à faible vitesse en partie inférieure et est extrait en partie supérieure du local traité. La zone d'occupation est ainsi relativement plus fraîche (et plus propre) par rapport à ventilation par mélange (Figure I-5).

I.2 Modélisation d'un bâtiment à usage commercial / industriel

I.2.1 Modélisation thermique du bâtiment de grand volume

I.2.1.1 Méthode monozone

Né de la mise en œuvre des normes sur l'efficacité énergétique des bâtiments au milieu des années 1970, la méthode monozone visait à limiter les consommations énergétiques liées au chauffage des bâtiments. On citera par exemple le logiciel CODYBA développé en France par Roux (1984) qui est basé sur la méthode monozone. L'approche de modélisation consiste à considérer l'ensemble du bâtiment en condition uniforme de température, d'humidité relative... Ainsi l'exemple d'un bâtiment comportant trois bureaux sur trois niveaux donnant sur un atrium de la Figure I-6 (à gauche) est représenté par un unique volume dont l'enveloppe du bâtiment constitue la frontière entre l'espace interne et l'extérieur. Les déperditions par les parois et par renouvellement d'air sont alors calculées à partir de la description structurelle de l'enveloppe, des parois internes et de la prescription des débits de renouvellement d'air et d'infiltration.

Les transferts de chaleur au niveau de l'enveloppe sont quant à eux répertoriés ci-dessous :

- Convection aux abords des parois ;
- Conduction à travers les parois (équation de diffusion) par analogie électrique, par différences finies, par approche modale ou impulsionnelles (facteurs de réponse) ;
- Rayonnement entre les parois de la zone en courtes (CLO) ou grandes (GLO) longueurs d'onde par la méthode des radiosités, de la température radiante moyenne ou par la méthode de l'enceinte fictive.

Ce niveau de modélisation permet ainsi d'évaluer les puissances de chauffage à installer pour maintenir une température moyenne de consigne ainsi que sa consommation énergétique.

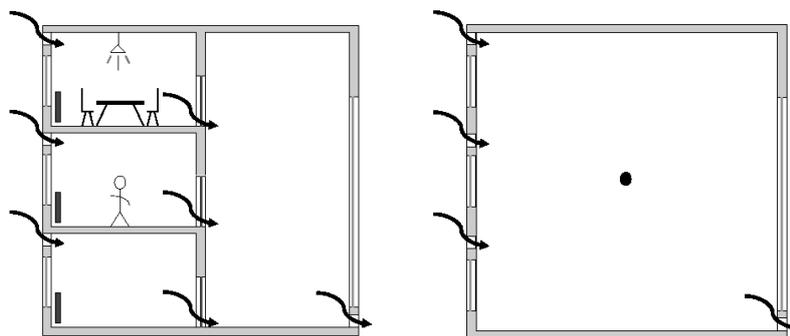


Figure I-6. Configuration d'un bâtiment de bureaux (à gauche) et modélisation selon l'approche monozone (à droite) (Mora, 2003).

I.2.1.2 Méthode multizone (nodale)

Devant le besoin d'une méthode capable d'apprécier le détail des transferts entre les différentes zones du bâtiment afin par exemple de traiter séparément, mais toujours de manière couplée, la zone sud ensoleillée de la zone nord d'un bâtiment, la méthode multizone ou nodale a été développée. Cette méthode est complètement basée sur l'approche monozone et repose donc également sur l'hypothèse d'homogénéité des variables d'état au sein d'une zone (Figure I-7, à gauche). On distingue ici deux niveaux de modélisation. Le premier qui nécessite la connaissance des débits entre zones et avec l'extérieur ; dans ces codes de calcul, il n'y a pas d'évaluation des débits, ils sont imposés. On citera TRNSYS (Klein et al., 2004), ESP-r (ESRU, 2002), Comfie (Bacot, 1984; Blanc-Sommereux and Lefebvre, 1989; Peuportier, 1989), CLIM2000 (Bonneau et al., 1993). Le second niveau regroupe les codes qui ont été développés spécifiquement à la fin des années 80 pour évaluer les transferts aérauliques entre le bâtiment et son environnement et entre ses différentes zones comme COMIS (Feustel, 1999) et CONTAM (Walton, 1997). Si le premier niveau était l'extension logique et directe de l'approche monozone, le deuxième niveau quant à lui nécessita des recherches spécifiques pour mettre au point des modèles mathématiques capables de prédire les débits d'air entre chacune des zones (extérieur compris) ; débits qui dépendent des différences de pression induites par l'effet du vent (surpression et dépression sur l'enveloppe du bâtiment), de la différence de température (tirage thermique) et du système de ventilation mécanique.

Ces dernières années ont vu l'apparition d'un troisième niveau d'approche multizone qui consiste à coupler de manière externe les deux premiers niveaux à des codes existant comme TRNSYS (Klein et al., 2004) et EnergyPlus (Crawley et al., 2004) ou bien à intégrer des algorithmes dans la modélisation couplant en interne les deux niveaux comme SIMBAD (2005) et ESP-r (ESRU, 2002).

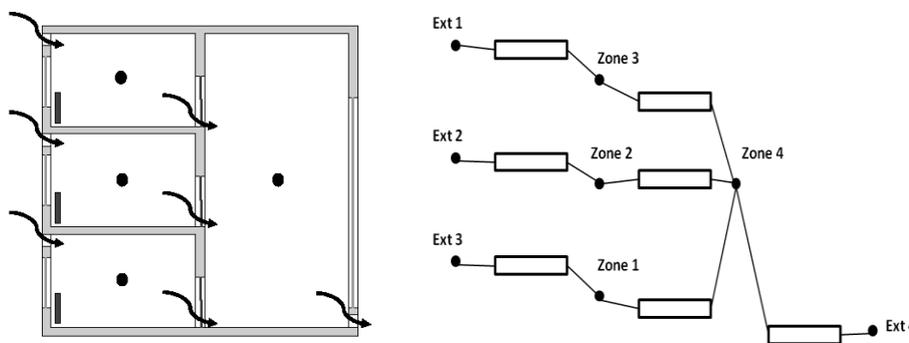


Figure I-7. Modélisation selon l'approche multizone (à gauche) et principe de la modélisation de l'écoulement d'air entre zones (à droite).

Les principaux atouts de l'approche multizone sont la possibilité de décrire le comportement de bâtiments comprenant un grand nombre de zones, d'effectuer des études sur de longues périodes de temps (analyses de consommations), de permettre le dimensionnement des systèmes ; tout cela avec des temps de calcul et des ressources informatiques modestes. Cependant, on notera plusieurs limitations liées à l'hypothèse d'uniformité :

- en termes d'études du confort thermique et de la qualité de l'air dans la zone d'occupation qui dépendent des températures, vitesses d'écoulement d'air et concentrations locales proches des occupants,

- en termes de représentation du couplage ambiance avec les systèmes (par exemple pour la prise en compte de la localisation optimale d'un thermostat), dans le traitement des grands volumes comme les atriums pour lesquels la stratification thermique au sein du volume peut être importante et pour la caractérisation des effets de sources localisées de chaleur ou de polluants.

I.2.1.3 Méthode zonale

Pour pallier les limitations de l'approche multizone, l'ambiance elle-même est discrétisée en un nombre limité de zones dans l'approche zonale. Cette méthode a été initialement mise au point pour évaluer l'efficacité d'émissions des systèmes de chauffage et leur couplage avec les ambiances intérieures (Inard, 1988). De nombreux développements ont alors suivi pour étendre les capacités de la méthode à une plus grande diversité d'écoulements (Inard et al., 1991; Musy, 1999; Wurtz, 1995). Les outils numériques basés sur la méthode zonale sont encore à l'heure actuelle des outils de recherche, on citera SimSPARK (Mora et al., 2003), POMA (Haghighat et al., 2001) et COwZ (Stewart and Ren, 2006). Les équations de conservation d'énergie et de masse, ainsi que l'équation d'état de l'air (gaz parfait), sont appliquées à chacune de ces zones. Les profils de pression sont calculés par l'approximation hydrostatique valable dans le cas de faibles vitesses et pour des écoulements parallèles (ce type de zones est appelé cellule courante). La prise en compte d'écoulements moteurs comme les jets d'air (cellules de jet) et les panaches thermiques (cellule de panache) sont introduits par des modèles empiriques (Figure I-8, à gauche). On notera que la discrétisation du volume d'étude s'effectue de manière simple au moyen de parallélépipèdes. Une cellule contenant un écoulement moteur, comme un jet d'air ou un panache dont les caractéristiques géométriques différentes du parallélépipède, sera donc composée d'une sous-cellule contenant l'écoulement moteur et d'une sous-cellule courante ; l'ensemble formant une cellule parallélépipédique (Figure I-8, à droite).

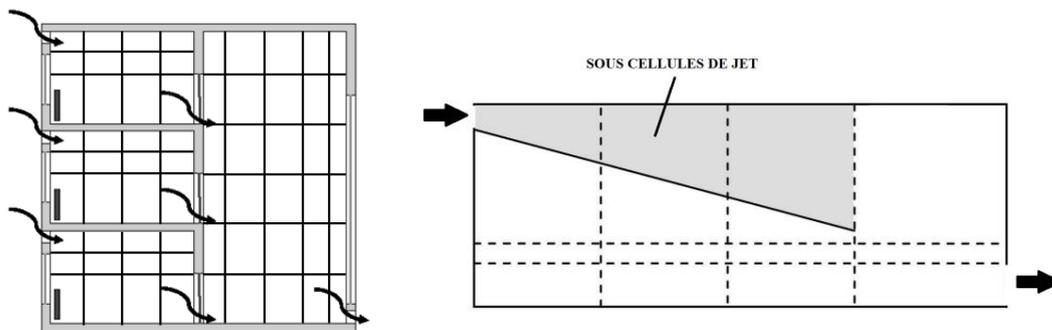


Figure I-8. Modélisation selon l'approche zonale (à gauche) et distinction entre cellules standard et d'écoulement moteur pour une ambiance ventilée par un jet horizontal en plafond (à droite). (Mora, 2003).

L'évaluation des débits d'air entre les cellules courantes se fait en considérant que la pression est l'unique force de surface et la gravité l'unique force de volume. En se plaçant de plus en régime permanent et pour de faibles vitesses (inférieures à environ 0,25 m/s), l'équation de Bernoulli permet l'obtention des expressions des débits massiques d'air sec à travers les interfaces verticales et horizontales. Pour les écoulements moteurs (jets et panaches thermiques), le recours à des modèles empiriques sont alors nécessaires.

Les atouts de l'approche zonale sont le couplage des systèmes avec l'ambiance, le traitement des grands volumes, l'estimation du confort thermique et, dans une certaine

mesure, la qualité de l'air avec des temps de calcul et des ressources informatiques raisonnables pour des analyses sur de longues périodes. La limitation principale de cette méthode est qu'elle demande la connaissance a priori des écoulements dominants et donc une certaine expertise de l'utilisateur. De plus, on notera un manque de fiabilité pour les détails de l'écoulement (liée à l'absence de conservation de la quantité de mouvement) malgré de récents progrès sur ce point (Abadie et al., 2012).

I.2.1.4 Conclusion

L'objectif du présent travail est l'étude du comportement thermique des bâtiments à usage commercial / industriel. D'un point de vue géométrique, ces bâtiments présentent généralement une zone de grand volume (voir section I.1.2) plus ou moins connectée à une zone de bureaux ou ateliers. C'est donc par la simulation multizone que les objectifs de ce travail pourront être atteints. En plus des transferts à travers le plancher et la toiture qui devront être étudiés précisément, une attention particulière sera portée à la modélisation des effets du vent et du tirage thermique puisqu'ils sont des éléments « moteur » des infiltrations et de la ventilation naturelle. Enfin, la représentation de la stratification thermique pour la zone de grand volume (et de grande hauteur) et des écoulements d'air induits par la diffusion de l'air de ventilation sera abordée selon l'approche zonale, moins coûteuse en termes de temps de calcul que la CFD et qui rendra possible l'analyse tout au long de l'année.

I.2.2 Points clés de la modélisation d'un bâtiment à usage commercial / industriel

I.2.2.1 Transferts thermiques par le plancher

À la différence des autres composants de l'enveloppe, le plancher est le siège de transferts plus complexes puisque de nature multidimensionnelle (Figure I-9). Cette complexité induit qu'il est difficile de modéliser proprement le transfert thermique à travers le complexe « plancher-sol ». Le flux thermique à travers le plancher est en effet tridimensionnel et dépend des caractéristiques thermophysiques du sol. Ces caractéristiques ne sont pas toujours homogènes et peuvent varier considérablement en dessous d'un bâtiment. De plus, la température du sol fluctue quant à elle dynamiquement selon les variations des conditions climatiques en surface. C'est la raison pour laquelle, certaines hypothèses doivent être considérées pour obtenir des solutions néanmoins cohérentes et représentatives de la réalité.

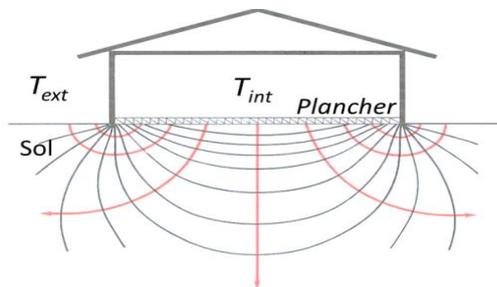


Figure I-9. Transfert thermique tridimensionnel à travers le sol (Hagentoft, 1988).

I.2.2.1.1 Liaison plancher-sol

De manière générale, la liaison plancher-sol peut être classifiée selon trois types : plancher sur terre-plein, plancher sur vide sanitaire et plancher sur sous-sol (Figure I-10). Le plancher

sur terre-plein est généralement mieux adapté pour les bâtiments à usage commercial et industriel et présente de nombreux avantages : simplicité, coût peu élevé et apport d'une inertie thermique complémentaire. Dans ce type de liaison, le dallage, souvent en béton, repose directement sur le sol ou par l'intermédiaire d'un isolant thermique (sous toute la surface ou uniquement en périphérie). L'inertie thermique du sol joue un rôle très important notamment pour le cas d'un plancher non isolé. Par exemple, en été, cette inertie contribue de manière significative au rafraîchissement passif.



Figure I-10. Différents types du plancher (Labs K et al., 1988).

I.2.2.1.2 Caractéristiques thermiques du sol

Un sol est composé de divers éléments solides, liquides et gazeux (minéraux, substrat organiques, eau,...) qui vont induire des propriétés thermiques spécifiques. Un sol est dit « solide » lorsqu'il est constitué principalement des minéraux et de matériaux organiques. Sa masse volumique est d'autant plus élevée qu'il contient de minéraux (2600 à 2850 kg.m⁻³). Celle-ci diminue avec une augmentation de matière organique (1200 à 1500 kg.m⁻³) (Koorevaar et al., 1983). La masse volumique en superficie est généralement plus faible qu'en profondeur à cause des dépôts organiques surfaciques. D'un point de vue structurel, un sol est défini en fonction de sa composition en argile, limon et sable. La Société Internationale des Sciences de la Terre (*International Society of Soil Science*) classe les sols selon leur texture (Tableau I-1 et Figure I-11).

Tableau I-1. Granulométrie des différents types du sol.

Type du sol	Diamètre (μm)
Sable grossier	200 -200
Sable fin	200-20
Limon	20 – 2
Argile	< 2

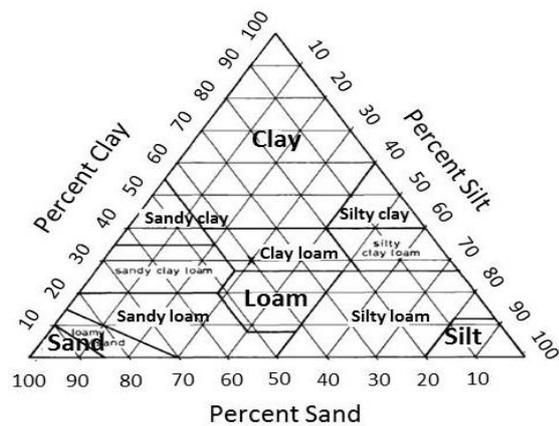


Figure I-11. Texture du sol (Koorevaar et al., 1983)

Plus précisément, la masse volumique d'un sol composé de matériaux de différentes phases est calculée par l'expression suivante :

$$\rho_{sol} = \phi_s \rho_s + \phi_l \rho_l + \phi_g \rho_g \quad \text{Eq. I-1}$$

où ρ_{sol} est la masse volumique du sol (kg.m^{-3}), ϕ est la part d'une phase dans le mélange (%), ρ est la masse volumique de chaque composant (kg.m^{-3}) avec les indices s, l, g représentant la phase solide, liquide et gaz.

La conductivité thermique du sol λ_{sol} ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) est affectée par la teneur en eau, la température, la taille et la forme du grains composant le sol. La conductivité thermique d'un sol peut être calculée selon l'équation suivante (De Vries, 1975) :

$$\lambda_{sol} = \frac{\sum_{i=0}^n k_i \phi_i \lambda_i}{\sum_{i=0}^n k_i \phi_i} \quad \text{Eq. I-2}$$

où ϕ_i est la fraction volumique (%) du composant i , λ_i ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) est la conductivité thermique de chaque composant (minéraux, eau, air...), k_i est le facteur pondération de chaque composant.

La capacité thermique volumique du sol $C_{V,sol}$ ($\text{J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$) d'un sol est évaluée selon l'équation suivante (Koorevaar et al., 1983) :

$$C_{V,sol} = \sum_i C_{V,i} \cdot \phi_i = \sum_i \rho_i \cdot c_{m,i} \cdot \phi_i \quad \text{Eq. I-3}$$

où ϕ_i est la fraction volumique (%) du composant i , ρ_i sa masse volumique (kg.m^{-3}) et $c_{m,i}$ sa capacité thermique massique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$).

Les propriétés thermiques de certains types du sol sont listées dans le tableau suivant (EnergiePlus, 2015; NF ISO 13370, 2007)

Tableau I-2. Propriétés thermiques de différents types du sol.

Type du sol	ρ_{sol} (kg.m^{-3})	HR (%)	$C_{V,sol}$ ($\text{MJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$)	λ_{sol} ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	
				intervalle	représentative
Limon	1400-1800	0,10-0,30	1,5-1,6	1,0-2,0	1,5
Argile	1200-1600	0,20-0,40	1,5-1,6	0,9-1,4	1,5
Tourbe	400-1100	0,05-2,00	0,5-3,8	0,2-0,5	-
Sable sec	1700-2000	0,04-0,12	1,3-1,6	1,1-2,2	2,0
Sable humide	1700-2100	0,10-0,18	2,2-2,9	1,5-2,7	2,0
Roche	2000-3000	Très petite	2,1-2,4	2,5-4,5	3,5

I.2.2.1.3 Température du sol

La connaissance de la température du sol est un prérequis à la détermination du transfert thermique à travers le plancher puisqu'elle impose les conditions limites à une certaine profondeur (voire le long de plans verticaux) qui délimite le domaine d'étude des transferts dans le sol.

Le transfert thermique dans le sol peut faire intervenir les trois modes de transfert de la chaleur : convection, rayonnement et conduction. Le transfert par convection peut être occasionné par le mouvement de l'eau liquide ou sous forme de vapeur. La prise en compte de ce mode de transfert nécessite dans une connaissance précise de la présence d'eau dans le sol ainsi que de ses propriétés hygrothermiques. Cependant, il a été montré que, pour le cas d'un sol à faible teneur en eau, la part convective du transfert de chaleur est négligeable (Farouki, 1986). Ce mode ne sera pas considéré dans cette étude. De même, la part radiative sera

également négligée puisque le transfert thermique par rayonnement représente moins de 1 % du transfert thermique total dans le sol (Deru, 2003; Farouki, 1986). Ainsi, seule la conduction est généralement prise en compte dans l'étude du transfert de chaleur dans les sols.

Elle peut être exprimée sous sa forme tridimensionnelle (Claesson and Hagentoft, 1991) :

$$\rho_{sol} \cdot c_{m,sol} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{sol} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{sol} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{sol} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad \text{Eq. I-4}$$

où λ_{sol} est la conductivité thermique du sol ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$), ρ_{sol} est sa masse volumique (kg.m^{-3}), $c_{m,sol}$ est sa capacité thermique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$). Pour les sols avec des propriétés thermiques constantes et homogènes, hypothèse généralement considérée, cette expression peut être simplifiée par :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{Eq. I-5}$$

où $a = \frac{\lambda_{sol}}{\rho_{sol} c_{m,sol}}$ est la diffusivité thermique du sol ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$).

Un sol est soumis à la fluctuation des conditions climatiques en superficie. Ainsi, la température à une certaine profondeur varie selon deux cycles périodiques : un cycle journalier et un cycle annuel. La distribution de la température du sous-sol est affectée par plusieurs facteurs : le climat extérieur, la couverture végétale et les propriétés thermophysiques du sol (Kusuda and Achenbach, 1965).

S'il est vrai que pour un sol directement exposé au soleil, l'impact du rayonnement solaire est prépondérant sur la fluctuation journalière, la variation de la température de l'air extérieur reste en général la variable à considérer pour évaluer la température du sol sur une année. Il est habituellement considéré que la température de l'air extérieur varie de manière harmonique tout au long de l'année. Le sol, en tant que milieu semi-infini soumis à une sollicitation harmonique, présentera alors une atténuation de l'amplitude de sa température ainsi qu'un décalage de phase qui seront fonction de la diffusivité thermique du sol et de la profondeur considérée.

De nombreuses études ont été effectuées pour décrire les profils de température des sols selon la profondeur et les sollicitations en superficie. Nous présentons ici les deux expressions classiquement utilisées pour la modélisation.

Expression de Kusuda

En considérant une nature du sol homogène, T Kusuda et Achenbach (1965) et Kusuda et Bean (1984) ont pu vérifier, à partir de résultats de mesures (Figure I-12), que l'approche simplifiée qui consiste à considérer le sol comme un milieu semi-infini soumis à une sollicitation harmonique était légitime pour déterminer la variation temporelle de la température d'un sol en fonction de la variation de la température de l'air extérieur. La relation entre ces deux températures est donnée par l'expression suivante :

$$T_{(z,t)} = T_m - T_a e^{\left(-z \left(\frac{\pi}{365 a}\right)^{0,5}\right)} \cos \left(\frac{2\pi}{365} \left[t - t_s - \frac{z}{2} \left(\frac{365}{\pi a}\right)^{0,5} \right] \right) \quad \text{Eq. I-6}$$

où $T_{(z,t)}$ ($^{\circ}\text{C}$) est la température à la profondeur z au temps t , T_m ($^{\circ}\text{C}$) est la température moyenne annuelle de l'air extérieur, T_a ($^{\circ}\text{C}$) est l'amplitude de la température de l'air extérieur, z est la profondeur considérée (m), t est le temps (nombre de jour depuis le 1^{er} janvier), t_s est le jour pour lequel la température de l'air extérieur est la plus faible (jour) et α est la diffusivité thermique du sol ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$).

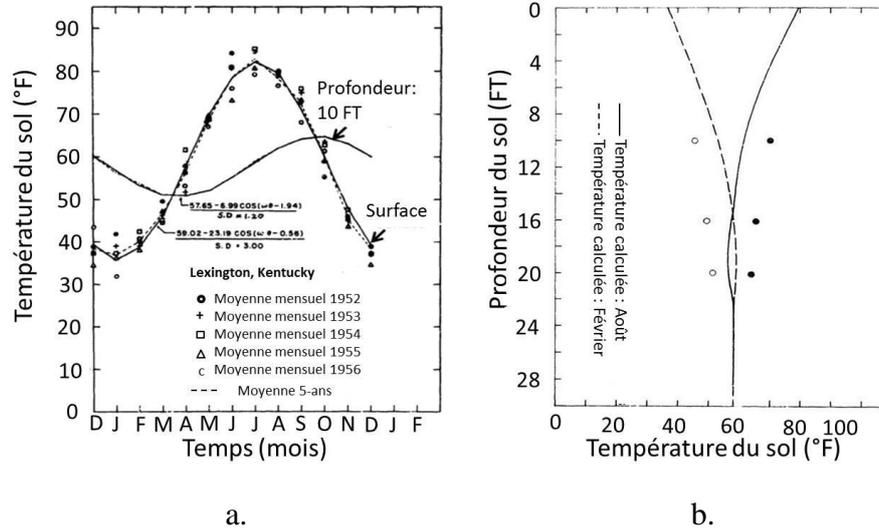


Figure I-12. a. Variation temporelle de la température du sol en surface et à 10 pieds de profondeur, b. Profil de température dans un sol.

Expression de Baggs

Baggs (Baggs, 1983) complète l'expression précédente en prenant en compte l'effet de la végétation en superficie à partir de mesures localisées dans 20 régions différentes, pour des profondeurs allant de 1 cm à 500 cm. La présence de végétation est prise en compte en introduisant un coefficient k_v . Pour un sol exposé au soleil, le coefficient k_v est égal à 1. Dans le cas de la présence d'une couverture végétale empêchant tout flux solaire sur la surface du sol, k_v prend la valeur 0 et la formule originale de Kusuda est retrouvée. Le coefficient k_v est généralement égal à 0,22 (Baggs et al., 1991; Popiel et al., 2001). A_s est l'amplitude de température d'air extérieur.

$$T_{(z,t)} = (T_m \pm \Delta T_m)^{Kusuda} - 1,07 k_v A_s e^{0,00316 z} \left(\frac{1}{a}\right)^{0,5} \cos\left(\frac{2\pi}{365} \left[t - t_s - 0,1834 z \left(\frac{1}{a}\right)^{0,5} \right] \right) \quad \text{Eq. I-7}$$

I.2.2.1.4 Modèles d'évaluation du transfert thermique à travers le plancher

Historiquement, en simulation thermique dynamique, le transfert de chaleur entre le plancher et le sol était abordé de manière simplifiée en imposant soit une condition adiabatique (absence de transfert en face inférieure du plancher), soit une température imposée (température extérieure ou de local non chauffé). La première de ces simplifications est en effet justifiée dans le cas de planchers fortement isolés ; la seconde dans le cas de la présence d'un sous-sol. Pour le type de bâtiments traités ici dont le plancher repose directement sur le sol et qui ne présentent pas d'isolation sous plancher (sauf parfois en périphérie), ces approches sont en effet trop simplistes. Dans la littérature, on distingue deux

niveaux de modélisation des transferts à travers le plancher. D'une part, nombre d'auteurs ont développé des modèles simplifiés consistant à déterminer des coefficients d'échange surfacique globaux prenant en compte à la fois le transfert à travers le plancher et dans le sol. Une autre voie a consisté à résoudre directement l'équation de diffusion présentée dans le chapitre I.2.2.1.3.

a. Modèles simplifiés

De nombreuses études ont été réalisées dans le but de proposer des expressions analytiques simples pour le calcul des déperditions thermiques d'un bâtiment par le sol. Bareither et al (1948) ont ainsi mené des études expérimentales pour évaluer ces déperditions pour différents types de planchers. L'expression mathématique obtenue considère de manière séparée le flux thermique surfacique vertical du flux thermique périphérique. Macey (1949) a introduit quant à lui une approche bidimensionnelle du problème pour évaluer les pertes thermiques du plancher, toujours en régime permanent. Dans son approche, la résistance thermique superficielle n'est pas prise en considération. Vuorelainen (1960), Muncey and Spencer (1978) et Delsante et al (1983) apportent des améliorations successives au modèle de Macey en prenant en considération en particulier les résistances thermiques superficielles. La poursuite des améliorations est réalisée par Anderson (1991). Il introduit la longueur caractéristique du bâtiment afin d'évaluer l'influence de la forme du plancher sur les déperditions. Une description plus détaillée de ces modèles simplifiés est présentée dans le Tableau I-3. La norme NF ISO 13370 « Performance thermique des bâtiments - Transfert de chaleur par le sol - Méthodes de calcul » publiée en 2008 propose une méthode de calcul des déperditions à travers le sol en considérant la superposition de trois composantes du flux thermique total : le transfert thermique à travers la surface du plancher, le transfert thermique relatif à la périphérie du plancher et la prise en compte de l'inertie thermique du sol. Le calcul des deux premières composantes sont basées sur le modèle d'Anderson (1991) précédemment cité. La troisième composante vise à considérer l'effet de l'inertie thermique du sol qui induit des flux thermiques périodiques en relation avec le cycle annuel des températures intérieure et extérieure. Le calcul de cette dernière est basé sur la superposition d'une composante en régime stationnaire qui est liée à la différence entre la température intérieure moyenne annuelle et la température extérieure moyenne annuelle et une composante périodique qui est liée à l'amplitude de la variation des températures intérieure et extérieure autour de leurs valeurs moyennes respectives. Une limitation majeure de l'approche employée est qu'elle repose sur des valeurs mensuelles moyennes dans la détermination de la composante périodique.

Tableau I-3. Différents modèles simplifiés des transferts thermiques à travers le sol.

Modèles	Méthodologie	Remarques	Références
Bareither, 1948	Modèle 2D, régime permanent, inertie thermique non prise en compte, deux flux thermiques : surfacique et périphérique. Expression de flux thermique surfacique (Btu.hr ⁻¹): $q_1 = F_1 P (T_{int} - T_{ext}) + 2 (A_p - A_{peri})$ Expression de flux thermique périphérique : $q_2 = F_2 P (T_{int} - T_{ext})$	Paramètres : surface et périmètre du plancher, températures. Hypothèses : le plancher est un élément solide semi infini, la conductivité thermique du sol et du plancher sont identiques, la variation de température est linéaire sur l'épaisseur de paroi, la température du sol non perturbée en profondeur est égale à la température moyenne annuelle de l'air extérieur.	Bareither et al, 1948

P : périmètre du plancher (ft),
 A_p : surface de plancher (ft²),
 A_{peri} : surface de la zone périphérique (ft²),
 F_1 : coefficient de transmission thermique surfacique,
 F_2 : coefficient de transmission thermique périphérique,
 T_{int}, T_{ext} : températures intérieure et extérieure (°F).

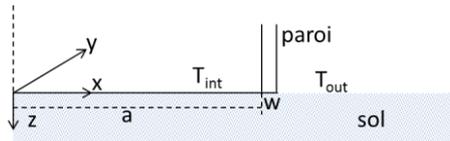
Macey, 1949

Modèle 2D, régime permanent, inertie thermique non prise en compte, plancher non isolé sur terre-plein.

Expression du coef. d'échange global U_p (W.m⁻².K⁻¹) :

$$U_p = \frac{2 \lambda B}{\pi a} \operatorname{arctanh} \left(\frac{2a}{2a + w} \right)$$

λ : conductivité thermique du sol / plancher (W.m⁻¹.K⁻¹),
 B : correction géométrique (1,6 pour un plancher carré, 1 pour un plancher de longueur infinie),
 a : ½ de la largeur du plancher (m),
 w : épaisseur des parois verticales (m).



Paramètres : largeur du plancher, épaisseur des parois verticales, conductivité du sol/plancher, températures de surface du sol (sous plancher et extérieure).

Hypothèses : le plancher est un élément solide semi infini, la conductivité thermique du sol et du plancher sont identiques, la résistance thermique superficielle n'est pas prise en compte.

Delsante, 1988; Macey, 1949

Vuorelainen, 1960
 Muncey-Spencer, 1978
 Delsante, 1983

Modèle 2D, régime permanent, inertie thermique non prise en compte, plancher sur terre-plein, deux flux thermiques : surfacique et périphérique.

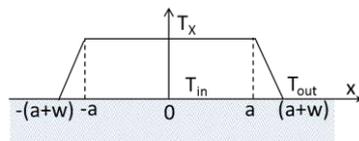
Expression du coef. d'échange global U_p (W.m⁻².K⁻¹) :

$$U_p = \frac{\lambda}{\pi a} \left\{ \ln \left[\frac{2a+w}{w} \right] + \frac{2a}{w} \ln \left[\frac{2a+w}{2a} \right] + \frac{[f(wh) - \pi/2]}{wh} \right\}$$

$$h = \frac{H}{\lambda}$$

$$f(wh) = \operatorname{Ci}(wh) \sin(wh) - \operatorname{si}(wh) \cos(wh)$$

λ : conductivité thermique du sol / plancher (W.m⁻¹.K⁻¹),
 a : ½ de la largeur du plancher (m),
 w : épaisseur des parois verticales (m),
 H : résistance thermique superficielle (W.m⁻².K⁻¹).



Paramètres : épaisseur des parois verticales, conductivité thermique du sol, résistance thermique superficielle (H), températures de surface du sol (sous plancher et extérieure).

Hypothèses : le plancher est un élément solide semi infini, la conductivité thermique du sol et du plancher sont identiques, la variation de température est linéaire sur l'épaisseur de paroi, la température du sol non perturbée en profondeur est égale à la température moyenne annuelle de l'air extérieur.

Delsante et al., 1983; Muncey and Spencer, 1978; Vuorelainen, 1960

Anderson, 1991

Modèle 2D / 3D, régime permanent, plancher isolé/non isolé, inertie thermique non prise en compte.

Expression du coef. d'échange global U_p (W.m⁻².K⁻¹) :

$$U_p = \frac{2 \lambda}{\pi L'} \frac{1}{1 + \left(\frac{d_i - d_e}{\pi L'} \right)} \cdot \ln \left(\frac{\pi L'}{w + d_i + d_e} + 1 \right)$$

$d_i = R_i \lambda$
 $d_e = R_e \lambda$

Paramètres : géométrie du plancher, épaisseur des parois verticales, résistances thermiques superficielles (R_i et R_e).

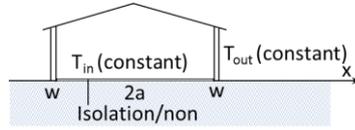
Hypothèses : le plancher est un élément solide semi infini, la conductivité thermique du sol et du plancher sont identiques, la variation de température est linéaire sur

Anderson, 1991

$$L' = \frac{A}{\frac{1}{2}p}$$

λ : conductivité thermique du sol / plancher ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$),
 A : surface du plancher (m^2),
 p : périmètre du plancher (m),
 w : épaisseur des parois verticales (m),
 R_i et R_e : résistances thermiques superficielles intérieures et extérieures ($\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$).

l'épaisseur de paroi, la température du sol non perturbée en profondeur est égale à la température moyenne annuelle de l'air extérieur.



b. Modèle tridimensionnel

L'étude du transfert de chaleur dans le sol en-dessous d'un bâtiment peut être effectuée de manière précise par discrétisation de l'équation de la chaleur présentée dans la section I.2.2.1.3 et par résolution numérique. Dans notre cas d'étude du comportement thermique d'un bâtiment tout au long de l'année, le coût risquerait d'être prohibitif en termes de temps de calcul sans une approche simplifiée mais néanmoins suffisamment précise. Le modèle de transfert thermique tridimensionnel à travers du sol développé par (Thornton et al., 2012) vise à rendre possible la simulation thermique dynamique d'un bâtiment couplé avec son sous-sol.

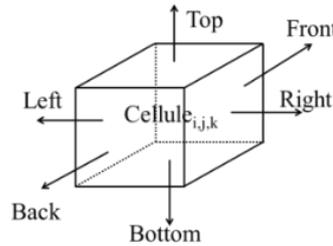


Figure I-13. Bilan énergétique pour une cellule parallélépipédique.

Ce modèle maille donc le sol sous le plancher du bâtiment selon des cellules parallélépipédiques et résout l'équation de la chaleur dans chaque volume à chaque pas de temps par un schéma implicite de la méthode des différences finies. Ainsi, le bilan d'énergie de chaque cellule (Figure I-13) s'écrit :

$$m_{i,j,k} c_{m,sol} \frac{dT_{i,j,k}}{dt} = \sum \dot{Q}_{in} \quad \text{Eq. I-8}$$

$$= \dot{Q}_{left} + \dot{Q}_{right} + \dot{Q}_{front} + \dot{Q}_{back} + \dot{Q}_{top} + \dot{Q}_{bottom}$$

avec \dot{Q}_{left}, \dots les flux de chaleur à travers les interfaces.

Par exemple, le flux de chaleur à travers l'interface gauche d'une cellule i, j, k sera évalué par :

$$\dot{Q}_{left} = \frac{T_{i-1,j,k} - T_{i,j,k}}{R_{left}} \quad \text{Eq. I-9}$$

$$\text{avec } R_{left} = \frac{\Delta x_i/2}{\lambda \Delta y_j \Delta z_k} + \frac{\Delta x_{i-1}/2}{\lambda \Delta y_j \Delta z_k} \quad \text{Eq. I-10}$$

Les auteurs ont tout d'abord procédé à l'identification de la zone de sol directement impactée par la présence du bâtiment, cette zone est appelée « champ proche » (Figure I-14) ; le « champ lointain » étant la zone de sol non affectée par la présence du bâtiment. Certaines études ont montré que la longueur horizontale du champ proche varie entre 10 m à 15 m depuis l'enveloppe du bâtiment et qu'elle dépend forme du plancher (Zhong and Braun, 2007; Zhou et al., 2002). D'autres études ont montré qu'elle est égal à la moitié de la dimension du plancher (Anderson, 1991b; Delsante et al., 1983). D'autres auteurs ont déterminé qu'à partir de 10 m de profondeur, il n'y avait plus d'effet de la présence du bâtiment sur la température du sol (M. H. Adjali et al., 2000; Zhong and Braun, 2007; Zhou et al., 2002).

Le maillage du sol ne concerne donc que le « champ proche » ainsi défini. Un maillage progressif de type Tchebychev, plus resserré dans la zone à fort gradient thermique (sous le plancher) est utilisé dans le modèle de Thornton et al, (2012). Les conditions limites sont la température sous plancher, la température à la surface du sol, la température dans les plans verticaux à la frontière des champs proches et lointains (plans généralement considérés adiabatiques) et la température sur le plan horizontal toujours à la frontière des deux champs (déterminée par l'expression de Kusuda).

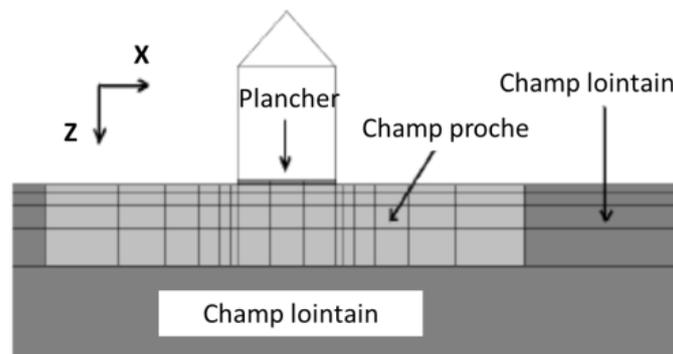


Figure I-14. Modèle thermique tridimensionnel du sol par (Thornton et al., 2012).

Ce modèle a été validé dans le cadre du projet de l'Agence Internationale de l'Energie intitulé « IEA BESTEST: In-Depth Diagnostic Cases for Ground Coupled Heat Transfer Related to Slab-on-Grade Construction » (Neymark et al., 2008). Les résultats de ce benchmark présentés par la Figure I-15 montrent que le modèle de (Thornton et al., 2012) (identifié par « TRNSYS/TESS ») prédit des flux thermiques comparables aux autres modèles, avec des résultats toujours très proches des modèles CFD (« FLUENT/PAAET » et « MATLAB/DIT ») qui peuvent être considérés comme les modèles les plus précis.

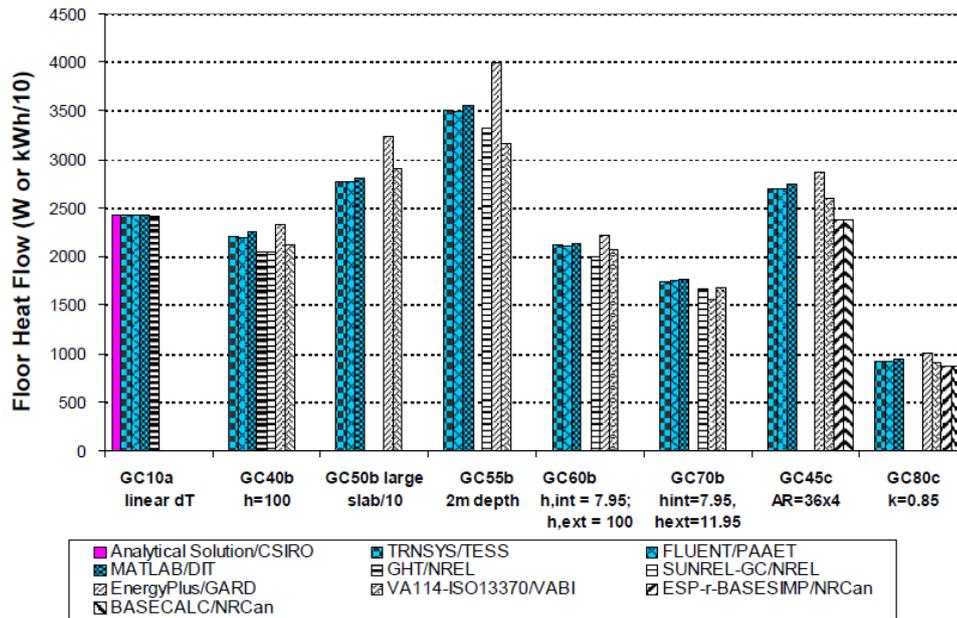


Figure I-15. Résultats de l'IEA BESTEST (Neymark et al., 2008).

I.2.2.2 Transferts thermiques par la toiture

Le flux thermique reçu (rayonnement solaire et infrarouge) par la surface extérieure de la toiture est partiellement réfléchi vers l'atmosphère. La partie absorbée est transmise vers l'intérieur par conduction. Si la toiture dispose d'une grande masse thermique, la majorité de la chaleur sera emmagasinée dans les matériaux. Lorsque la température extérieure est inférieure à celle de la toiture (normalement en période nocturne), la surface de la toiture restitue la chaleur par rayonnement vers la voûte céleste et par convection. Ce bilan thermique de la toiture est présenté par la figure suivante :

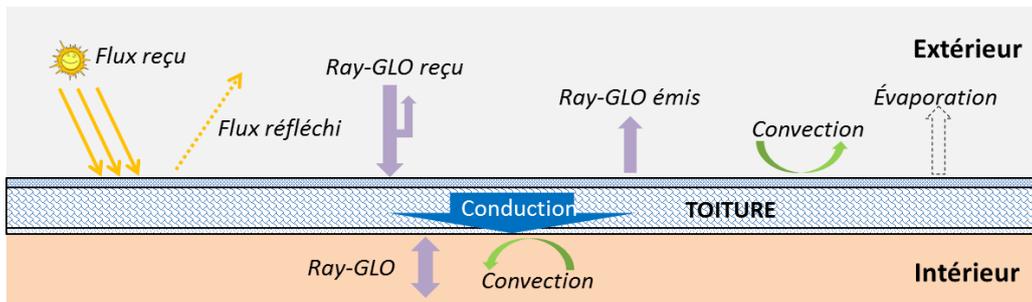


Figure I-16. Bilan thermique de la surface d'une toiture.

En ce qui concerne le rayonnement solaire, selon la loi de conservation de l'énergie, le flux solaire total reçu par la surface est égal à la somme de la part liée à l'absorption (α), de celle liée à la réflexion (ρ) et de celle liée à la transmission (τ) :

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad \text{Eq. I-11}$$

La toiture est généralement composée de matériaux opaques dont la transmission thermique (τ) est égale à 0, l'équation précédente peut être ainsi simplifiée par $\alpha + \rho = 1$.

Le bilan thermique de la toiture impose que le flux total au niveau de la surface (rayonnement + convection) est égal au flux thermique par conduction vers l'intérieur, ce qui peut s'écrire comme :

$$\alpha \phi_{solaire} + \varepsilon_{GLO} (\phi_{GLO} - \sigma T_{s,e}^4) + h_c (T_{a,e} - T_{s,e}) = \phi_{Cond} \quad \text{Eq. I-12}$$

où α est l'absorptivité solaire (-), $\phi_{solaire}$ est le flux thermique solaire incident (W.m^{-2}), ε_{GLO} est l'émissivité thermique de grande longueur d'onde (-), ϕ_{GLO} est le flux thermique de grande longueur d'onde des surfaces environnantes (W.m^{-2}), $T_{s,e}$ est la température de la surface extérieure de la toiture (K), $T_{a,e}$ est la température de l'air extérieur (K).

Les lanterneaux, ouvrants localisés en toiture, ont un impact sur les déperditions thermiques, sur l'éclairage naturel, voire sur la ventilation naturelle.

Malgré les améliorations récentes poussées par la réglementation thermique concernant les déperditions et l'étanchéité, la présence d'ouvrants induit une réduction de la résistance thermique globale de la toiture. De plus, si les lanterneaux permettent de bénéficier d'apports gratuits solaires en hiver, les charges d'été s'en trouvent malheureusement augmentées. D'un point de vue modélisation, le transfert de chaleur à travers les lanterneaux est traité de manière similaire aux autres ouvrants transparents comme les fenêtres.

L'évaluation de l'apport de lumière extérieure à l'intérieur du bâtiment est particulièrement importante pour déterminer le besoin d'éclairage artificiel et donc la consommation énergétique et les apports internes de chaleur qui en découlent. Il a été montré que l'éclairage naturel permet une économie d'énergie pour un bureau de 40 % à 80 % (Levine et al., 2007). Concernant les bâtiments commerciaux, l'éclairage naturel peut réduire la consommation annuelle d'environ 30 % ; cette économie variant en fonction des saisons : 21 % en hiver, 35 % au printemps/automne et 45 % en été. Elle dépend également de l'importance de la couverture nuageuse : 35 % de réduction pour un ciel clair et seulement 16 % pour un ciel couvert (Krarti et al., 2005; Onaygil and Güler, 2003). Étant donnée la difficulté de caractériser les performances d'un local vis-à-vis de la lumière solaire directe (variation continue de la position du soleil et de la pénétration solaire, description de la géométrie et des caractéristiques surfaciques précises de l'intérieur du bâtiment), on préfère définir les performances de ce local par ciel couvert. Pour cela, on utilise un ratio mettant en évidence le rapport entre la lumière disponible à l'extérieur et les niveaux observés à l'intérieur de ce local. Ce ratio est appelé Facteur de lumière du jour (*FLJ*, en %) et peut s'exprimer selon l'expression suivante (Jackson et al., 1999) :

$$FLJ = \frac{S_{fen} F_L \theta_{fen}}{S_P (1 - \rho_{moy})} \quad \text{Eq. I-13}$$

où S_{fen} est la surface vitrée (m^2), F_L est le coefficient de transmission lumineuse (-), θ_{fen} est l'angle de vue du ciel introduit pour prendre en compte les masques proches et lointains (égal à 90° dans le cas sans masque qui est habituellement le cas des lanterneaux), S_P est la surface totale de parois intérieures, y compris celle des ouvertures (m^2), ρ_{moy} est le coefficient de réflexion moyen des surface intérieures.

Les valeurs du *FLJ* d'un local peuvent alors être comparées aux valeurs de *FLJ* minimum de référence. Une valeur de 2,5 % est généralement considérée pour les bâtiments tertiaires. La Figure I-17 illustre bien la nécessité de la présence de lanterneaux pour assurer un apport de lumière naturelle dans les locaux de grandes surfaces. En effet, les fenêtres (verticales) ne procurent un *FLJ* supérieur à 2,5% que dans une zone proche, à moins de 2 m de la paroi. Les

lanterneaux permettent ainsi d'assurer une lumière du jour dans les zones non couvertes par les fenêtres potentiellement localisées en façade (Figure I-18).

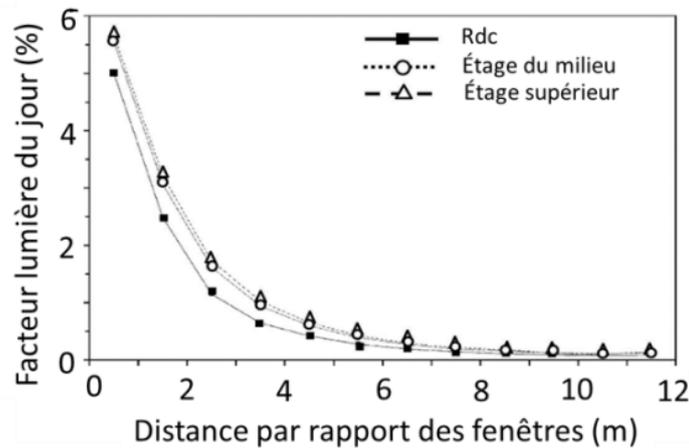


Figure I-17. Facteur de lumière du jour en fonction de la distance par rapport à une fenêtre (Li and Tsang, 2008).

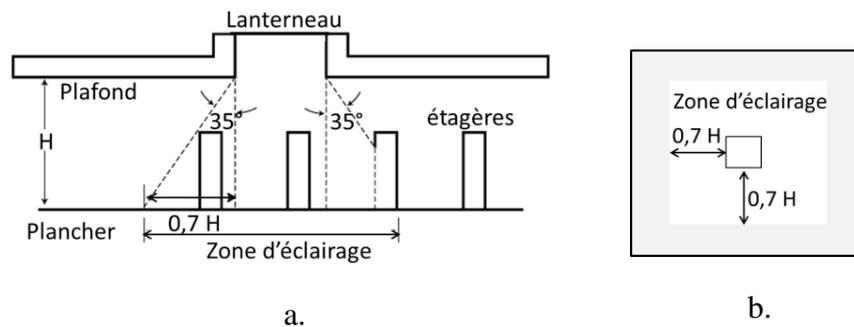


Figure I-18. Zone d'éclairage naturel par les lanterneaux : a. coupe verticale, b. vue en plan (ASHRAE 90.1, 2010).

Une autre fonction importante des lanterneaux est leur utilisation pour refroidir les locaux par ventilation naturelle. En effet, la motorisation de l'ouverture/fermeture des lanterneaux pilotée en fonction de la mesure par sondes de température intérieure et extérieure peut permettre d'évacuer la chaleur par simple tirage thermique (voir section I.2.2.4). Ce contrôle des lanterneaux pendant la nuit pourrait ainsi être une solution intéressante pour le rafraîchissement passif. Le potentiel de cette technique fait l'objet de l'analyse du chapitre IV.

I.2.2.3 Inertie thermique des rayonnages

L'intérieur des bâtiments commerciaux et industriels est généralement occupé par des marchandises, matériaux... Leur présence induit potentiellement un comportement thermique différent du bâtiment par rapport à un bâtiment vide de par l'inertie thermique additionnelle apportée par ces matériaux entreposés dans les rayonnages. L'inertie thermique traduit la résistance à une perturbation thermique de l'extérieur. Son impact est mis en évidence par l'amortissement des variations de température de l'environnement proche pour atteindre une nouvelle condition d'équilibre. L'inertie thermique intérieure d'un bâtiment peut permettre ainsi d'éviter les surchauffes en été et la chute brutal de température en hiver et limiter les pertes de chaleur.

L'impact de l'inertie thermique des matériaux dépend des propriétés intrinsèques des matériaux et aux paramètres d'échange thermique avec leur environnement (Tableau I-4). Les trois propriétés thermophysiques des matériaux sont la masse volumique, la conductivité thermique et la capacité thermique massique. On définit également d'autres paramètres secondaires, découlant des propriétés précédentes comme l'effusivité thermique et la diffusivité thermique. L'effusivité thermique représente à la fois la capacité du matériau à stocker de l'énergie par unité de volume et aussi sa capacité à transmettre la chaleur vers l'ambiance. La diffusivité thermique désigne la vitesse de transmission thermique à travers de matériaux. L'échange de chaleur des matériaux avec l'environnement dépend des coefficients d'échanges thermiques superficiels convectif et radiatif, de l'absorptivité et de l'émissivité thermique ainsi que de la période de variation de la température extérieure.

Tableau I-4. Propriétés des matériaux et paramètres de l'inertie thermique.

Propriétés/paramètres intrinsèques	Unités	Paramètres d'échange de chaleur	Unités
1. Masse volumique (ρ)	kg.m ⁻³	1. Coefficient d'échange thermique superficiel convectif - radiatif (h_c, h_r)	W.m ⁻² .K ⁻¹
2. Conductivité thermique (λ)	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	2. Émissivité thermique (ϵ_{GLO})	-
3. Capacité thermique massique (c_m)	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	3. Absorptivité α_{CLO}	-
<i>Paramètres secondaires</i>		4. Période de fluctuation des conditions extérieures (p)	s
4. Effusivité thermique ($\sqrt{\lambda \rho c_m}$)	J. K ⁻¹ .m ⁻² .s ^{-1/2}	<i>Paramètres secondaires</i>	
5. Diffusivité thermique ($a = \frac{\lambda}{\rho c_m}$)	m ² .s ⁻¹	5. Admittance thermique (Y)	W.m ⁻² .K ⁻¹

En modélisation thermique dynamique, le terme « admittance » permet de quantifier le transfert thermique par conduction d'une paroi de l'enveloppe ou intérieure sur une période de temps donnée (en général 24 h). Elle permet d'estimer le flux thermique absorbé/émis par la paroi en réponse à une variation harmonique de la température de l'air. Le calcul de l'admittance thermique s'appuie sur l'équation de bilan thermique de conduction (Fourier, 1822). En considérant les matériaux des rayonnages comme une paroi intérieure homogène, cette équation de bilan peut être représentée sous la forme d'une équation matricielle (CIBSE, 2006; NF EN ISO 13786, 2008) :

$$\begin{bmatrix} T_i \\ q_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_1 & M_2 \\ M_3 & M_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_e \\ q_e \end{bmatrix} \quad \text{Eq. I-14}$$

$$\begin{bmatrix} M_1 & M_2 \\ M_3 & M_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -R_{Si} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_1 & m_2 \\ m_3 & m_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & -R_{Se} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{Eq. I-15}$$

$$m_1 = \cosh(p + i p) \quad \text{Eq. I-16}$$

$$m_2 = \frac{d \sinh(p + i p)}{\lambda (p + i p)} \quad \text{Eq. I-17}$$

$$m_3 = \frac{\lambda (p + i p) \sinh(p + i p)}{d} \quad \text{Eq. I-18}$$

où d est l'épaisseur de rayonnage (m), $T_i \approx T_e$ sont les températures de surface, p est la période de variation temporelle des températures (s). Pour les parois internes, le coefficient de transfert thermique superficiel extérieur R_{Se} peut être remplacé par celui de l'intérieur R_{Si} , donc, l'admittance thermique Y (W.m⁻².K⁻¹) des rayonnages peut être calculée par l'équation suivante :

$$Y = \left| -\frac{M_4}{M_2} \right| \quad \text{Eq. I-19}$$

Avec la période p calculée comme :

$$p = \left(\frac{\pi d^2 \rho c_p}{86400 \lambda} \right)^{0,5} \quad \text{Eq. I-20}$$

L'admittance thermique représente la capacité d'un matériau à absorber et restituer la chaleur dans un cycle périodique. Elle sera utilisée dans l'analyse des résultats concernant les effets de l'inertie des rayonnages sur le comportement thermique du bâtiment.

I.2.2.4 Aéraulique

Comme précisé précédemment, les bâtiments ciblés ici présentent une structure légère à ossature métallique qui a comme désavantage d'être difficile à rendre étanche à l'air. Ainsi les déperditions thermiques liées aux infiltrations ne peuvent pas être ignorées dans ce type de bâtiment. Un point est donc effectué tout d'abord sur l'effet du vent et de la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur qui sont les moteurs des écoulements d'air à travers l'enveloppe des bâtiments ainsi que ceux liés à la ventilation naturelle. En ce qui concerne la ventilation et plus précisément la diffusion de l'air dans les locaux de grand volume, les bases de la ventilation par mélange, c'est-à-dire les équations des jets d'air, sont brièvement rappelées ici.

I.2.2.4.1 Moteurs d'écoulement d'air

Les transferts aérauliques à travers l'enveloppe des bâtiments dépendent de la configuration géométrique du passage de l'air à travers les parois et de la différence de pression de part et d'autre de l'enveloppe. Le passage de l'air peut être involontaire (fissures et liaisons des différents éléments constituant l'enveloppe) ou volontaire (ouvrants, grilles et bouches d'entrées d'air). La différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment dépend quant à elle des effets du vent et de la différence de température (tirage thermique) ainsi que de la présence ou non d'une ventilation mécanique.

a. Effet du vent

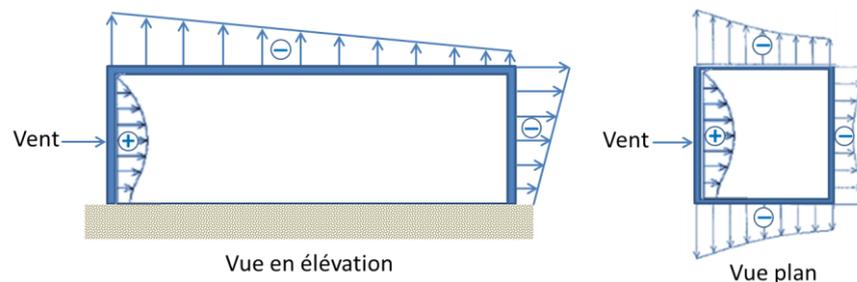


Figure I-19. Distribution de la pression autour d'un bâtiment (Awbi, 2003).

Lorsque le vent impacte sur un bâtiment, il crée une distribution de pression sur la surface extérieure de l'enveloppe qui dépend de la direction du vent, de sa vitesse, de la masse volumique de l'air, de l'orientation de la surface et des bâtiments et terrain environnants. La pression exercée par le vent est généralement positive (négative) sur la surface au vent (sous

le vent). La Figure I-19 illustre cette distribution sur l'enveloppe d'un bâtiment pour un vent normal à la surface au vent.

La pression moyenne qui s'exerce localement sur l'enveloppe d'un bâtiment est une combinaison linéaire d'une pression statique et d'une pression dynamique. La pression statique de référence est habituellement prise comme la pression atmosphérique locale. La pression dynamique est quant à elle évaluée dans le courant d'air non perturbé en amont, par rapport au sens du vent :

$$p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad \text{Eq. I-21}$$

où p_{dyn} est la pression dynamique du vent (Pa), ρ est la masse volumique de l'air (kg.m^{-3}) et V est la vitesse du vent à une hauteur de référence (m.s^{-1}).

Ainsi, la pression moyenne sur l'enveloppe est donnée par l'expression suivante :

$$P = P_{stat} + C_p P_{dyn} \quad \text{Eq. I-22}$$

où P est la pression due au vent (Pa), P_{stat} est la pression statique de l'air extérieur (Pa), P_{dyn} est la pression dynamique de l'air (Pa) et C_p est un coefficient sans dimension nommé « coefficient de pression ».

En réarrangeant la dernière équation :

$$C_p = \frac{[P - P_{stat}]}{P_{dyn}} \quad \text{Eq. I-23}$$

Le coefficient de pression dépend de l'angle entre la direction du vent et la paroi considérée, du profil de la couche limite atmosphérique sur le site considéré, de la hauteur et de la densité des bâtiments voisins, de la dimension du bâtiment considéré et de la position sur la paroi par rapport à la direction du vent. L'ASHRAE présente les valeurs de ce coefficient pour différentes formes de bâtiment comme par exemple pour un bâtiment de faible hauteur correspondant au type de bâtiment étudié ici (Figure I-20).

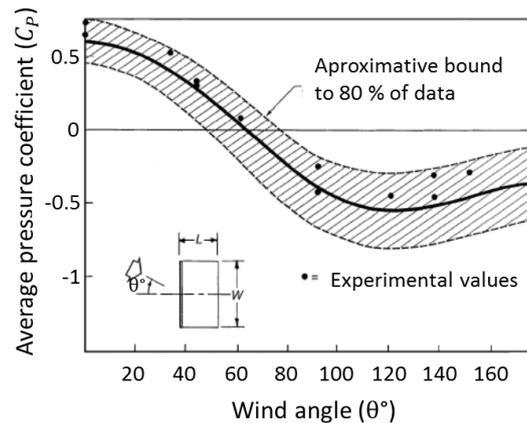


Figure I-20. Coefficient de pression en fonction de l'angle d'incidence du vent pour un bâtiment de faible hauteur (ASHRAE, 2009).

La vitesse du vent autour du bâtiment varie en fonction de l'altitude. L'effet dynamique du vent sur les façades donc n'est pas homogène sur l'ensemble d'une surface. Pour une meilleure représentation de l'effet dynamique sur les façades, la vitesse du vent de référence dans le calcul de la pression dynamique (normalement mesurée à une hauteur de 10 m) doit

être corrigée en fonction des caractéristiques du site et de la hauteur de chaque paroi par un coefficient C_h (ASHRAE research team, 1993) :

$$C_h = \frac{V_z^2}{V_{ref}^2} = A_0^2 \left(\frac{z}{H_{ref}} \right)^{2a} \quad \text{Eq. I-24}$$

où V_z est la vitesse du vent au point considéré sur la paroi (m.s^{-1}) d'altitude z et V_{ref} est la vitesse de référence (m.s^{-1}) pour le site (mesurée à l'altitude H_{ref}). Les coefficients A_0 et a sont des paramètres qui représentent les caractéristiques du terrain (Tableau I-5).

Tableau I-5. Paramètres des caractéristiques du terrain.

Type de terrain	Urbain	Suburbain	Aéroport
A_0	0,35	0,6	1,0
a	0,4	0,28	0,15

b. Effet du tirage thermique

L'effet de tirage thermique est dû à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur du bâtiment. Lorsque l'air intérieur est plus chaud (masse volumique est moins dense), l'air extérieur va pénétrer dans le bâtiment à travers les ouvertures ou fissures situées en partie basse de l'enveloppe, l'air intérieur s'échappant par des ouvertures ou fissures situées en partie supérieure. Un sens inverse de l'écoulement se produit lorsque l'air intérieur est plus froid que l'extérieur.

La différence de pression de part et d'autre de l'enveloppe d'un bâtiment à une hauteur z (m) est donnée par l'expression :

$$p_e(z) - p_i(z) = -(\rho_e - \rho_i) g(z - z_n) \quad \text{Eq. I-25}$$

où $p_e(z)$ et $p_i(z)$ sont respectivement les pressions coté extérieur et intérieur de l'enveloppe (Pa), ρ_e et ρ_i sont les masses volumiques extérieures et intérieures (kg.m^{-3}) et z_n est l'altitude de l'axe neutre pour lequel la différence de pression est nulle et dont l'expression peut être écrite sous la forme suivante :

$$z_n = \frac{[p_e(z=0) - p_i(z=0)]}{(\rho_e - \rho_i) g} \quad \text{Eq. I-26}$$

c. Effet combiné

L'effet combiné du vent et du tirage thermique s'obtient par simple addition des deux effets (Figure I-21). À faible vitesse de vent, le tirage thermique sera le principal moteur de l'écoulement. Par contre, lorsque la vitesse du vent augmente, le vent devient très rapidement le moteur prédominant des infiltrations et de la ventilation naturelle (Concannon, 2002).

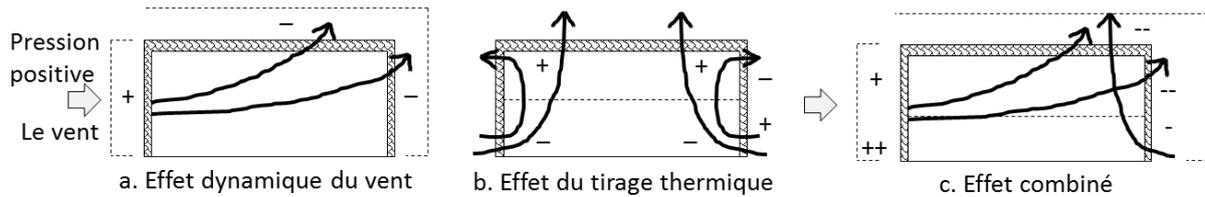


Figure I-21. Moteurs d'écoulement d'air : a. effet dynamique du vent, b. effet du tirage thermique, c. effet combiné.

I.2.2.4.2 Débit d'infiltration et de ventilation naturelle

Le débit massique d'air à travers un orifice qui peut être soit une fente ou une fissure dans le cas des infiltrations d'air, soit une bouche ou grille ou grande ouverture pour la ventilation naturelle peut être calculé selon la loi en puissance suivante :

$$q_m = C_d S \left(\frac{2 \Delta p}{\rho_a} \right)^n \quad \text{Eq. I-27}$$

où q_m est le débit massique d'air ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), S est la section de l'orifice (m^2), ρ_a est la masse volumique de l'air ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$), Δp est la différence de pression de part et d'autre de l'orifice (Pa), cette dernière est déterminée comme l'effet cumulé du vent et du tirage thermique. Enfin, C_d est le coefficient de décharge de l'orifice (-) et représente le rapport entre le débit réel qui traverse l'orifice et le débit théorique calculé sans prendre en compte la viscosité de l'air.

I.2.2.4.3 Diffusion de l'air

Dans les bâtiments commerciaux et industriels, le renouvellement de l'air est généralement assuré par un système de ventilation mécanique. L'air peut ainsi être diffusé à l'intérieur des locaux à faible vitesse (ventilation par déplacement), soit à plus haute vitesse (ventilation par mélange). Si la ventilation par déplacement n'induit pas d'écoulement d'air particulier puisque l'air plus frais coule initialement le long du plancher avant de s'élever de manière homogène, la ventilation par mélange induit des zones à vitesse d'air élevé appelées « zone de jet ». Pour des raisons de confort thermique et pour éviter la présence de zones mortes dans une ambiance, il est nécessaire de bien dimensionner les diffuseurs d'air en fonction de la portée et de l'épaisseur des jets créés.

En fonction de leur forme, les diffuseurs peuvent être classés en trois types : axisymétrique, à fente et radial (Heiselberg et al., 1998; Musy, 1999; Rajaratnam, 1976). Le profil d'écoulement d'air est donc fortement influencé par le type de diffuseur à la fois dans la région de jet et dans zone périphérique d'entraînement. La différence de température entre l'air soufflé et l'air du local joue également un rôle important ; on parlera alors de jet isotherme et anisotherme.

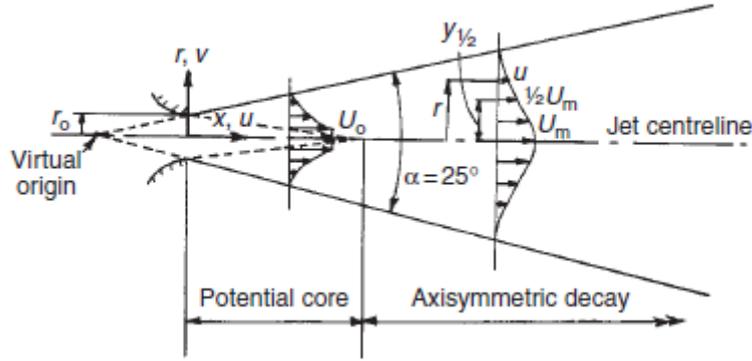


Figure I-22. Illustration du profil de vitesses dans un jet circulaire libre (Awbi, 2003).

Le diffuseur de type circulaire (Figure I-22), de par sa performance d'entraînement supérieure aux autres, permet d'assurer un environnement thermique plus homogène (Yao and Lin, 2014). Ainsi, nous ne décrivons ici que les équations relatives à ce type de jet sachant que celles pour les autres types sont formulées de manière similaire.

Grâce à l'entraînement d'air, le débit du jet augmente progressivement le long de sa trajectoire. À une distance Z du point de départ, le débit massique du jet circulaire, $q_m(z)$, est calculé par l'expression suivante:

$$q_m(z) = q_{m,o} \frac{4 C_u^2 K_v}{d_o \ln(2)} z \quad \text{Eq. I-28}$$

Le diamètre (ou largeur) du jet au point Z est donné par :

$$d_z = 2 C_u z \sqrt{-\frac{\ln(0,01)}{\ln(2)}} \quad \text{Eq. I-29}$$

La longueur maximale du jet (ou portée) est calculée par :

$$X_Z = d_o \left(\frac{K_v U_o}{0,25} \right)^2 \quad \text{Eq. I-30}$$

où $q_m(z)$ est le débit du jet dans une interface à une distance Z ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), $q_{m,o}$ est le débit initial de la ventilation ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), z est la distance de l'interface par rapport au point de départ (m), C_u est le coefficient de diffuseur (0,097), K_v est le coefficient d'entraînement d'air (6,3), d_z est le diamètre du jet à une distance Z (m), d_o est le diamètre du diffuseur (m).

I.2.3 Évaluation du confort thermique

La notion de confort thermique est désignée comme une condition satisfaisante vis-à-vis de l'environnement thermique de l'ambiance. L'état du confort / neutralité thermique apparaît lorsqu'il y a un équilibre thermique entre le corps humain et son ambiance et qu'aucun mécanisme de lutte contre le froid ou le chaud n'est mobilisé. Le bilan thermique de l'organisme dépend de deux facteurs principaux : l'occupant (métabolisme et vêture) et l'environnement (température, humidité relative de l'air, température radiante moyenne et vitesse d'air). En outre, la définition du confort est influencée par la condition physique, psychique et physiologique des occupants. Les zones de confort thermique pour l'hiver et l'été en fonction de la température et l'humidité sont présentées par la Figure I-23.

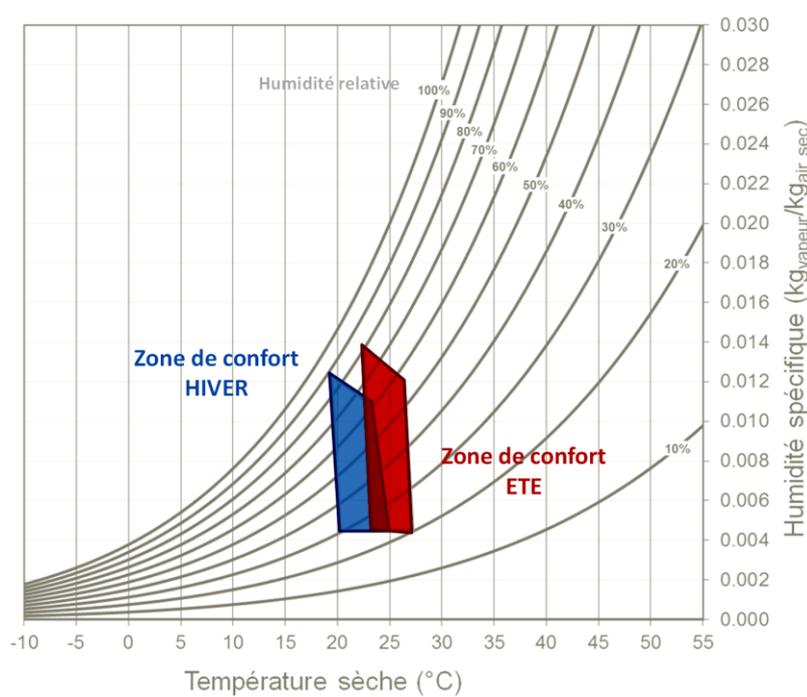


Figure I-23. Zones de confort thermique en hiver et en été (ASHRAE 2004).

I.2.3.1 Paramètre d'évaluation du confort thermique

Sont recensés ici trois paramètres d'évaluation du confort thermique des occupants : la température opérative, la température au thermomètre-globe mouillé et le nombre de degré heure d'inconfort.

a. Température opérative

La température opérative T_{op} est définie comme une température intérieure ressentie en prenant en compte l'échange thermique par convection de l'air intérieur et par rayonnement avec les surfaces intérieures (NF EN ISO 7726, 2002). Elle est mesurée par un thermomètre placé dans un globe noir au sein d'un local. En régime permanent, elle est calculée par :

$$T_{op} = D T_{RM} + (1 - D) T_{a,i} \quad \text{Eq. I-31}$$

$$\text{avec } D = \frac{h_c}{h_c + h_r} \quad \text{Eq. I-32}$$

T_{RM} est la température radiante moyenne (K), $T_{a,i}$ est la température d'air intérieur (K), T_{op} est la température opérative (K), h_c est le coefficient de convection ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$) et h_r est le coefficient d'échange radiatif ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$).

Le coefficient D varie en fonction de la vitesse de l'air. Lorsque la vitesse d'air est très importante, la partie radiative est négligeable. Lorsque la vitesse d'air est inférieure à $0,2 \text{ m.s}^{-1}$ et l'écart de température $|T_{a,i} - T_{RM}| < 4 \text{ K}$, le coefficient D est égale à 0,5 ($h_c \approx h_r$). Le Tableau I-6 présente les valeurs du coefficient D en fonction de la vitesse d'écoulement de l'air. Pour des raisons de confort, la vitesse d'air doit être inférieure à $0,25 \text{ m.s}^{-1}$ pour les conditions de températures habituellement rencontrées dans le bâtiment. Ainsi, le coefficient D est presque toujours égal à 0,5.

Tableau I-6. Coefficient D en fonction de la vitesse de l'air.

Vitesse \vec{V} (m.s ⁻¹)	< 0,2	0,2 à 0,6	> 0,6 à 1
Coefficient D	0,5	0,6	0,7

b. Température au thermomètre-globe mouillé « WBGT »

WBGT « Wet-bulb globe temperature » est un autre indicateur du confort thermique qui tient compte de l'effet de l'humidité, de la vitesse de l'air et du rayonnement. Elle est particulièrement bien adaptée à la mesure du confort thermique dans des ambiances présentant une humidité élevée (avec une chaleur latente importante). Les indicateurs de la température confortable de WBGT sont habituellement représentés à l'aide d'une échelle de couleurs (Tableau I-7) (US-Dept. Of Air Force, 2002).

À l'intérieur d'un bâtiment où les gains solaires sont négligés, le WBGT est déterminé par l'expression suivante (ASHRAE, 2009) :

$$WBGT = 0,7 T_{WB} + 0,3 T_{op} \quad \text{Eq. I-33}$$

où T_{WB} est la température humide de l'air (°C).

Tableau I-7. Classification du confort en fonction de la température WBGT.

Température (°C)	Couleur	Niveau
25,55 – 27,77	Blanc	Confort
27,77 – 29,44	Vert	Confort modéré
29,44 – 31,11	Jaune	Inconfort
31,11 – 32,22	Rouge	Danger
> 32,22	Noir	Extrême

c. Degré heures d'inconfort et taux d'inconfort

Pour quantifier le confort d'été, les deux paramètres suivants peuvent être utilisés : le taux d'inconfort et les degrés heures d'inconfort (DH). Le taux d'inconfort σ_{inc} (%) est défini comme le rapport du nombre d'heures de confort, h_{inc} , sur le nombre total d'heures de la période d'occupation $h_{occ,e}$ (Eq. I-34). Les DH (°Ch) sont le résultat de la somme de l'écart de température opérative par rapport à la limite de la température acceptable (T_{conf}).

$$\sigma_{in} = \frac{h_{inc}}{h_{occ,e}} \quad \text{Eq. I-34}$$

$$DH = \sum_{i=1}^n (T_{op,i} - T_{conf}) \quad \text{si } T_{op,i} > T_{conf} \quad \text{Eq. I-35}$$

I.2.3.2 Modèles de confort thermique

a. Modèle de Fanger

Fanger (1970) a effectué des tests intensifs sur des 1300 étudiants placés en chambre climatique, donc sous des conditions environnementales contrôlées, afin d'évaluer la sensation thermique ressentie par l'homme. Ces résultats sont toujours utilisés pour évaluer le

confort thermique dans les ambiances climatisées dans les normes internationales (ASHRAE Standard 55, 2003; ISO 7730, 2006). À partir de ces expériences menées en chambres climatiques, des critères de confort ont été établis, nommés PPD et PMV. L'indice de vote moyen prévisible (PMV – Predicted Mean Vote) est une évaluation sur base de calculs statistiques de l'avis moyen qu'exprimerait un groupe important de personnes s'il se prononçait sur sa sensation de confort thermique en se référant une échelle de -3 (froid) à +3 (chaud). Une valeur de PMV de zéro exprime une sensation de confort thermique optimale. On considère que la zone de confort thermique s'étale de la sensation de légère fraîcheur à la sensation de légère chaleur, soit de -0,5 à +0,5. Le pourcentage prévisible d'insatisfaits (PPD - Predicted Percentage Dissatisfied) donne, en fonction de l'indice PMV d'une situation thermique précise, le pourcentage de personnes insatisfaites. Il s'agit donc d'une autre façon d'exprimer le même résultat.

b. Modèle du confort adaptatif

La théorie du confort adaptatif se différencie de celle de Fanger en intégrant dans sa réflexion l'adaptation climatique et la capacité d'interaction. L'adaptation climatique d'un occupant fait intervenir son expérience physiologique (acclimatation) et ses attentes (habitude) quant à la qualité du confort thermique. Plusieurs modèles dits « de confort adaptatif » ont été définis.

Adaptive Standard Comfort (ASC)

À travers le projet de recherche *RP-884* dont le but était de développer un modèle de confort, le concept « *Adaptive Comfort Standard (ACS)* » a été présenté. Il permet de déterminer la limite acceptable pour un bâtiment naturellement ventilé pendant l'été. L'étude expérimentale a été réalisée sur 160 bâtiments situés dans des régions climatiques de différents continents. La température de confort adaptatif s'évalue par l'équation suivante (de Dear and Brager, 2002) :

$$T_{op} = 17,8 + 0,31 T_{a,e} \quad \text{Eq. I-36}$$

Algorithme du contrôle adaptatif – SCATs

Un projet « *Smart Controls and Thermal Comfort (SCATs)* » organisé par cinq pays (Royaume-Uni, France, Suède, Grèce et Portugal) introduit une approche adaptative du confort thermique. Les températures consignes du confort (Tableau I-8) sont présentées en fonction de la température glissante moyenne extérieure T_{gm} (Moujalled, 2007).

Tableau I-8. Température consigne de confort adaptative - projet SCATs

Pays	$T_{gm} \leq 10 \text{ °C}$	$T_{gm} > 10 \text{ °C}$
France	$0,049 T_{gm} + 22,58$	$0,206 T_{gm} + 21,42$
Grèce	--	$0,205 T_{gm} + 21,69$
Portugal	$0,381 T_{gm} + 18,12$	$0,381 T_{gm} + 18,12$
Suède	$0,051 T_{gm} + 22,83$	$0,051 T_{gm} + 22,83$
Royaume-Uni	$0,104 T_{gm} + 22,58$	$0,302 T_{gm} + 19,39$

Confort adaptatif selon la Norme EN ISO 15251

La norme NF EN 15251 donne les températures intérieures acceptables «en été» (saison de rafraîchissement) pour les bâtiments non climatisés. Cette norme précise que les températures opératives sont valables pour des immeubles de bureaux ou autres bâtiments de types similaires destinés essentiellement à l'occupation humaine avec des activités essentiellement sédentaires et des pièces où il est facile d'accéder à des fenêtres ouvrables et où les occupants peuvent librement adapter leurs vêtements aux conditions thermiques intérieures et/ou extérieures. La Figure I-24 présente les trois zones de confort définies par la norme NF EN 15251 notées Catégories 1, 2 et 3 dont la largeur de bande entoure la température de neutralité (de confort) de 2, 3 et 4°C, respectivement. Le Tableau I-9 présente les températures limites de confort pour différentes catégories de bâtiment commerciaux.

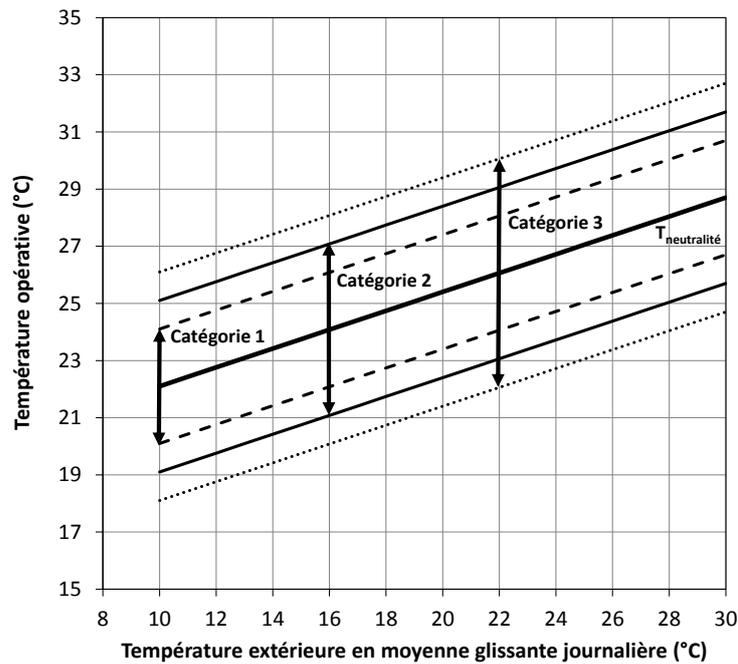


Figure I-24. Zones de confort en été (NF EN 15251).

Tableau I-9. Températures limites de confort pour le bâtiment commercial selon la catégorie.

Catégorie	Température opérative °C	
	Hivernale ~ 1,0 clo	Estivale ~ 0,5 clo
I	17,5 - 20,5	22,0 – 24,0
II	16,0 - 22,0	21,0 – 25,0
III	15,0 - 23,0	20,0 – 26,0
IV	< 16,0	> 26,0

Le niveau de confort généralement considéré est le niveau modéré (III). Les limites de température confortable peuvent être calculées par les équations suivantes :

$$T_{LH} = (0,33 T_{gm} + 18,8 + 4) \quad \text{Si } 10 \text{ °C} < T_{gm} < 30 \text{ °C} \quad \text{Eq. I-37}$$

$$T_{LB} = (0,33 T_{gm} + 18,8 - 4) \quad \text{Si } 15 \text{ °C} < T_{gm} < 30 \text{ °C} \quad \text{Eq. I-38}$$

avec la température extérieure moyenne journalière glissante T_{gm} (°C) qui est calculée par :

$$T_{gm} = (1 - \mu) T_{mj-1} + \mu T_{gm-1} \quad \text{Eq. I-39}$$

où T_{LH} est la limite supérieure (°C), T_{LB} est la limite inférieure (°C), T_{gm} est la température glissante moyenne de la veille (°C), $\mu = 0,8$, T_{mj-1} est la température moyenne de la journée précédente (°C).

I.2.3.3 Inconfort thermique local

Les modèles de confort du chapitre précédent permettent d'évaluer le confort de manière globale. Cependant, certains cas spécifiques induisant de l'inconfort doivent être pris également en compte. Ils sont au nombre de quatre : (1) la stratification thermique dans la zone d'occupation, (2) l'asymétrie du rayonnement thermique, (3) la température du sol (trop chaude/ froide) (4) l'effet du courant d'air (ASHRAE Standard 55, 2003). En considérant que la stratification thermique est fréquemment présente dans les bâtiments de grande hauteur (bâtiment commercial, industriel...), le premier critère doit être inclus à notre étude.

Le retour d'expérience montre en effet que la température peut varier verticalement de 4 °C à 11 °C en fonction de la géométrie du bâtiment, des gains internes, du climat et du taux renouvellement d'air (Dean et al., 1976; Saïd et al., 1996). Si on prend en compte que le gradient de température acceptable entre les pieds et la tête est égal à 3 °C (ASHRAE, 2005), le risque d'inconfort est bien présent dans le type de bâtiment étudié. La Figure I-25 présente, de manière plus précise, le pourcentage d'insatisfaction des occupants par rapport au gradient de température dans la zone d'occupation (0-1,8 m).

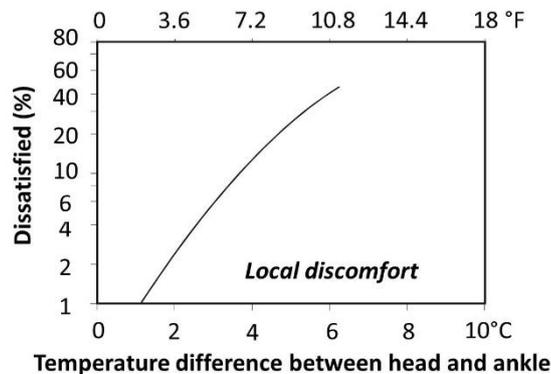


Figure I-25. Insatisfaction par rapport à la différence de température entre les pieds et la tête des occupants (ASHRAE, 2005).

I.3 Stratégies d'amélioration des performances énergétiques et du confort

La performance énergétique est évaluée en fonction de la quantité d'énergie primaire nécessaire pour répondre aux besoins principaux du bâtiment (le chauffage, la climatisation, la ventilation et l'éclairage). En France, la valeur de référence déterminée par la réglementation thermique 2012 dans le cas des bâtiments tertiaires $70 \text{ kWh}_{EP} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{an}^{-1}$. Cette valeur est ajustée en fonction des conditions climatiques locales. Pour atteindre cet objectif, une approche bioclimatique doit être menée pour améliorer les performances énergétiques du

bâtiment. La Figure I-26 présente des exemples de différentes stratégies d'optimisation des performances énergétiques en fonction du climat.

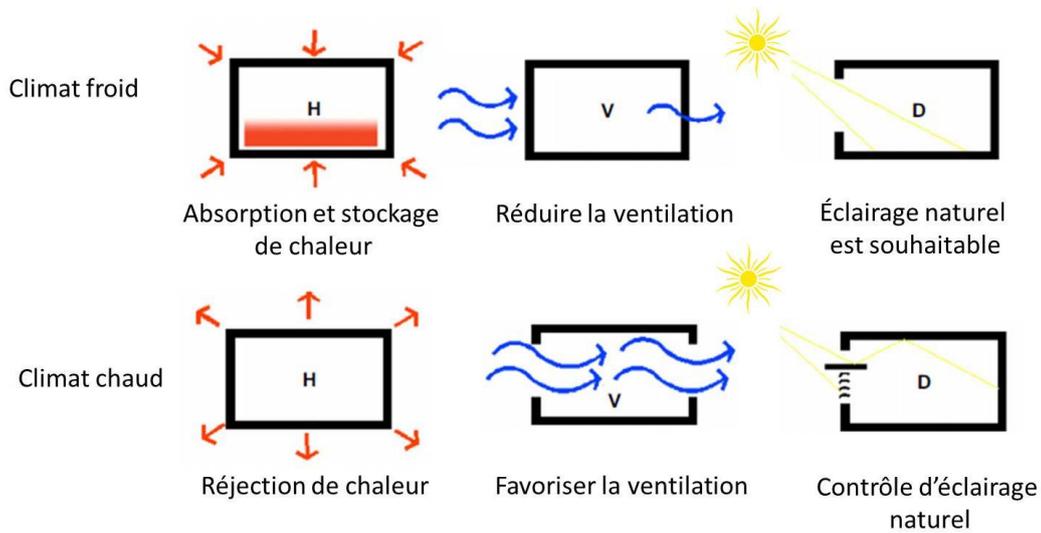


Figure I-26. Stratégies d'amélioration de la performance énergétique d'un bâtiment pour les climats chaud et froid (Ochoa and Capeluto, 2008).

I.3.1 Méthodes passives pour améliorer la performance énergétique d'un bâtiment

Pour réduire la consommation énergétique d'un bâtiment, les deux aspects suivants peuvent être considérés pour les régions froides et tempérées :

- a. Utilisation des apports gratuits, et
- b. Limitation des déperditions thermiques en hiver.

Les apports solaires peuvent couvrir une part importante des besoins de chauffage. Les fenêtres / lanterneaux à haute performance thermique avec une surface appropriée et orientée au plein-soleil peuvent donc être une solution intéressante. De plus, l'éclairage zénithal permet de réduire la consommation énergétique pour l'éclairage. D'autre part, les apports internes jouent également un rôle non négligeable sur les besoins de chauffage. En ce qui concerne les déperditions thermiques, les facteurs contributifs doivent être limités afin de minimiser les pertes de chaleur : l'enveloppe, les ponts thermiques, les infiltrations, la ventilation, etc. Les solutions passives pour réduire les consommations induites par le chauffage sont résumées dans le Tableau I-10.

Tableau I-10. Solutions passives pour réduire la consommation énergétique liée au chauffage.

Problématiques	Remarques / Solutions
<i>Exploitation des apports gratuits</i>	
Rayonnement solaire	- Surface vitrée suffisante - Orientation du bâtiment
Gain thermique infra rouge de l'extérieur	- Absorption thermique élevée des surfaces extérieures
Gain thermique interne	- Occupants, système d'éclairage, équipements techniques
Éclairage naturel	- Contrôle d'éclairage
<i>Limitation des déperditions thermiques</i>	
Transmission thermique à travers l'enveloppe : toiture, murs verticaux, plancher, ponts thermiques	- Isolation thermique - Compacité géométrique
Infiltration	- Revêtement/étanchéité
Ventilation	- Stratégie de ventilation (débit et période) - Récupération d'énergie par échangeur thermique sur les systèmes de ventilation double flux

I.3.2 Méthodes passives de rafraîchissement pour le confort d'été

Dans le cas d'un bâtiment bien isolé et très étanche, l'inconfort d'été apparaît fréquemment car la chaleur ne s'évacue plus (effet thermos). Pour remédier à cette problématique tout en limitant la consommation énergétique, les techniques passives de rafraîchissement peuvent être des solutions très efficaces et peuvent souvent limiter le recours à un système de climatisation.

Le fonctionnement des techniques passives de rafraîchissement s'appuie sur trois aspects principaux :

1. Réduction des gains thermiques indésirables,
2. Évacuation de l'excès de la chaleur, et
3. Modulation des gains thermiques par l'effet de l'inertie.

Le rafraîchissement passif présente des avantages importants : énergétique (faible consommation), économique (faible coût d'exploitation et d'entretien) et écologique. Malgré tout, l'inconvénient de ces techniques est l'incertitude des contraintes climatiques qui conduit à une difficulté pour assurer le confort thermique 100 % du temps. Des exemples de techniques passives de rafraîchissement sont présentés dans le Tableau I-11.

Tableau I-11. Différentes techniques de rafraîchissement passif.

Méthodes	Caractéristiques / avantages	Inconvénients
Réduction de gain thermique solaire		
« Cool roof »	<ul style="list-style-type: none"> - Réflectivité solaire et émissivité thermique élevées - Réduire / supprimer la climatisation - Améliorer le confort d'été - Réduire l'effet d'îlot chaleur et l'émission de gaz CO₂ - Augmenter la durée de vie du toit 	<ul style="list-style-type: none"> - Coût de remise en peinture - Pénalité sur la consommation de chauffage
Façade végétalisée	<ul style="list-style-type: none"> - Protéger le bâtiment contre la corrosion, l'humidité - Aspect esthétique : élément de décors - Réduction de la température de toiture (20 °C) et la température intérieure (0,8 °C) (Ouldboukhitine et al., 2014) - Économie d'énergie de 24 % en région méditerranéenne (Zinzi and Agnoli, 2012) 	<ul style="list-style-type: none"> - Consommation d'eau - Coût d'entretien
Protection solaire	<ul style="list-style-type: none"> - Limiter la pénétration du flux solaire en été - Favoriser les apports solaires en hiver - Améliorer le confort visuel 	
Évacuation de chaleur indésirable		
Ventilation naturelle nocturne	<ul style="list-style-type: none"> - Réduire considérablement la température intérieure - Plus efficace pour les bâtiments à forte inertie 	<ul style="list-style-type: none"> - Contrôle d'ouverture contre la pluie, l'humidité
Puits canadiens	<ul style="list-style-type: none"> - Bénéficier de l'inertie thermique du sol 	
Cheminée solaire	<ul style="list-style-type: none"> - Augmenter l'efficacité de l'effet du tirage thermique 	<ul style="list-style-type: none"> - Moins efficace pour les bâtiments de faible hauteur
Modulation de la chaleur		
Matériaux changement de phases (MCP)	<ul style="list-style-type: none"> - Bénéficier de la chaleur latente des matériaux - Économie d'énergie de 17 % à 23 % (Alam et al., 2014) 	
Déphasseur aéraulique	<ul style="list-style-type: none"> - Bénéficier de l'effet de l'inertie thermique 	

Considérant les avantages et les inconvénients, deux techniques passives paraissent bien adaptées pour les bâtiments de grand volume à faible hauteur : la ventilation naturelle nocturne avec l'utilisation active des lanterneaux et le revêtement réfléchissant de la toiture de type « cool roof ».

I.3.2.1 Ventilation naturelle nocturne

La ventilation naturelle peut permettre d'évacuer considérablement la chaleur indésirable dans un local sans aucune consommation électrique. L'air se déplace en effet grâce aux différences de pression qui existent entre les façades du bâtiment et grâce à la différence de masse volumique (voir paragraphe I.2.2.4). En été, les charges thermiques accumulées pendant la journée peuvent être ainsi évacuées pendant la nuit lorsque les conditions extérieures sont propices. L'efficacité de la ventilation naturelle dépend des contraintes climatiques et des caractéristiques du bâtiment et doit être étudiée avec attention. Une étude bibliographique spécifique sur la ventilation naturelle des bâtiments commerciaux et industriels, en particulier sur son utilisation nocturne, est présentée dans le chapitre III.

I.3.2.2 Revêtement « cool roof »

Un revêtement « cool roof » se caractérise par une valeur élevée de sa réflectivité solaire (albédo) ρ_{CLO} et de son émissivité thermique ε_{GLO} .

La réflectivité solaire ρ d'une surface (ou albédo) représente la part de réflexion du rayonnement solaire (de courte longueur d'onde ; 0,2 à 2,5 μm). Elle varie entre 0 (corps noir, absorbeur parfait) et 1 (surface réfléchissante parfaite). L'albédo d'un revêtement « cool roof » varie généralement entre 0,8 et 0,9. Le rayonnement solaire se compose de trois parties principales : (1) la partie ultra violette (UV : 0,2-0,4 μm), (2) la partie visible (VIS : 0,4-0,76 μm) et (3) la partie infrarouge (IR : 0,76-2,5 μm). Les pourcentages d'énergie thermique contenue dans ces parties sont de 46 %, 5 % et 49 %, respectivement. Donc, la réflectivité solaire totale d'une surface peut être écrite selon l'expression suivante :

$$\rho = 0,066 \rho_{UV} + 0,447 \rho_{VIS} + 0,447 \rho_{IR} \quad \text{Eq. I-40}$$

ρ_{UV} , ρ_{VIS} et ρ_{IR} sont les réflectivités dans le domaine ultra-violet, visible et infra-rouge, respectivement.

La couleur joue un rôle aussi important sur la réflectivité solaire de la toiture. Elle représente la longueur d'onde réfléchiée par la surface des matériaux. La couleur blanche possède la réflectivité solaire plus importante. Le Tableau I-12 présente la réflectivité solaire des deux matériaux (tuiles) en fonction de différentes couleurs.

Tableau I-12. Réflectivité solaire des différentes couleurs des tuiles.

Matériau \ couleur	Noir	Brun	Vert	Bleu	Gris	Terre cuite
Tuiles en couleur standard	0,04	0,12	0,17	0,18	0,21	0,33
Tuiles en couleur « cool »	0,41	0,41	0,46	0,44	0,44	0,48

L'émissivité thermique ε est le rapport entre le flux radiatif émis par un matériau et celui émis par un corps noir, dans les mêmes conditions thermiques. Elle désigne la capacité d'un matériau à émettre un rayonnement thermique vers l'extérieur. L'émissivité thermique d'un corps noir (émetteur parfait) est égale à 1. Les matériaux réels (corps gris) possèdent une émissivité thermique inférieure à 1 ($\varepsilon < 1$). L'émissivité thermique dépend de la condition de la surface (la rugosité, la couleur, la composition) et de la température. L'émissivité d'une surface très fine (polie) peut être très basse (environ 0,1). Les surfaces peintes ou oxydées présentent des valeurs très élevées de l'émissivité (jusqu'à 0,9). La plupart des revêtements « cool roof » a une émissivité thermique supérieure à 0,85.

L'impact de la réflectivité solaire et de l'émissivité thermique sur la température d'une toiture est illustré par la Figure I-27. Grâce au fort albédo, la température diminue significativement pendant la journée. La température devient beaucoup plus froide pendant la nuit grâce à l'émission thermique élevée.

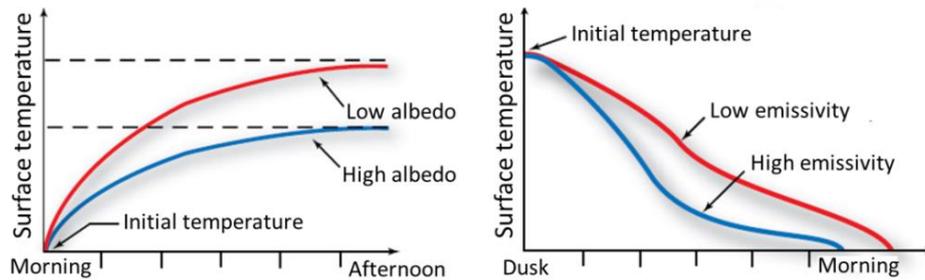


Figure I-27. Impact de la réflectivité solaire et de l'émissivité thermique sur la température d'une toiture (Source www.jm.com/roofing).

Dans le cadre du projet européen « cool roofs » (Bozonnet et al., 2011), un revêtement réfléchissant a été installé sur cinq bâtiments afin d'évaluer son impact sur la performance énergétique (Figure I-28). L'objectif était d'améliorer le confort d'été de bâtiments non climatisés et de réduire la consommation de bâtiments climatisés.

- Logements collectifs, Poitiers-France : un bâtiment en charpente métallique de quatre étages construit en 1995 et composé de 87 logements. La toiture a été recouverte par une membrane étanche en bitume revêtue d'une peinture froide avec une réflectance solaire de 0,88 et une émissivité thermique de 0,9. Les résultats ont montré que la température moyenne de la surface de la toiture a diminué de 34,1 à 21,6 °C. La température d'air intérieure diminue également de 0,6 °C grâce à l'impact du revêtement froid.
- École, Athènes-Grèce : un bâtiment scolaire en béton armé d'une surface de 410 m² avec des parois en maçonnerie non isolées. Le cool roof ($\rho_{sol} = 0,89$ et $\varepsilon_{GLO} = 0,89$) permet de réduire la température d'air intérieur d'environ 1,5 à 2 °C et la température de surface d'environ 25 °C. Les besoins de climatisation ont ainsi été réduits de 40 %. En revanche, le revêtement « cool roof » engendre une surconsommation de chauffage d'environ 10%.
- Maison bioclimatique, Crète-Grèce : un bureau administratif bien isolé d'une surface totale de 50 m². Le plafond est en béton de 15 cm revêtu par une peinture froide de réflectivité solaire 0,89 et d'émissivité thermique 0,89. La diminution de température intérieure a été évaluée à 1,5 °C et la réduction totale énergétique à environ 19,8%.
- Bâtiment public, Trapani-Italie : un bâtiment de deux étages en béton armé d'une surface de 700 m². Les murs non isolés sont en calcaire. La toiture en béton gris ($\rho_{sol} = 0,25$) a été recouverte par une peinture froide (albédo 0,86 et émissivité 0,88). Le revêtement « cool roof » permet de réduire le pourcentage d'heures d'inconfort (température > 27 °C) de 54 % à 15 % avec une diminution de température de la toiture de près de 20 °C. Le besoin de climatisation est aussi réduit d'environ 54 %.
- Bureaux, Londres-Angleterre : un bâtiment de bureaux en béton. La toiture (15 cm de béton, 4 cm d'isolation thermique) est recouverte par un revêtement froid ($\rho_{sol} = 0,6$ et $\varepsilon_{GLO} = 0,88$). Les résultats montrent que la température d'air intérieur diminue d'environ 3 à 4 °C.



a. Logements collectifs, Poitiers-France



b. École, Athènes-Grèce



c. Maison bioclimatique, Crète-Grèce



d. Bâtiment public, Trapani-Italie

Figure I-28. Exemples d'application du revêtement « cool roof » en Europe.

Ces quelques exemples montrent l'intérêt de cette méthode passive de rafraîchissement qui permet de diminuer l'inconfort et/ou les charges de climatisation pendant l'été avec une pénalité énergétique raisonnable sur les consommations de chauffage. Une étude bibliographique spécifique sur le potentiel des revêtements « cool roof » pour les bâtiments commerciaux et industriels est présentée dans le chapitre IV.

I.4 Conclusions

Ce chapitre visait à présenter les caractéristiques principales et particularités des bâtiments commerciaux et industriels, objets de la présente étude. Il a été ainsi montré que ces bâtiments possèdent de grandes surfaces de plancher et de toiture et qu'une attention particulière devra être portée sur les transferts thermiques à travers ces éléments pour évaluer la performance de leur enveloppe. Un autre point à aborder est la prise en compte de l'inertie thermique interne apportée par la présence des matériaux entreposés dans les locaux dans l'analyse de la dynamique des transferts thermiques de ces bâtiments. Enfin, la présence de lanternes en toiture sera également à prendre en considération dans l'évaluation de la performance énergétique puisqu'ils induisent à la fois des déperditions thermiques supplémentaires, des apports solaires bénéfiques/désavantageux en hiver/été, la possibilité de ventilation naturelle... Ce chapitre a ainsi posé les bases des problèmes à traiter ainsi que celles de la modélisation à mettre en place pour déterminer le comportement thermique de ces bâtiments en termes de consommation énergétique pour le chauffage et de confort d'été. C'est l'objet d'étude du chapitre II. Enfin, un point sur les stratégies passives de rafraîchissement a été effectué. Deux d'entre elles, la ventilation naturelle nocturne et l'application de revêtement « cool roof » en toiture, présentent un intérêt particulier pour les bâtiments étudiés ici et seront analysées dans les chapitre IV et V.

Chapitre II

Étude du comportement thermoaéraulique d'un bâtiment commercial : modélisation d'un bâtiment générique

II.1 Introduction

Afin de réaliser des bâtiments commerciaux à haute performance énergétique, une étude du comportement thermoaéraulique et une évaluation multicritère de leur efficacité énergétique est nécessaire. Dans ce chapitre, nous définissons un bâtiment commercial ou industriel de référence et étudions les différents facteurs qui affectent ses performances énergétiques.

Cette évaluation performantielle est effectuée, via une étude numérique, pour les différents paramètres d'un bâtiment commercial :

- les conditions climatiques,
- la géométrie (compacité et orientation),
- l'inertie thermique du sol et la modélisation de cette inertie,
- l'inertie thermique des rayonnages,
- la stratification thermique et la modélisation de cette stratification,
- le choix d'un mode de ventilation et la modélisation de la ventilation,
- la surface des ouvrants en toiture.

L'impact de chacun de ces paramètres doit être évalué suivant les saisons sur les consommations d'énergie (chauffage, éclairage,...), les nombres degrés-heures d'inconfort d'été (*DH*) et les températures opératives.

II.2 Présentation du bâtiment

Le bâtiment étudié dans ce chapitre correspond à un bâtiment commercial « type », représentatif des bâtiments commerciaux présent dans les régions de climats froid et tempéré. Ce bâtiment possède une structure de type « ossature métallique » et est fortement isolé. Sa surface au sol est de $36 \times 36 \text{ m}^2$ et sa hauteur est de 6,08 m. Ses parois verticales comprennent 30 m^2 de surface vitrées (6 m^2 de portes vitrées et 24 m^2 de fenêtres) répartis équitablement sur les façades Sud, Est et Ouest (Figure II-1).

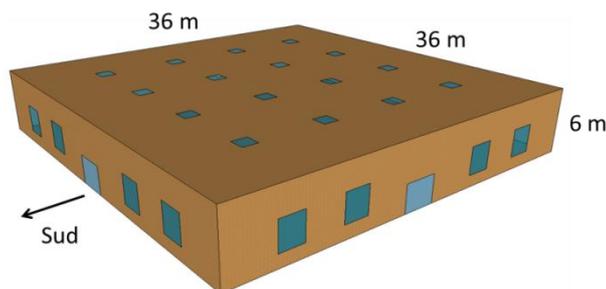


Figure II-1 : Vue 3D du bâtiment étudié.

II.2.1 Caractéristiques de l'enveloppe

Les murs extérieurs ont une épaisseur totale de 305 mm (13 mm de plâtre, 140 mm de laine de verre, 150 mm de laine de roche et une peau en acier de 2 mm). Les fenêtres présentes sur les parois verticales (24 m^2) et les trois portes principales vitrées (6 m^2) de chaque côté possèdent un double vitrage. Le bâtiment est recouvert d'une toiture terrasse, bien isolée, de 255 mm d'épaisseur (240 mm de laine minérale, 2 mm de peau en acier et 13 mm de plâtre). Elle comprend 16 lanterneaux (type « double vitrage ») représentant une surface totale de $31,36 \text{ m}^2$, soit 2,42 % de la surface totale. Les autres surfaces vitrées représentent 9,4 % de la surface hors œuvre nette (SHON).

Le détail des différentes parois est précisé dans le Tableau II-1 et le Tableau II-2.

Tableau II-1. Caractéristiques des parois opaques.

	e (m)	A (m^2)	λ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	C_p ($\text{J}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$)	ρ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
Parois verticales					
Bardage acier	0,002	Sud, Est, Ouest : 188,88 Nord : 218,88	50	0,460	7800
Laine de roche	0,15		0,042	1,03	50
Laine de verre	0,14		0,038	1,03	50
Plâtre	0,013		0,25	1,00	825
Toiture					
Peau en acier	0,002	1296	50	0,46	7800
Laine minérale	0,24		0,06	1,00	80
Plâtres	0,013		0,25	1,00	825
Plancher					
Béton plein	0,16	1296	2,00	1,00	2450

e : épaisseur, *A* : surface, λ : conductivité thermique, C_p : Chaleur spécifique thermique, ρ : masse volumique

Tableau II-2. Caractéristiques des surfaces vitrées.

	Type	A_w (m ²)	U_w (W.m ⁻² .K ⁻¹)	F_w (-)	F_L (-)
Façades Est, Sud et Ouest					
Porte vitrée	DV	6	2,89	0,789	0,747
Fenêtre	DV	24	2,89	0,789	0,747
Toiture					
Lanterneaux	DV	31,36	2,95	0,777	0,817

A_w : surface de la fenêtre, U_w : coefficient de transmission thermique de la fenêtre, F_w : facteur solaire de la fenêtre, F_L : coefficient de transmission lumineuse

Le calcul des ponts thermiques des liaisons a été effectué selon la réglementation thermique française 2012, cas des bâtiments en charpente métallique (RT 2012). Les coefficients de transmission thermique linéique Ψ et les longueurs de chaque liaison L_{PT} sont présentés dans le Tableau II-3.

Tableau II-3. Coefficients de transmission thermique linéique des ponts thermiques.

Façades	Mur - Mur	Mur - Toiture	Mur - Plancher
Ψ (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0,47	0,437	0,21
L_{PT} (m)	6	36	36

Le sol de ce bâtiment est constitué d'une dalle en béton de 160 mm d'épaisseur sur terre-plein, sans isolation thermique. Le type de sol autour du bâtiment est composé de sable ayant une conductivité thermique de 2 W.m⁻¹.K⁻¹ et une capacité thermique volumique de 2 10⁶ J.m⁻³.K⁻¹ (ISO 13370, 2007).

II.2.2 Aménagements intérieurs

Les rayonnages à l'intérieur d'un bâtiment commercial apportent une inertie thermique non négligeable. Dans cette étude, nous avons considéré que ces rayonnages couvraient une surface de 30 % de la SHON du bâtiment et un volume de 14,9 % du volume total (Figure II-2). Ils sont constitués de cartons mousse polyuréthane (40 %), de liquides (30 %), de métaux (10 %) et de matières plastiques 20 %. Ces étagères ont une hauteur de 3 m avec une largeur de 90 cm. La hauteur de la zone d'occupation est de 1,8 m selon la norme Française (NF EN 12792).

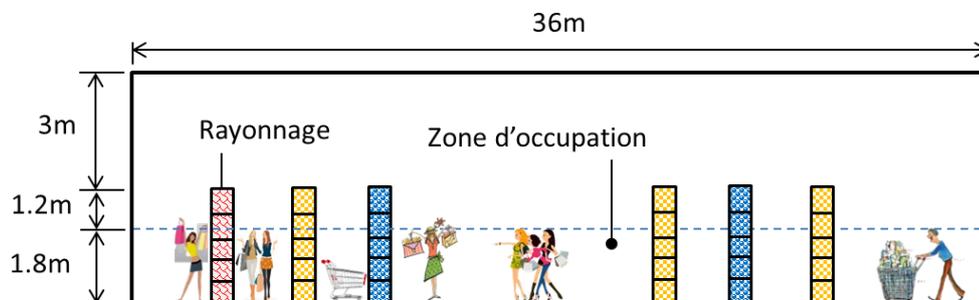


Figure II-2. Vue intérieure du bâtiment étudié.

II.2.3 Occupants

Le bâtiment est occupé tous les jours de la semaine sauf le dimanche de 7h00 à 22h00. La densité d'occupation est supposée de $11,6 \text{ m}^2 \cdot \text{occ}^{-1}$ (Deru et al., 2011). Les gains thermiques internes du bâtiment sont essentiellement dus aux occupants qui émettent un flux de chaleur Φ_{occ} (W) par convection et par rayonnement (Eq. II-1). Les occupants ont une activité légère qui correspond à 1,6 Met, soit une densité de flux φ_{corp} d'environ $93 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ (ISO 7730, 2006) dont 48,6 % par chaleur latente. Une surface moyenne du corps humain A_{corp} de $1,8 \text{ m}^2$ est considérée.

Les apports thermiques des occupants peuvent être représentés par l'expression suivante :

$$\Phi_{occ} = n_{occ} \varphi_{corp} A_{corp} \quad \text{Eq. II-1}$$

où n_{occ} est le nombre d'occupants calculé en fonction de la surface du bâtiment.

II.2.4 Équipements techniques

II.2.4.1 Système de chauffage/climatisation

Le bâtiment est classé dans la catégorie III qui représente un niveau modéré de confort thermique (NF EN 15251, 2007). Les températures limites de cette catégorie varient entre $15 \text{ }^\circ\text{C}$ et $26 \text{ }^\circ\text{C}$. Afin d'assurer une température de consigne de $19 \text{ }^\circ\text{C}$ pendant la période d'occupation et de $5 \text{ }^\circ\text{C}$ hors d'occupation, le bâtiment est équipé d'un système de chauffage.

Aucun système de climatisation n'est installé. Par la suite, afin de réduire l'inconfort d'été, des techniques de rafraîchissement passif (« cool roof » et ventilation naturelle nocturne) seront étudiées.

II.2.4.2 Éclairage artificiel

Concernant le système d'éclairage, le bâtiment est équipé d'ampoules fluorescentes qui ont une densité d'éclairage (φ_{EA}) de $5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. Le rayonnement et la convection représentent respectivement 60 % et 40 % de l'énergie générée par les ampoules. Afin de limiter la consommation électrique, l'éclairage artificiel est piloté en fonction de l'éclairage naturel apporté par les lanterneaux. Les ampoules sont désactivées lorsque le taux d'éclairage naturel local est supérieur à 300 lux (NF EN 12464-1, 2011; Rea, 1993). Les équations suivantes présentent la loi de commande mise en place.

$$\begin{aligned} F_{EA} &= 0 & \text{Si } I_{int} > 300 \text{ lux} \\ F_{EA} &= \frac{300 - I_{int}}{300} & \text{Si } 0 < I_{int} < 300 \text{ lux} \\ F_{EA} &= 1 & \text{Si } I_{int} = 0 \text{ lux} \end{aligned}$$

où F_{EA} est le paramètre définissant le pourcentage d'éclairage lumineux des ampoules électrique et, I_{int} est l'éclairage lumineux à l'intérieur du bâtiment, calculé par l'équation suivante :

$$I_{int} = FLJ \cdot I_{ext} \quad \text{Eq. II-2}$$

avec I_{ext} l'éclairage naturel extérieur (lux) et FLJ, le Facteur de Lumière du Jour.

La puissance Φ_{EA} (W) apportée au local par l'éclairage artificiel est alors donnée par l'équation suivante :

$$\Phi_{EA} = \varphi_{EA} \cdot A_b \cdot F_{EA} \quad \text{Eq. II-3}$$

où A_b est la surface du local.

II.2.4.3 Ventilation mécanique contrôlée (VMC)

Afin de maintenir la qualité de l'air et le confort intérieur, le renouvellement d'air est assuré par une ventilation mécanique contrôlée double flux (VMC-DF). Le débit imposé par la VMC est de $0,5 \text{ vol.h}^{-1}$ (ASHRAE, 1989). Ce débit permet d'assurer un besoin minimal par occupant de $7,6 \text{ litre.h}^{-1}$ (soit $32,83 \text{ kg.h}^{-1}.\text{occ}^{-1}$). Afin d'évacuer les éventuelles pollutions produites par les matières toxiques et/ou les équipements techniques au début de la période d'occupation, la VMC est mis en marche une heure avant la période d'occupation.

La VMC-DF permet de récupérer les pertes de chaleur par renouvellement d'air en hiver. En été, l'échangeur double flux est mis en route en fonction de la différence de températures intérieure et extérieure afin de maximiser l'évacuation de chaleur.

L'échange thermique entre l'air neuf et l'air extrait se produit tout au long de la période hivernale lorsque (1) la température intérieure reste inférieure à la température de consigne de chauffage, et (2) la température extérieure est plus faible que la température intérieure. La période de non-chauffage commence lorsque la température intérieure est supérieure à la limite de température du confort d'été, T_{Lmax} (°C), par conséquent l'échangeur double flux de la VMC est bipassé. Le protocole d'utilisation, valeur 1, ou de bipasse, valeur 0, de l'échangeur double flux de la VMC est présenté par l'équation Eq. II-4.

$$DF_t = (T_{a,i} < T_{CH}) + ((T_{a,i} \geq T_{CH}) \times (T_{a,i} < T_{Lmax})) \times DF_{t-1} \quad \text{Eq. II-4}$$

Où le résultat des tests est binaire, valeur 0 ou 1, $T_{a,i}$ est la température intérieure mesurée par le capteur (°C), T_{CH} est la température de consigne de chauffage (19 °C) et T_{Lmax} est la température limite d'inconfort en été (26 °C), DF_{t-1} correspond à la valeur de fonctionnement de l'échangeur thermique au pas de temps précédent.

Le flux de chaleur échangé dans l'échangeur est donné par l'équation suivante :

$$\Phi_V = \dot{q}_v V_b \rho_a c_{m,a} (T_{a,i} - T_{souf}) \quad \text{Eq. II-5}$$

où \dot{q}_v est le débit volumique ($\text{m}^3.\text{h}^{-1}$), V_b est le volume du local (m^3), $C_{m,a}$ est la capacité thermique de l'air ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$), T_{souf} est la température de soufflage de la VMC (°C) qui est égale à la température extérieure en mode VMC simple flux et à la température d'équilibre de l'échangeur thermique en mode VMC-DF.

Le rendement thermique de l'échangeur (η_{df}) dépend de l'écart de température entre l'air extrait (T_{extr}) et l'air neuf (T_{neuf}) et de la surface de l'échangeur et peut s'écrire sous la forme à débits d'air extrait et soufflé égaux (NF EN 308, 1997) :

$$\eta_{df} = \frac{T_{souf} - T_{a,e}}{T_{extr} - T_{a,e}} \quad \text{Eq. II-6}$$

$$T_{souf} = \eta_{df} T_{extr} + (1 - \eta_{df}) T_{a,e} \quad \text{Eq. II-7}$$

Selon la littérature, le rendement thermique η_{df} d'une VMC-DF varie entre 0,6 et 0,9. Dans cette étude, une valeur de 0,8 a été utilisée. Les déperditions thermiques par renouvellement d'air pour le cas de VMC-DF peuvent donc s'écrire par l'équation suivante :

$$\Phi_V = (1 - \eta_{df}) q_v V_b \rho_a c_{m,a} (T_{a,i} - T_{a,e}) \quad \text{Eq. II-8}$$

II.3 Modélisation thermoaéraulique

II.3.1 Couplage des modèles

La simulation thermique du bâtiment a été réalisée en couplant un modèle thermique développé sous TRNSYS et un modèle aéraulique via le logiciel CONTAM.

TRNSYS est un logiciel de simulation thermique dynamique appliquée au bâtiment. Ce logiciel permet d'intégrer toutes les caractéristiques d'un bâtiment (structures, matériaux, équipements techniques, le fonctionnement...) ainsi que les paramètres climatiques (Klein et al., 2004). CONTAM est un logiciel de simulation numérique qui permet de calculer les débits d'air (par un système mécanique, par l'effet du vent et du tirage thermique) entre zones dans un bâtiment (Dols and Polidoro, 2015).

La Figure II-3 présente le couplage thermoaéraulique de ces logiciels. Le comportement thermique du bâtiment est modélisé (TRNSYS) comme un bâtiment monozone qui interagit avec les éléments suivants : un modèle « aéraulique » (CONTAM) qui permet de calculer le débit de ventilation et la perméabilité à l'air à travers l'enveloppe, un modèle de toiture pour tenir compte des propriétés radiatives du revêtement « cool roof » et un modèle de sol pour évaluer le transfert de chaleur par le sol.

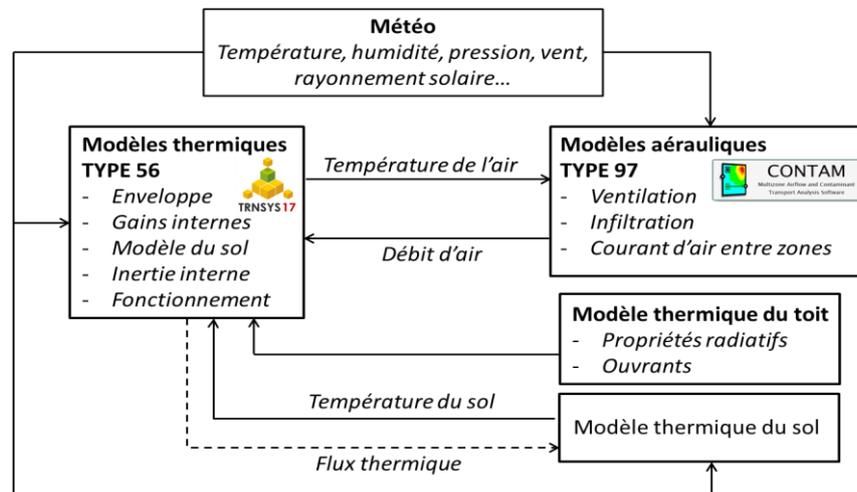


Figure II-3. Modèle du couplage thermoaéraulique du bâtiment.

II.3.2 Modèle aéraulique

II.3.2.1 Débit de renouvellement d'air par infiltration

Le débit massique d'infiltration Q_{inf} ($m^3 \cdot h^{-1}$) est déterminé par l'équation suivante :

$$Q_{inf} = C_d S_{\text{équi}} \left(\frac{2 \Delta p}{\rho_a} \right)^n \quad \text{Eq. II-9}$$

où C_d est le coefficient de débit pour la condition de référence de 4 Pa, pris égale à 0,6, Δp est la différence de la pression (Pa) entre l'extérieur et l'intérieur du bâtiment, ρ_a est la masse volumique de l'air ($1,204 \text{ kg.m}^{-3}$) et n est un exposant pris égale à 0,5. $S_{\text{équi}}$ (m^2) est la surface équivalente des fissures sur les façades. Sa valeur est basée sur les résultats expérimentaux de Persily (1998). Dans le cas du bâtiment commercial étudié, une valeur de la perméabilité à l'air de $2 \text{ cm}^2.\text{m}^{-2}$ a été prise.

Remarque : Pour les lanterneaux étudiés, la surface équivalente $S_{\text{équi}}$ vaut $1,96 \text{ m}^2$.

II.3.2.2 Coefficient de pression

Afin de modéliser l'effet dynamique du vent sur les façades extérieures (infiltration et ventilation), il est nécessaire de connaître la pression qui s'exerce sur le bâtiment. Cette pression est directement liée à la vitesse du vent et au coefficient de pression C_p qui est lui-même fonction de la géométrie du bâtiment et de l'angle d'incident du vent (θ). La valeur de C_p pour un bâtiment à base carrée de faible hauteur peut être calculée par l'équation suivante (Swami and Chandra, 1988) :

$$C_p = C_p(\theta_0) \ln \left(1,248 - 0,703 \sin \left(\frac{\theta}{2} \right) - 1,175 \sin^2(\theta) + 0,769 \cos \left(\frac{\theta}{2} \right) + 0,717 \cos^2 \left(\frac{\theta}{2} \right) \right) \quad \text{Eq. II-10}$$

La valeur de $C_p(\theta_0)$ est prise égale à 0,6 (Swami and Chandra, 1988). En supposant que l'angle incident du vent vaut 0° au Nord, la distribution du coefficient C_p pour chaque façade en fonction de la direction du vent, est résumée dans le Tableau II-4.

Tableau II-4. Coefficient de pression des différentes façades du bâtiment.

θ ($^\circ$)	Façades				θ ($^\circ$)	Façades			
	Nord	Est	Sud	Ouest		Nord	Est	Sud	Ouest
0	0,603	-0,443	-0,364	-0,443	180	-0,364	-0,443	0,603	-0,443
30	0,469	0,119	-0,390	-0,681	210	-0,390	-0,681	0,469	0,119
60	0,119	0,469	-0,681	-0,390	240	-0,681	-0,390	0,119	0,469
90	-0,443	0,603	-0,443	-0,364	270	-0,443	-0,364	-0,443	0,603
120	-0,681	0,469	0,119	-0,390	300	0,119	-0,390	-0,681	0,469
150	-0,390	0,119	0,469	-0,681	330	0,469	-0,681	-0,390	0,119

II.3.2.3 Coefficient de correction de la vitesse du vent

Les données météorologiques utilisées, dont la vitesse du vent, doivent être corrigées en fonction de la zone géographique où est situé le bâtiment et en fonction de la hauteur considérée par rapport au sol. Conformément au Tableau I-5, les coefficients de correction de vitesse du vent pour la région suburbain ($C_{h,a}$) sont respectivement égaux à 0,6 et 0,28. Les vitesses absolues corrigées au niveau des ouvrants et des fissures de chaque façade peuvent donc être déterminées au milieu des parois / ouvrants à partir des coefficients C_h présentés dans le Tableau II-5.

Tableau II-5. Coefficient C_h pour les façades et les surfaces vitrées.

Les parois	S_p	H_p	C_h
Lanterneaux	31,36	6	0,2704
Fenêtres latérales	24	2,25	0,1561
Portes vitrés	6	1	0,0992
Façades verticales	0,044	3	0,1834

où H_p est la hauteur des parois (m) et S_p est la surface des ouvrants / fissures (m^2).

II.3.3 Modèle de sol

Le plancher du bâtiment étudié est de type « sur terre-plein » ; le dallage en béton est posé directement sur le sol. La longueur L_b (m) et la largeur W_b (m) du plancher sont de 36 m (Figure II-4). Les dimensions du sol (dimensions horizontales L_s et W_s et dimension verticale / profondeur H_s) prises en compte dans le bilan thermique seront déterminées par une étude paramétrique.

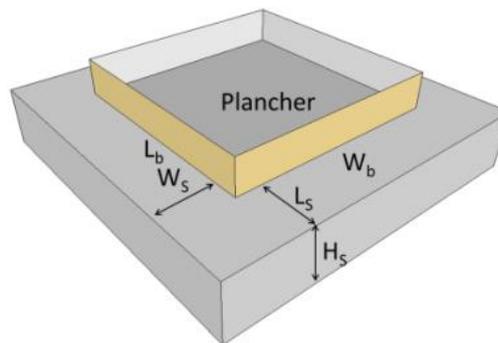


Figure II-4. Vue 3D du modèle de sol.

II.3.3.1 Nature du sol

Dans cette étude, les propriétés thermiques du sol sont supposés homogènes et constantes. La surface du plancher est considérée comme parfaitement horizontale. L'effet de l'humidité n'est pas pris en compte. On supposera que le sol possède une faible teneur en eau.

Trois types de sol sont considérés : *sable*, *argile* et *roche*. La conductivité thermique λ_{sol} et la capacité thermique volumique $\rho_{sol} c_{m,sol}$ de ces types de sol sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau II-6. Nature des sols étudiés.

Type de sol	λ_{sol} ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	$\rho_{sol} c_{m,sol}$ ($MW.m^{-3}$)
Sable	2	2
Argile	1,5	3
Roche	3,5	2

II.3.3.2 Modèles thermiques du sol

Quatre modèles de transfert thermique à travers le sol ont été utilisés dans cette étude : un modèle adiabatique (Sol-AD), un modèle unidimensionnel sans inertie (Sol 1D), un modèle

unidimensionnel avec inertie (Sol 1D + I) et un modèle plus détaillé tridimensionnel (Sol-3D) utilisant la méthode des différences finies. Ces modèles sont tous purement conductifs.

Modèle simplifié unidimensionnel (1D)

Selon la norme NF ISO 13370, Il existe trois types de transfert thermique à travers un plancher sur terre-plein (Figure II-5) :

- Le transfert de chaleur à travers de la surface du plancher dépend des propriétés thermiques du sol Φ_{S1} . Par simplification, le sol peut se décomposer en deux couches différentes : une couche massive ayant une certaine épaisseur qui représente l'inertie thermique et une résistance thermique sans masse. Cette dernière est calculée à partir de l'épaisseur équivalente et de la conductivité. La profondeur totale du sol considéré H_S est ici de 10 m. La température du sol à cette profondeur est calculé par l'équation de Kusuda Eq. I-6. Cette température est pratiquement constante et égale à la température moyenne annuelle de l'air extérieur.
- Le flux thermique latéral par le sol à la périphérie vers la surface extérieure du sol au champ proche Φ_{S2}
- Le transfert thermique relatif à l'effet de pont thermique Φ_{S3} . Les ponts thermiques seront calculés selon la RT 2012.

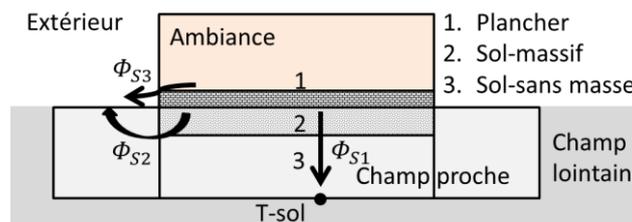


Figure II-5. Modèle 1D simplifié avec l'inertie thermique.

Ces flux thermiques sont calculés en fonction des paramètres suivants :

- **Dimension caractéristique du plancher**

Cette dimension caractéristique B' (m) correspond à la géométrie du plancher présentée par l'équation Eq. II-11.

$$B' = \frac{A_b}{0,5 P_b} \quad \text{Eq. II-11}$$

Où A_b est la surface du plancher (m^2) et P_b est le périmètre du plancher (m).

Dans le cas du bâtiment étudié (bâtiment carré de côté L_b), la valeur de B' vaut $\frac{1}{2} L_b$.

- **Épaisseur équivalente**

La valeur d_t (m) représente une épaisseur équivalente du sol ayant la même résistance thermique. Elle est calculée par l'expression suivante :

$$d_t = w_p + \lambda_{sol} (R_{s,int} + R_p + R_{s,ext}) \quad \text{Eq. II-12}$$

où w_p est l'épaisseur totale des parois latérales (m), λ_{sol} est la conductivité thermique du sol ($W.m^{-1}.K^{-1}$), $R_{s,int}$ est la résistance thermique superficielle de la surface intérieure

($\text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), R_p est la résistance thermique du plancher y compris celle de l'isolation ($\text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) et $R_{s,ext}$ est la résistance thermique superficielle de la surface extérieure ($\text{m}^2 \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

Le coefficient d_t représente la qualité d'isolation du plancher. Le plancher dit « bien isolé » lorsqu'il a une épaisseur équivalente supérieure à B' , et dit « non isolé / légèrement isolé » pour le cas contraire.

- **Coefficient de transmission thermique**

On détermine par la suite le coefficient de transmission thermique équivalente U_{equi} ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$), à l'aide de l'expression suivante :

$$U_{\text{equi}} = \frac{2 \lambda_{\text{sol}}}{\pi B' + d_t} \ln \left(\frac{\pi B'}{d_t} + 1 \right) \quad \text{Eq. II-13}$$

➤ **Modèle 1D avec inertie thermique**

L'échange thermique entre le plancher et le sol se produit au niveau de leur surface de contact. L'absorption et la restitution du flux de chaleur dépend de la température du plancher et du sol. Lorsque la température ambiante est maintenue à une température de consigne (toujours supérieure à la température du sol en période de chauffage), les transferts thermiques à travers le sol sont représentés par trois types de flux (Figure II-5) :

- Le flux descendant vers la profondeur du sol Φ_{S1}
- Le flux latéral au niveau du périmètre du bâtiment vers l'extérieur Φ_{S2}
- Le flux engendré par les ponts thermiques Φ_{S3}

Le flux de chaleur à travers le sol Φ_S s'écrit :

$$\Phi_S = \Phi_{S1} + \Phi_{S2} + \Phi_{S3} \quad \text{Eq. II-14}$$

$$\Phi_{S1} = U_p A_p (T_{p,int} - T_{sol}) \quad \text{Eq. II-15}$$

$$\Phi_{S2} = U_{\text{equi}} A_p (T_{p,int} - T_{surf,sol}) \quad \text{Eq. II-16}$$

$$\Phi_{S3} = \Psi L_{PT,p} (T_{p,int} - T_{a,e}) \quad \text{Eq. II-17}$$

➤ **Modèle 1D sans inertie thermique**

Le deuxième modèle de transfert thermique unidimensionnel ne prend pas en considération l'effet de l'inertie thermique du sol. L'échange thermique vertical entre le sol et le plancher est ignoré. Le flux thermique latéral vers la surface extérieure et le flux engendré par les ponts thermiques sont toujours pris en compte. L'échange thermique global est présenté par la Figure II-6. Le flux de chaleur à travers le sol devient :

$$\Phi_S = \Phi_{S2} + \Phi_{S3} \quad \text{Eq. II-18}$$

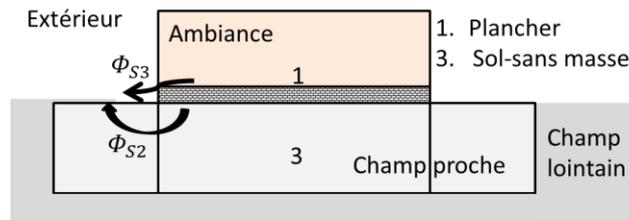


Figure II-6. Modèle 1D simplifié sans inertie thermique.

• **Modèle tridimensionnel (3D)**

Pour le modèle tridimensionnel (Sol-3D), le sol est découpé en plusieurs sous-volumes dits « cellules ». Les dimensions du sol du champ lointain sont L_s (longueur), W_s (largeur) et H_s (profondeur) (Figure II-7). Au-delà de la longueur L_s et de la largeur W_s , l'échange thermique est considéré comme adiabatique.

La température T_s (°C) à la profondeur H_s (m) est calculée par l'équation du Kusuda (Eq. I-6).

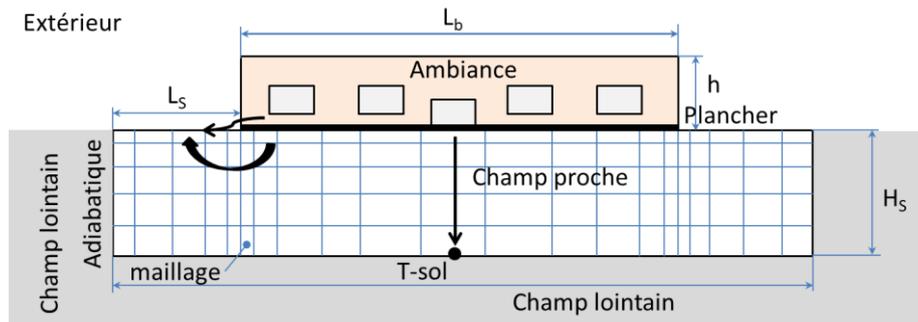


Figure II-7. Modèle 3D du sol.

Le calcul des ponts thermiques est réalisé de la même manière que les modèles précédents.

➤ **Modèle adiabatique**

Dans ce modèle, l'échange thermique entre le plancher et le sol est considéré comme adiabatique en moyenne et donc ignoré (Figure II-8). Ceci peut correspondre à l'hypothèse d'une bonne isolation thermique. La surface inférieure du plancher est considérée comme adiabatique. Les seules déperditions thermiques considérées sont donc les ponts thermiques pris en compte comme dans les modèles précédents.

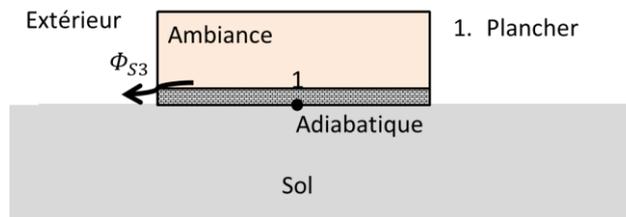


Figure II-8. Modèle du sol adiabatique

Le flux thermique à travers le sol s'écrit :

$$\Phi_S = \Phi_{S3} = \Psi L_{PT,p} (T_{p,int} - T_{a,e}) \quad \text{Eq. II-19}$$

Le Tableau II-7 récapitule les flux thermiques intervenant dans les différents modèles.

Tableau II-7. Flux thermiques à travers le sol pour les différents modèles.

Modèle	Φ_{S1}	Φ_{S2}	Φ_{S3}
Tridimensionnel		Eq. I-8	Eq. II-17
Unidimensionnel avec inertie	Eq. II-15	Eq. II-16	Eq. II-17
Unidimensionnel sans inertie	-	Eq. II-16	Eq. II-17
Adiabatique	-	-	Eq. II-17

II.3.4 Initialisation et paramètres du modèle de référence

Par la suite, les paramètres utilisés pour l'étude du bâtiment de référence sont :

- Le coefficient de réflectivité solaire et l'émissivité thermique respectivement de 0,3 et 0,9.
- La ventilation mécanique fonctionne uniquement en période d'occupation et les lanterneaux sont fermés (pas de ventilation naturelle).
- L'inertie thermique des rayonnages est prise en compte.
- Un pas de temps de simulation d'une durée de 1 heure a été retenu.

La simulation a été réalisée sur une durée de 2 ans. Seuls les résultats de la seconde année ont été exploités ; la première année servant à l'initialisation du bâtiment.

Dans ce qui suit, les critères de surchauffe de l'air intérieur sont basés sur la température opérative pendant l'été et la période d'occupation :

- Les degrés-heures (DH) au-dessus de la température du confort adaptatif d'été (EN-ISO-15251). Ces DH [$^{\circ}\text{Ch}$] sont proportionnels aux besoins d'énergie pour le rafraîchissement.
- Le taux d'inconfort au-dessus de la température du confort adaptatif pendant la période d'occupation (EN-ISO-15251).

II.4 Étude de l'impact thermique du sol

II.4.1 Étude préliminaire sur les différents modèles

II.4.1.1 Profondeur de sol prise en compte pour le modèle unidimensionnel (1D)

Pour la modélisation du transfert thermique unidimensionnel présenté précédemment, nous partageons l'épaisseur du sol en deux parties (notées zone 2 et 3 dans la Figure II-5). La profondeur totale de sol reste quant à elle égale à 10 m. La Figure II-9 présente l'évolution de la température de la surface intérieure du plancher à Poitiers en fonction de l'épaisseur de la couche avec inertie thermique.

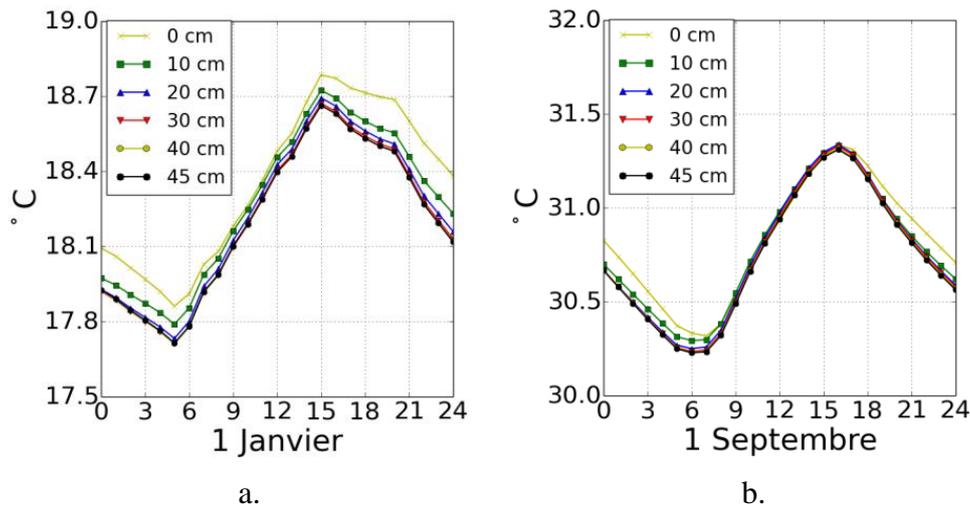


Figure II-9. Température de la surface intérieure du plancher en fonction de la profondeur du sol à Poitiers : a. en hiver, b. en été.

L'épaisseur considérée varie ici jusqu'à 45 cm. Les résultats montrent que la température du plancher ne varie plus significativement pour une épaisseur de la première couche au-delà de 40 cm. Dans la suite, l'épaisseur totale du sol de 10 m sera constituée d'une couche massive de 45 cm et d'une couche de résistance équivalente à 9,55 m, pour le modèle unidimensionnel avec inertie thermique.

II.4.1.2 Dimension et maillage du sol pour le modèle tridimensionnel (3D)

Maillage

Le modèle tridimensionnel nécessite un maillage. Le nombre et la taille des mailles jouent un rôle primordial sur la précision et le temps du calcul. À cet effet, nous commençons par faire varier la taille des mailles en raffinant ce maillage proche de la surface du plancher. La taille de la plus petite maille (L_o) près du plancher varie entre 0,01 m et 3 m. Pour la simulation, Poitiers a été retenue comme localité. L'effet de discrétisation du sol (taille de maille) sur la précision des résultats et le temps du calcul est présenté par le Tableau II-8.

Tableau II-8. Impact de la discrétisation sur la consommation de chauffage et le temps de calcul.

L_o	E	t	L_o	E	t
0,01	34,44	389,1	0,50	33,50	5,3
0,02	34,29	174,3	1,0	32,73	4,0
0,04	34,18	68,4	1,5	31,82	3,43
0,08	34,05	27,3	2,0	31,8	3,1
0,20	33,98	10,7	3,0	30,5	2,9

L_o : épaisseur de la plus petite maille (m) E : consommation énergétique ($\text{kWh}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{an}^{-1}$), t : temps de calcul (min.)

Nous constatons que, lorsqu'on fait varier la largeur L_o de 0,01 m à 0,5 m, l'écart sur la consommation de chauffage est faible, environ $0,94 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{an}^{-1}$ (2,7 %) avec une réduction du temps de calcul importante (6,3 heures). Au-delà de ce pas de discrétisation, l'influence de la taille des mailles est plus significative. L'erreur commise entre un pas de

0,5 m et de 3,0 m est de $3 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (10 %) avec une faible réduction du temps de calcul (2,4 minutes). On peut donc considérer que le pas de maillage optimal L_o est de 0,5 m pour obtenir une bonne précision avec un temps de calcul raisonnable.

Dimension du sol pour le modèle 3D

Après avoir retenu un pas de maillage de 0,5 m, nous avons fait varier les dimensions horizontales du sol $L_s = W_s$ (bâtiment carré) entre $0,1 L_b$ et L_b . Nous constatons qu'à partir de $L_s = 0,5 L_b$, la consommation énergétique est presque constante avec un temps de calcul raisonnable (Tableau II-9). Nous retiendrons donc cette valeur pour les futurs calculs.

Tableau II-9. Effet de la dimension horizontale du sol.

$L_s = W_s$	Énergie ($\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$)	Temps (minute)
$0,1 L_b$	33,35	4,32
$0,2 L_b$	33,49	4,35
$0,5 L_b$	33,50	5,18
$1 L_b$	33,50	5,65

En ce qui concerne la profondeur du sol, en comparant la profondeur de 2,5 m et à celle de 10 m, nous observons une grande différence de consommation énergétique d'environ $45,38 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (57,5 %) et un temps de calcul augmenté de 1 minute. Au-delà du 10 m, cette différence est non significative (1,5 %) avec une augmentation du temps de calcul faible d'environ 33 secondes. À partir de ces résultats, on peut considérer qu'une profondeur H_s de 10 m permet d'obtenir une précision suffisante pour un temps de calcul raisonnable (Tableau II-10). Ceci est aussi justifié par le fait que la température du sol se stabilise au-delà de cette profondeur (Adjali et al., 2000; Zhong and Braun, 2007; Zhou et al., 2002).

Tableau II-10. Effet de la profondeur du sol sur la consommation et le temps du calcul.

H_s	Consommation ($\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$)	Temps (minute)
2,5	78,89	4,1
5,0	44,41	4,6
7,5	36,77	4,7
10	33,51	5,1
15	33,01	5,65

Pour conclure, les paramètres du modèle de sol tridimensionnel retenus sont :

- une dimension horizontale $L_s = W_s = 0,5 L_b$ de 18 m,
- une profondeur H_s de 10 m (identique au modèle 1D),
- un pas de maille L_o (la plus petite maille) de 0,5 m.

II.4.2 Comparaison des différents modèles de sol

Une étude comparative de l'impact thermique du modèle du sol sur la consommation de chauffage et le confort d'été est réalisée.

En hiver, les modèles thermiques du sol que nous avons présentés précédemment donnent des résultats différents concernant la consommation de chauffage (Figure II-10).

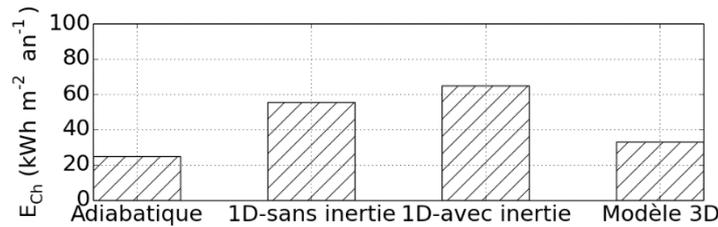


Figure II-10. Besoins de chauffage à Poitiers.

Pour la région de Poitiers, la consommation de chauffage vaut dans le cas du modèle adiabatique, du modèle simplifié 1D-sans inertie, du modèle simplifié 1D-avec inertie et du modèle 3D 33,1, 66,18, 64,6 et 24,7 kWh.m⁻².K⁻¹, respectivement. Nous constatons que les modèles simplifiés 1D surestiment la consommation par rapport au modèle 3D (considéré comme le modèle représentant au mieux les transferts thermiques) et adiabatique.

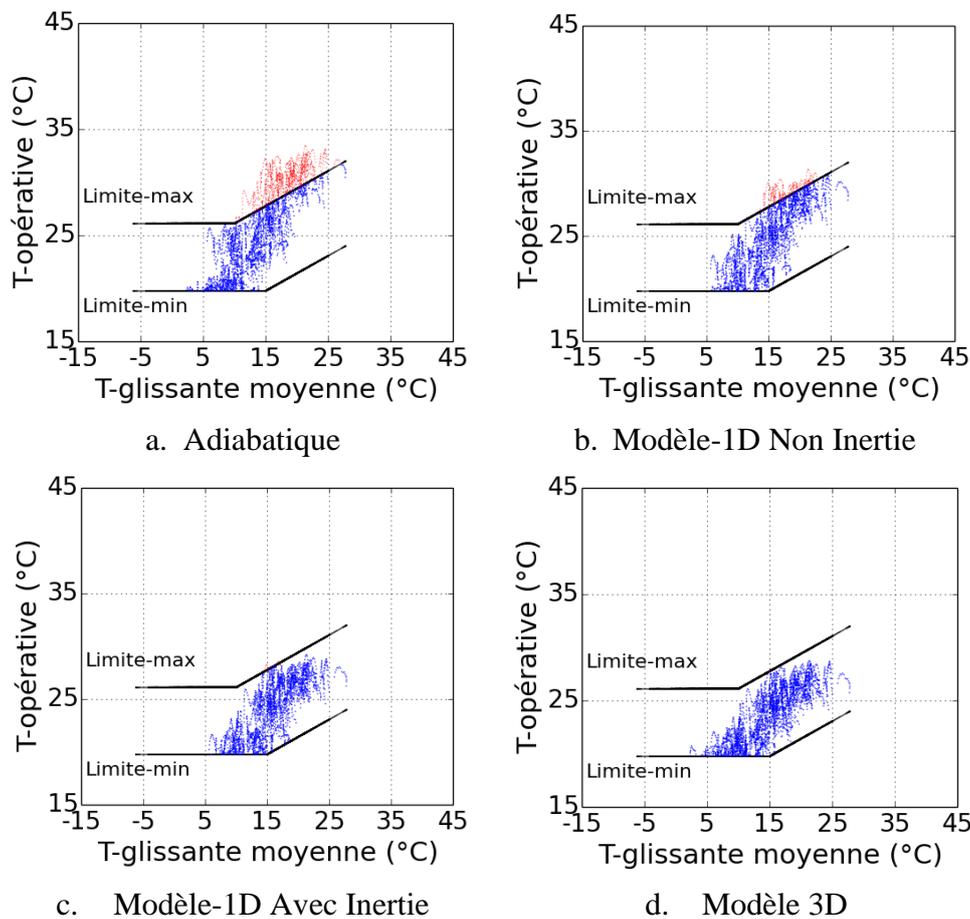


Figure II-11. Température opérative pour les quatre modèles de sol à Poitiers.

En été, pour le nombre de degrés heures d'inconfort (DH) à Poitiers, les valeurs obtenues sont : 1578,3 °Ch (adiabatique), 193,3 °Ch (1D sans inertie), 2,7 (1D avec inertie) et 0,1 (3D). Le modèle 3D et le modèle 1D avec inertie thermique montrent des résultats similaires sur le nombre de degrés heures d'inconfort (DH). Nous constatons alors qu'en prenant en considération l'inertie thermique du sol, ceci permet de diminuer significativement la température intérieure et par conséquent de limiter les DH d'inconfort. Pour le modèle adiabatique, le nombre de DH est élevé, ce qui se confirme sur la Figure II-11 (à Poitiers) et la Figure II-12 (à Marseille) qui présentent les profils de température opérative de chaque modèle. L'incapacité du sol à évacuer la chaleur engendre une augmentation de la

température intérieure. Ceci montre l'inconvénient de l'isolation thermique du sol en été contrairement au cas de l'hiver.

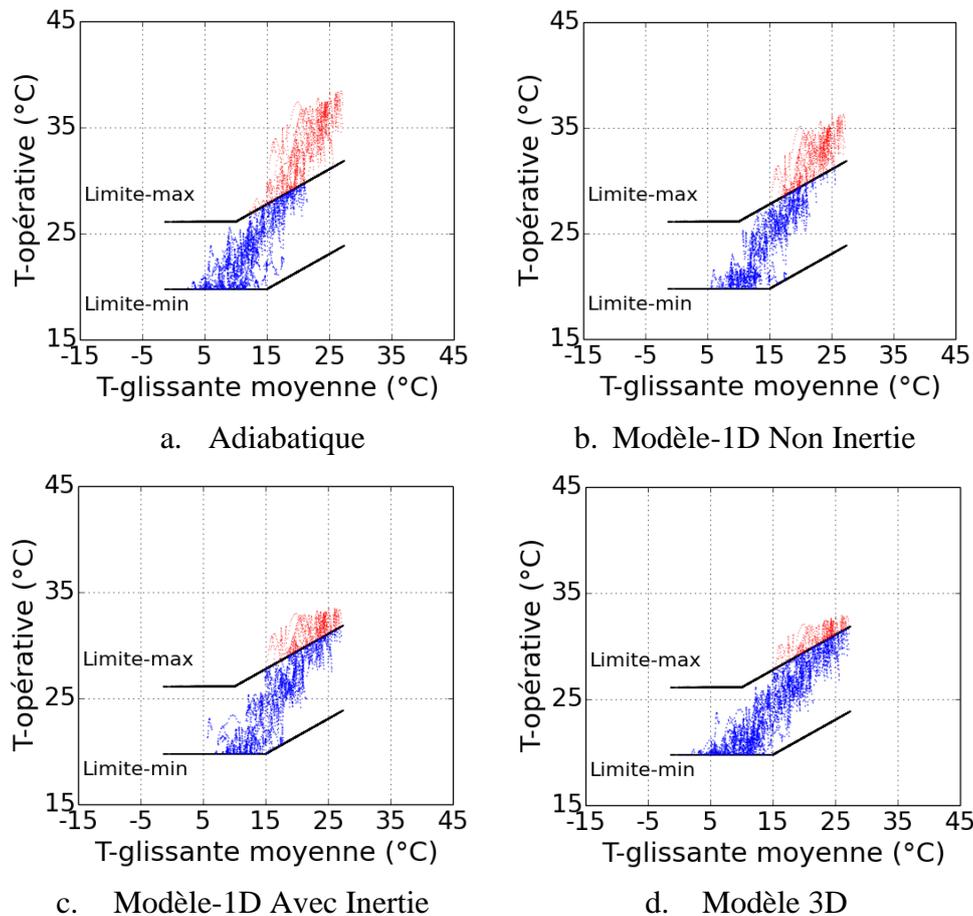


Figure II-12 Température opérative pour les quatre modèles de sol à Marseille.

On peut donc conclure qu'en hiver, les modèles 1D sont inadaptés. Pour l'été, le modèle 1D avec inertie donne des résultats similaires au modèle 3D et peut donc être utilisé. Afin d'avoir des résultats fiables quelle que soit la saison, nous avons retenu le modèle tridimensionnel qui engendre des temps de calcul supérieurs mais qui, grâce à l'optimisation effectué dans le chapitre précédent, restent acceptables.

II.4.3 Impact des propriétés thermiques du sol

Une étude paramétrique a été réalisée afin d'étudier l'impact de la nature du sol sans prendre en considération l'isolation thermique du plancher. Les résultats sont présentés pour trois lieux/climats différents : Poitiers, Marseille et Jakarta. Poitiers représente un climat tempéré avec une température moyenne et une amplitude annuelle de 11,56 °C et 7,69 °C. Marseille, situé dans la région Méditerranéenne, a une température moyenne et une amplitude annuelle de 14,79 °C et 8,67 °C. Jakarta, en région tropicale, a une température moyenne et une amplitude annuelle de 27,34 °C et 0,84 °C.

II.4.3.1 Consommation de chauffage

Quelle que soit la zone climatique étudiée, la conductivité thermique du sol a un impact significatif sur les besoins de chauffage (Figure II-13). L'augmentation des déperditions thermiques à travers le sol est proportionnelle à la conductivité thermique. À titre d'exemple,

parmi les trois types de sol qui ont été définies dans cette étude (Tableau II-6), le sol rocheux (conductivité thermique plus élevée) induit toujours la consommation la plus élevée.

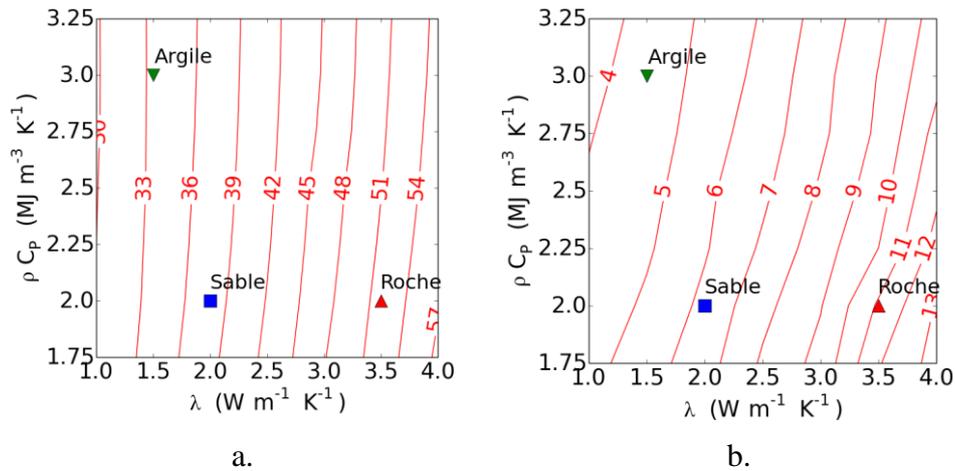


Figure II-13. Consommation de chauffage a. Poitiers, b. Marseille.

À Poitiers (climat océanique), pendant la période de chauffe, la température de surface du sol $T_{S-Poitiers}$, est toujours inférieure à la température de consigne de chauffage ($T_{Ch} = 19\text{ °C}$) (Figure II-14). Les flux thermiques sont toujours dans la direction du sol et donc les déperditions thermiques sont permanentes. L'impact de l'inertie thermique dans cette condition est moins important. En ce qui concerne les besoins de chauffage à Marseille, ils diminuent lorsque la capacité thermique du sol $\rho_{sol} c_{m,sol}$ est plus élevée. Enfin, pour la région équatoriale, la température du sol ($T_{S-Jakarta}$) est toujours supérieure à la consigne de chauffage (19 °C). Il n'y a pas de besoins en chauffage.

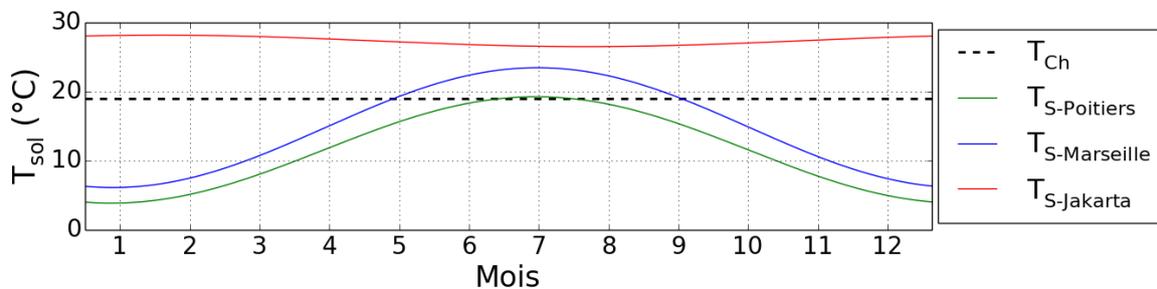


Figure II-14. Température de la surface superficielle du sol pour différentes villes.

II.4.3.2 Températures et confort d'été

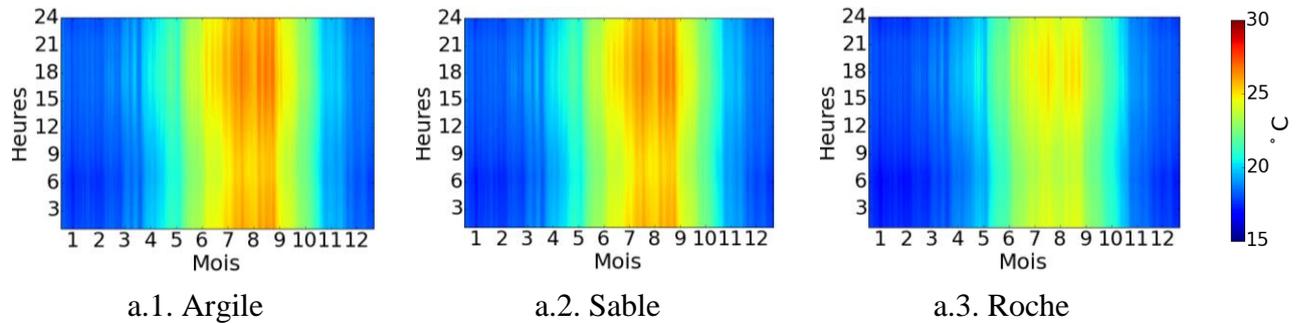
En été, le sol non isolé peut être considéré comme un bon dissipateur thermique. L'évacuation de la chaleur à travers le sol permet de diminuer la température ambiante. L'inertie thermique du sol contribue à réduire le pic de température pendant la journée. La chaleur absorbée dans le sol sera ensuite restituée à l'ambiance lorsque sa température sera inférieure à celle du sol. L'ordre de grandeur de ce rafraîchissement passif est dépendant des propriétés thermiques du sol.

Température de surface intérieure du plancher

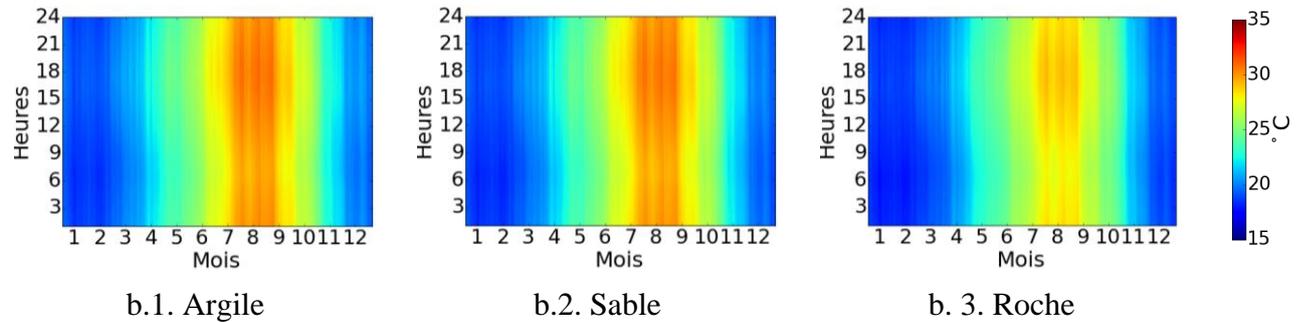
L'effet thermique du sol peut se mesurer directement à partir de la température de la surface intérieure du plancher (Figure II-15). En l'absence d'isolation thermique, la chaleur

est transférée directement par conduction en profondeur. Les résultats montrent qu'en été, quelle que soit la localisation « climatique », la température du plancher est plus fraîche pour un sol rocheux car ce dernier présente une conductivité thermique plus élevée.

A. Poitiers



B. Marseille



C. Jakarta

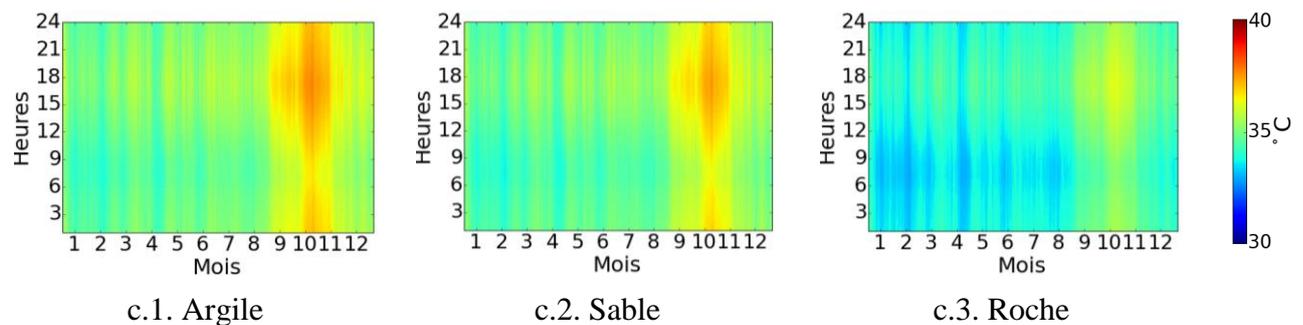
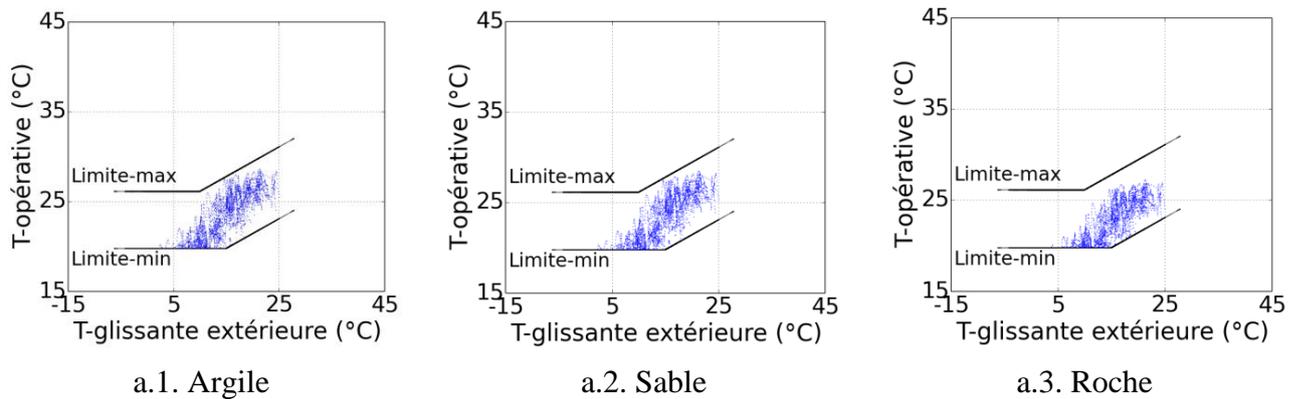


Figure II-15. Température de surface intérieure du plancher en fonction du type de sol et de la localisation géographique.

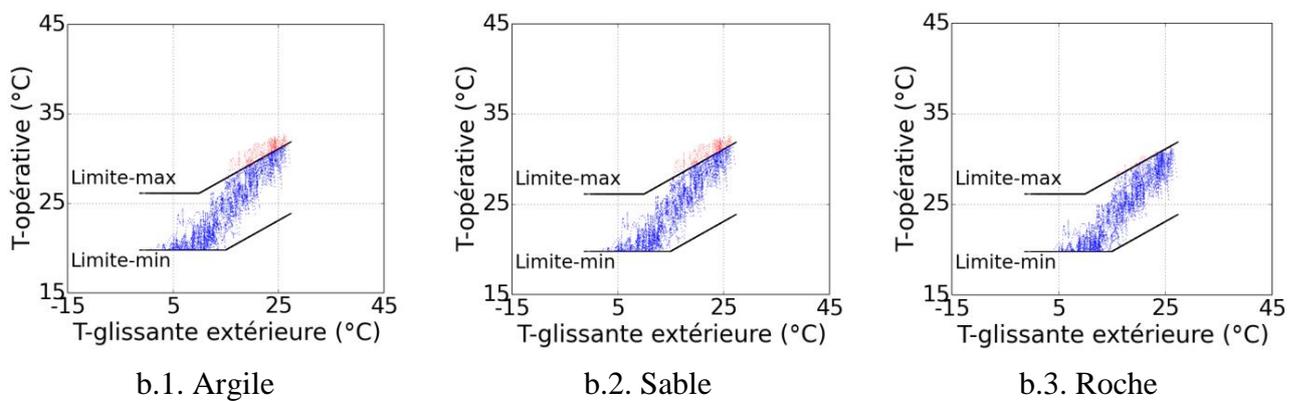
Température opérative

Le transfert thermique important à travers le sol engendre une diminution de la température opérative assez significative. La Figure II-16 montre que la température opérative est plus fraîche en été dans le cas d'un bâtiment sur sol rocheux. Au contraire, le sol argileux présente une température plus élevée.

A. Poitiers : climat océanique



B. Marseille : climat méditerranéen



C. Jakarta : climat tropical-équatorial

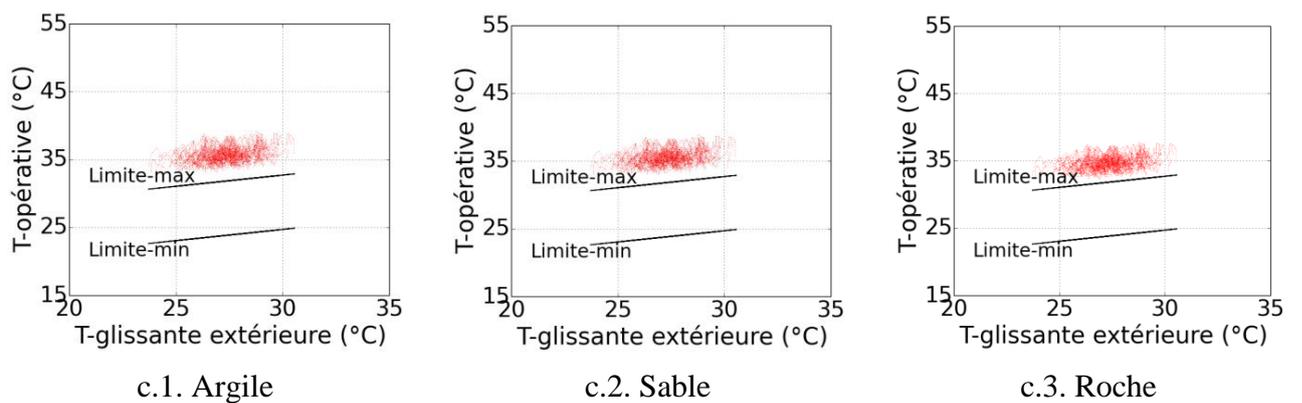


Figure II-16. Température opérative de différentes régions en fonction du type de sol et de la localisation géographique.

À Poitiers, avec une température moyenne annuelle assez faible (11,56 °C), aucun problème d'inconfort thermique n'est observé. À Marseille, les caractéristiques thermiques du sol rocheux permettent d'annuler complètement l'inconfort d'été. À l'opposé, à Jakarta, quel que soit le type du sol, la température est toujours inconfortable.

Nombre de DH

L'impact des propriétés thermiques du sol sur le nombre de degré heure d'inconfort d'été (DH) est visualisé sur la Figure II-17. Les résultats de toutes localisations climatiques montrent que le sol ayant une conductivité et une capacité thermique élevée est très efficace pour rafraîchir la température du local et diminuer le nombre de degrés heures d'inconfort.

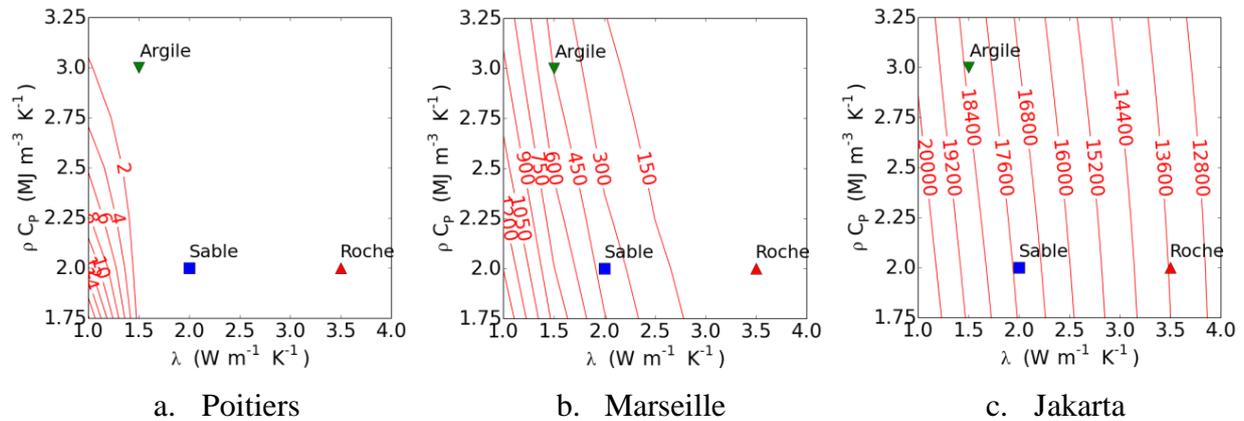


Figure II-17. Nombre de DH ($^{\circ}Ch$) en fonction des propriétés thermiques du sol et de la localisation géographique.

À Poitiers, le problème de l'inconfort d'été de ce bâtiment peut être ignoré. Les trois types du sol qui ont été introduits précédemment ne conduisent pas une condition d'inconfort (Figure II-17.a). Les meilleures performances thermiques pour ce type de climat dépendront donc des conditions d'hiver. Dans ce cas, la mise en place d'une isolation thermique du sol est la meilleure solution.

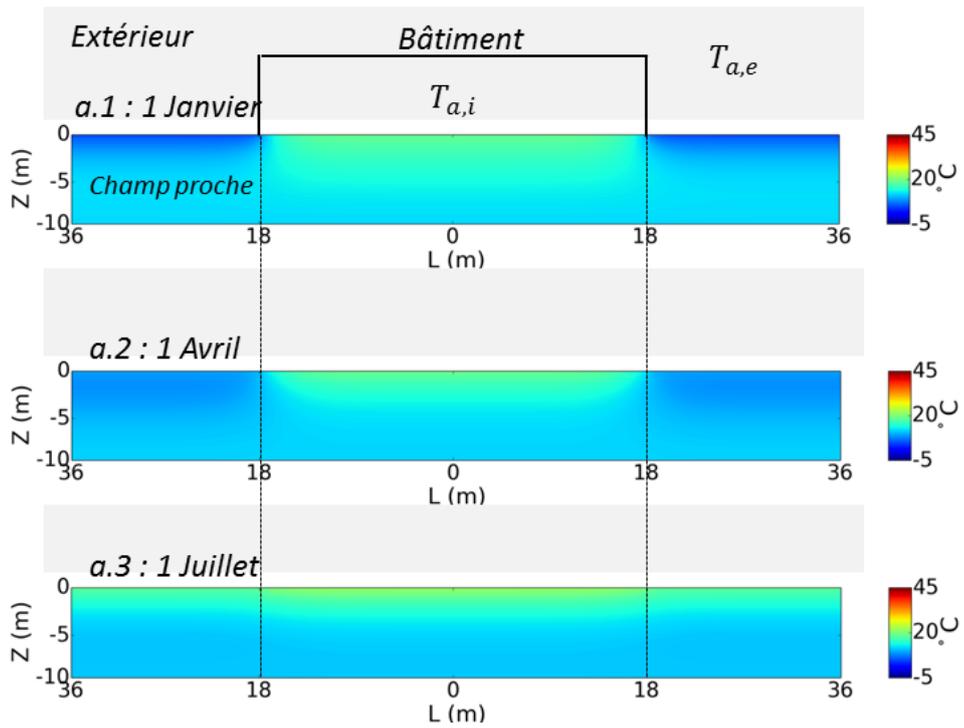
À Marseille, le problème de l'inconfort d'été est totalement annulé pour le bâtiment sur le sol rocheux (Figure II-17 b).

À Jakarta, l'inconfort d'été est toujours présent quel que soit la nature du sol (Figure II-17c). En effet, la température du sol dans cette région est effectivement constante avec une amplitude annuelle très faible d'environ $0,84^{\circ}C$. La nature du sol peut modifier légèrement cet inconfort (Figure II-16.c). La mise en place d'une isolation thermique du sol peut potentiellement amplifier l'inconfort thermique comme on le verra par la suite.

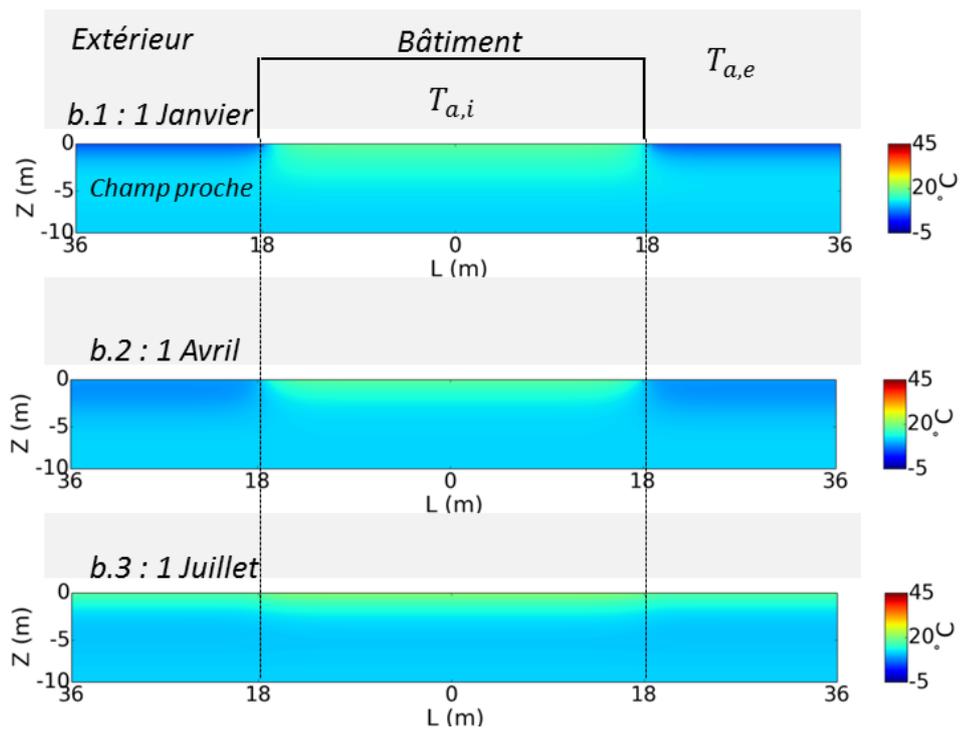
II.4.4 Distribution de la température dans le sol

II.4.4.1 Climat océanique : Poitiers

La distribution de la température du sol sous le plancher à Poitiers pour les 3 types du sol (sableux, argileux et rocheux) est présentée par la Figure II-18. Trois saisons différentes ont été étudiées : hiver (1 Janvier), mi-saison (1 Avril) et été (1 Juillet) à 12h00.



a. Sol sableux



b. Sol argileux

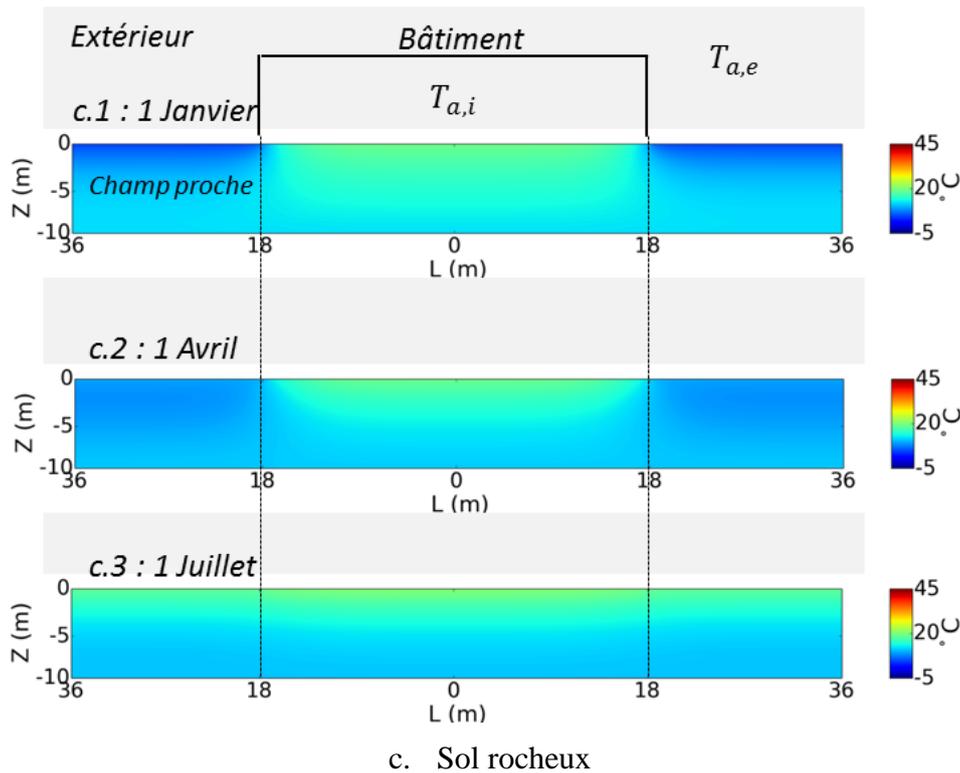


Figure II-18. Distribution de température dans le sol sous le plancher pour différentes saisons à Poitiers.

En hiver, grâce à son inertie, la température du sol en profondeur est généralement supérieure à celle de la surface. La différence entre la température intérieure et la température de surface du sol est très importante. La pénétration de la chaleur dans le sol sous le plancher est prédominante jusqu'à une profondeur de 5 m dans le cas d'un sol sableux (diffusivité : $0,0864 \text{ m}^2 \cdot \text{jour}^{-1}$) (Figure II-18 a.1). Pour le sol argileux ($0,0432 \text{ m}^2 \cdot \text{jour}^{-1}$), elle est d'environ 3,5 m (Figure II-18 b.1) et dans le cas d'un sol rocheux ($0,1512 \text{ m}^2 \cdot \text{jour}^{-1}$), elle atteint 7 m (Figure II-18 c.1).

À mi-saison (printemps), la température de surface du sol augmente en fonction de la température extérieure. La distribution de la température du sol du champ proche est plus homogène. Grâce à une plus faible différence entre la température ambiante et la température de surface du sol, la profondeur de pénétration de chaleur dans le sol est également réduite.

En été, la température de la surface du sol du champ proche augmente de manière significative. La température de la surface du sol est supérieure à celle en profondeur (Figure II-18.1.c). Dans ce cas-là, les échanges thermiques à travers le sol sont moins importants.

La Figure II-19 présente la distribution des températures en fonction de la profondeur du sol (jusqu'à 10 m). Sont tracées sur cette figure : (1) la température du sol nu en plein soleil (T_{Kusuda}) calculée selon l'équation Eq. I-6 et (2) la température du sol occupé par le bâtiment / sous-plancher (T_{Sim}) simulées avec le modèle du bâtiment couplé au modèle de sol 3D.

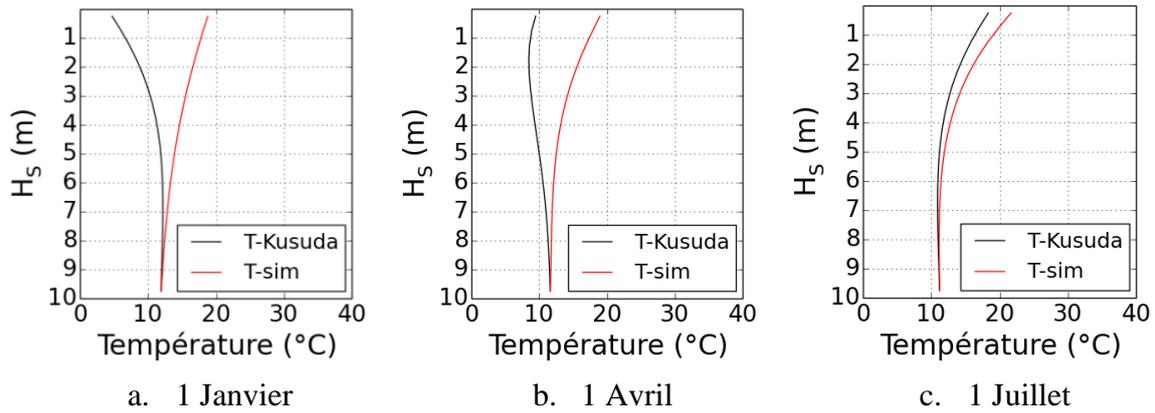


Figure II-19. Distribution verticale de la température du sol pour différentes saisons à Poitiers (cas du sol sableux).

En hiver, la température du sol nu en plein soleil (T_{Kusuda}) en surface est généralement inférieure à celle en profondeur. Une différence de 7 °C entre la surface et la profondeur de 10 m est constatée. Les déperditions thermiques du bâtiment entraînent une augmentation importante de la température du sol. La différence de température ($T_{sim} - T_{Kusuda}$) pour une profondeur H_s inférieure à 0,5 m est d'environ 12 °C.

Au printemps, la température superficielle de T_{Kusuda} est légèrement plus élevée qu'en hiver et s'accroît d'environ 3 °C (Figure II-19.b). Le réchauffement dû à cette température de surface du sol permet de réduire les déperditions thermiques par le sol.

En été, le sol possède une température plus élevée. La différence de température ($T_{sim} - T_{Kusuda}$) devient moins importante (Figure II-19.c). La température T_{Kusuda} étant toujours plus faible que T_{sim} , une partie de la chaleur du bâtiment peut être évacuée par le sol dans la zone périphérique du bâtiment.

II.4.4.2 Climat tropical – équatorial : Jakarta

Les profils de température du sol sont présentés pour la région tropicale sur la Figure II-20. Les résultats montrent que la température du sol du champ proche est presque homogène pour tous les types de sol. Du fait de la faible amplitude annuelle de la température extérieure (0,84 °C), la température du sol est constante toute l'année. La profondeur de pénétration du flux thermique dans le sol sous le plancher pour les trois types de sol est presque identique.

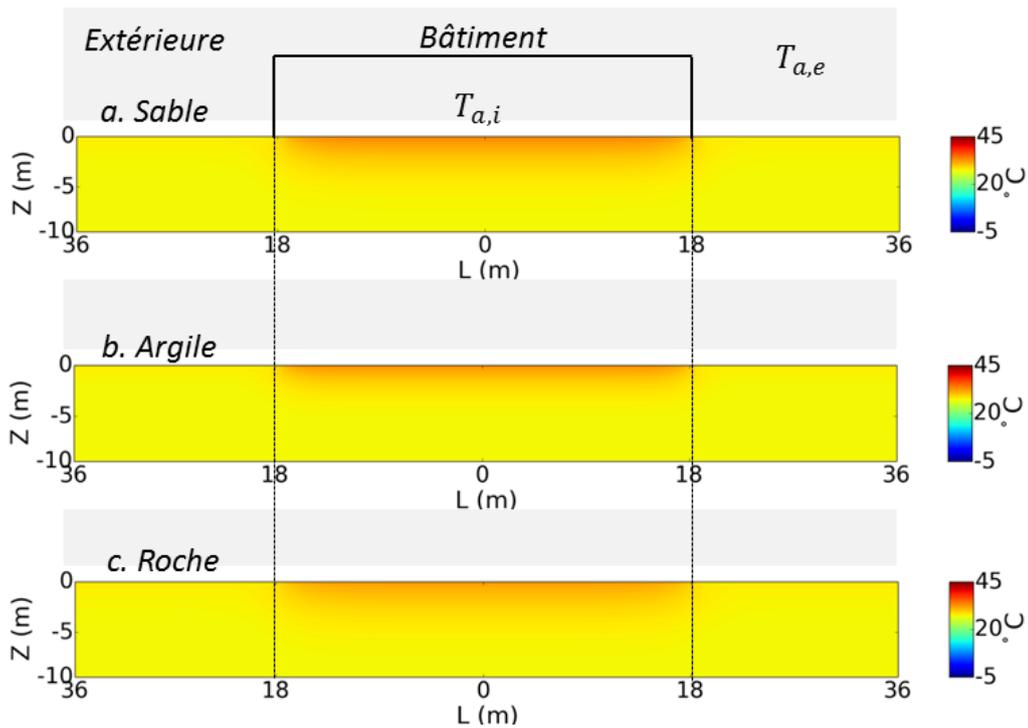


Figure II-20. Température du sol à Jakarta.

La distribution verticale de la température du sol sous-plancher est présentée par la Figure II-21. Même si la température du sol à Jakarta est élevée, le potentiel de rafraîchissement par le sol est toujours présent. En effet, À Jakarta, la température intérieure de ce bâtiment est très élevée et peut atteindre 37 °C. L’inertie thermique du sol permet de diminuer cette température et d’améliorer le confort thermique. L’écart de température $T_{sim} - T_{Kusuda}$ représente le potentiel d’évacuation de la chaleur par le sol.

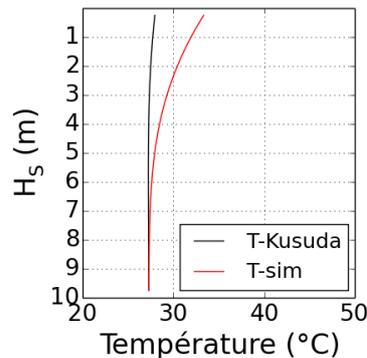


Figure II-21. Distribution verticale de la température du sol (type sableux) à Jakarta.

II.4.5 Impact de l’isolation thermique du plancher

Dans cette partie, nous évaluons l’impact de l’isolation du plancher sur les performances du bâtiment pour deux localisations différentes : Poitiers et Jakarta. Une isolation thermique (laine de roche) a été introduite sous la surface inférieure du plancher. Ses propriétés thermiques sont décrites dans le Tableau II-1.

L’impact de l’isolation thermique sur le besoin de chauffage et l’inconfort d’été est présenté par la Figure II-22.

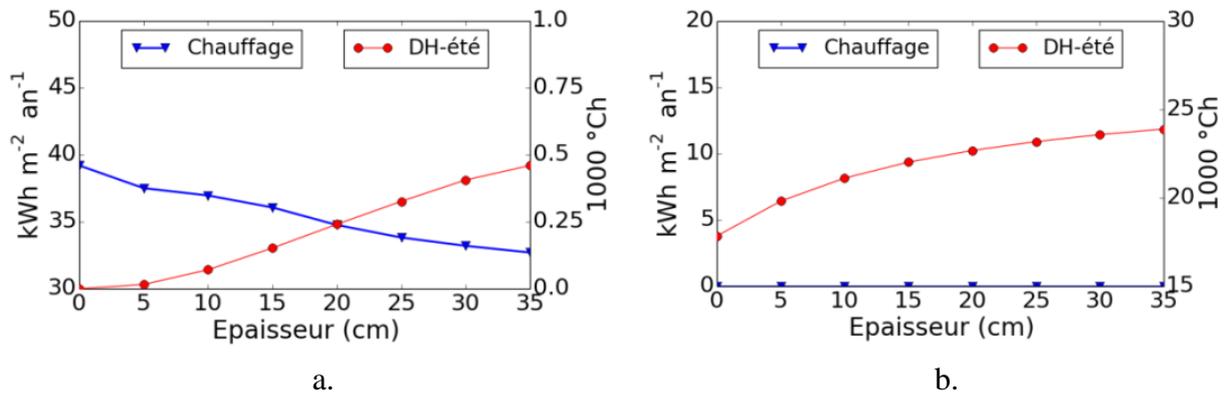


Figure II-22. Impact de l'isolation thermique du plancher : a. Poitiers, b. Jakarta

Les résultats montrent qu'une isolation de 35 cm à Poitiers peut potentiellement réduire le besoin de 39,2 à 32,7 kWh.m².an⁻¹ (16,6 %). En revanche, ceci augmente le nombre de DH d'inconfort d'été (460 °Ch). La température intérieure devient moins confortable en été par rapport au cas d'un plancher sans isolation. La mise en place de l'isolation thermique dans cette région entraîne des performances opposées entre l'hiver et l'été.

En ce qui concerne la région tropicale, l'isolation thermique du sol ne présente aucun intérêt. Elle ne fait qu'augmenter le nombre de DH d'environ 6047 °Ch (25,3 %) (Figure II-22).

II.5 Impact de la géométrie du bâtiment

La géométrie joue un rôle non négligeable sur la performance thermique du bâtiment. Dans cette étude, nous nous sommes intéressés à évaluer deux aspects géométriques : la compacité et l'orientation du bâtiment. Le premier paramètre, la compacité du bâtiment, permet des économies de l'énergie à long terme : (1) la réduction du besoin énergétique et (2) la réduction des coûts d'investissement. Une étude dans la région Saharienne a montré que l'impact de compacité peut également notablement minimiser la consommation de climatisation (Bekkouche et al., 2013). Une autre étude concernant une espace de grande hauteur montre que la compacité permet de réduire les charges internes d'environ 6 à 10 % (Ourghi et al., 2007).

L'orientation adéquate permet de bénéficier des apports solaires en termes d'apports énergétiques et d'éclairage naturel. Dans l'hémisphère Nord, les bâtiments sont généralement orientés au Sud afin de bénéficier au mieux des gains solaires ce qui permet de réduire le besoin de chauffage. Mais en été, pour des raisons de confort, cette orientation peut être problématique. Une étude réalisée sur 12 régions différentes (longitudes 100,6 °E – 126,7 °E, et latitude 1,4 °N – 45,7 °N) a montré que l'orientation optimale varie entre 150 ° (sud-est) et 192,5 ° (sud-ouest) (Baggs, 1983).

Impact de la compacité

Pour évaluer l'impact de la compacité géométrique sur la performance énergétique, nous introduisons ici deux coefficients de compacité : C_b et F_b . Le premier coefficient (en m), désigne le rapport entre le volume chauffé V_b (m³) et la surface déperditive S_d (m²) comprenant le plancher bas, la toiture et les parois latérales (Eq. II-20). Le deuxième coefficient (sans unité) est le rapport entre la longueur (L_b) et la largeur (W_b) (Eq. II-21). La hauteur ($h_b = 6$ m), la surface de fenêtres (30 m²) de chaque façade et la surface du plancher

(1296 m²) sont supposées ici constantes. Pour l'étude paramétrique, on fait varier la forme du bâtiment en fonction de la longueur et de la largeur (Figure II-23) représenté par le coefficient F_b (varie de 0,0278 jusqu'à 36) et le coefficient C_b (varie de 1,49 jusqu'à 2,27). Les trois régions définies précédemment ont été de nouveau retenues : Poitiers (océanique), Marseille (Méditerranéen) et Jakarta (tropical).

$$C_b = \frac{V_b}{S_d} = \frac{L_b W_b h_b}{2(L_b W_b + L_b h_b + W_b h_b)} \quad \text{Eq. II-20}$$

$$F_b = \frac{L_b}{W_b} \quad \text{Eq. II-21}$$

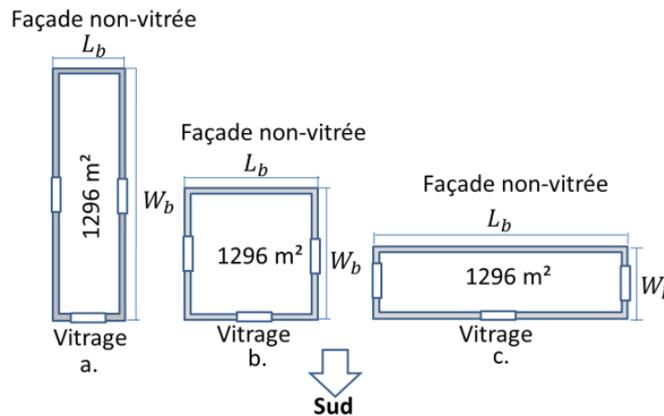


Figure II-23. Différentes compacités du bâtiment (vue de dessus).

Le Tableau II-11 présente la consommation de chauffage en fonction de la compacité.

Tableau II-11. Consommation de chauffage en fonction de différentes formes du bâtiment.

F_b	C_b	Poitiers (E_{ch})	Marseille (E_{ch})	Jakarta (E_{cl})
0,028	1,49	104,4	44,7	116,4
0,111	1,95	59,3	18,0	109,2
0,250	2,14	46,3	11,4	107,1
0,444	2,23	41,5	9,9	106,2
0,694	2,26	39,6	9,0	105,8
1,0	2,27	39,5	8,5	105,7
1,44	2,26	39,6	8,7	105,7
2,25	2,23	41,4	9,8	106,0
4	2,14	46,1	11,1	106,7
9	1,95	58,9	17,8	108,5
36	1,49	103,6	43,5	114,8

E_{ch} et E_{cl} sont des besoins de chauffage et de climatisation ($kWh.m^{-2}.an^{-1}$)

Nous pouvons constater que le besoin de chauffage est très sensible à la forme géométrique du bâtiment. Un bâtiment compact a une faible surface déperditive et par conséquent un besoin en chauffage faible.

À Poitiers et à Marseille, l'économie d'énergie réalisée grâce à une compacité géométrique ($C_b = 2,27$) est de $64,9 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (62,2 %) et $36,2 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (81 %), comparé au bâtiment non-compact ($C_b = 1,49$). À Jakarta, l'économie d'énergie obtenue n'est que de $10,7 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (9,2 %) (Tableau II-11).

La compacité est un paramètre très important pour les régions tempérées (océanique et méditerranéen) contrairement aux régions chaudes (Jakarta).

Impact de l'orientation

L'impact de l'orientation vis-à-vis de la consommation énergétique dépend de la localisation géographique. Généralement, pour les climats océaniques (Paris, Poitiers) où la consommation d'énergie de chauffage est très dominante, l'orientation proche du Sud est plus efficace (Figure II-24). L'orientation optimale à Paris et Poitiers, est respectivement de 15° (sud-ouest) et 0° (plein sud). Les économies d'énergie obtenues par rapport à l'orientation la plus défavorable (ici plein nord), sont de $10,89 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (13,74 %) pour Paris et de $10,3 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (20 %) pour Poitiers.

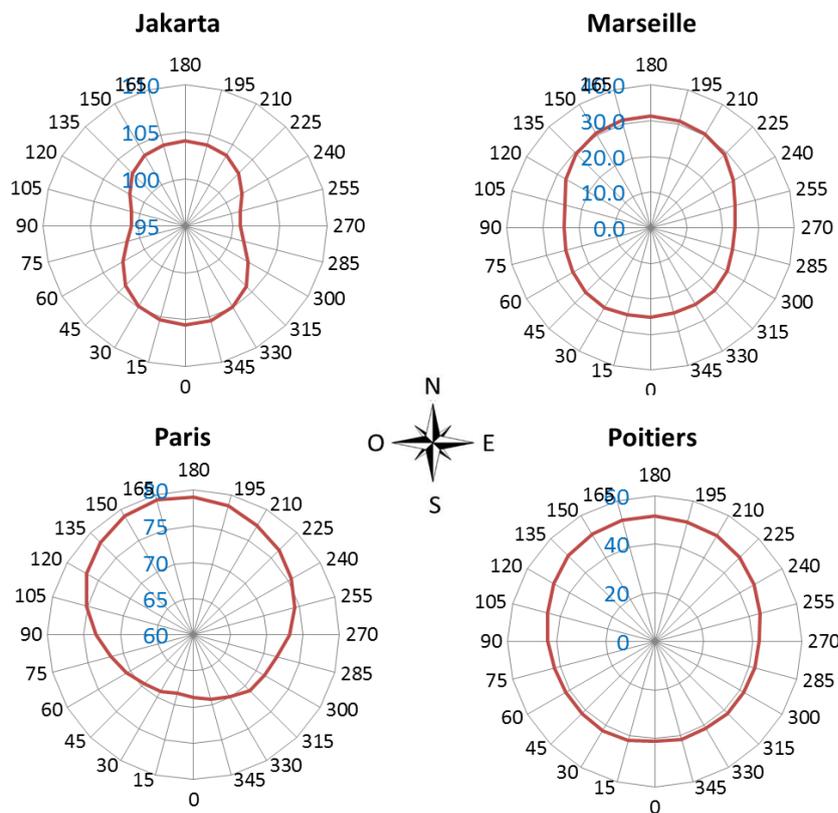


Figure II-24. Besoins énergétiques (chauffage + climatisation) en fonction de l'orientation pour 4 villes : Jakarta, Marseille, Paris et Poitiers.

Pour le climat méditerranéen (Marseille) où les besoins de chauffage et climatisation sont presque équivalents, l'orientation doit être soigneusement choisie. En orientant les fenêtres vers le Sud, les gains solaires en hiver seront importants mais pourront entraîner des surchauffes en été si des protections solaires ne sont pas prévues. L'orientation optimale est donc de 285° (sud-est) pour notre cas d'étude avec une réduction des besoins énergétiques d'environ $7,86 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (25,14 %) par rapport l'orientation la plus défavorable (180°). À Jakarta (région équatoriale), l'orientation optimale est l'ouest ou l'est. Cette orientation permet de réduire les gains solaires pendant la journée. L'économie d'énergie grâce à une

bonne orientation par rapport à l'orientation plus défavorable (0°) est de $4,88 \text{ kWhm}^{-2}\cdot\text{an}^{-1}$ (4,6 %).

II.6 Stratification thermique et impact du mode de ventilation

Le gradient vertical de la température est un critère important pour l'évaluation du confort thermique (ISO 7730, 2006). L'approche monozone décrite dans le paragraphe I.2.1.1 n'est pas apte à décrire la stratification thermique à l'intérieur du bâtiment. La méthode CFD est la plus utilisée pour remédier à ce problème. Par contre, ces études prennent beaucoup de temps ce qui les rendent impraticables pour une modélisation rapide de la thermique du bâtiment. Par conséquent, un modèle zonal a été développé afin de déterminer le comportement thermoaéraulique du bâtiment.

Après avoir évalué l'impact de la compacité et de l'orientation, un bâtiment carré ($F_b = 1$) orienté au plein-sud a été retenu pour cette étude. Basé sur l'étude comparative concernant les modèles thermiques du sol, le modèle tridimensionnel est utilisé pour la modélisation thermique du sol. Un sol de type sableux est retenu. L'étude est réalisée pour un climat Méditerranéen (Marseille).

II.6.1 Discrétisation du volume

Pour cette étude, nous présentons deux approches thermiques du bâtiment : monozone et zonale. Trois niveaux de discrétisation verticale du volume intérieur du bâtiment ont été proposés en utilisant 3, 7 et 12 cellules (Figure II-25).

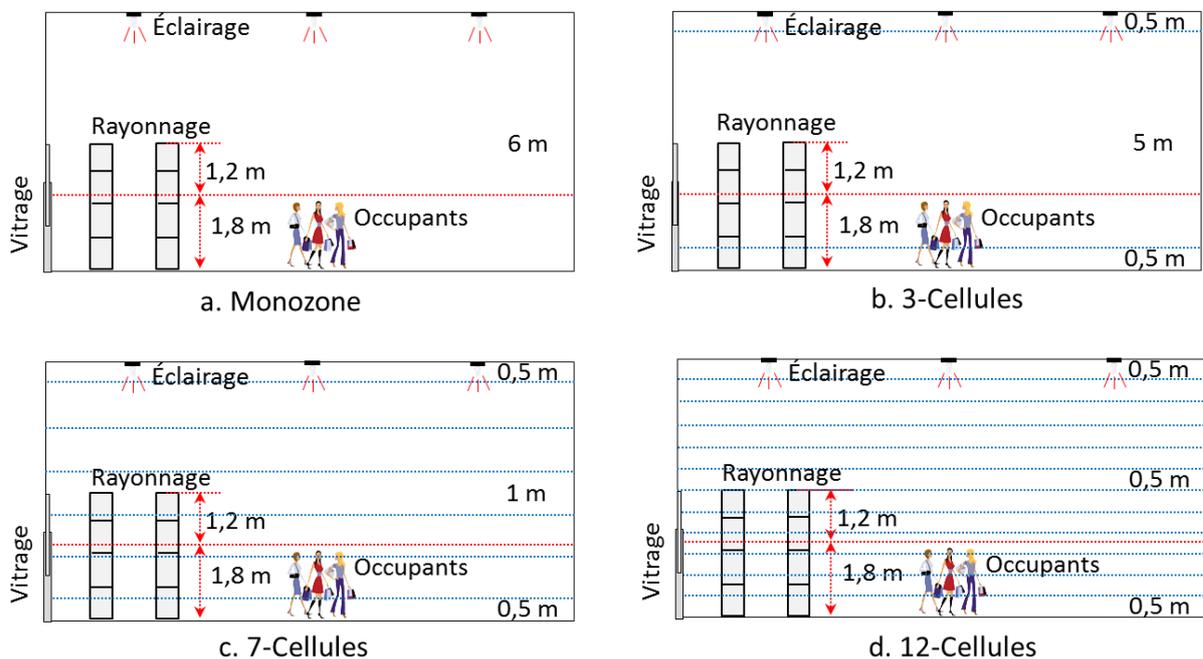


Figure II-25. Discrétisation du volume.

Les caractéristiques thermoaérauliques du modèle monozone ont été décrites dans le paragraphe I.2.1.1. Pour les modèles zonaux, les propriétés thermiques de l'air de chaque cellule sont considérés homogènes. La plus petite cellule (0,5 m de hauteur) se situe à proximité du plafond et du plancher, afin d'avoir plus de précision dans ces zones qui subiront les échanges thermiques les plus importants. Il est à noter que la distribution horizontale de la température est négligée. Les gains thermiques internes (occupants et éclairage), l'inertie

internes (rayonnages) et les parois sont réparties en fonction de leurs positions par rapport à chaque cellule.

La hauteur de la zone d'occupation est de 1,8 m par rapport au niveau du plancher. Pour l'éclairage, la part convective est incluse dans la cellule supérieure et la part radiative est directement absorbée par la surface du plancher (cellule inférieure).

II.6.2 Modes de diffusion de l'air

Deux modes de diffusion de l'air ont été étudiés : la ventilation mécanique par mélange (notée « VMC-mél ») et par déplacement (notée « VMC-dépl ») en considérant un débit de renouvellement d'air identique de 0,5 vol.h⁻¹. L'air frais de la ventilation par mélange est injecté par des diffuseurs qui se situent au niveau du plafond. Pour l'autre modèle, ils se situent dans la partie inférieure des parois latérales. Les extracteurs sont positionnés sur le plafond pour tous les modes de ventilation.

II.6.2.1 Ventilation par mélange

Pour le cas de la ventilation mécanique par mélange, l'air neuf est introduit par des diffuseurs de 20 cm de diamètre. Basé sur les résultats expérimentaux, le diffuseur de type circulaire est plus performant que les autres types en terme de confort thermique (Yao and Lin, 2014).

L'écoulement d'air vertical induit un entraînement d'air descendant le long de la hauteur du bâtiment. L'air se mélange dans la zone du jet (débit initial + entraînement) avant d'arriver dans la zone d'occupation. Un écoulement ascendant est quant à lui créé par des extracteurs placés également au niveau de la toiture du bâtiment. L'effet de gravitation n'est pas pris en compte sur le bilan thermique en considérant que le jet est isotherme. La longueur de la trajectoire du jet est imposée jusqu'au plancher.

Les débits d'air descendants pour chaque interface sont calculés par l'équation du jet axisymétrique isotherme (Abadie et al., 2012; Musy et al., 2001). Le débit total d'air (initial + entraînement) qui traverse une interface à la distance Z_n (m) du diffuseur peut être alors exprimé par l'équation suivante :

$$Q_{j,n} = Q_{j,o} \left(1 + \frac{4 C_u^2 K_v}{d_o \ln(2)} Z_n \right) \quad \text{Eq. II-22}$$

où $Q_{j,n}$ est le débit du jet (kg.s⁻¹) à la distance Z_n (m) du diffuseur, $Q_{j,o}$ est le débit initial (à la bouche de soufflage) de la ventilation mécanique (kg.s⁻¹), C_u et K_v sont des constantes qui dépendent du type de jet et valent respectivement 0,097 et 6,6, d_o est le diamètre de la bouche du diffuseur (0,2 m).

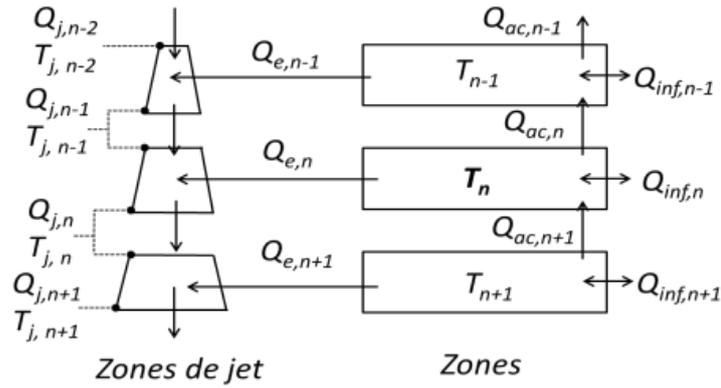


Figure II-26. Bilan thermique des cellules et de zone des jets.

La température de chaque interface est évaluée par le bilan énergétique dans les zones du jet. Celle-ci est exprimée par l'expression suivante :

$$T_{j,n} = \frac{T_{j,n-1} + K_e \Delta Z_n \left((n-1) T_{j,n-1} + T_n \right)}{1 + K_e Z_n} \quad \text{Eq. II-23}$$

où $T_{j,n}$ est la température d'air de la zone en aval ($^{\circ}\text{C}$), $T_{j,n-1}$ est la température de la zone en amont ($^{\circ}\text{C}$), T_n est la température de la zone courante ($^{\circ}\text{C}$), K_e est coefficient d'entraînement d'air ($= 1,71$), ΔZ_n est la hauteur de la zone courante (m) et n est le numéro de la zone courante (compté de manière descendante, 1 étant la zone en contact avec la toiture).

La Figure II-26 illustre le bilan thermique et le bilan massique de l'air intérieur dans la zone courante et la zone du jet. L'écoulement vertical du jet induit un débit d'entraînement $q_{e,n}$ pour chaque zone. L'infiltration est représentée par le débit q_{inf} et calculée par l'équation Eq. II-9. Le couplage entre les zones adjacentes est effectué par les débits $q_{ac,n}$ et $q_{ac,n+1}$ qui sont évalués selon un modèle d'écoulement d'air à travers de grandes ouvertures horizontales, écrit par l'équation Eq. I-27.

II.6.2.2 Ventilation par déplacement

Pour le cas de la ventilation par déplacement, l'air neuf est directement introduit à petite vitesse dans la zone inférieure et extrait via un extracteur placé au niveau du plafond.

II.6.3 Infiltration et ventilation naturelle

Le bâtiment est découpé en n cellules avec une hauteur ΔZ_n pour chaque cellule. Pour la représentation de la perméabilité à l'air du bâtiment, on suppose que chaque paroi verticale comprend des orifices avec une surface équivalente située au milieu de la paroi. Par conséquent, la vitesse du vent des données météorologiques doit être corrigée en fonction de la hauteur de chaque fissure (Tableau II-12). Ce facteur de correction est représenté par le coefficient C_h qui est défini dans le paragraphe I.2.2.4 (Eq. I-24).

Tableau II-12. Correction de la vitesse du vent (C_h) pour chaque cellules.

Hauteur (m)	Monozone		3 Cellules		7 Cellules		12 Cellules	
	H_n	C_h	H_n	C_h	H_n	C_h	H_n	C_h
0,0-0,5			0,25	0,046	0,25	0,046	0,25	0,046
0,5-1,0							0,75	0,084
1,0-1,5					1	0,099	1,25	0,112
1,5-2,0							1,75	0,135
2,0-2,5					2	0,146	2,25	0,156
2,5-3,0							2,75	0,175
3,0-3,5	3	0,183	3	0,183	3	0,183	3,25	0,192
3,5-4,0							3,75	0,208
4,0-4,5					4	0,216	4,25	0,223
4,5-5,0							4,75	0,237
5,0-5,5					5	0,244	5,25	0,251
5,5-6,0			5,75	0,264	5,75	0,264	5,75	0,264

H_n est la hauteur du centre d'une paroi ou d'une ouverture (m)

Au niveau des lanterneaux ($H_n = 6 m$), le coefficient C_h est 0,2704. L'écoulement d'air pour la ventilation naturelle circule à travers des lanterneaux et les ouvertures situées en bas du bâtiment. Un modèle de grandes ouvertures est utilisé.

II.6.4 Résultats

II.6.4.1 Impact de discrétisation du volume

Une étude comparative a été effectuée pour évaluer l'effet de la discrétisation du volume du bâtiment. Cette étude préliminaire a été réalisée en utilisant le mode de la ventilation mécanique par mélange qui est largement utilisé dans le type de bâtiment étudié.

II.6.4.1.1 Profil des températures

La distribution verticale des températures (Figure II-27) pour les trois modèles zonaux donnent des résultats presque similaires. En partie haute, les températures obtenues par ces modèles sont supérieurs que celle du modèle monozone. Ceci est dû principalement aux apports solaires par la toiture, aux gains thermiques par l'éclairage et par l'effet de tirage thermique. En été, l'écart de température moyenne maximale sur la hauteur est d'environ 3,94 °C (modèle 12 cellules).

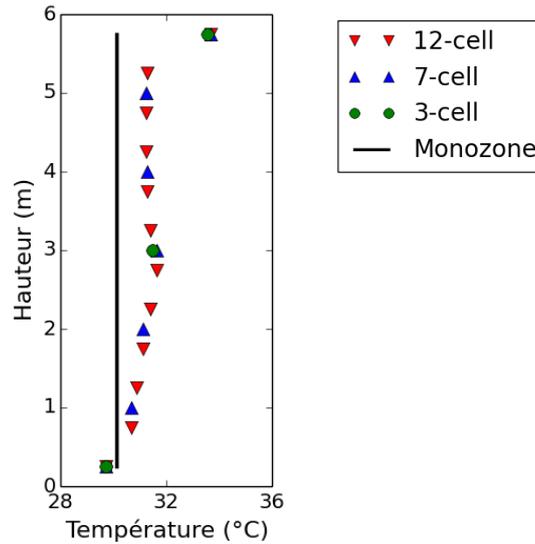


Figure II-27. Moyenne de température maximale en été pour les différents modèles.

La Figure II-28 montre le profil vertical de la température de l'air intérieur en fonction du temps en été (du 22 au 27 juillet) pour les quatre modèles. Le 22 juillet à 14h00 (voir Figure II-28 a), le gradient de température entre le plancher et la toiture est de 4,0 °C. Pourtant, à 05h00 du matin la température de l'air près du plafond est plus faible avec une différence d'environ 0,16 °C par rapport à la partie inférieure. Lorsque la température extérieure diminue considérablement, les déperditions thermiques par les lanternes sont très importantes, leurs coefficients de transmission thermique sont en effet trois fois plus élevés que celui de l'enveloppe.

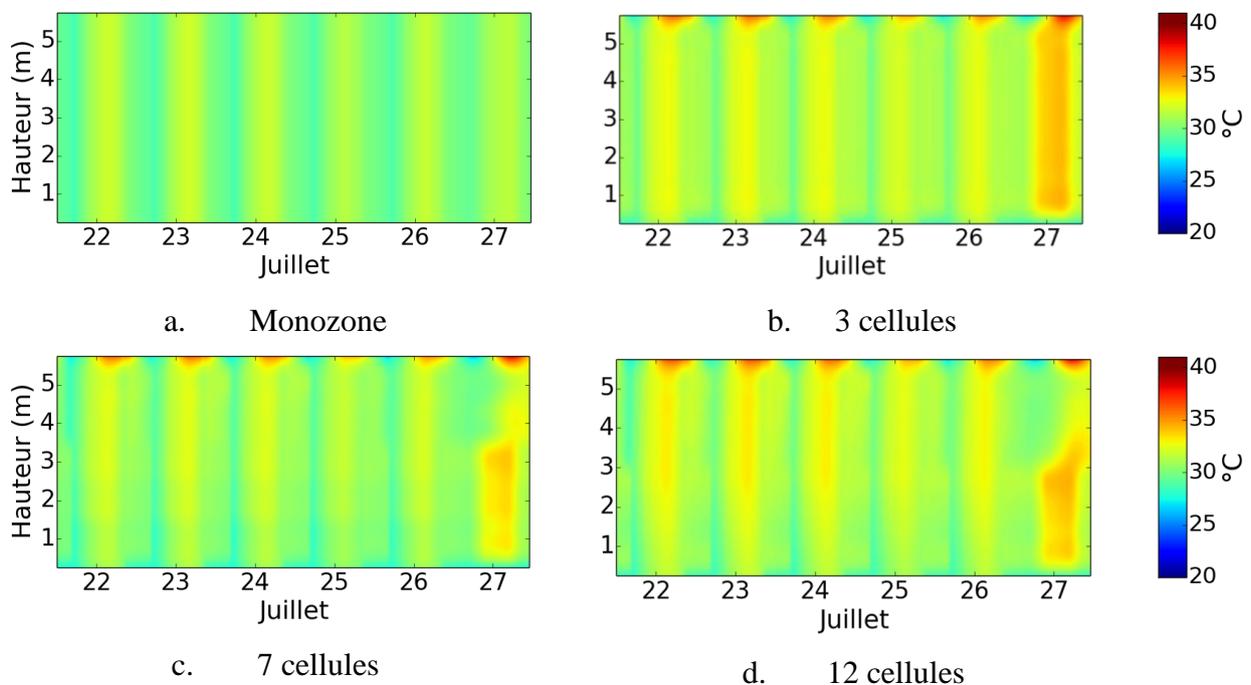


Figure II-28. Température pour les différents modèles en été.

II.6.4.1.2 Besoin en chauffage

La Figure II-29 présente les besoins de chauffage pour les différents modèles. Nous constatons ici que les modèles zonaux surestiment le besoin de chauffage par rapport au modèle monozone. Ce dernier a tendance à augmenter en fonction du nombre de cellules. Cette différence est causée par un débit d'infiltration plus élevé, calculé par les modèles zonaux (+23,3 %). Il est à noter que le renouvellement d'air est un facteur important sur la déperdition thermique du bâtiment. Le débit d'infiltration calculé par les différents modèles est présenté dans le paragraphe suivant.

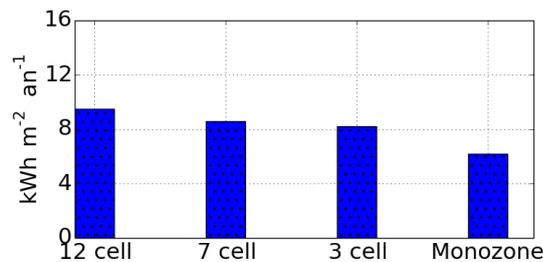


Figure II-29. Besoin en chauffage pour différents modèles de discrétisation.

II.6.4.1.3 Infiltration

La comparaison entre le débit d'infiltration issu du modèle monozone et du modèle zonale à 12 cellules est présentée sur la Figure II-30 pour deux saisons. Les résultats montrent que ce bâtiment est assez étanche avec un débit d'infiltration annuelle d'environ 315 m³.h⁻¹ (0,04 vol.h⁻¹) dans le cas du modèle monozone. Pour l'autre modèle, ce débit vaut 388,5 m³.h⁻¹ (0,049 vol.h⁻¹). En effet une différence assez remarquable d'environ 23,3 % a été constatée entre ces modèles.

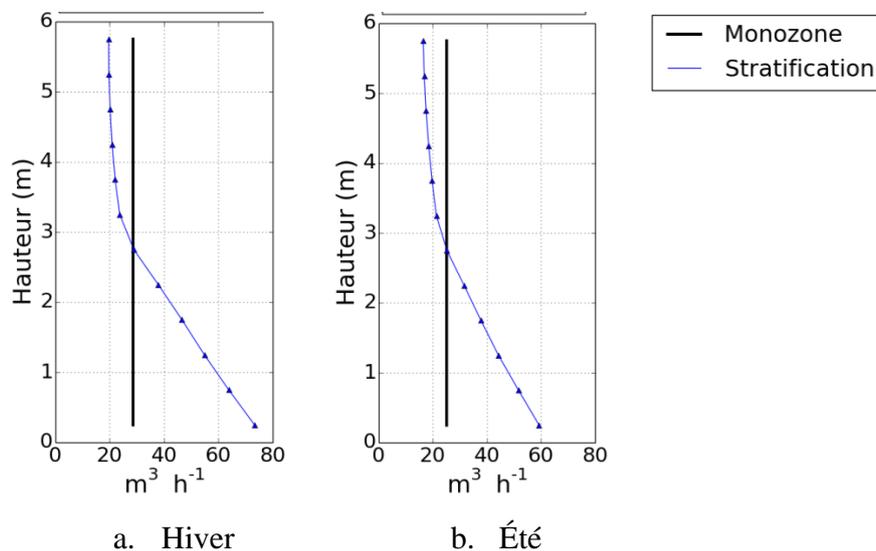


Figure II-30. Débit moyen d'infiltration d'air : a. période d'hiver b. période d'été.

En plus de l'effet dynamique du vent, le débit d'infiltration est aussi déterminé par la différence de pression et de température entre l'extérieur et l'intérieur. Ce débit est généralement plus important en hiver qu'en été (Figure II-30), ce qui s'explique par une masse volumique de l'air extérieur plus importante en hiver. Sachant que la température du local est maintenue à une consigne de chauffage, ceci engendre un effet important du tirage thermique.

La circulation d'air par infiltration au sein du bâtiment est représentée par la Figure II-31. Le résultat montre que le plus grand débit d'infiltration se produit dans la partie inférieure. Ce débit diminue progressivement jusqu'au milieu du bâtiment « zone neutre de pression ». À ce point, le débit d'entrée et de sortie d'infiltration sont presque identiques (cellule 6 et cellule 7). En revanche, un gros débit d'exfiltration est constaté dans la partie supérieure.

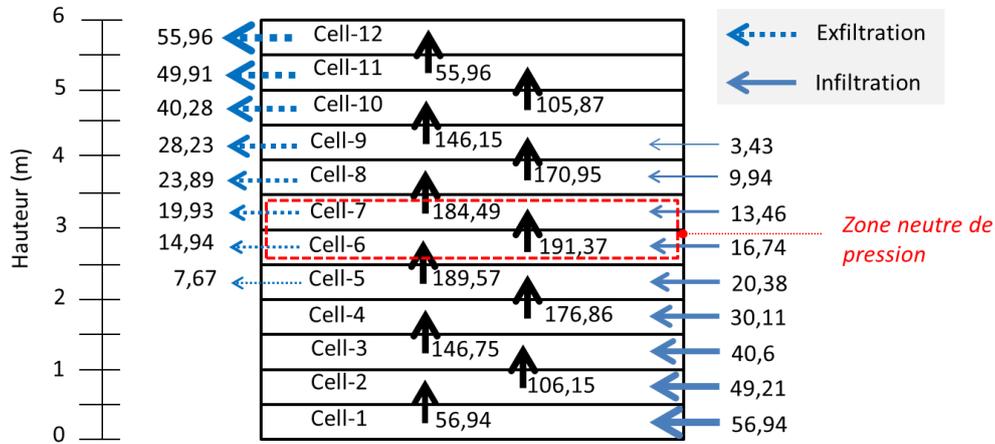


Figure II-31. Débits d'air par infiltration en hiver, 1 janvier 01h00 ($m^3.h^{-1}$).

II.6.4.2 Mode de diffusion de l'air

La comparaison de la température d'air intérieur en fonction du mode de diffusion de l'air est présentée par la Figure II-32.

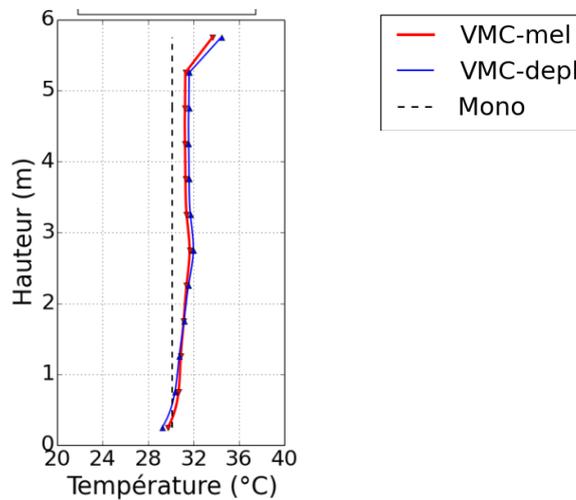


Figure II-32 . Moyennes des températures maximales en été en fonction du mode de diffusion de l'air.

La ventilation par mélange engendre une stratification thermique (plancher-plafond) dans le local d'environ 3,94 °C, alors que la ventilation par déplacement engendre un gradient de température légèrement plus élevé d'environ 5,2° C.

La moyenne de la température maximale en été dans la zone d'occupation dans le cas de la ventilation par déplacement est d'environ 30,3 °C. Comme la température d'air intérieur est généralement plus élevée que celle de l'air extérieur, l'injection de l'air neuf avec une température plus faible en bas du bâtiment permet de déplacer immédiatement l'air vicié

chaud vers le haut. Par conséquent, la température de la zone d'occupation est plus fraîche. Le gradient de température de cette zone est de 1,92 °C (Figure II-32).

Dans le cas de la ventilation par mélange, l'entraînement d'air dans le volume engendre une augmentation de cette température de 0,25 °C. Ceci est dû à l'entraînement (et donc au mélange) de l'air chaud (proche du plafond) avec l'air du jet.

Pour un meilleur confort d'été dans la zone d'occupation, la ventilation par déplacement est ainsi la plus performante. Par contre, en hiver, cette ventilation n'est pas très utilisée dans les bâtiments commerciaux de grand volume car un grand débit de ventilation dans la partie basse provoque une sensation d'inconfort.

La Figure II-33.a présente les consommations en chauffage et les *DH* d'inconfort pour les différents modes de diffusion de l'air à Marseille.

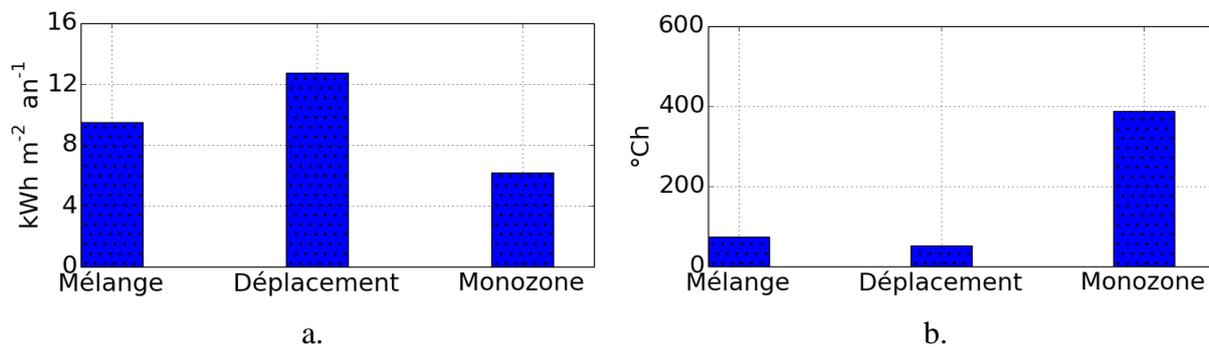


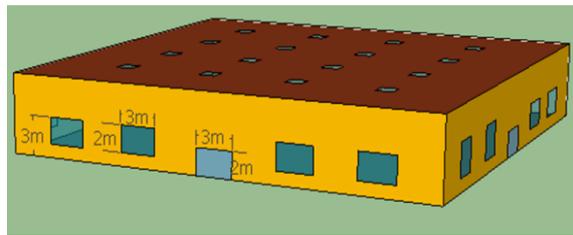
Figure II-33. Comparaison des différents modes de diffusion de l'air : a. Consommation de chauffage, b. Degré heures d'inconfort.

Les modèles zonaux prédisent des besoins en chauffage plus élevés que l'approche monozone. Parmi les deux types de diffusion de l'air, la ventilation par mélange donne des résultats proches des résultats obtenus par le modèle monozone. Grâce à l'entraînement d'air descendant qui apporte la chaleur, la distribution de la chaleur notamment dans la zone d'occupation est plus homogène et les déperditions thermiques par l'extraction d'air vicié sont diminuées. Plus la chaleur est entraînée vers le bas, plus la température s'homogénéise ce qui réduit les pertes thermiques proche du plafond.

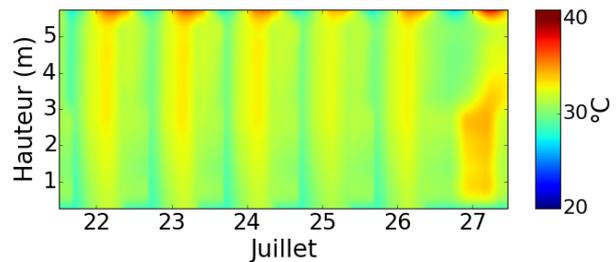
En été, du fait de l'entraînement d'air qui ramène la chaleur, la température de la zone d'occupation devient plus élevée ce qui entraîne des conditions d'inconfort pour le cas de la ventilation par mélange. Une augmentation du nombre de DH d'inconfort d'environ 10 % a été constatée par rapport à la ventilation par déplacement (Figure II-33).

II.6.4.3 Impact de la géométrie des fenêtres latérales

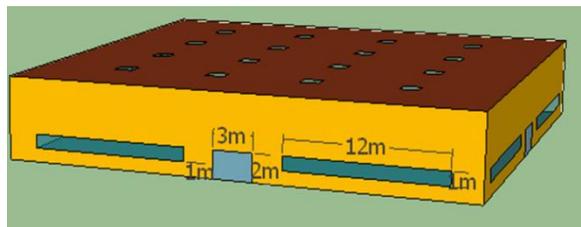
Étant donné le pourcentage important de la surface vitrée de chaque façade (30 m² soit 13,7 %) sauf au nord, nous avons étudié l'impact de la géométrie (position et taille) des fenêtres latérales. Deux modèles de fenêtres latérales ayant la même surface sont comparés (Figure II-34). La porte vitrée n'a pas été modifiée.



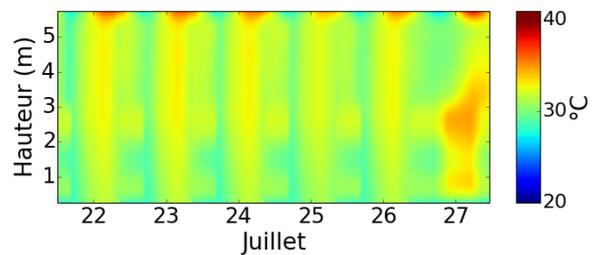
a. Modèle I : Cas de référence



b. Température d'air pour le modèle I



c. Modèle II



d. Température d'air pour le modèle II

Figure II-34. Impact de la position des fenêtres latérales sur la température d'air intérieur.

L'impact thermique de la surface vitrée est clairement visualisé par la température des cellules aux emplacements des fenêtres (Figure II-34 b,d).

En période nocturne, la température d'air à une hauteur comprise entre 1 et 2 m pour le modèle II diminue plus vite par rapport au cas de référence. Ce refroidissement naturel est causé par la déperdition thermique plus élevée à travers de surface vitrée. Il est à noter que le coefficient de transmission thermique des fenêtres est beaucoup plus élevé que celui des parois. En outre, la ventilation mécanique est désactivée durant cette période de sorte que la circulation d'air est très faible.

Pendant la journée, la modification de la géométrie des fenêtres n'entraîne pas un impact significatif sur la température intérieure. L'écart entre les températures extérieure et intérieure étant plus faible, les déperditions par les vitrages sont moins importantes. En outre, l'écoulement d'air dû à la ventilation mécanique permet de mieux homogénéiser la température d'air du volume intérieur du bâtiment.

II.7 Rôle de l'inertie thermique interne sur les performances thermiques

L'une des particularités des bâtiments commerciaux est d'avoir une masse thermique élevée de rayonnages. Dans cette étude, 30 % de la surface du bâtiment est occupée par les rayonnages (voir paragraphe I.1.2.4). L'inertie des marchandises affecte le comportement thermique du bâtiment. L'impact thermique de cette inertie sera évalué dans cette section.

II.7.1 Impact thermique de l'inertie des rayonnages

La Figure II-35 illustre l'impact thermique des rayonnages sur la température intérieure. Deux températures intérieures du bâtiment dans des conditions différentes sont présentées : la

température du bâtiment avec marchandises ($T_{Bât-Réf}$) et la température du bâtiment vide ($T_{Bât-Vide}$).

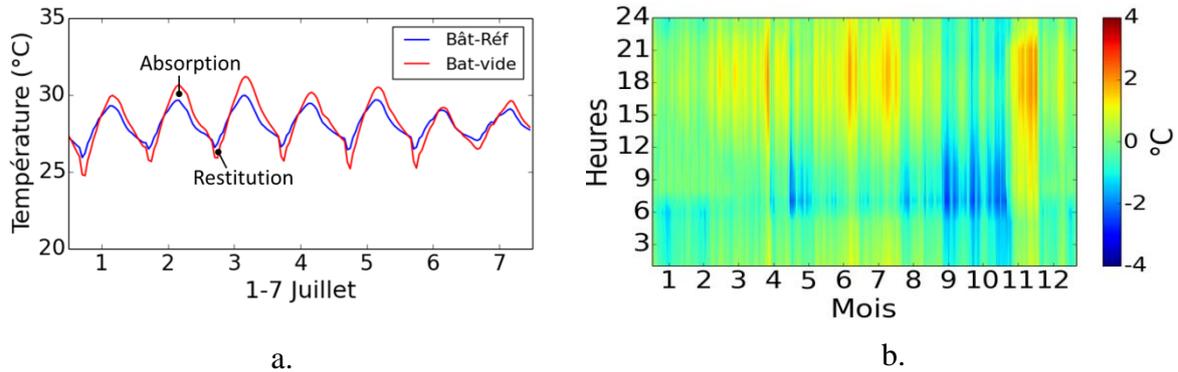
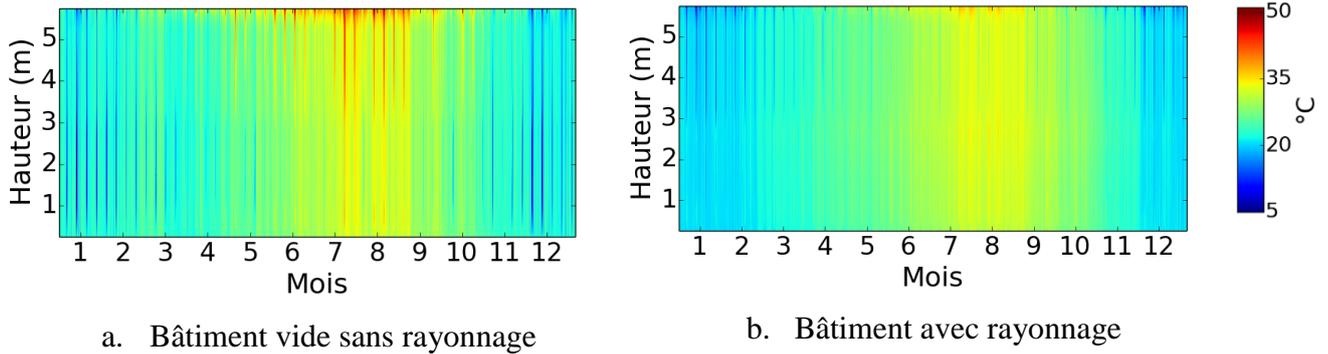


Figure II-35. Impact de l'inertie interne sur la température d'air intérieure : a. évolution des températures du 2 au 7 juillet, b. écart de température ($T_{Bât-vide} - T_{Bât-Réf}$).

Les résultats montrent que l'inertie thermique des rayonnages a un impact non négligeable. Elle permet d'atténuer la température pour un cycle journalier (Figure II-35 a). Les températures les plus élevées dans le cas du bâtiment vide sont entre 12h00 et 15h00 lors de la présence des occupants. Lorsque les marchandises sont en rayon, ces températures sont réduites grâce à l'absorption de la chaleur par les matériaux des marchandises. La moyenne de la température maximale et le nombre de DH pour le bâtiment vide sont de 31,25 °C et de 606,7 °Ch. La température intérieure pendant la journée diminue en moyenne pour les températures maximales d'environ 0,42 °C (maximum jusqu'à 30,83 °C) grâce à la présence de l'inertie thermique des rayonnages. Le nombre de DH est également réduit de 387,3 °Ch (-36,2 %).

La chaleur absorbée pendant la journée est restituée la nuit lorsque le bâtiment est non occupé. La restitution de cette chaleur par les rayonnages se produit entre 03h00 à 07h00. Cet échange thermique périodique journalier (absorption-restitution) conduit à une atténuation permanente de la température d'air pendant la journée ce qui contribue au confort thermique. L'écart de température d'air entre le bâtiment vide sans inertie interne et le bâtiment avec marchandises est présenté sur la Figure II-35 b. Cette dernière visualise la période d'absorption et de restitution de la chaleur tout au long de l'année.

Même si les rayonnages ne sont positionnés que jusqu'à une hauteur de 3 m, l'effet de leur inertie sur la température a été constaté sur la totalité du volume. Le gradient de température d'air est plus important en l'absence d'inertie thermique de ces rayonnages (Figure II-36 a). Sans l'absorption de chaleur par les rayonnages, la chaleur s'accumule au plafond à cause de l'effet de tirage thermique. L'inertie des rayonnages modifie la stratification de température (Figure II-36 b). Par exemple, le gradient de température le 21 juillet à midi diminue de 7 à 4 °C par la présence des rayonnages.

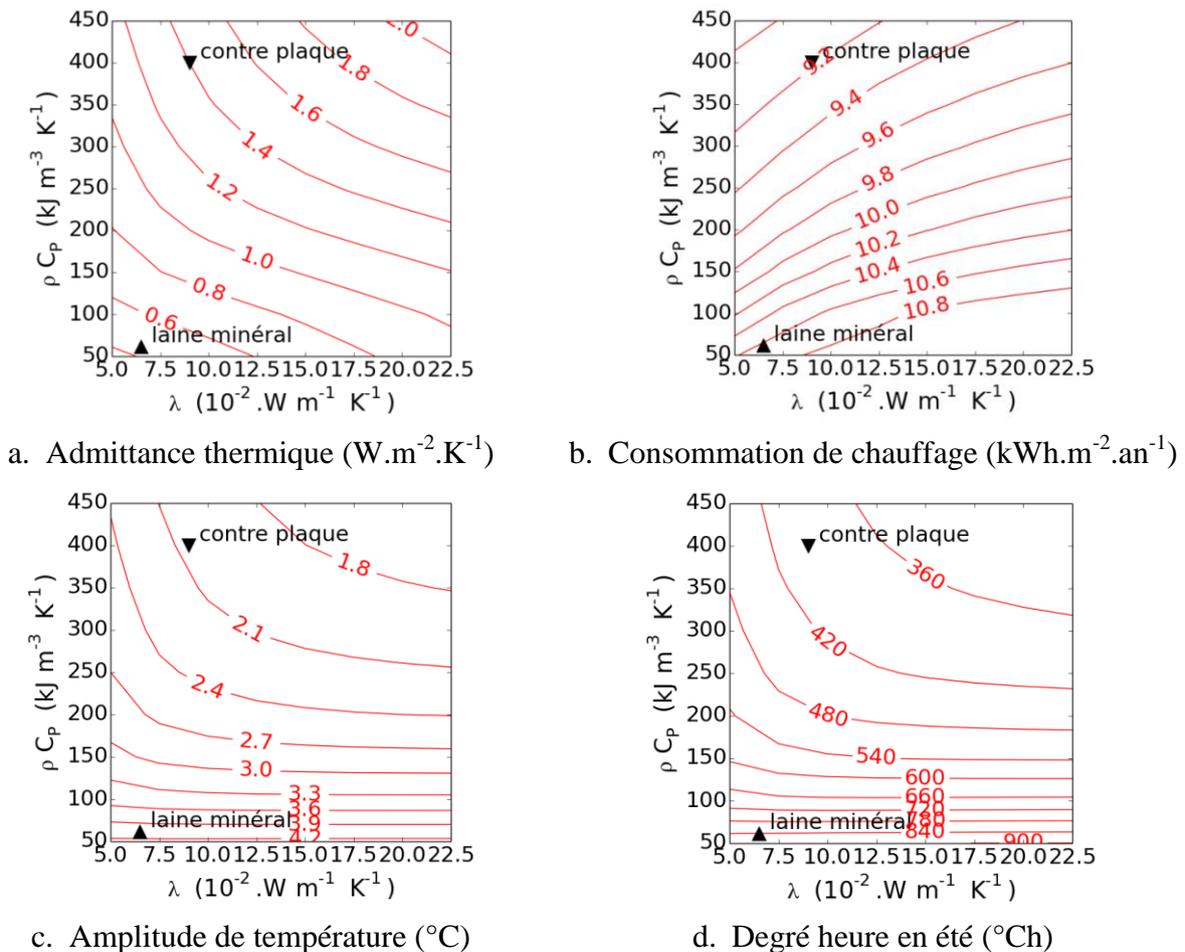


a. Bâtiment vide sans rayonnement b. Bâtiment avec rayonnement

Figure II-36. Effet de l'inertie thermique des marchandises sur le profil de température intérieure (modèle zonal avec 12 cellules).

II.7.2 Impact des propriétés thermiques des rayonnages

La capacité de stockage thermique des matériaux est représentée par leur admittance thermique Y ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$) (Voir paragraphe 1.3.1.3). Pour être en mesure de montrer explicitement le rôle de l'inertie interne issue des rayonnages sur le comportement thermique du bâtiment, nous avons étudié l'impact des propriétés thermiques des marchandises. Pour cette étude, la dimension de rayonnages décrite dans le paragraphe 2.1.1.2 est retenue. On fait varier par la suite les propriétés thermiques des matériaux en rayon.



a. Admittance thermique ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$) b. Consommation de chauffage ($\text{kWh}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{an}^{-1}$)

c. Amplitude de température ($^{\circ}\text{C}$) d. Degré heure en été ($^{\circ}\text{Ch}$)

Figure II-37. Impact des propriétés thermiques des matériaux de rayonnages.

La Figure II-37 présente l'impact des propriétés thermiques des rayonnages sur le besoin de chauffage, l'amplitude de température et le DH d'inconfort d'été.

Les matériaux à forte admittance thermique absorbent une quantité plus grande de chaleur au cours de la journée. Si cette chaleur provient des apports gratuits (gain solaire, gain éclairage, gains thermiques des occupants), l'absorption et la restitution thermique peuvent potentiellement diminuer les besoins de chauffage (Figure II-37 b). L'amplitude journalière de température intérieure et le nombre de DH sont présentés par la Figure II-37 c-d. Pour le bâtiment non climatisé, l'intégration de matériaux à masse thermique élevée contribue positivement à l'amélioration du confort d'été.

Deux types de matériaux ont été sélectionnés afin d'évaluer l'impact de l'inertie :

- un matériau à faible inertie thermique (mat-1) avec les valeurs $\rho C_{th} = 50 \text{ kJ.m}^{-3}.\text{K}^{-2}$, $\lambda = 0,05 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $Y = 0,36 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.
- un matériau à forte inertie thermique (mat-2) avec les valeurs $\rho C_{th} = 450 \text{ kJ.m}^{-3}.\text{K}^{-2}$, $\lambda = 0,225 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $Y = 2,1 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$.

Grâce à une masse thermique élevée (mat-2), le besoin en chauffage ($P_{chauf \text{ mat} - 2}$) est supprimé en mi-saison (Mars) contrairement aux matériaux à faible inertie thermique ($P_{chauf \text{ mat} - 1}$). L'impact de l'inertie thermique des rayonnages est très important dans cette période (Figure II-38 a). On peut noter par ailleurs, que la température de l'air fluctue beaucoup lorsque l'inertie des rayonnages est inexistante.

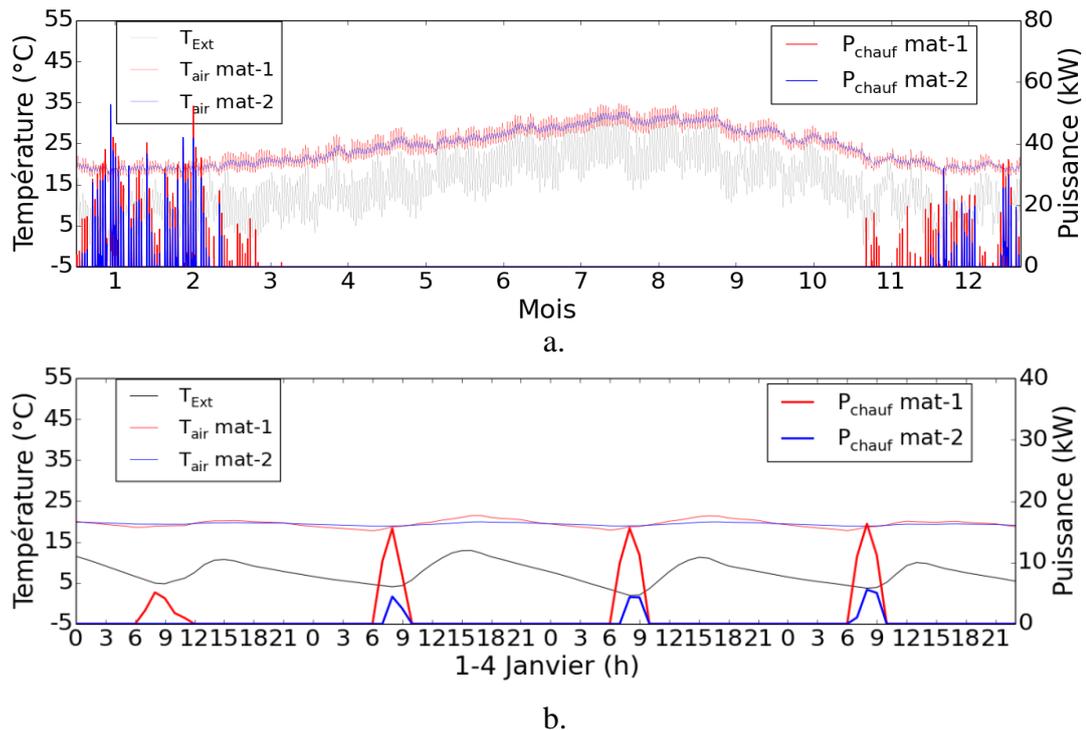


Figure II-38. Puissance de chauffage pour différents matériaux (à Marseille),
a. période annuelle, b. en été (du 1er au 4 janvier).

Le profil de la puissance de chauffage pendant quatre jours en hiver (du 1^{er} au 4 janvier) est présenté sur la Figure II-38 b. Nous constatons que le chauffage fonctionne en matinée de 07h00 à 11h00. L'inertie thermique importante des rayonnages permet de réduire la puissance nécessaire pour le chauffage grâce au déstockage de la chaleur pendant cette période.

II.8 Impact énergétique des lanterneaux

Comme décrite dans le paragraphe I.2.2.2, la mise en place de lanterneaux affecte directement le comportement thermoaéroulrique du bâtiment. Dans cette partie, nous allons évaluer leurs impacts sur les consommations énergétiques (chauffage et éclairage) et le confort thermique d'été, pour différentes régions climatiques.

Le contrôle de l'éclairage en fonction de l'éclairement naturel peut permettre une économie d'énergie importante. Cependant, les apports de chaleur dus à l'éclairage affectent les besoins en chauffage et en climatisation. Une étude a montré que la réduction de la puissance d'éclairage de 1 kW.m^{-2} conduit à la diminution des charges annuelles de refroidissement d'environ $1,58 \text{ kW.m}^{-2}$, avec une pénalité sur le chauffage d'environ $0,36 \text{ kW.m}^{-2}$ (Sezgen and Huang, 1994; Treado and JW, 1992). L'impact des apports de chaleur dû à l'éclairage sur la consommation (chauffage et climatisation) pour différents types de bâtiment a été étudié par (Sezgen and Koomey, 2000). Ils ont conclu que la réduction de 1 kWh de la puissance d'éclairage permet de réduire de $0,6 \text{ kWh}$ les besoins de climatisation, mais augmente de $0,25 \text{ kWh}$ les besoins en chauffage pour un bâtiment commercial.

II.8.1 Économie d'énergie grâce à l'éclairage zénithal

Les lanterneaux sur la toiture terrasse permettent d'assurer un éclairage zénithal. Afin d'obtenir un bon niveau d'éclairement sur toute la partie du bâtiment, 16 lanterneaux ($1,4 \text{ m} \times 1,4 \text{ m}$) sont montés avec une distance maximale entre deux lanterneaux de 6 m (voir paragraphe I.2.2.2).

Sans contrôle de l'éclairage, quelle que soit la localisation, le besoin d'énergie relatif à l'éclairage artificiel dans notre cas d'étude est de $58,54 \text{ kWh}_{EP}.\text{m}^{-2}.\text{an}^{-1}$. Ce dernier peut être réduit en effectuant un contrôle de l'éclairage en fonction de l'éclairement naturel (paragraphe I.2.2.2). L'économie d'énergie obtenue à l'aide de ce contrôle dépend de la lumière du jour du local (Eq. I-13).

L'impact de l'éclairage zénithal sur la consommation énergétique et le confort d'été est présenté par le Tableau II-13. Les résultats montrent que le contrôle de l'éclairage en fonction de l'éclairage zénithal apporte un bénéfice intéressant à la fois sur la consommation énergétique mais aussi sur le confort d'été, notamment pour les régions chaudes.

Tableau II-13. Impact d'éclairage zénithal sur la consommation énergétique et le confort d'été.

Ville	Énergie ($\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$)			DH ($^{\circ}\text{Ch}$)
	Réduction d'éclairage	Pénalité de chauffage	Total	
Poitiers	- 30,5 (-52,1 %)	+ 7,76 (+21 %)	- 22,7 (-25,8 %)	- 33,1 (-100 %)
Marseille	- 34,2 (-58,4 %)	+ 3,1 (+53,6 %)	- 31,1 (-50,8 %)	- 1109 (-67,8 %)
Jakarta	- 36,6 (-62,4 %)	0	- 36,6 (-62,4 %)	- 5149 (-21%)

Sur la Figure II-39 est présentée la consommation énergétique mensuelle pour un bâtiment avec et sans contrôle de l'éclairage pour les villes de Jakarta ($E_{cl_{Jakarta}}$), Marseille ($E_{cl_{Marseille}}$) et Poitiers ($E_{cl_{Poitiers}}$).

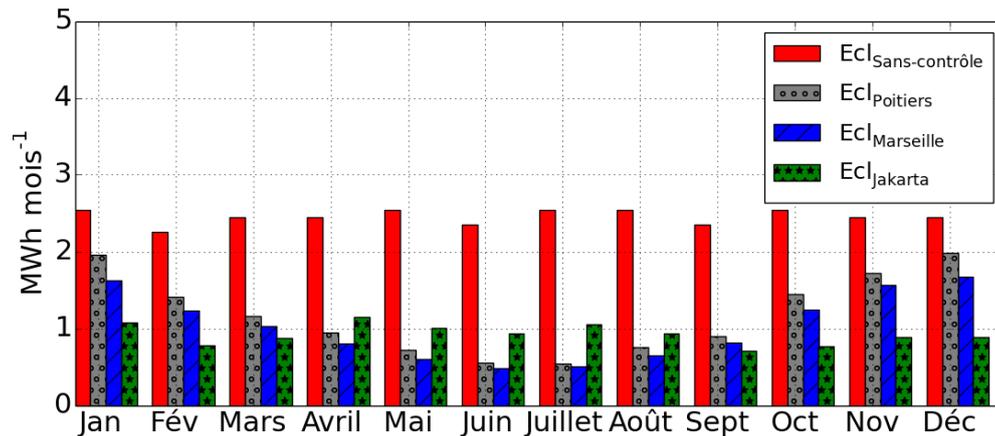


Figure II-39. Économie d'énergie grâce à un contrôle de l'éclairage.

On peut noter sur cette figure que quel que soit le lieu, l'ajout d'un contrôle de l'éclairage permet de diminuer de façon importante la consommation d'énergie du bâtiment. L'impact est cependant très différent en fonction des climats.

À Jakarta, la variation annuelle de l'angle solaire est faible. Les gains d'énergie du au contrôle de l'éclairage sont constants sur l'année.

Dans les régions de l'hémisphère nord (Marseille et Poitiers), l'angle solaire en hiver est plus faible, ce qui réduit l'éclairage naturel, les gains d'énergie mensuels sont donc moins significatifs que pendant l'été. Par ailleurs, en hiver, le contrôle d'éclairage affecte également la consommation de chauffage en réduisant les apports gratuits (dus à l'éclairage). Un autre intérêt du contrôle d'éclairage en période estivale est la réduction de l'apport de chaleur des ampoules qui permet ainsi d'améliorer le confort thermique.

II.8.2 Influence de la surface de lanterneaux

La surface de lanterneaux en toiture a un impact sur la consommation de chauffage (E_{Chauf}), la consommation d'éclairage (E_{Ecl}) et le confort d'été. Nous avons fait varier cette surface (taux des lanterneaux) de 2,5 % (cas de référence) jusqu'à 15 %. Les simulations ont été réalisées pour un bâtiment sans ventilation naturelle ($DH_{Sans-VNN}$) et un bâtiment avec ventilation naturelle nocturne ($DH_{Avec-VNN}$). Les détails concernant le pilotage de la ventilation naturelle nocturne sont donnés dans la première partie du chapitre IV. L'évolution des consommations et du confort d'été en fonction du taux de lanterneaux est présentée sur la Figure II-40.

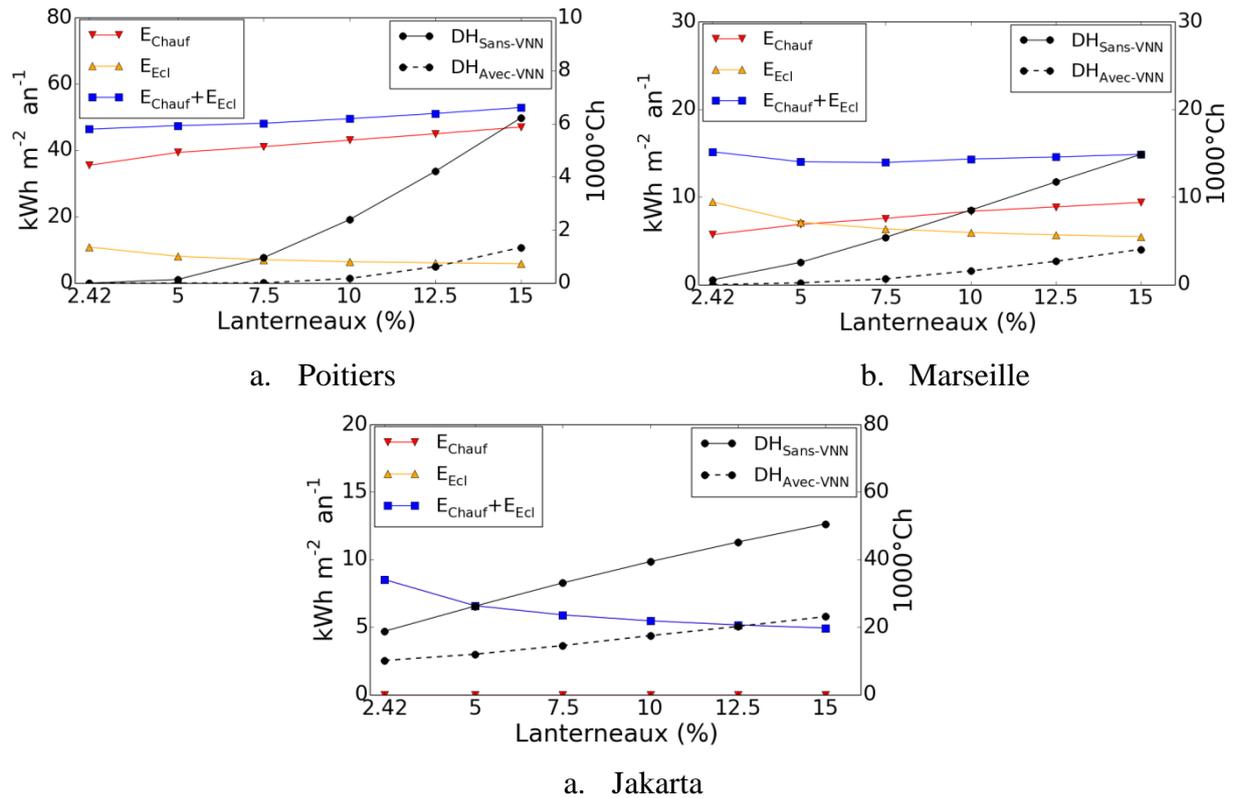


Figure II-40. Besoins d'éclairage, de chauffage et nombre de DH en fonction du taux de lanternes.

À Poitiers, l'augmentation de la surface de lanternes de 2,42 % à 15 % entraîne une augmentation de la consommation globale d'environ 6,5 kWh.m⁻².an⁻¹ (+14,1 %). Même si le besoin d'éclairage diminue grâce à une surface élevée, les déperditions thermiques à travers les lanternes sont plus importantes. Les apports solaires dus aux lanternes ne sont pas suffisants pour remédier aux pertes thermiques en hiver. L'augmentation de la surface des lanternes est une solution moins adaptée. De plus, le taux de lanternes élevé (15 %) génère une augmentation considérable du nombre de DH de 0 à 6227 °Ch (Figure II-40.a).

À Marseille, le taux du lanterneau optimal en termes de consommation est d'environ 5 %. Le gain sur la consommation d'énergie est d'environ 1,14 kWh.m⁻².an⁻¹ (-7,5 %) par rapport au cas de référence. En revanche, l'inconfort d'été augmente de 560 à 2 554 °Ch (4,6 fois). La ventilation naturelle nocturne permet cependant de réduire le nombre de DH jusqu'à 210 °Ch.

À Jakarta, la modification de la surface des lanternes n'a d'impact que sur la consommation d'éclairage. Cette dernière est réduite d'environ 3,6 kWh.m⁻².an⁻¹ (-42 %) lorsque le taux de lanternes atteint 15 %. Par contre, le nombre de DH augmente considérablement de 18 834 à 26 261 °Ch (+39,4 %) par rapport au cas de référence. La ventilation naturelle nocturne permet de réduire ce nombre à 12 031 °Ch. Par conséquent, la surface des lanternes doit être limitée afin d'améliorer le confort thermique.

II.9 Conclusions

Dans ce chapitre, nous avons réalisé une évaluation multicritère du comportement thermoaérodynamique d'un bâtiment commercial/industriel de grand volume. Les performances thermiques de ce bâtiment sont présentées en termes de consommation énergétique et de

confort thermique en période estivale. Différents paramètres ont une influence considérable sur ces performances thermiques.

Impact thermique du sol

Le sol est un élément très important dans le bilan thermique de ce type de bâtiment. Parmi les modèles simplifiés proposés, aucun n'a permis d'obtenir des solutions cohérentes par rapport à celles obtenues avec le modèle tridimensionnel pour l'ensemble de l'année. Ainsi, le recours à ce dernier modèle est incontournable pour étudier les problématiques d'hiver et d'été. Un coût additionnel en termes de temps de calcul est par conséquent obligatoire ; notre étude a permis de montrer qu'il reste cependant raisonnable à condition d'optimiser ces paramètres dans une première phase.

On peut noter qu'en été, le sol est un bon dissipateur thermique qui permet de rafraîchir l'air intérieur. Prenant en compte le risque de surchauffe en été, la mise en place de l'isolation thermique pour les régions tempérées est une technique à évaluer. Pour les régions équatoriales, l'inertie thermique du sol contribue positivement au rafraîchissement passif. L'isolation thermique dans cette région doit être écartée.

Aspect géométrique

La compacité géométrique a des conséquences importantes en hiver pour les régions froides mais a peu d'influence en été. Concernant l'orientation, les surfaces vitrées du bâtiment dans les régions froides doivent être orientées vers la direction pour laquelle le bâtiment peut absorber le maximum d'apports solaires. Dans l'hémisphère nord, l'orientation optimale varie entre sud-ouest et sud-est. Au contraire, dans les régions équatoriales, aucune orientation optimale n'a pu être définie notamment pour le cas du bâtiment à faible hauteur avec une grande surface de la toiture terrasse.

Stratification thermique et mode de diffusion de l'air

L'approche zonale permet de prendre en compte la stratification thermique et notamment les différents modes de diffusion de l'air. Parmi les deux modes de ventilation mécanique présentées, la ventilation par mélange semble la plus adaptée à ce type de bâtiment. Le soufflage de l'air par des diffuseurs au niveau du plafond permet d'assurer un meilleur confort des occupants et d'éviter l'effet de courant d'air dans le cas de grand débit de ventilation.

Inertie thermique des rayonnages

À la différence d'autres types, les bâtiments commerciaux présentent une inertie thermique importante de par la présence des rayonnages. Cette inertie contribue de manière positive sur la performance thermique du bâtiment. Elle permet de réduire la puissance de chauffage en hiver et, en été, l'effet de cette inertie thermique peut diminuer la variation journalière de la température ce qui amène une réduction substantielle de degrés heures d'inconfort.

Rôle thermique des lanterneaux

La mise en place des lanterneaux sur la toiture terrasse d'un bâtiment de grand volume présente de nombreux avantages. Grâce à l'éclairage zénithal, la consommation d'énergie pour l'éclairage a pu être réduite jusqu'à 62,4 % pour le bâtiment traité. En été, la ventilation naturelle à travers les lanterneaux peut améliorer le confort thermique.

Chapitre III

Application à un bâtiment existant

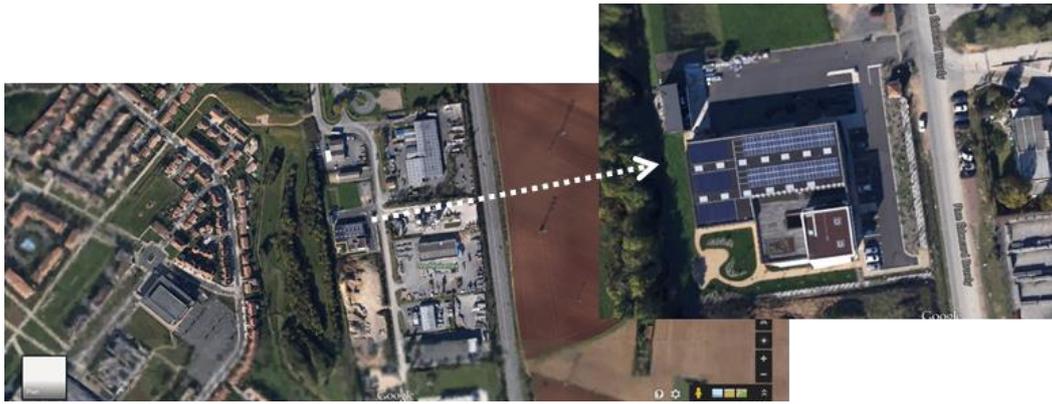
Dans le chapitre précédent, nous avons réalisé une évaluation multicritère du comportement thermoaéroulique d'un bâtiment commercial/industriel virtuel. Dans ce chapitre, nous allons d'une part vérifier les prédictions du modèle développé lors de cette première étude vis-à-vis des performances énergétiques d'un bâtiment réel et d'autre part, étudier numériquement l'impact de la ventilation naturelle nocturne sur le confort thermique d'été. La motivation principale d'une analyse de l'utilisation de cette méthode passive de rafraîchissement au cas de ce bâtiment réel provient de la présence de lanterneaux qui préfigure d'une efficacité élevée de la ventilation naturelle. En effet, les retours d'expériences montrent qu'une stratégie adéquate de ventilation (mécanique, naturelle, période nocturne...) permet des bénéfices intéressants sur la consommation énergétique et le confort thermique du bâtiment. Karva et al. (2012) ont montré que la ventilation nocturne peut couvrir 30 % des besoins de refroidissement d'un atrium. D'autre part, une bonne stratégie de ventilation permet de réduire les consommations d'énergie jusqu'à 56 %, pour la climatisation et la ventilation (Menassa et al., 2013). Concernant les bureaux, Kolokotroni et al. (1998) ont présenté le potentiel de rafraîchissement par la ventilation nocturne qui permet de limiter d'environ 1/3 les besoins de climatisation de ce type de bâtiment. Ces résultats soulignent l'intérêt d'une stratégie adéquate de la ventilation, surtout de la ventilation naturelle nocturne.

Dans une première partie, les caractéristiques du bâtiment, le modèle thermoaéroulique du bâtiment, développé sous environnement TRNSYS 17 et Contam, et l'instrumentation du bâtiment sont présentés. Dans une deuxième partie, une analyse comparative est réalisée pour évaluer et valider la cohérence des résultats numériques par rapport aux mesures sur site. En dernière partie, nous évaluons certaines stratégies de ventilation nocturne pour réduire l'inconfort thermique d'été.

III.1 Présentation du bâtiment et de l'instrumentation in situ

Le bâtiment étudié (Figure III-1), situé à Poitiers (France), est une agence commerciale de la société SOPREMA. Ce bâtiment a été construit conformément aux dispositions de la réglementation thermique 2012 qui exige un niveau élevé d'isolation thermique, une étanchéité à l'air bien maîtrisée et la réduction importante de l'effet des ponts thermiques. Des panneaux photovoltaïques en toiture et façade ont été installés afin d'en faire un bâtiment à énergie positive. Les travaux de construction ont été réalisés de novembre 2010 à juin 2011.

La particularité de ce bâtiment est qu'il est composé d'un entrepôt situé au nord présentant un grand volume et une faible hauteur, et de bureaux situés au sud (Figure III-1 b). La toiture de l'ensemble du bâtiment est de type « toiture terrasse ».



a.



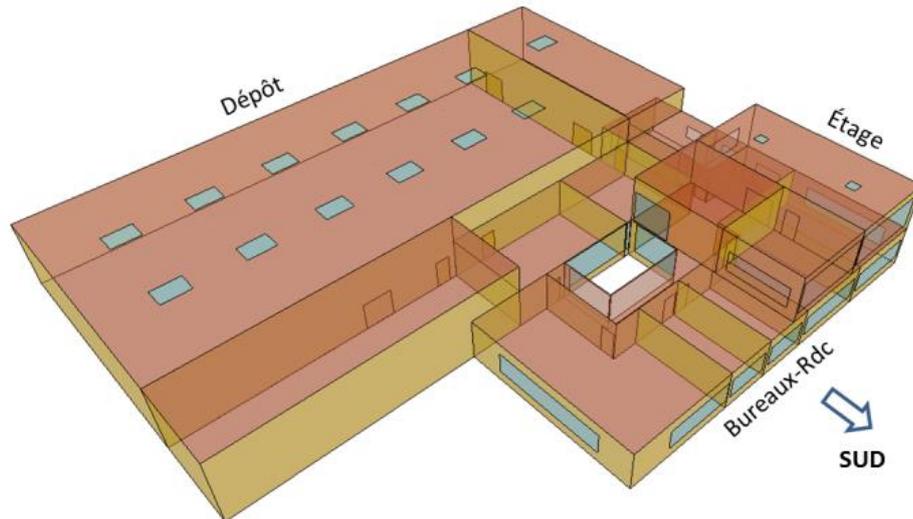
b.

Figure III-1. Présentation du bâtiment étudié : a. Vue aérienne du bâtiment étudié (source Google earth), b. Vue tridimensionnelle (<http://www.soprasolar.com>).

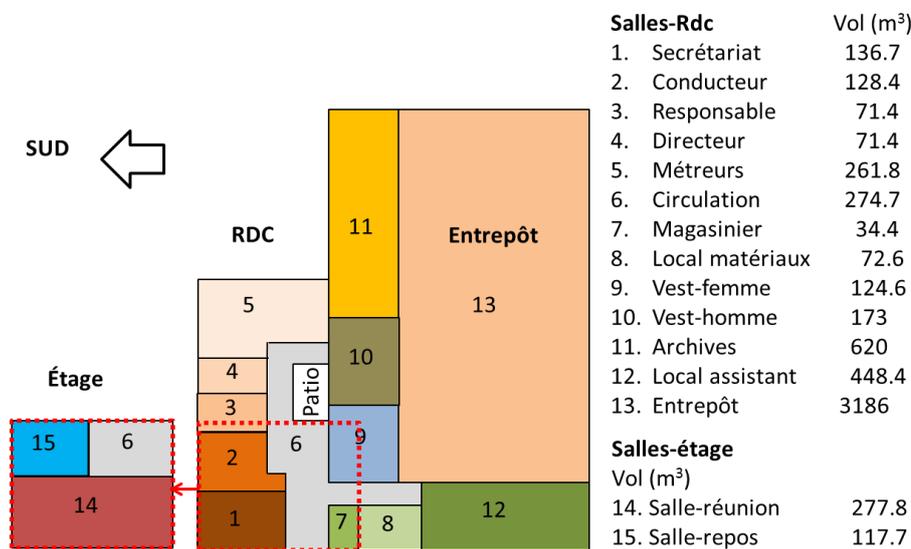
III.1.1 Caractéristiques du bâtiment

III.1.1.1 Géométrie

La zone de bureaux (Figure III-2) représente 776,4 m² de surface et s'étale sur deux niveaux (hauteur de plafond : 3 m). Elle est composée de pièces cloisonnées et interconnectées par un espace de circulation. L'entrepôt (Figure III-2), non cloisonné, d'une hauteur de 5 m, occupe une surface de 637,2 m².



a.



b.

Figure III-2. Zones du bâtiment étudié : a. Vue 3D, b. Zonage thermique.

Les bureaux sont positionnés dans la partie Sud du bâtiment afin de bénéficier des apports solaires gratuits. Au rez-de-chaussée, sont réparties cinq salles : secrétariat, bureau du conducteur des travaux, bureau du responsable des travaux, bureau du directeur et bureaux des métreurs. Les façades correspondantes sont munies de fenêtres. Pour réduire l'inconfort d'été dans ces zones, des protections solaires fixes de 1 m de largeur ont été installées 10 cm au-dessus des fenêtres. Les vestiaires hommes, les vestiaires femmes et les toilettes sont situés au milieu de la zone de bureaux. Par ailleurs, un patio a été créé au centre de l'espace circulation afin de garantir un éclairage naturel. Un local pour les archives a été positionné dans la partie Ouest du bâtiment, adjacent à l'entrepôt. Dans la partie Est, on peut trouver une pièce « magasin » et le local Sopra-assistance. À l'étage, ont été définies une salle de réunion et une salle de repos. Ces deux pièces disposent d'un taux important de surfaces vitrées. La salle de réunion possède par ailleurs deux lanterneaux (Figure III-3.a) d'une surface totale de 2 m², installées à des fins de désenfumage et de ventilation naturelle.

Les dimensions de chaque pièce sont présentées dans le tableau suivant :

Tableau III-1. Caractéristiques géométriques des pièces.

Zones	S m ²	H m	S _{VIT} m ²	Zone	S m ²	H m	S _{VIT} m ²
Secrétariat	45,58	3	28,43	Vestiaire-Femme	41,54	3	10,40
Bur. Conducteurs	42,80	3	13,83	Vestiaire-Homme	57,66	3	--
Bur. Responsable	23,80	3	14,79	Local Archives	124	5	--
Bur. Directeur	23,80	3	14,79	Local Assistance	89,68	5	3,12
Bur. Métreurs	87,26	3	17,31	Entrepôt	637,2	5	5,27
Circulation	91,58	3	31,71	Salle de réunion	79,38	3,5	22,08
Magasin	11,48	3	11,76	Salle de repos	33,63	3,5	50,93
Local Matériaux	24,19	3	5,58				

S : surface du plancher (m²), *H* : hauteur du local (m), *S_{VIT}* : surface des fenêtres (m²).

L'entrepôt a été construit dans la partie Nord. Sa toiture, de type terrasse, a une pente de 3° pour l'évacuation de l'eau de pluie et est recouverte partiellement de panneaux photovoltaïques sur le côté Ouest de la toiture. Douze lanterneaux (Figure III-3 b) d'une surface totale de 33,6 m² (soit 5,3 % de la toiture) ont été installés au centre de la toiture (orientation Est-Ouest).



Figure III-3. Lanterneaux : a. Salle de réunion, b. Entrepôt.

Par la suite, afin de simuler le comportement dynamique du bâtiment, ce dernier a été découpé en 15 zones thermiques en fonction des usages (scénarios, orientation...). La Figure III-2 présente le découpage en zones thermiques.

III.1.1.2 Caractéristiques physiques de l'enveloppe

Le bâtiment a été construit à partir d'une ossature métallique fortement isolée. L'isolation thermique est constituée de laine minérale de 150 mm pour le dépôt, 250 mm pour les bureaux et 230 mm en toiture. L'inertie thermique du bâtiment est liée principalement au dallage et aux planchers. Le plancher entre le rez-de-chaussée et l'étage se compose de 13 mm de plâtre, d'une dalle béton de 120 mm et de 12 mm de carrelage. Le plancher bas est en béton d'épaisseur 160 mm posé sur un sol argileux. Les portes intérieures sont en bois lourd d'épaisseur 40 mm. Le mobilier et fournitures qui sont constitués de matériaux en bois, métal, plastique et papier représente environ 2 % du total volume des bureaux. Dans l'entrepôt, les marchandises occupent environ 30 % du volume.

Le détail des matériaux constituant les parois est donné dans le Tableau III-2

Tableau III-2. Constitution des parois extérieures et propriétés des matériaux.

Composants	Matériaux	e	λ	ρ	C_p
Bardage extérieur bureaux	Acier	2	50	7800	419
	Laine de roche	250	0,035	50	920
	Plâtre	13	0,25	825	801
Parois bureaux / entrepôt	Acier	2	50	7800	419
	Laine de roche	140	0,035	50	920
	Acier	2	50	7800	419
Bardage extérieur entrepôt	Acier	2	50	7800	419
	Laine de roche	250	0,035	50	920
	Plâtre	13	0,25	825	801
Toiture	Laine de roche	230	0,041	55	920
	Acier	2	50	7800	419
Plancher RDC	Béton plein	160	2	2450	920
Porte intérieure	Bois lourd	40	0,23	650	2400
	Plâtre	13	0,25	825	801
Plancher intermédiaire bureaux	Béton	120	2	2450	920
	Carrelage	12	1,7	2300	700
	Plâtre	13	0,25	825	801
Cloison de bureaux	Lame d'air	7	0,06	1	1227
	Plâtre	13	0,25	825	801
	Isolation périphérique verticale	Polystyrène extrudé	Résistance thermique : $2 \text{ m}^2 \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{W}^{-1}$		

e : épaisseur (mm), λ : conductivité thermique ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$), ρ : masse volumique ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$), C_p : capacité thermique ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

Les façades extérieures des parois ont des coefficients de réflectivité solaire (albédo) différents. Les toitures sont revêtues par une couche d'étanchéité à l'eau de couleur sombre avec un albédo de 0,3. Les parois Sud des salles au RDC de la zone bureautique sont de couleur brun avec albédo de 0,5. Les parois Sud de l'étage sont blanches (albédo de 0,7). Les autres parois (archives, entrepôt, magasinier et local Sopra-assistance) sont de couleur sombre comme la toiture avec un albédo de 0,3 (Figure III-4).



a.



b.

Figure III-4. Façades extérieures ; a. Partie Sud (bureaux) b. Partie Est (local assistance)

Les coefficients des ponts thermiques des liaisons verticales des parois extérieures et des liaisons des portes principales sont respectivement de 0,06 et 0,05 $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Les ponts thermiques (liaison mur-sol) sont modélisés selon la RT 2012 ($\psi_1 = 0,18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

III.1.1.3 Inertie thermique interne

L'inertie thermique interne au sein de la zone de bureaux est due aux fournitures (armoire, bureau...) et vaut 2 % du total volume de la zone. Ces équipements bureautiques sont constitués de bois ($0,151 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$; $0,6 \text{ MJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$), d'aluminium ($237 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$; $3,44 \text{ MJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$), de papier ($0,12 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$; $0,35 \text{ MJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$) et de matière plastique ($0,038 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$; $0,07 \text{ MJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$). Pour le local d'archive et le magasin, on a considéré que le volume constituant l'inertie thermique représentait environ 20 % de son volume.

La zone « entrepôt » est occupée, quant-à-elle, sur 30 % de son volume total. Les matériaux stockés dans l'entrepôt se composent de produits isolants ($0,06 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$; $0,08 \text{ MJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$), de produits d'étanchéité ($0,038 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$; $0,07 \text{ MJ.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$) et d'acier. La Figure III-5 présente ces différentes zones.



Figure III-5. a. Salle de réunion, b. Salle de repos, c. Matériaux stockés dans l'entrepôt.

III.1.1.4 Perméabilité à l'air

Le niveau de perméabilité à l'air de ce bâtiment a été évalué par des tests de contrôle d'étanchéité à l'aide du dispositif de la porte soufflante lors de la phase chantier. Les résultats d'essai ont confirmé la très faible perméabilité à l'air du bâtiment, avec une valeur de $0,18 \text{ m}^3.\text{m}^{-2}.\text{h}^{-1}$ sous une différence de pression de 4 Pa.

III.1.2 Occupation et équipements techniques

III.1.2.1 Période d'occupation / inoccupation

La période d'occupation est de 8 h à 18 h tous les jours sauf les samedis et dimanches. Le nombre d'occupant est précisé dans le Tableau III-3.

III.1.2.2 Systèmes de chauffage / climatisation

Les besoins de chauffage pour chaque local sont différents en fonction des apports internes, des apports solaires et de la température de consigne de chauffage. En hiver, l'ensemble « bureaux » est chauffé par le biais de convecteurs électriques entre 17 et 20 °C. (Tableau III-3). Aucun système de climatisation n'est installé. Le dépôt est maintenu à 12 °C en journée et mis hors gel à 5 °C le soir pour la période d'hiver avec comme moyen de chauffage deux aérothermes électriques.

Les caractéristiques de chaque zone thermique sont présentées dans le Tableau III-3.

Tableau III-3. Caractéristiques des zones thermiques.

Zone	Ecl	Occ	PC	TH	Zone	Ecl	Occ	PC	TH
1	10	1	1	21 / 18	9	5	-	-	20 / 17
2	10	1	1	21 / 18	10	5	-	-	20 / 17
3	10	1	1	20 / 18	11	5	-	-	12 / 12
4	10	1	1	21 / 17	12	10	3	3	19 / 15
5	10	2	2	21 / 19	13	4	5	2	12 / 5
6	10	1	-	20 / 18	14	10	-	-	19 / 17
7	5	1	1	19 / 17	15	10	-	-	20 / 17
8	10	-	-	18 / 16					

Occ : nombre d'occupant, PC : nombre de PC (140 W/unité), Ecl : densité d'éclairage $W.m^{-2}$, T_H : température de consigne de chauffage lors des périodes d'occupation / inoccupation ($^{\circ}C$).

III.1.2.3 Ventilation mécanique contrôlée (VMC)

Afin d'assurer la qualité d'air dans la zone de bureaux, une ventilation mécanique contrôlée (VMC) à double flux avec une efficacité d'échangeur de 0,8 a été installée. L'échangeur est bypassé pendant la période estivale. Pour assurer une meilleure circulation, l'air neuf est injecté dans les locaux principaux par les diffuseurs sur les parois et extrait par les extracteurs qui ont été placés dans les toilettes au rez-de-chaussée et dans la salle de réunion à l'étage.

En ce qui concerne l'aération de l'entrepôt, une ventilation mécanique à simple flux a été utilisée avec un débit de $0,5 \text{ vol.h}^{-1}$ (équivalent à 1918 kg.h^{-1}).

Ces deux ventilations mécaniques sont activées pendant la période d'occupation. Les débits de ventilation dans la zone bureaux sont présentés par le tableau ci-dessous :

Tableau III-4. Débits de VMC dans la zone bureaux.

Local	Débit entrée (kg.h^{-1})	Local	Débit sortie (kg.h^{-1})
Bur. secrétaire	60	Vestiaire-femme	160
Bur. conducteur	60	Vestiaire-homme	260
Bur. responsable	30	Bur. métteurs	80
Bur. directeur	30	Magasin	30
Bur. métteurs	120	Salle de réunion	220
Magasin	30		
Local assistance	30		
Salle de réunion	120		
Salle de repos	120		
Total	600		750

III.1.3 Dispositif expérimental

Le suivi du fonctionnement du bâtiment est assuré par un ensemble de capteurs (température, éclairage, ouverture...) et des relevés de compteurs d'énergie par poste. L'ensemble des données est collecté par une gestion technique centralisée (GTC).

Une station météorologique a été installée sur la toiture de la salle de réunion (Figure III-6). Elle est constituée d'un ensemble de capteurs qui enregistrent les paramètres météorologiques :

- Un thermomètre à résistance de platine (PT100) sert à mesurer la température extérieure ($^{\circ}\text{C}$).
- Un anémomètre à trois coupelles pourvu d'un disque optique à 32 crans mesure la vitesse du vent ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)
- Un pyranomètre (CLO) mesure la puissance de rayonnement solaire global ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$).
- Un pluviomètre évalue la quantité de précipitations ($\text{mm}\cdot\text{m}^{-2}$).
- Un pyrgeomètre (GLO) sert à mesurer le flux radiatif infrarouge incident dû au rayonnement atmosphérique et celui émis et réfléchi par le sol ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$).
- Un capteur de direction du vent (girouette) indique la direction du vent ($^{\circ}$).



Figure III-6. Station météorologique sur la toiture de la salle de réunion.

En raison du dysfonctionnement de certains capteurs, les données météorologiques ont été complétées avec des données provenant de MétéoFrance.

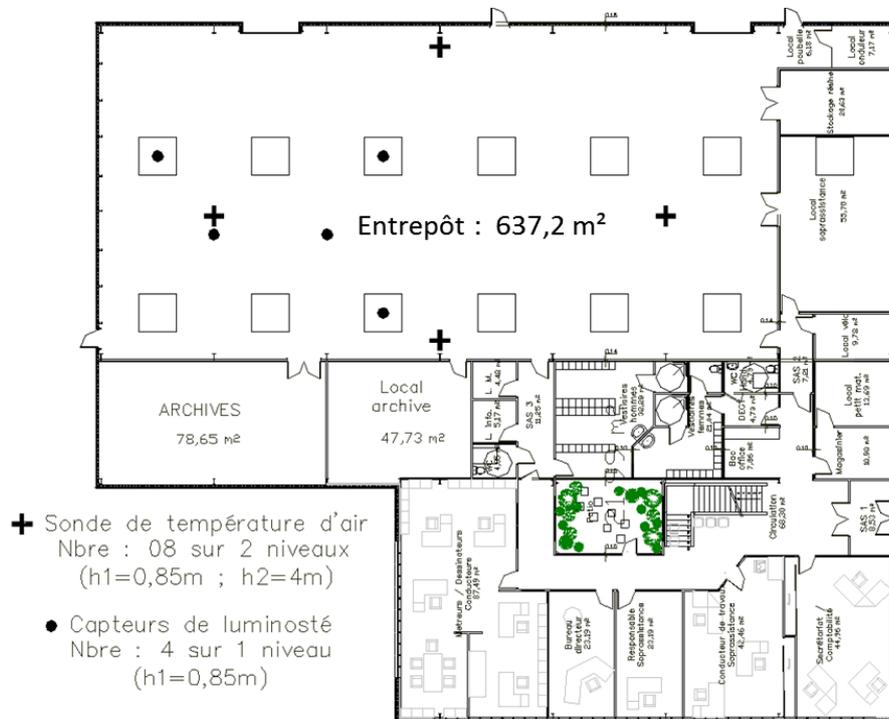


Figure III-7. Implantation des capteurs de luminosité et de température dans la zone entrepôt.

Afin de mesurer la température d'air intérieur, des capteurs de températures ont été implantés dans les zones suivantes : local Sopra-assistance, local archives, vestiaire femmes, vestiaire hommes, local magasinier, bureau métreurs, bureau responsable de travaux, secrétariat, zone de circulation, salle de repos et salle de réunion. Ils sont positionnés à l'entrée des bouches d'extraction d'air ou dans un endroit non confiné de la pièce. Pour la zone « entrepôt », 8 capteurs ont été installés en quatre points différents sur deux niveaux (à 0,85 m et à 4 m) (Figure III-7).

III.2 Modèle thermoaéraulique

Afin de prendre en compte les échanges par convection naturelle au sein du bâtiment, le modèle du bâtiment a été construit en couplant deux logiciels : TRNSYS 17 pour évaluer les transferts thermiques et CONTAM pour déterminer les débits de ventilation entre pièce et avec l'environnement extérieur.

Approche multizone

L'ensemble des zones thermiques (15 zones) est traité par approche multizone (Figure III-2) à l'exception de l'entrepôt pour lequel deux approches sont adoptées : l'approche monozone à l'échelle du local (une zone pour le volume du local) et l'approche zonale pour laquelle le volume d'air intérieur a été subdivisé verticalement en une dizaine de sous-volumes avec une hauteur de 0,5 m afin de pouvoir représenter la stratification thermique (Lapisa et al., 2014). Les apports thermiques ont été répartis dans chaque volume. La ventilation mécanique contrôlée par mélange a été adoptée.

Modèle de sol

La modélisation des transferts thermiques à travers le sol est réalisée à l'aide du modèle de différences finies tridimensionnel (3D) décrit dans le paragraphe I.2.2.1.4. Afin de s'affranchir des effets de bords liés aux conditions aux limites, un volume suffisamment grand a été utilisé pour le modèle de sol (Figure III-8).

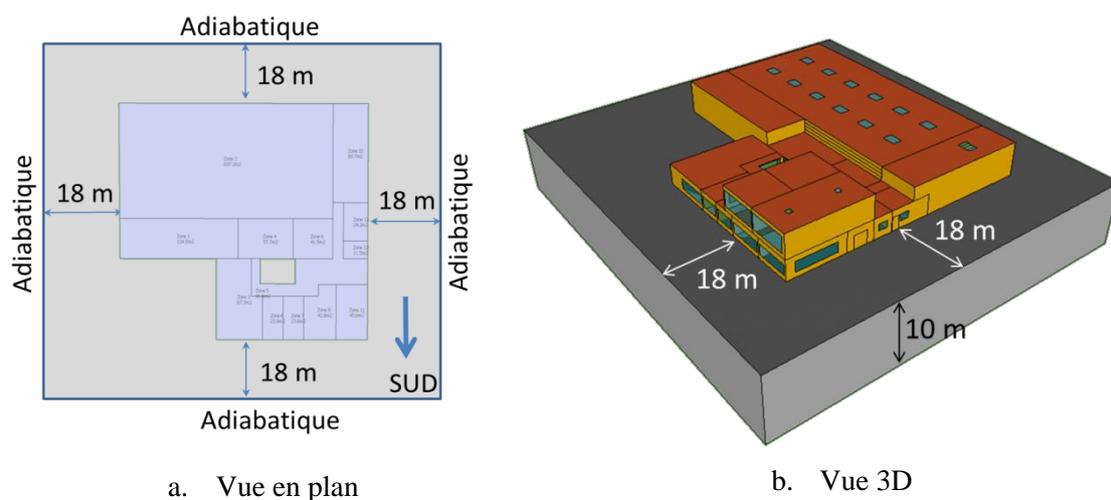


Figure III-8. Dimensions du modèle de sol.

Prise en compte de la ventilation naturelle

La ventilation naturelle est modélisée en prenant en compte l'effet du vent et du tirage thermique, décrit au paragraphe I.2.2.4. Le coefficient de pression sur les façades est calculé par l'équation Eq. II-10. La vitesse du vent du fichier météorologique a été corrigée en fonction des conditions du terrain, en utilisant l'équation Eq. I-24. L'ouverture des lanterneaux est pilotée par des moteurs en fonction de la température intérieure du local afin de maintenir cette température dans l'intervalle de limite du confort, entre 19 °C et 26 °C (les équations de pilotage d'ouverture des lanterneaux seront précisées dans la partie du chapitre suivant dédiée à la performance de la ventilation naturelle nocturne).

Stratégies de pilotage du bâtiment

L'éclairage artificiel est contrôlé en fonction de l'éclairage naturel afin de respecter les consignes d'éclairage pour chaque local (Tableau III-5). Le calcul du Facteur de Lumière du Jour *FLJ* est effectué selon l'équation Eq. I-13.

Tableau III-5. Consignes d'éclairage des différents locaux (NF EN 12464-1, 2011).

Zone	Éclairage (lux)
Bureaux	500
Vestiaires	300
Salle de réunion, salle de repos, archives	500
Circulation, escalier	100
Entrepôt	100

La VMC est déclenchée une heure avant l'arrivée des occupants afin d'améliorer la qualité d'air en début de journée. La mise en route de l'échangeur thermique de la VMC double flux est pilotée par l'équation Eq. II-4.

III.3 Résultats et discussions

III.3.1 Conditions météorologiques

Ce bâtiment se situe dans la région suburbaine à Poitiers (N 46,58° / E 0,45°) qui fait partie de la zone thermique H2b de la réglementation thermique RT 2012. Le sol autour du bâtiment est de nature argileuse et recouvert par de l'asphalte noir pour l'espace de stationnement (Figure III-8.b). Par conséquent, le coefficient de l'albédo du sol est pris égal à 0,04.

Les mesures sur site utilisées dans le cadre de cette étude concernent l'année 2012. La température moyenne annuelle de l'air extérieur est d'environ 11,78 °C. La température maximale atteinte est de 36,75 °C et la température minimale de -12,95 °C (Figure III-9a).

Le rayonnement solaire journalier (Figure III-9b) s'élève en moyenne à 272,5 W.m⁻² avec une valeur maximale annuelle de 937 W.m⁻². La vitesse maximale du vent est de 12,05 m.s⁻¹ avec une valeur moyenne annuelle de 3,6 m.s⁻¹ (Figure III-9c). Le vent dominant vient de la direction Sud-Ouest (Figure III-9d). L'humidité relative moyenne annuelle est de 79,4 %.

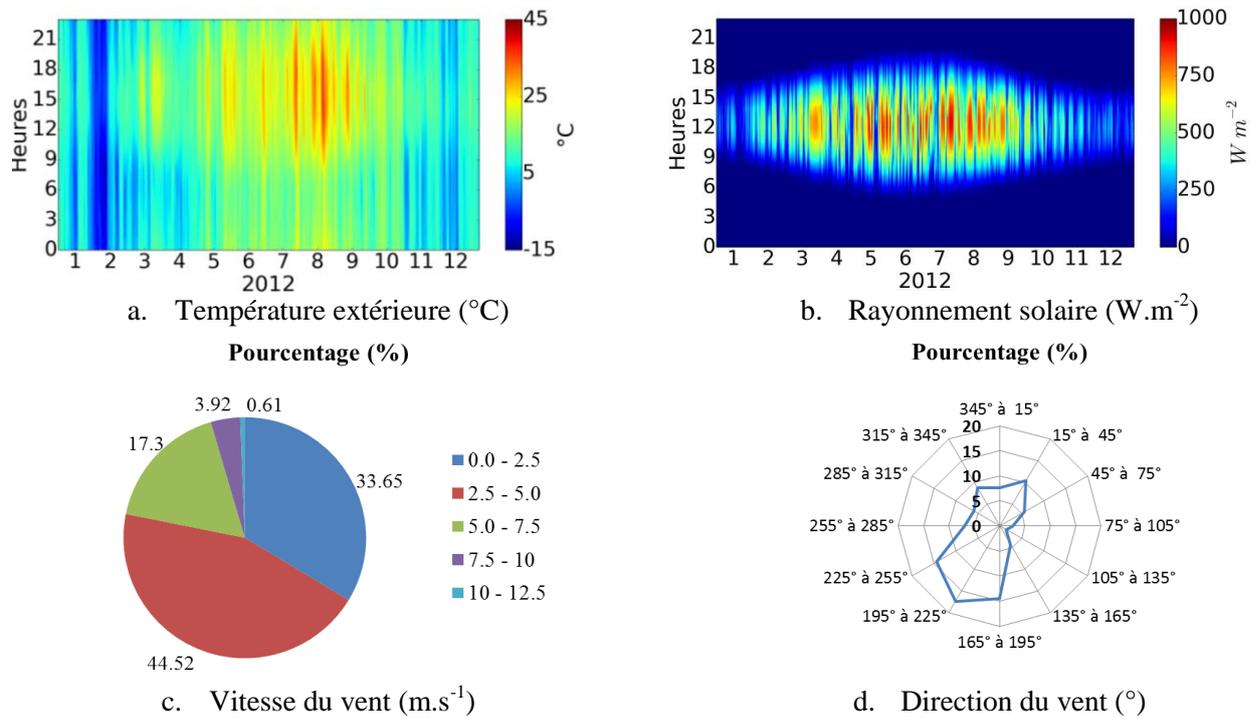


Figure III-9 Données météorologiques de Poitiers pour l'année 2012.

III.3.2 Résultats expérimentaux

La Figure III-10 présente les variations des températures extérieures et intérieures pour les mois de janvier à février 2012 dans les bureaux. Comme on peut le voir, ces derniers sont chauffés et maintenus entre 17 et 20°C en période d'occupation.

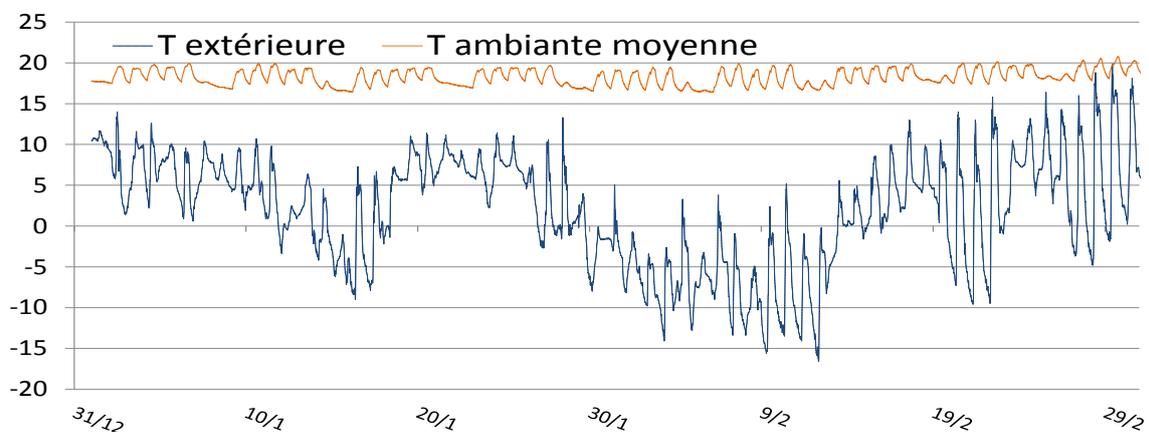


Figure III-10 Variation des températures extérieures et intérieures pour les mois de janvier à février 2012.

Le suivi des consommations réelles du bâtiment a été réalisé en distinguant le chauffage par zones thermiques (secrétariat, bureaux métreurs, direction, annexes, salle de réunion, dépôt), l'éclairage (ensemble bureaux, dépôt), la VMC (double flux bureaux, extracteur dépôt), le chauffe-eau, et les consommations auxiliaires (ordinateurs).

Les températures extérieures étant particulièrement basses par rapport aux normales saisonnières, les degrés-heures mesurés pour une période annuelle sont de 9 760 °C.h et la consommation globale de 1 051,6 kWh pour la zone bureaux avec la répartition par postes telle que donnée par la Figure III-11. La zone dépôt n'a pas été prise en compte ici vu que la

limite inférieure de 12°C en hiver a été maintenue avec une consommation de chauffage et une ventilation négligeable.

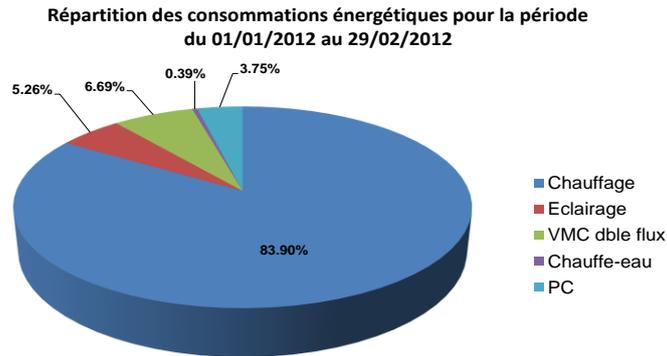


Figure III-11 Consommation d'énergie pour l'hiver 2012 (janvier-février) par poste pour la partie bureaux (hors dépôt).

La part principale de la consommation, 83,9 %, est due au chauffage sur cette période très froide de l'année, soit 18,5 kWh.m⁻². Viennent ensuite la consommation de la centrale de traitement d'air avec 1,48 kWh.m⁻² et de l'éclairage avec 1,16 kWh.m⁻². Ramenée à une année de référence pour le site avec 55 836 °C.h sur la saison de chauffage, la part théorique du chauffage tombe alors à 57 % (Figure III-12).

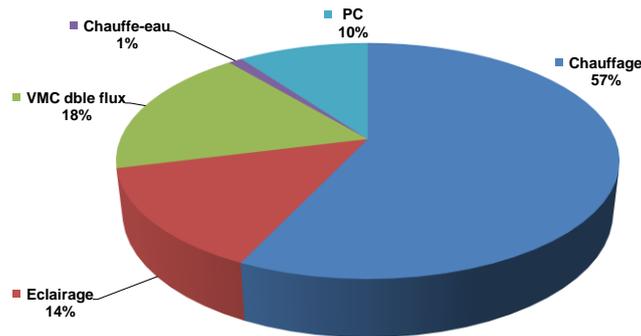


Figure III-12 Répartition des consommations d'énergie électriques sur une année type en %.

La part sur l'année de l'éclairage et de la ventilation mécanique devient alors beaucoup plus importante avec respectivement 14 % et 18 %.

En ce qui concerne la période estivale, les variations des températures extérieures et intérieures sont présentées sur la Figure III-13. On peut voir que la température extérieure fluctue de façon importante et peut atteindre 36,75 °C. On note par ailleurs, que la température ambiante peut dépasser la température d'inconfort pour certaines pièces (salle de réunion).

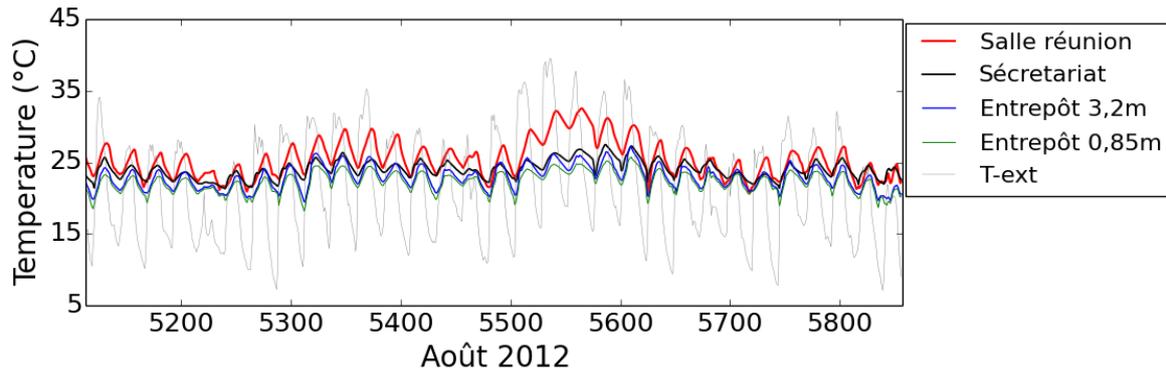


Figure III-13 Variation des températures extérieures et intérieures pour le mois d'août 2012.

III.3.3 Confrontation des mesures aux résultats numériques

Une analyse comparative a été réalisée afin d'évaluer la cohérence des résultats numériques par rapport aux mesures sur site. À titre d'exemple, la Figure III-14 présente l'évolution des températures de l'air des différentes zones bureaux. On constate une bonne concordance générale entre la mesure et la simulation tant sur la variation moyenne que sur les fluctuations journalières. Un exemple de l'évolution de la température d'air du secrétariat pour la première semaine de juin est donné par la Figure III-15. Cette similarité des résultats est également observée pour les autres zones dans l'ensemble « bureaux ».

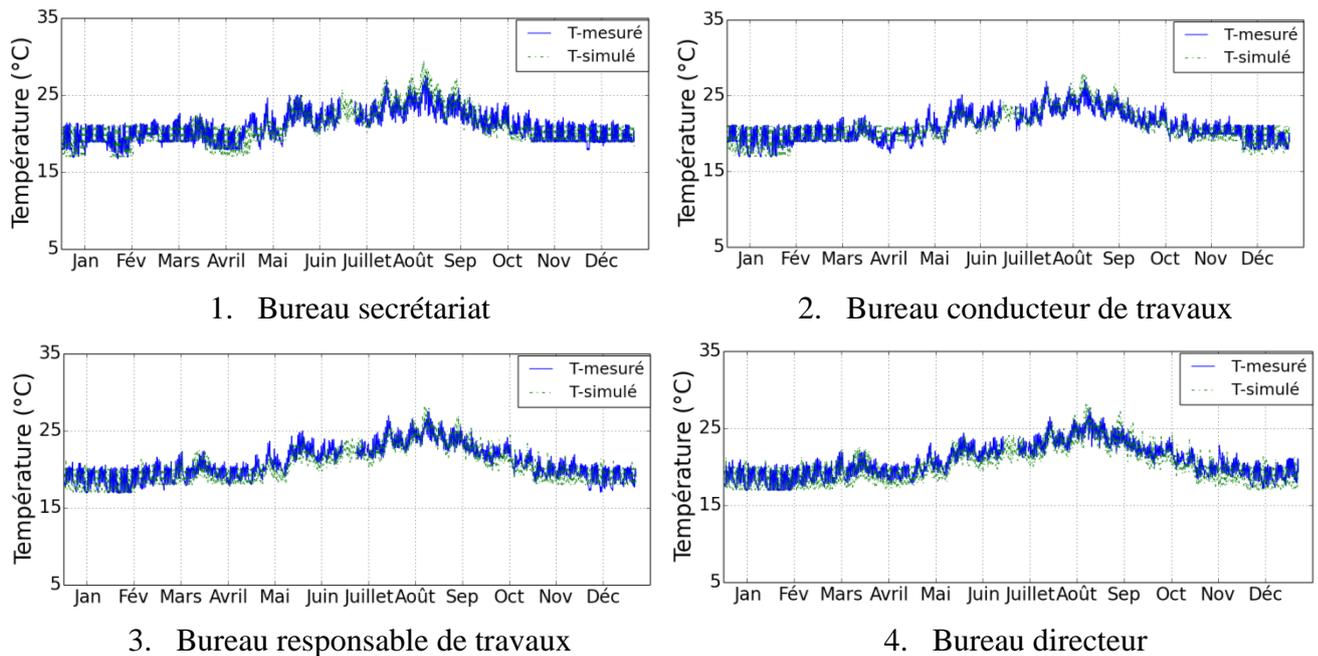


Figure III-14. Comparaison entre les mesures expérimentales et les résultats simulés pour les pièces principales.

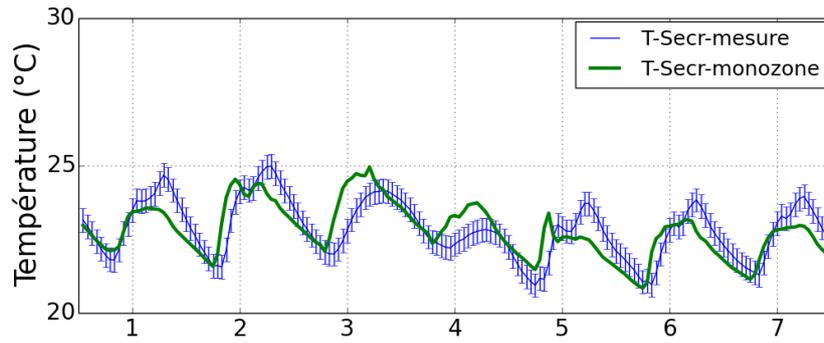


Figure III-15. Température d'air du secrétariat (1^{ère} semaine de Juin).

En ce qui concerne le grand volume qu'est l'entrepôt, il existe bien une stratification thermique de près de 1 °C entre les deux points de mesures (Figure III-16). Contrairement au modèle type monozone, on remarque que le modèle zonal multicouche permet de modéliser cette stratification et d'obtenir des valeurs plus proches des températures mesurées.

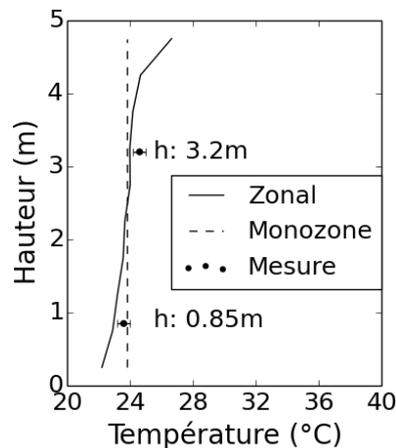


Figure III-16. Profil vertical de la température maximale d'air dans l'entrepôt pendant le mois d'août.

Tableau III-6. Besoins énergétiques du bâtiment étudié (kWh).

Poste	Mesures	Simulation
Chauffage	15 233	14 575
Éclairage	2 177	2 260
VMC	1 559	Non simulé
ECS	166	Non simulé
PC	1 701	Non simulé
Total	20 838	

Au cours de la période hivernale (01/01 – 04/04) de 2012, le chauffage et l'éclairage constituent la plus grande partie de la consommation énergétique pour ce type de bâtiment et représentent respectivement 73,1 % et 10,5 % de la consommation totale, soit 15 233 et 2 177 kWh (Tableau III-6). Les besoins de chauffage (14 575 kWh) et la consommation électrique d'éclairage (2 260 kWh) sont bien représentés par la simulation numérique avec une déviation sur le chauffage de 4,3 % et de 3,8 % pour l'éclairage artificiel.

III.3.4 Étude de l'inconfort thermique d'été

La stratégie de ventilation peut être adaptée pour ce bâtiment avec des impacts sur l'inconfort thermique d'été qui sont ici quantifiés par l'outil de simulation.

III.3.4.1 Périodes de fonctionnement de la ventilation naturelle nocturne et de la ventilation mécanique nocturne

À titre d'exemple, la période d'ouverture des lanterneaux pour le rafraîchissement nocturne est illustrée en Figure III-17. On remarque que les lanterneaux de l'entrepôt ne sont ouverts que pendant une courte période (du 10/08 au 21/08) alors que ceux de la salle de réunion fonctionnent du 01/06 au 10/09. Ceci traduit que la température dans l'entrepôt reste peu élevée en comparaison de celle de la salle de réunion qui est une zone exposée au sud et qui comporte une surface vitrée importante de 22,1 %.

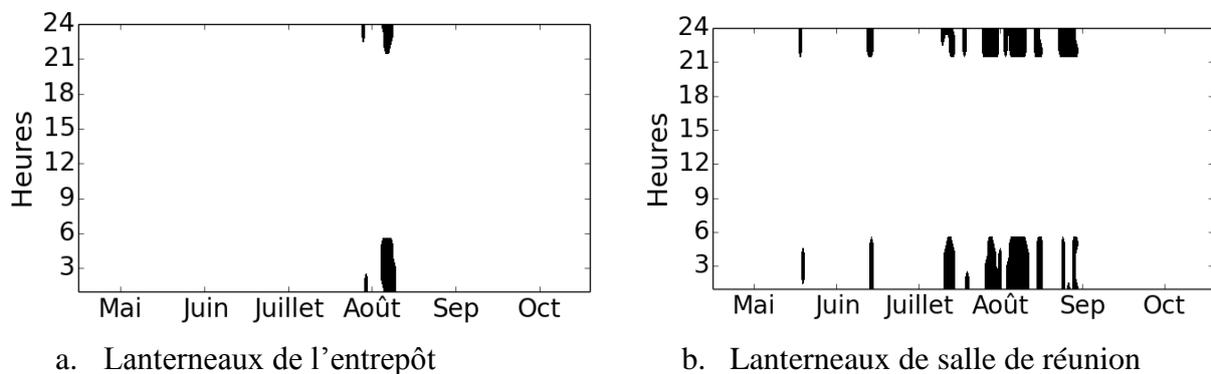


Figure III-17 : Période d'ouverture des lanterneaux : a. Entrepôt, b. Salle de réunion.

La Figure III-18 présente la période de fonctionnement de la ventilation mécanique nocturne (bureau et entrepôt). On peut constater que la période de fonctionnement de la VMC est plus élevée que celle de la ventilation naturelle. (Figure III-18) afin de compenser les faibles débits de la VMC.

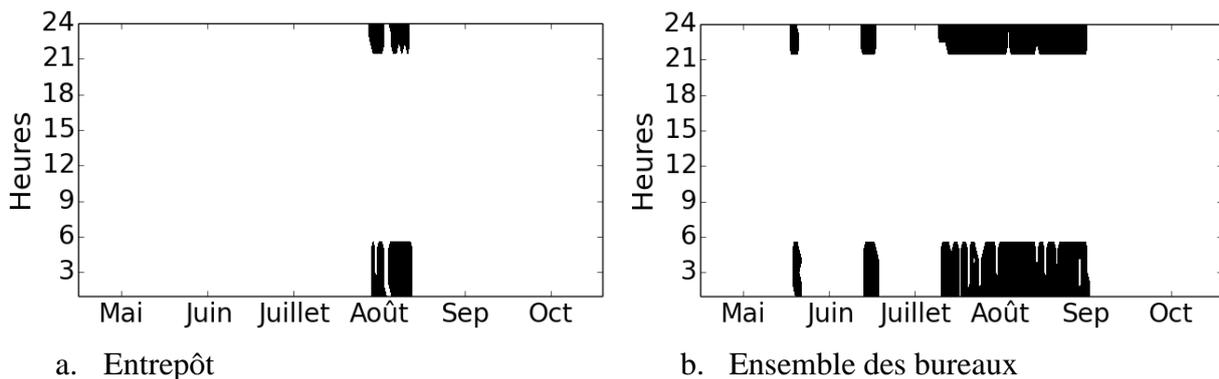


Figure III-18 : Période de fonctionnement de la VMC nocturne : a. Entrepôt, b. Ensemble de bureau.

III.3.4.2 Efficacité de la ventilation nocturne

La Figure III-19 présente l'évolution de la température d'air intérieur de l'entrepôt et de la salle de réunion pour le bâtiment sans ventilation nocturne, cas de référence « Réf », avec le cas de ventilation nocturne par ouverture des lanterneaux « VN-N » et le cas de ventilation

mécanique nocturne « VMC-N » au cours de la période d'été et pendant la semaine la plus chaude (17-21 août).

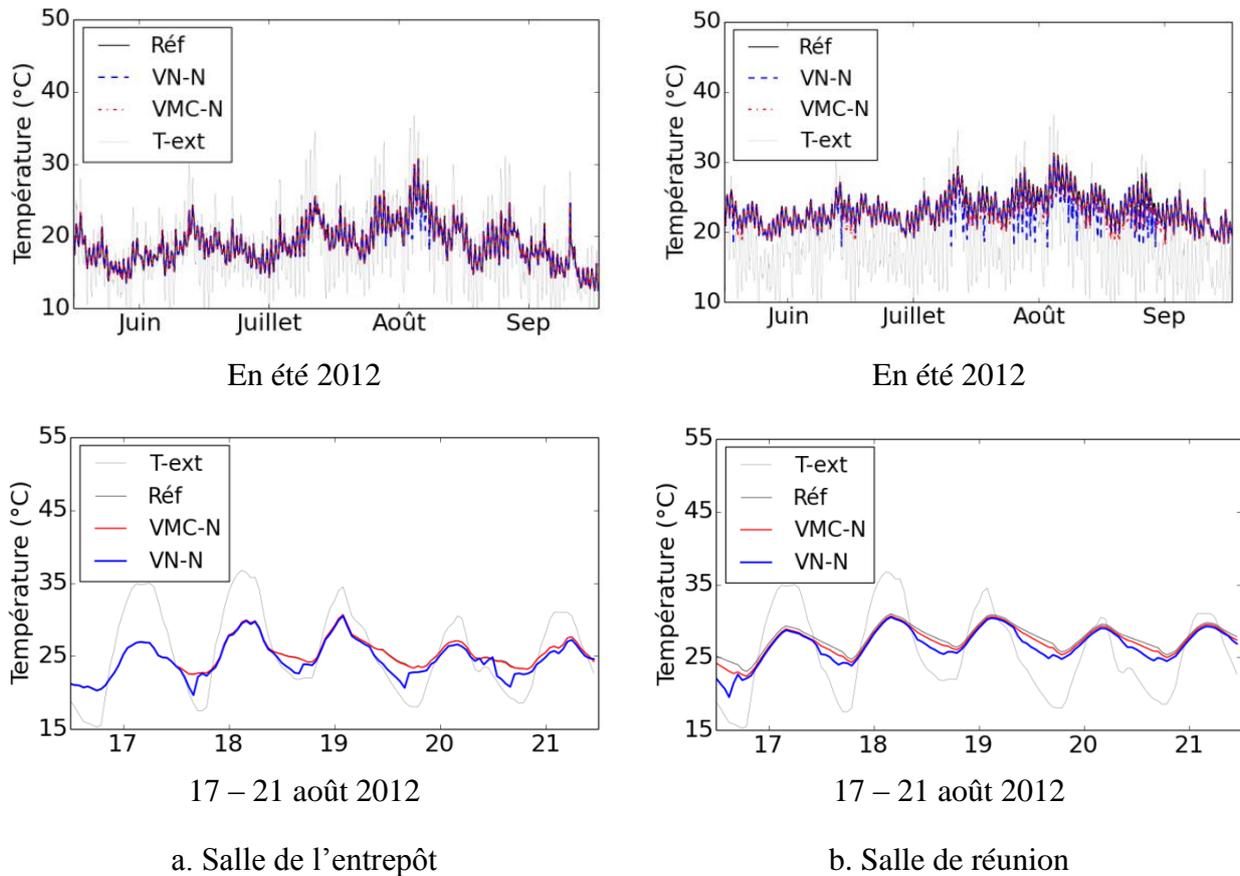


Figure III-19 : Évolution de la température d'air : a. Salle de l'entrepôt, b. Salle de réunion.

Pour ces deux locaux, on remarque que dans l'ensemble la VN-N est plus efficace que la VMC-N pour rafraîchir l'ambiance. Ainsi, la VN-N est capable de réduire la température moyenne de la salle de réunion de 23,6 à 23,1 °C (diminution de 0,5 °C) et de l'entrepôt de 23,5 °C à 23,1 °C (diminution de 0,4 °C) au cours de chaque période d'ouverture correspondante. La VMC-N permet une réduction de la température de 0,4 °C pour la salle de réunion et de seulement 0,03 °C pour l'entrepôt.

Comme toutes les zones du bâtiment sont aérauliquement couplées, les stratégies de ventilation nocturne ont également un impact sur l'ensemble du bâtiment. La Figure III-20 présente la diminution de la température d'air des zones de contrôles (salle de réunion et entrepôt), du secrétariat (zone aérauliquement proche de la salle de réunion) et du bureau des métresseurs (zone isolée). On remarque une très forte corrélation du rafraîchissement du secrétariat avec celui de la salle de réunion dans le cas de la VN-N (Figure III-20 a). Ceci s'explique par l'effet cheminée qui tend à ventiler l'ensemble des bureaux localisés au premier étage sous la salle de réunion. De plus, il n'y a pas d'effet de l'ouverture des lanterneaux sur le rafraîchissement de la salle de réunion. Le rafraîchissement du bureau des métresseurs est quasiment nul en VN-N. En ce qui concerne la VMC-N (Figure III-20 b), l'insufflation d'air frais se faisant dans chaque zone du bâtiment, on observe un rafraîchissement spatialement homogène. Les températures d'air du secrétariat et du bureau des métresseurs présentent donc une variation similaire. La comparaison de ces deux graphes

illustre bien la plus forte diminution de température pour la salle de réunion et l'entrepôt obtenue grâce à la VN-N.

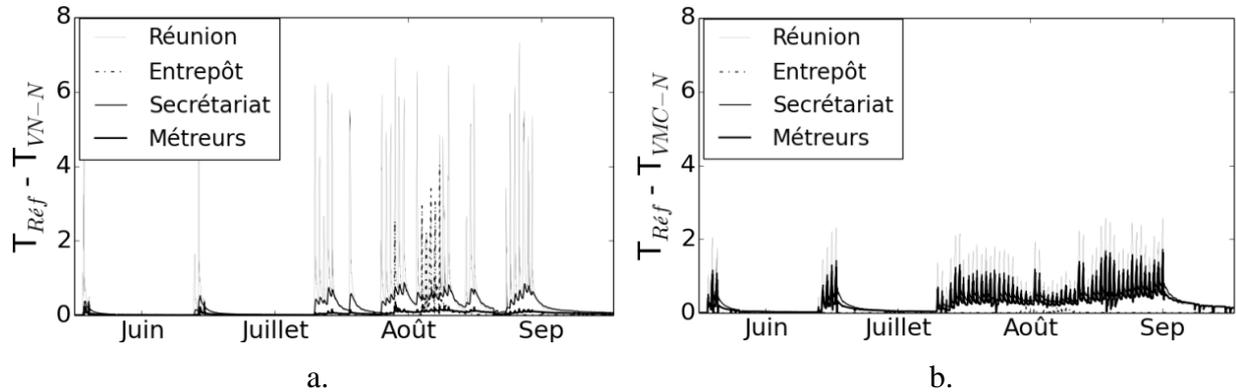


Figure III-20 : Réduction de la température d'air intérieur par rapport au bâtiment sans ventilation nocturne : a. VN-N, b. VMC-N.

III.3.4.3 Impact de la ventilation nocturne sur le confort thermique

Le confort thermique d'été est évalué par le calcul des degrés-heures (DH) d'inconfort en prenant comme référence la température maximale de confort adaptatif. Ceci permet de comparer les effets des deux modes de ventilation nocturne sur le confort des occupants (donc durant la période d'occupation).

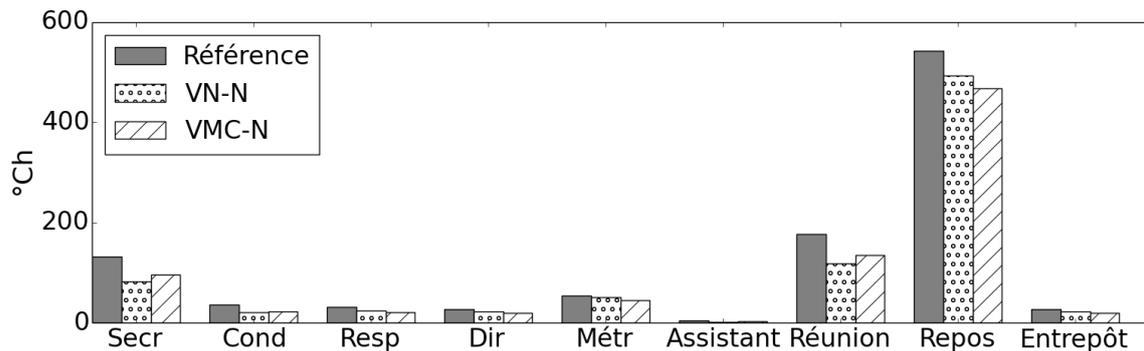


Figure III-21 Degrés heures d'inconfort.

La Figure III-21 présente les DH pour les différentes zones pour le bâtiment sans et avec ventilation nocturne. Quatre zones souffrent particulièrement d'inconfort de température trop élevée : la salle de repos, la salle de réunion, le secrétariat et le bureau des métreurs. On constate que la VN-N est plus efficace pour améliorer le confort thermique dans le secrétariat et la salle de réunion alors que la VMC-N est meilleure pour les deux autres salles. Si on considère l'ensemble du bâtiment, l'impact de la VN-N sur la réduction des DH est identique à la VMC-N. Le total de DH diminue ainsi de 19 % avec la VN-N et de 20 % pour la VMC-N. A résultat identique, le choix de la VMC-N est peut-être plus évident car plus simple à gérer cependant, une consommation d'énergie supplémentaire pour les ventilateurs d'environ $1,78 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$, soit 7,6 % de consommation annuelle de ventilation mécanique, sera à considérer également.

III.3.4.4 Ventilation naturelle avec répartition homogène des entrées d'air pour la zone de bureaux

Initialement, dans le cas de l'ouverture des lanterneaux de la salle de réunion, l'air extérieur pénétrait à travers une entrée d'air localisée dans cette même salle qui s'ouvrait de manière similaire aux lanterneaux. Ainsi, une grande partie de l'air était introduite directement dans la salle de réunion, le restant pénétrant à travers les fissures de l'enveloppe des autres salles. Afin d'obtenir une meilleure efficacité de la ventilation naturelle sur l'ensemble du bâtiment, il est nécessaire d'assurer une répartition plus homogène des entrées d'air au niveau de chaque pièce principale : *secrétariat, conducteur de travaux, responsables de travaux et la salle du directeur, salle de métteurs et la salle de repos*. Ces entrée d'air d'une dimension de 4,5 cm × 40 cm sont positionnées à une hauteur de 1,8 m (au-dessus des fenêtres).

Tableau III-7. Réduction de DH d'inconfort grâce à la répartition homogène des entrées d'air (°Ch).

Zones	Sans VNN	VNN		VNN (homogène)	
	DH	DH	%	DH	%
Secrétariat	146,5	82,2	43,9	66,6	54,5
Conducteur de travaux	39,9	21,7	45,6	16,7	58,1
Responsable de travaux	34,8	23,6	31,2	16,9	51,4
Salle de directeur	29,9	22,8	23,7	16,5	44,8
Salle de métteur	58,9	50,6	14,1	45,7	22,4
Local assistant	4,1	1,85	54,9	1,8	54,9
Salle de réunion	193,8	118	39,1	108,4	44
Salle de repos	594,9	493,8	17	493,5	17

Les réductions de DH de chaque local grâce à la présence des grilles autoréglage sont présentées dans le Tableau III-7. On peut noter que cette solution permet de réduire de façon importante les DH des pièces du rez-de-chaussée mais ne modifie pas les DH des salles du premier étage.

III.3.4.5 Impact du contrôle de l'éclairage

L'implantation d'un contrôle de l'éclairage sur l'ensemble du bâtiment permet de réduire significativement la consommation d'éclairage de 31,4 kWh.m⁻².an⁻¹ à 10,9 kWh.m⁻².an⁻¹ (soit une diminution de 74,2 %). Cette réduction de la consommation électrique varie selon les saisons (Figure III-22) en fonction du niveau d'éclairage naturel extérieur.

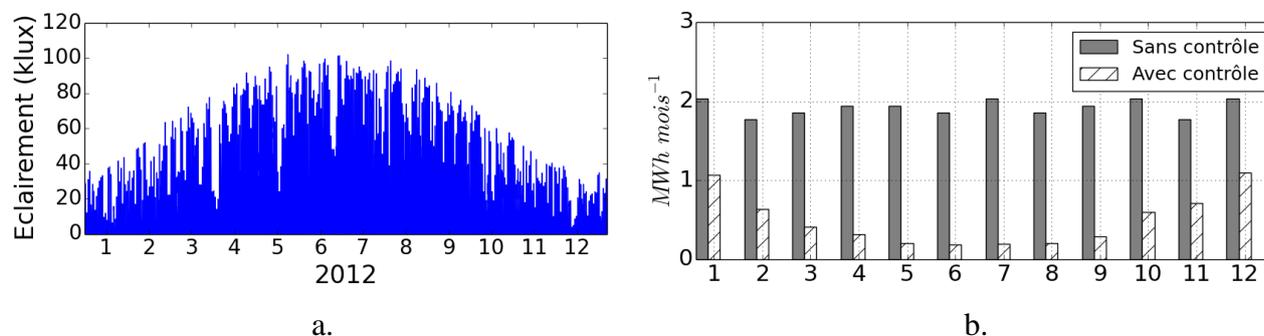


Figure III-22. a. éclairage lumineux extérieure (kilo lux),
b. Puissance d'éclairage artificiel.

Le contrôle d'éclairage en fonction de l'éclairage naturel permet également de réduire la température en été et les degrés heures d'inconfort des locaux. En revanche, en hiver la réduction de la puissance d'éclairage est d'environ $11,34 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (soit 23,5 %). Cette énergie ne contribue plus alors au chauffage. Le Tableau III-8 présente la diminution des degrés heures grâce au contrôle de l'éclairage.

Tableau III-8. Effet de l'éclairage naturel sur les degrés heures d'inconfort d'été (°Ch).

Zones	Sans contrôle	Avec contrôle	Zones	Sans contrôle	Avec contrôle
Secrétariat	146,5	132	Local assistant	4,1	3,8
Conducteur de travaux	39,9	35,4	Salle de réunion	193,8	177,5
Responsable de travaux	34,8	31,7	Salle de repos	594,9	542,9
Salle de directeur	29,9	27,7	Entrepôt	29,9	27,9
Salle de métreur	58,9	54,7			

III.4 Conclusions

Dans le présent chapitre, à travers l'étude d'un entrepôt commercial bien isolé situé dans un climat tempéré, nous avons montré l'intérêt de la ventilation naturelle nocturne assurée par l'ouverture des lanterneaux comme une stratégie du rafraîchissement passif qui contribue à une réduction importante de l'inconfort d'été de l'ensemble du bâtiment (environ 19 %). La ventilation mécanique nocturne paraît aussi efficace que la ventilation naturelle, mais n'est probablement pas une option intéressante du point de vue de la consommation énergétique.

Pour une meilleure stratégie et efficacité de la ventilation naturelle nocturne, les entrées d'air ont été réparties dans les différentes pièces principales afin d'assurer une introduction d'air neuf de manière plus uniforme dans l'ensemble du bâtiment. Les résultats numériques ont montré que cette stratégie permet d'améliorer le confort thermique d'été en particulier dans la zone de bureaux grâce à cette répartition uniforme de l'air neuf.

Le chapitre suivant vise, pour partie, à une analyse plus détaillée de la performance de la ventilation naturelle nocturne par la simulation du comportement thermoaéroulque du bâtiment virtuel de référence défini dans le chapitre II pour différentes localisations géographiques.

Chapitre IV

Amélioration des performances énergétiques par les techniques passives de rafraîchissement

Le développement actuel de bâtiments à haute efficacité énergétique (bâtiments BBC ou à énergie positive) représente un certain nombre de nouveaux défis pour leur conception et construction. L'une des principales difficultés de ces bâtiments est le besoin accru de refroidissement / rafraîchissement qui résulte de l'augmentation de l'isolation thermique et de l'étanchéité à l'air des enveloppes. Les retours d'expérience montrent en effet une prédominance de niveaux élevés de la température intérieure principalement en été.

Afin de remédier à ce problème, les bâtiments sont souvent équipés des systèmes de conditionnement d'air. Ces dernières années, force est de constater que le recours à la climatisation augmente significativement dans le secteur du bâtiment. Ainsi, près de 46 % des bâtiments des pays de l'OCDE sont climatisés (Santamouris et al., 2007). La vente mondiale d'appareils de climatisation représentait, en 2014, 97,7 milliard dollars avec une augmentation de plus de 7 % par rapport à l'année précédente (BSRIA, 2015). Les tendances actuelles montrent ainsi que le marché de la climatisation devrait augmenter progressivement d'environ 5,13 % d'ici 2020 (BIS Research, 2015). De par leurs conditions environnementales, les pays d'Asie-Pacifique représentent la part la plus importante avec environ 58 % du marché mondial (BSRIA, 2015). À titre d'exemple, à Hong-Kong, la climatisation est responsable de 43 % de la consommation énergétique (Yu and Chow, 2001). En Indonésie, elle représente entre 30 et 60 % (Utama et al., 2014). Cependant, si le recours à la climatisation est plus modéré dans les régions tempérées, il ne cesse néanmoins d'augmenter depuis plus de 15 ans. Ainsi, en France, 194 millions de m² de bâtiments tertiaires étaient climatisée en 2005, soit 22,6 % de surface totale de bâtiments tertiaires (Développement durable, 2010). Suite à la canicule de 2003, la demande a fortement augmenté avec une multiplication par 2,5 des ventes annuelles de climatiseurs entre 2002 et 2004 (Développement durable, 2010). Si elle permet le maintien d'une température intérieure confortable, la climatisation nécessite néanmoins une énergie importante, des espaces supplémentaires pour l'installation des équipements (tuyauterie, compresseur, condenseur...) et des coûts de maintenance élevée. De plus, les fuites de fluide frigorigène ont une influence non négligeable sur l'environnement. En 2009, elles représentaient environ 5,4 millions de tonnes d'équivalent CO₂ (soit 1 % des émissions globales de CO₂ de la France à la même période), dont la moitié directement imputable à la climatisation des bâtiments (Développement durable, 2010).

Les besoins accrus de refroidissement / rafraîchissement vont de plus être accentués avec le réchauffement climatique. Les émissions de gaz à effet serre engendreront en effet une augmentation importante de la température planétaire, de l'ordre de 1,0 °C à 5,8 °C entre 2000 et 2100 selon les différents scénarios de réchauffement climatique (IPCC, 2014; Yau and Hasbi, 2013). La consommation de chauffage s'en verra par conséquent réduite. Par

exemple, en Finlande en 2030, une augmentation de 1,6 °C de la température extérieure entrainera une diminution de la consommation de chauffage d'environ 8 à 10 kWh.m⁻².an (Jylhä et al., 2015). En revanche, les besoins en refroidissement / rafraîchissement seront exacerbés comme cela a été déjà constaté pour différents types de bâtiment et de climats (Tableau IV-1).

Tableau IV-1. Surconsommation de climatisation due au réchauffement climatique.

Bâtiment / localisation	ΔE_{Clim} (%)	ΔT (°C)	Référence
Commercial, USA	15	1	Rosenthal et al., 1995
Commercial, USA	53,9	3,9	Belzer et al., 1996
Bureau de plusieurs étages, Suisse	223 à 1050	4,4	Frank, 2005
Résidentiel, USA	9,4	1	Scott et al., 2005
Résidentiel, Italie	1,17	1	De Cian et al., 2007
Bureau 1296 m ² , Hong-Kong	2,6 à 14,3	-	Chan, 2011
Résidentiel, Allemagne	28 à 59	1 à 3	Olonscheck et al., 2011

ΔE_{Clim} est la surconsommation (%), ΔT est l'élévation de température (°C)

Au vu de cette problématique, il s'avère nécessaire de chercher des solutions adéquates pour améliorer le confort d'été tout en maintenant une consommation énergétique raisonnable. Le recours aux techniques passives de rafraîchissement est une alternative souvent envisageable à l'utilisation de la climatisation. L'objectif de ce chapitre est d'étudier l'efficacité de deux techniques passives pour le cas d'un bâtiment à usage commercial : la ventilation naturelle nocturne et l'utilisation de revêtements réfléchissants « cool roof ». Le bâtiment commercial de référence décrit au chapitre II a été retenu pour l'étude. L'efficacité des techniques passives seules et couplées sera évaluée pour différents climats actuels et futurs.

IV.1 Rafrâichissement passif par ventilation naturelle nocturne

En été, la température extérieure pendant la nuit est souvent inférieure à la température intérieure des bâtiments qui ont accumulé et stocké de la chaleur pendant le(s) jour(s) précédent(s). Ventiler pendant la nuit agit directement sur la température d'air intérieur puisqu'un volume d'air vicié et chaud est remplacé par de l'air neuf et frais. Cette ventilation nocturne permet d'évacuer également dans un second temps la chaleur accumulée dans les parois qui vont se refroidir par échange superficiel avec l'air. La ventilation nocturne permet ainsi, lorsque les conditions sont favorables, de « réinitialiser » thermiquement le bâtiment en début de journée pour promouvoir des conditions de confort pour la journée suivante. L'efficacité de la ventilation nocturne dépend de la localisation du bâtiment (de l'écart entre les températures extérieures diurnes et nocturnes) et de ses caractéristiques (inertie thermique interne) mais également du mode de fonctionnement de la ventilation (débit, période de fonctionnement, écoulement de l'air à l'intérieur du bâtiment).

De nombreuses études se sont intéressées à l'évaluation de l'efficacité de la ventilation nocturne à réduire la consommation énergétique de climatisation et/ou à améliorer le confort thermique des occupants pour les climats modérés (Aria and Akbari, 2015; Blondeau et al., 1997; Breesch et al., 2005; Finn et al., 2007; Fletcher and Martin, 1996; Gratia et al., 2004; Kolokotroni et al., 1998; Kolokotroni and Aronis, 1999; Olonscheck et al., 2011; Wang et al., 2009) ou continentaux/méditerranéens (Artmann et al., 2008; Geros et al., 1999; Givoni, 1998; Shaviv et al., 2001).

Kolokotroni et al. (1998), par exemple, ont calculé un potentiel de rafraîchissement de 12 kWh/m².an pour des immeubles de bureaux situés en Angleterre soit près d'1/3 des besoins de climatisation de ce type de bâtiment. Ils ont estimé une réduction de la température intérieure de 1 à 1,5 °C pour un taux de renouvellement d'air compris entre 1 et 4 vol/h. À partir de 10 vol/h, aucune réduction additionnelle n'a été observée. Le passage d'une structure de faible à haute inertie permet une réduction du pic de température intérieure de l'ordre de 4 °C pour une ventilation nocturne de 10 vol/h. Kolokotroni et Aronis, (1999) ont étudié le potentiel de la ventilation naturelle nocturne dans le cas d'un bureau climatisé. La réduction de la consommation de climatisation s'élève à 25 % (de 30 kWh/m².an) pour un bâtiment optimisé (inertie élevée et fonctionnement dès 19h00) au lieu de 5 % pour un bâtiment traditionnel. Gratia et al. (2004) ont étudié un bâtiment commercial en Belgique dont le potentiel de rafraîchissement s'élevait entre 10 et 40 W/m². Ce potentiel est à comparer avec une charge de refroidissement comprise entre 30 et 100 W/m² pour un bâtiment classique belge. Dans leur étude sur un bâtiment de bureaux, Breesch et al.(2005) ont montré que la ventilation naturelle nocturne (nombre d'heure d'inconfort = 61 h) était plus efficace que le recours à un puits canadien (370 h) et permettait une diminution d'un facteur 9 du temps d'inconfort par rapport au bâtiment initial (520 h). Finn et al. (2007) ont étudié l'impact de la ventilation nocturne dans le cas d'une bibliothèque située en Irlande. Une augmentation de la masse structurelle de 800 à 1600 kg/m² a induit une diminution de la température intérieure de 2 à 3 °C. Ils ont également observé, comme Kolokotroni et al., (1998), qu'au-dessus de 8 vol/h, l'augmentation du débit de ventilation nocturne n'avait plus de réelle influence. Blondeau et al. (1997) ont obtenu une réduction de la consommation de climatisation de 25 % grâce à la ventilation mécanique nocturne de salles de classe en France. Ils ont montré de plus une réduction de la température d'air intérieur diurne de 1,5 à 2 °C. Trois bâtiments résidentiels localisés en Californie ont fait l'objet de l'étude de Givoni, (1998). La ventilation nocturne s'est révélée peu efficace pour un bâtiment à faible inertie thermique mais a permis le maintien à 24,5 °C de la température intérieure pour le jour le plus chaud (38 °C) pour celui à forte inertie. Geros et al. (1999) ont mesuré et simulé l'impact de la ventilation naturelle dans trois bâtiments de bureaux en Grèce. Les auteurs concluent que l'intérêt de cette technique passive est fortement dépendant de la différence de température d'air entre l'intérieur et l'extérieur, de l'inertie thermique et des débits de ventilation mais également de l'écoulement d'air à l'intérieur de ces bâtiments (efficacité du rafraîchissement de la masse thermique). Dans un cas favorable, des réductions de la température maximale d'air intérieur de 3 °C, du nombre d'heure d'inconfort de 39 % et de la consommation de climatisation de 48 % ont été observées pour une ventilation nocturne de 10 vol/h. Dans leur étude numérique sur le rafraîchissement d'un appartement en Israël, Shaviv et al., (2001) montrent une réduction potentielle de 3 °C (à 2 vol/h) à 6 °C (à 20 vol/h) du pic de température intérieure pour un bâtiment à inertie thermique élevée pour une variation de la température extérieure entre la nuit et le jour d'au moins 6 °C. Récemment, Artmann et al., (2008) ont modélisé le comportement thermique d'un bureau afin d'évaluer l'influence des multiples paramètres sur l'efficacité de la ventilation nocturne. Les deux paramètres principaux sont le climat et les débits de ventilation nocturne. L'inertie thermique est également importante mais doit être disponible au rafraîchissement (plafond avec dalles suspendues à proscrire). La variation du coefficient d'échange superficiel a confirmé les conclusions de Blondeau et al., (1997) quant à son influence marginale.

L'étude bibliographique a montré le potentiel de la ventilation nocturne comme technique de rafraîchissement. L'objet de la suite de ce chapitre est d'évaluer les apports de la ventilation naturelle nocturne (VNN) en termes d'amélioration du confort d'été pour le cas du bâtiment défini dans le chapitre précédent. Pour rappel, cette ventilation sera contrôlée par l'ouverture simultanée de l'ensemble des lanterneaux (31,36 m²) en toiture et d'une surface

d'entrées d'air de 1,96 m² situées en partie inférieure de la façade. La stratégie d'ouverture, définie dans le chapitre II, prévoit un contrôle de la température intérieure dans l'intervalle de confort thermique (entre 19 °C et 26 °C). L'ouverture est permise entre 23h00 et 6h00 en l'absence de pluie. Le potentiel de rafraîchissement sera ici étudié pour trois climats (océaniques, méditerranéens et tropical-équatorial) représentés respectivement par les villes de Poitiers, Marseille et Jakarta.

IV.1.1 Mode de fonctionnement de la ventilation naturelle nocturne

IV.1.1.1 Stratégie d'ouverture des lanterneaux

En été, il est possible d'utiliser les lanterneaux présents sur les bâtiments de grand volume afin de limiter l'inconfort d'été. En effet, si une des fonctions « première » des lanterneaux, après l'éclairage naturelle, est le désenfumage, ces lanterneaux sont généralement asservis afin de pouvoir s'ouvrir et se fermer. On peut alors se servir de ces ouvrants pour améliorer le confort d'été des bâtiments.

Lorsque l'ambiance intérieure est très chaude, nous pouvons ouvrir les lanterneaux de manière automatique / manuelle afin de bénéficier de la fraîcheur de l'extérieur. Lorsque la température extérieure chute de manière significative, les lanterneaux doivent alors être immédiatement fermés pour maintenir la température intérieure dans la limite confortable et éviter ainsi la surconsommation de chauffage. Pour cela, il est important de définir une stratégie d'ouverture appropriée de ce type d'équipement.

L'ouverture des lanterneaux est généralement contrôlée par trois façons différentes : contrôle saisonnière, contrôle en fonction des conditions extérieures / intérieures (température, humidité, pluie ...) et contrôle par le débit (Rijal et al., 2007). Dans notre cas d'étude, la stratégie d'ouverture est définie en fonction de la température et de l'humidité, de telle sorte que la température intérieure reste dans l'intervalle de limite du confort entre 19 °C et 26 °C.

Nous introduisons deux termes importants dans la stratégie d'ouverture : (1) la période d'autorisation de l'ouverture et (2) la période d'ouverture. Le premier terme représentant la période estivale auquel la mise en application de la ventilation naturelle est recommandée. L'ouverture des lanterneaux au cours de cette période d'autorisation doit être contrôlée par les conditions extérieures (température, humidité, pluie ...). Le deuxième terme désigne la période où les lanterneaux sont ouverts.

Période d'autorisation de l'ouverture

La Figure IV-1 montre le système de contrôle d'ouverture pour déterminer la période d'autorisation de l'ouverture.

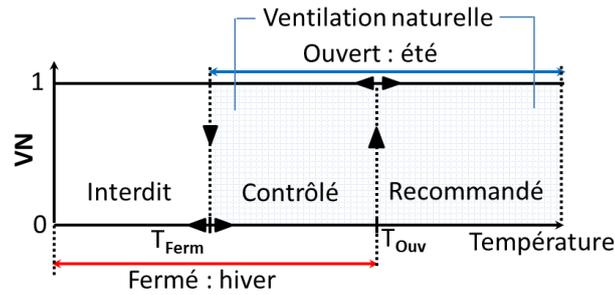


Figure IV-1. Scénario de période d'ouverture des lanterneaux.

Cette dernière est calculée en fonction de la température intérieure et peut s'écrire sous la forme suivante :

$$VN_t = (T_{a,i} > T_{Fer}) + ((T_{a,i} \leq T_{Ouv}) (T_{a,i} > T_{Ferm})) VN_{t-1} \quad \text{Eq. IV-1}$$

où VN_t et VN_{t-1} sont la période d'autorisation d'ouverture des lanterneaux au temps t et $t-1$, $T_{a,i}$ est la température d'air intérieur ($^{\circ}\text{C}$), T_{Fer} est la température de consigne pour la fermeture des lanterneaux ($^{\circ}\text{C}$), T_{Ouv} est la température de consigne d'ouverture ($^{\circ}\text{C}$). Ici T_{Ferm} et T_{Ouv} correspondent aux limites de confort thermique prévues, 19°C et 26°C . Lorsque la valeur VN_t est égal à 1, les lanterneaux sont autorisés à ouvert. Les lanterneaux restent fermés pour la période où la valeur VN_t est égale à 0.

Période d'ouverture

L'ouverture des lanterneaux au cours de la période d'autorisation est soumise à certaines conditions extérieures représentées par l'équation suivante :

$$Ouv = Nuit VN_t (T_{a,i} > T_{a,e}) (HR < HR_{Cons}) \quad \text{Eq. IV-2}$$

où Ouv est le signe d'ouverture (1 = ouvert, 0 = fermé), $Nuit$ est la période nocturne de 23h00 à 06h00, soit 7 h, (1 = ouvert, 0 = fermé) $T_{a,e}$ est la température extérieure ($^{\circ}\text{C}$), HR est l'humidité relative de l'air extérieure (%) et HR_{Cons} est l'humidité relative maximale admissible (95 %).

Pour un meilleur confort des occupants, l'ouverture n'est autorisée que durant la nuit. La ventilation naturelle diurne est susceptible d'entraîner la circulation d'air chaud extérieur vers l'intérieur avec une vitesse non contrôlée. Afin d'éviter la surchauffe, les lanterneaux seront fermés immédiatement lorsque la température extérieure est supérieure que celle de local. Par ailleurs, en considérant une approche simplificatrice de l'effet de la pluie, les lanterneaux seront fermés lorsque l'humidité relative (HR) de l'air extérieure est supérieure à 95 %.

IV.1.1.2 Période de fonctionnement

Nous introduisons ici le taux d'ouverture des ouvrants, τ_{Ouv} (%), comme indicateur du besoin de la ventilation naturelle pour rafraîchir le bâtiment. Il est défini comme le rapport du nombre d'heures d'ouverture des lanterneaux sur le nombre total d'heures de la période nocturne, soit :

$$\tau_{Ouv} = \frac{\sum h_{ouv}}{\sum h_{nuit}} \quad \text{Eq. IV-3}$$

où h_{ouv} est le nombre total d'heures annuel d'ouverture des lanterneaux, h_{nuit} est le nombre total d'heures annuel de la période nocturne.

La Figure IV-2 présente les périodes de fonctionnement de la VNN tout au long de l'année pour les trois villes.

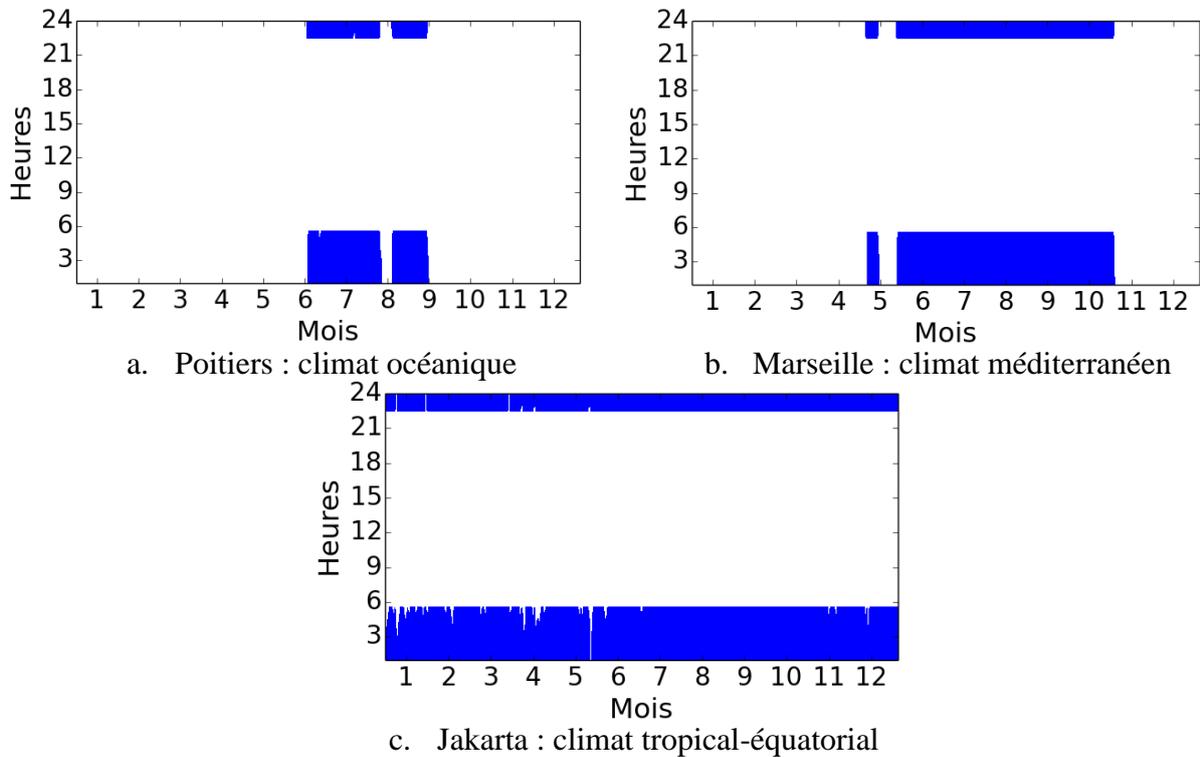


Figure IV-2. Période d'ouverture des lanterneaux pour trois régions climatiques.

À Poitiers, la VNN fonctionne 17 juin au 11 septembre toutes les nuits. On note cependant une période d'arrêt en première semaine d'août qui est induite par la chute de la température extérieure (jusqu'à 9,3 °C) en dessous de la température de contrôle de la fermeture des ouvrants. Le taux d'ouverture annuel des ouvrants à Poitiers est d'environ 21 %. En ce qui concerne Marseille, la période d'utilisation de la VNN est plus longue qu'à Poitiers. Elle commence au 6 mai et se termine au début du mois de novembre. Comme pour Poitiers, on observe une fermeture temporaire des ouvrants entre le 15 et le 25 mai lorsque la température extérieure est descendue jusqu'à 12,3 °C. Le taux d'ouverture des ouvrants dans cette ville est d'environ 45 %. À Jakarta, l'ouverture des ouvrants est effective pendant la quasi-totalité de l'année avec un taux d'ouverture annuel de 97 %. La température extérieure variant entre 19,4 °C et 34,8 °C, la température intérieure du bâtiment évolue alors entre 29,8 °C et 36,8 °C. Contrairement aux deux autres villes, il y a un besoin très important de rafraîchissement tout au long de l'année. Pour les trois sites étudiés, on remarque de plus que lorsque les conditions sont favorables à la VNN, les ouvrants restent ouverts pendant la nuit entière (à l'exception de fermetures occasionnelles dues à la pluie). Ceci signifie que la chaleur accumulée pendant le jour n'a pas le temps d'être complètement évacuée pendant la nuit.

Une analyse complémentaire a été réalisée pour déterminer les valeurs de taux d'ouverture annuel pour la France métropolitaine (Figure IV-3). On constate que les conditions au recours à la VNN sont fortement dépendantes de la localisation géographique.

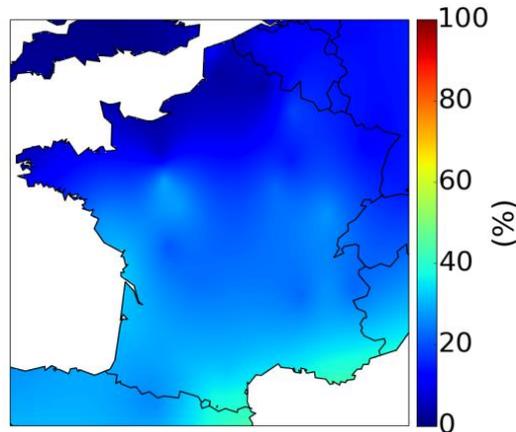
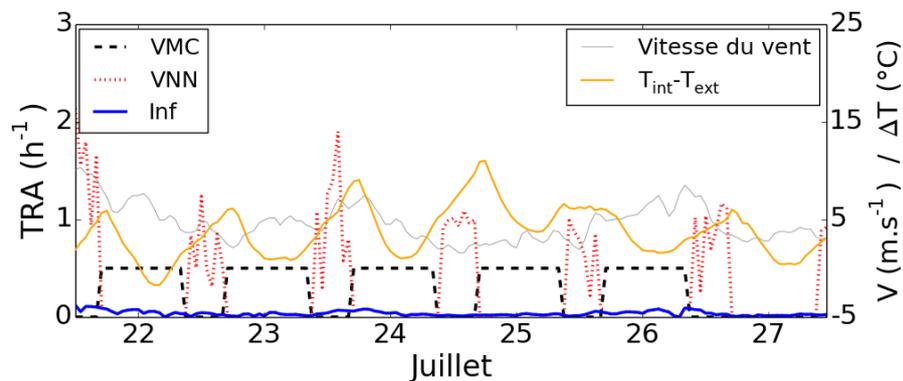


Figure IV-3. Taux d'ouverture des lanterneaux en France.

Pour les régions froides (nord de la France), la température intérieure du bâtiment en été est presque toujours confortable, donc les ouvrants sont presque toujours fermés durant la nuit. À titre d'exemple, à Dunkerque (zone thermique H1a) dont la température moyenne annuelle est de 10,4 °C, le taux d'ouverture est de l'ordre 1,7 %. En revanche, la ventilation naturelle nocturne est très intéressante pour les régions du sud de la France. La zone thermique H3 présente le taux le plus important, entre 35 % et 45 %. La valeur la plus élevée est rencontrée à Nice (de température moyenne annuelle égale à 15,3 °C) avec 45,4 % d'utilisation de la VNN.

IV.1.1.3 Débit de renouvellement d'air induit par la ventilation naturelle nocturne

Le taux de renouvellement d'air (TRA) induit par la ventilation naturelle nocturne pour les trois régions précédemment citées est présenté par la Figure IV-4. Tout d'abord, nous avons constaté que l'effet dynamique du vent (représenté par la vitesse du vent) et l'effet du tirage thermique (représenté par l'écart de température intérieure et extérieure $T_{int}-T_{ext}$) jouent un rôle aussi important et interdépendance sur le débit de ventilation.



a. Poitiers

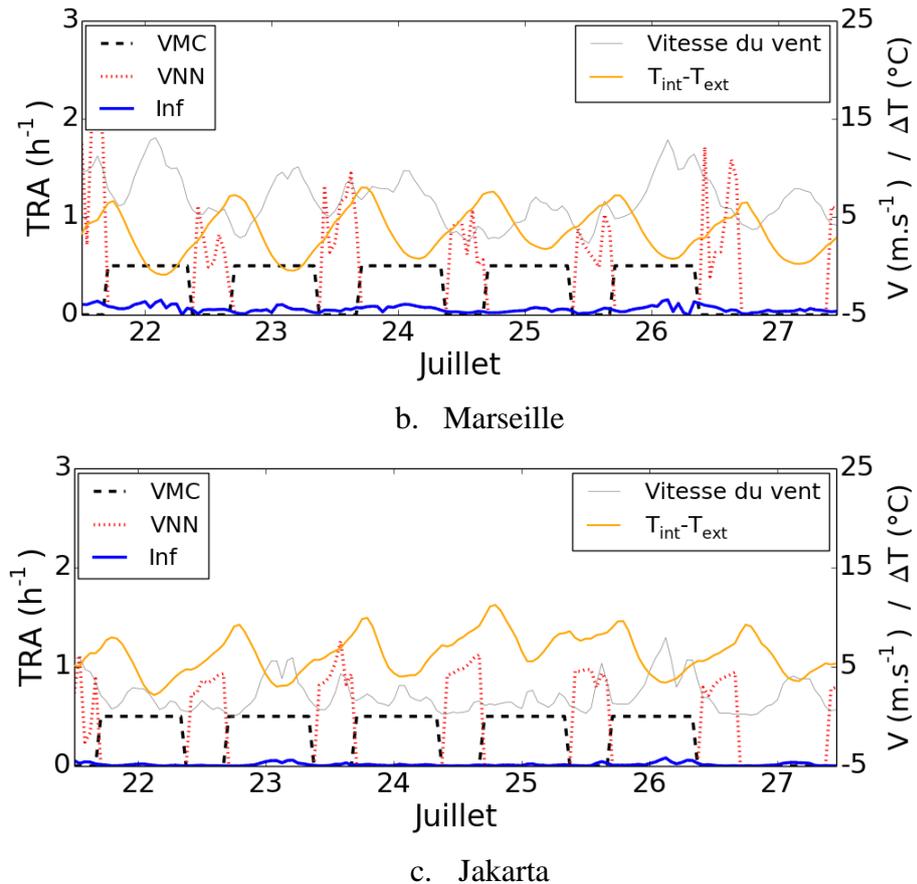


Figure IV-4. Taux de renouvellement d'air (TRA) induits par la VMC, la VNN et les infiltrations (Inf) pour une semaine du mois de juillet.

L'effet dynamique du vent (la vitesse et la direction) sur le TRA est visualisé sur les figures ci-dessus. À titre exemple, à Poitiers le 24 juillet à 02h00 (Figure IV-4 a), le TRA élevé ($1,9 \text{ h}^{-1}$) est constaté lorsque la vitesse du vent atteint $7,1 \text{ m.s}^{-1}$ avec la direction du vent de 60° (nord-est). Il est à noter que les amenées d'air se situent sur la façade est (la direction du vent de référence est 0° pour la façade nord). Cet ordre de grandeur est diminuée fortement jusqu'à $0,6 \text{ h}^{-1}$ une heure plus tard, pour la vitesse du vent de $6,7 \text{ m.s}^{-1}$ et la direction du vent de 237° (sud-ouest, l'opposée contre la surface des amenées d'air). La variation de TRA qui suit l'évolution de la vitesse du vent est clairement visible sur toutes les figures. D'autre part, l'effet du tirage thermique présente aussi l'impact non négligeable. À Jakarta, 25 juillet entre 01h00 et 06h00 du matin, le TRA tend à augmenter de $0,96 \text{ h}^{-1}$ à $1,1 \text{ h}^{-1}$ et suit l'écart important de température entre l'intérieur et l'extérieur, même si la vitesse du vent est très faible et reste stable à $0,4 \text{ m.s}^{-1}$ (Figure IV-4 c).

IV.1.2 Impact sur le confort d'été

L'impact de la VNN sur la température intérieure maximale est présenté en Figure IV-5 pour les trois sites. Qu'une discrétisation zonale (Strat) soit considérée ou non (Mono), une diminution de la température du même ordre de grandeur est observée. La VNN permet de réduire la moyenne de température maximale sur la période entre 1 juillet et 30 septembre de $1,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $2,0 \text{ }^\circ\text{C}$ et $2,2 \text{ }^\circ\text{C}$ pour Poitiers, Marseille et Jakarta, respectivement. Cet ordre de grandeur de réduction de la température a été observé précédemment par Kolokotroni et al. (1998) et Shaviv et al. (2001) pour le taux de renouvellement d'air inférieur à 4 vol/h .

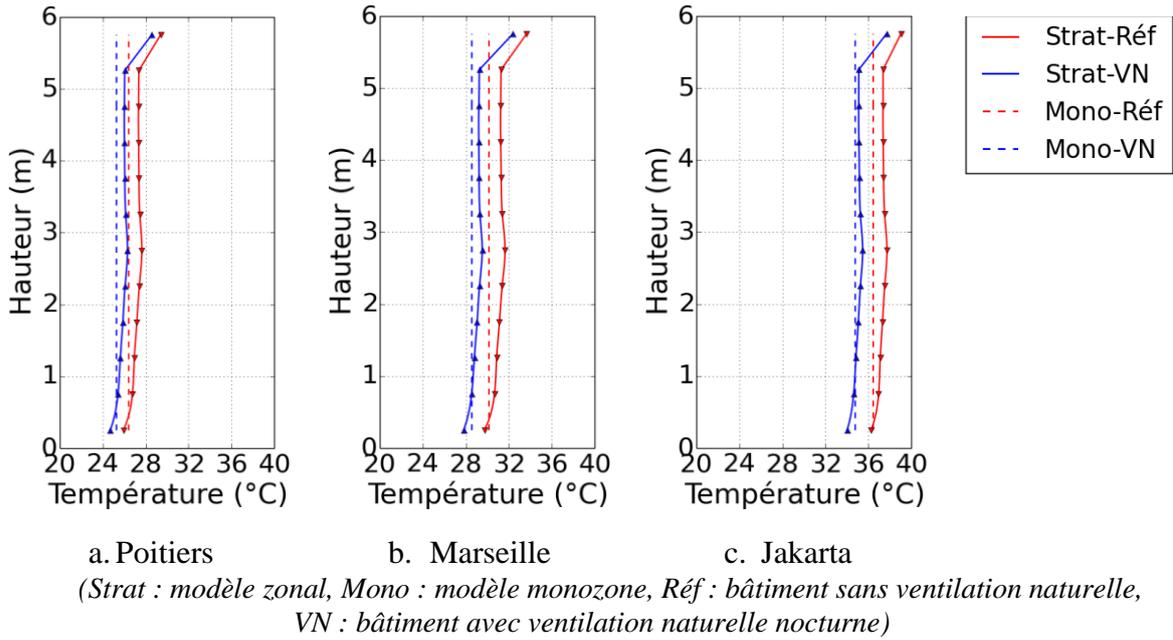
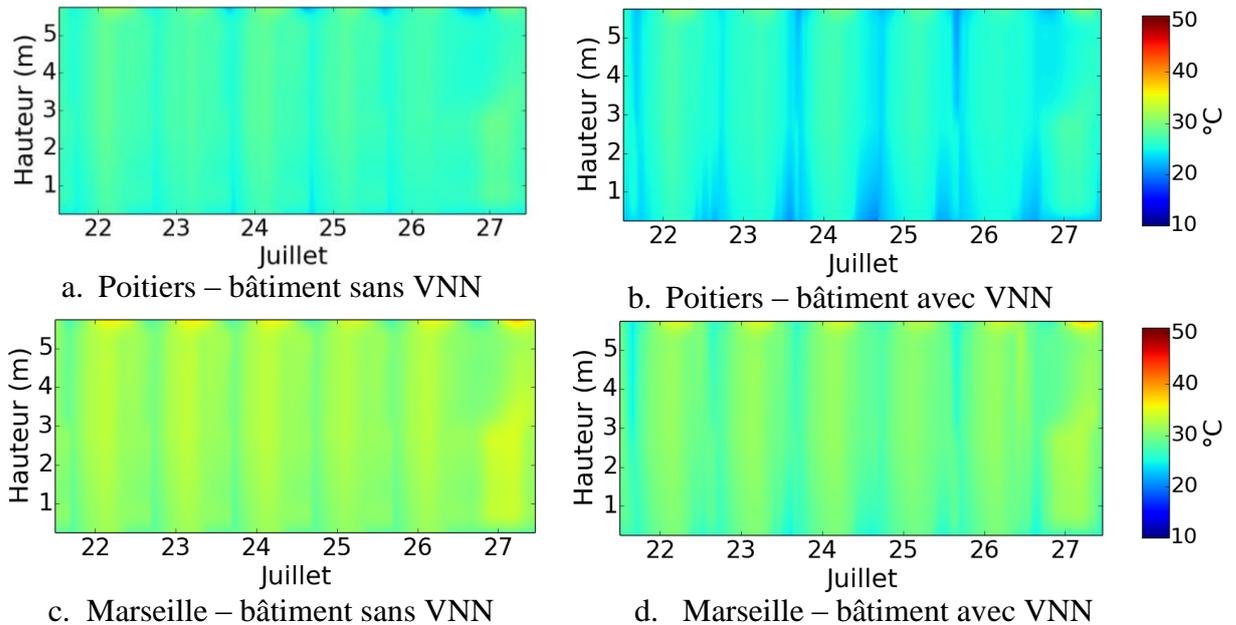


Figure IV-5. Réduction de la température intérieure via la VNN.

La température intérieure pendant une semaine (22 au 27 juillet) est présentée sur la Figure IV-6. Même si la VNN ne fonctionne que pendant la nuit, elle permet clairement de diminuer la température de la journée suivante. L'évacuation de la chaleur pendant la nuit améliore la condition du confort dans la période d'occupation. Cette amélioration est illustrée par la Figure IV-7 qui présente la réduction de la température opérative due à la VNN. Celle-ci est estimée à environ 2 à 3 °C pendant la période d'occupation pour les trois localisations considérées.



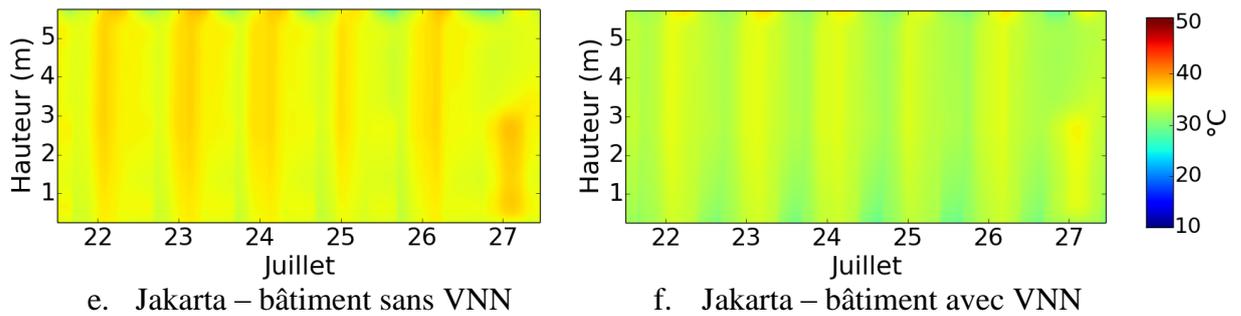
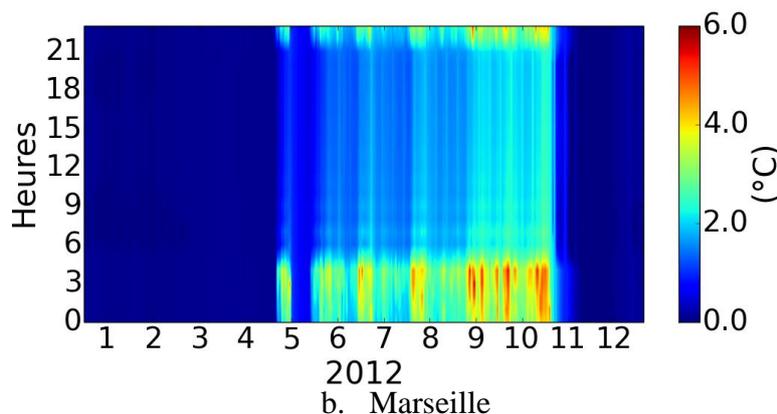
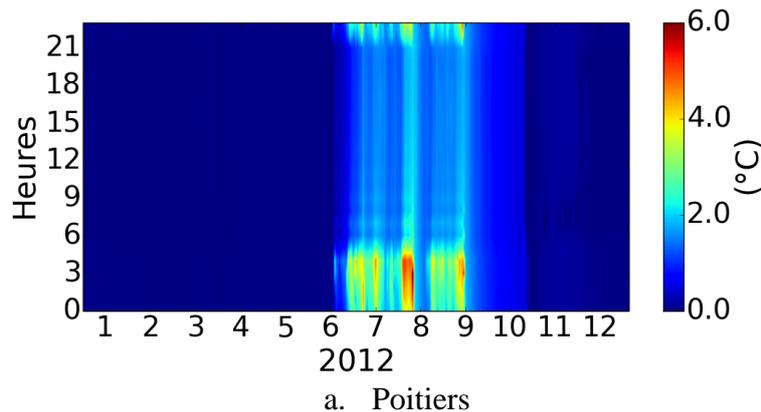


Figure IV-6. Effet de la VNN sur la température intérieure pour une semaine (22 au 27 juillet).

Les températures élevées observées en Figure IV-6 pour Jakarta nous ont conduit à évaluer l'effet de la VNN sur la réduction du stress thermique (et non plus uniquement sur le confort). En effet, l'exposition du corps humain à une ambiance chaude et humide peut engendrer un stress thermique dont la conséquence directe est la déshydratation, qui est potentiellement dangereuse pour la santé. L'indice WBGT permet d'évaluer ce stress en considérant l'effet de la température, de l'humidité et du rayonnement solaire (voir paragraphe I.2.3.1). Précisons que pour les cas de Poitiers et de Marseille, aucun problème de stress thermique n'apparaît dans le cas du bâtiment de référence car l'indice WBGT le plus élevé est respectivement égal à 24,3 °C et 26,5 °C, qui est inférieur à la limite basse de l'indice (27,7 °C).



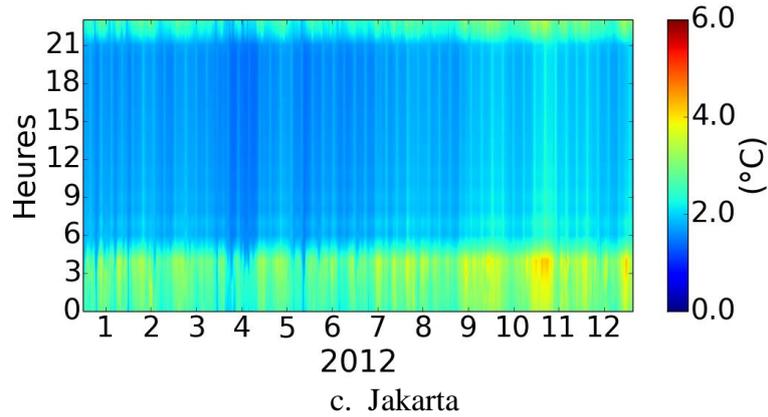


Figure IV-7. Réduction de la température opérative sur l'année.

La Figure IV-8 présente l'évolution de l'indice WBGT tout au long de l'année à Jakarta. Le bâtiment de référence (sans VNN) présente des valeurs élevées pendant la période d'occupation (niveaux essentiellement jaune avec quelques journées dans le rouge, voire noir). Plus précisément, la répartition de cet indice est de 0,9 %, 28,9 %, 62,5 %, 7,4 % et 0,3 % selon les 5 catégories, des conditions standards (blanc) à extrêmes (noir). L'utilisation de la VNN permet de réduire les risques de stress thermique avec une nouvelle répartition de l'ordre de 29,9 %, 47,2 %, 22,3 %, 0,6 % et 0 %. On constate que les conditions les plus dangereuses (couleur rouge et noire) sont ainsi presque complètement évitées.

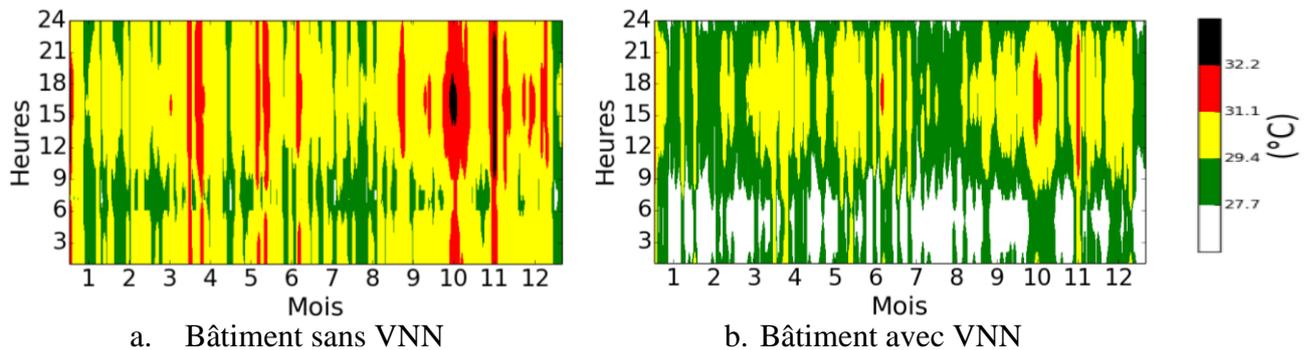


Figure IV-8. Impact de la VNN sur l'indice WBGT à Jakarta.

IV.1.3 Effet de l'inertie thermique sur le potentiel de rafraîchissement

Comme présenté au paragraphe 2.6, l'inertie thermique des rayonnages joue un rôle non négligeable qui permet d'atténuer la fluctuation journalière de la température intérieure. L'étude bibliographique a de plus montré que celle-ci est particulièrement importante pour stocker la fraîcheur nocturne et doit ainsi être considérée dans l'évaluation du potentiel de rafraîchissement de la VNN. La Figure IV-9 montre l'impact croisé du taux d'ouverture des lanterneaux (rapport de la surface de lanterneaux ouverts sur celle de la toiture) et de l'inertie thermique des rayonnages (représentée ici par la capacité thermique volumique des matériaux entreposés, conductivité thermique de $0,25 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$) sur l'inconfort d'été pour Marseille.

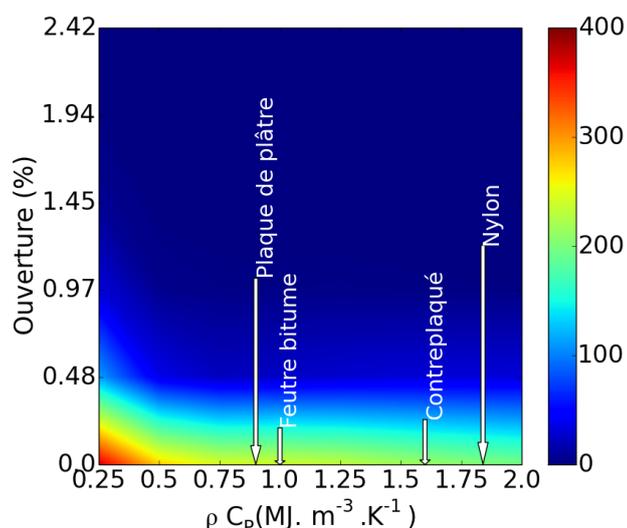


Figure IV-9. Impact de la VNN et de l'inertie thermique sur l'inconfort (°Ch) à Marseille.

Pour le cas du bâtiment de référence (ouverture = 0 %), l'augmentation de l'inertie thermique dans l'intervalle considéré induit une réduction des DH d'inconfort de moitié. L'effet de l'inertie thermique diminue avec l'ouverture des lanterneaux. Pour Marseille, l'ouverture de près de la moitié de la surface totale de lanterneaux (1,2 %) suffit à éliminer les périodes d'inconfort quelle que soit la quantité de marchandises entreposées. L'effet couplé de la VNN et de l'inertie thermique permet d'intensifier l'évacuation de la chaleur pour rafraîchir le bâtiment. Plus l'inertie thermique des rayonnages est importante, plus la température intérieure est fraîche pour le même niveau d'ouverture.

IV.2 Rafrâchissement passif par revêtement froid de type « cool roof »

Le principe fondamental des « cool roofs » est de réduire les gains thermiques dus au rayonnement solaire en modifiant la réflectivité et l'émissivité thermique de la surface extérieure de la toiture. La surface extérieure de la toiture est revêtue par un matériau ayant un coefficient de réflexion solaire important, par ailleurs la chaleur stockée sera émise en grande quantité vers le ciel grâce à une valeur élevée de l'émissivité thermique de grandes longueurs d'ondes.

Les toitures conventionnelles possédant habituellement des valeurs d'albédo comprises entre 0,05 et 0,25 (Sadineni et al., 2011) absorbent une grande partie de rayonnement solaire. Par conséquent, la température de leur surface peut atteindre jusqu'à 65 °C ayant pour conséquence une augmentation de la température d'air intérieur jusqu'à 40 °C (Sanjay and Chand, 2008). La chaleur absorbée/emmagasinée dans les matériaux peut causer des détériorations (fissures, déviation) et des surchauffes en été. En termes de confort thermique et de longévité de la structure, la limitation de gain thermique solaire est hautement désirée en été. Réduire l'absorption du rayonnement solaire des toitures par une modification des caractéristiques thermo-radiatives de leur revêtement est une technique ancienne qui est largement adoptée pour rafraîchir les bâtiments notamment dans les régions chaudes. Ainsi, dans le passé, les toitures étaient recouvertes par une simple peinture blanche pour augmenter leur réflectivité.

Récemment, (Hernández-Pérez et al., 2014) ont recensé les études concernant l'utilisation des revêtements de type « cool roof » dans le bâtiment. Les résultats sont organisés selon les applications suivantes : toitures isolées, cellules expérimentales, simulations CFD,

simulations thermiques dynamiques (calibrées ou non), bâtiments réels jusqu'aux études à l'échelle du quartier, de la ville ou d'un territoire plus étendu. Les résultats montrent qu'un revêtement « cool roof » réduit les gains thermiques journaliers d'une toiture de 11 à 60 %, les températures d'air intérieur entre 1 et 7 °C, la consommation énergétique de climatisation de 1 à 80 % et la consommation énergétique totale de 1 à 20 % par an (en considérant l'augmentation de la consommation dédiée au chauffage). Le Tableau IV-2 liste les études numériques et expérimentales pour des bâtiments de géométrie similaire à la géométrie du bâtiment de référence (un niveau unique, toiture horizontale). Après les travaux précurseurs d'Akbari, de Konopacki et de Parker (Hashem Akbari et al., 1998; Konopacki et al., 1998; Parker et al., 1998), une augmentation très forte du nombre d'études portant sur le potentiel du revêtement « cool roof » comme solution passive de rafraîchissement est observée ces dernières années. Celles-ci coïncident avec la demande toujours plus importante d'amélioration de l'efficacité énergétique des bâtiments et le potentiel de réduction des charges de climatisation pesant essentiellement sur les bâtiments à usage commercial ou de bureaux.

Tableau IV-2. Applications du « cool roof » sur des bâtiments géométriquement similaires au bâtiment de référence (niveau unique, toiture horizontale)

Localisation	Usage	Type d'étude	S (m ²)	R _{toiture} (m ² .K/W)	Δρ (-)	ΔE _{clim.} (%)	ΔT (°C)	Référence
Floride (USA)	C	EXP	1161	1,9	0,46	25	-	Parker et al., 1997
Sacramento (USA)	L	EXP	170	1,94	0,55	80	-	Akbari et al., 1997
	E	EXP	89	3,34	0,34	35	-	
Nevada (USA)	C	EXP	14,9	3,2	0,46	1	22*	Akbari, 2003
Californie (USA)	C, E	EXP	570-4900	1,23-5,28	0,46-0,76	3-52	-	Akbari et al., 2005
Milan (Italie)	B	STD	48,6	-	0,6	26	-	Zinzi et al., 2007
21 villes	L	STD	100	1,19	0,6-0,65	18-93	1,2-3,3	Synnefa et al., 2007
6 villes	C	STD	2000	-	0,6	25-38	-	Wang et al., 2008
Arizona (USA)	C	EXP	13400	4,75	0,42	2,6-3,8	-	Jo et al., 2010
Hyderabad (Inde)	C	EXP	700	-	0,4-0,6	10-26	-	Xu et al., 2012
Rome (Italie)	B	EXP	60	-	0,65	34	2-4	Pisello et al., 2013
Borj Cedria (Tunisie)	B	STD	126	-	-	80	-	Soussi et al., 2013
Trapani (Italie)	E	STD	700	0,79	0,57	4,6-13	2,3	Romeo and Zinzi, 2013
Oss (Pays-Bas)	C	STD	1685	1,69	0,47	73	2-10	Mastrapostoli et al., 2014

C : Commercial, B : Bureau, L : Logement, E : Enseignement, STD : Simulation Thermique Dynamique, EXP : Mesures in situ, * température de la toiture

L'objectif de ce sous chapitre est d'analyser le potentiel de rafraîchissement du revêtement « cool roof » pour le bâtiment de référence. Dans une première étape, l'impact de la mise en place d'un matériau « cool roof » en toiture est montré sur les températures de toiture et de l'air intérieur. Puis, une analyse est portée sur l'influence de l'ensemble des propriétés thermo-radiatives du matériau de toiture. Enfin, l'impact de la structure de la toiture, à travers son isolation thermique et son revêtement de surface extérieure, sur le confort et les dépenses énergétiques est examiné.

IV.2.1 Impact du revêtement « cool roof » sur les températures

L'impact du « cool roof » sur les températures de la toiture et de l'air intérieur est présenté sur la Figure IV-10 pour les trois jours consécutifs les plus chauds de l'année à Marseille.

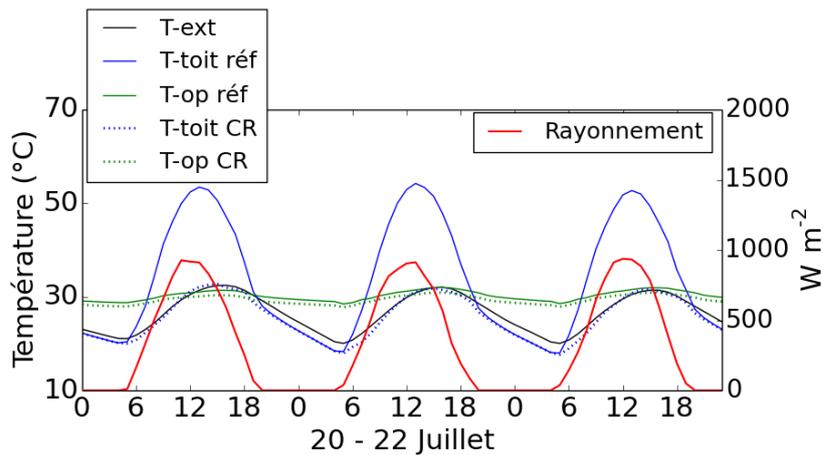


Figure IV-10. Impact du revêtement « cool roof » sur la température de la toiture et sur la température opérative à Marseille.

La température maximale de la surface extérieure de la toiture conventionnelle (notée *T-toit réf*, avec un albédo de 0,3 et une émissivité de 0,9) peut atteindre jusqu'à 54,2 °C le 21 juillet à 13h00, lorsque le rayonnement solaire est de 953 W.m⁻². On observe que la mise en œuvre d'un « cool roof » (notée *T-toit CR*, avec un albédo de 0,9 et une émissivité inchangée) permet de réduire cette température jusqu'à 31,1 °C. Un écart maximal de 23,1 °C entre la toiture conventionnelle et la toiture « cool roof » a été constaté ; cet ordre de grandeur de réduction de la température a été observé précédemment par Akbari (2003). On remarque que la température de surface du « cool roof » reste proche de la température de l'air extérieur pendant le jour malgré le flux solaire. L'émissivité thermique élevée des deux types de toiture (0,9) permet d'évacuer efficacement la chaleur par transfert radiatif avec la voûte céleste pendant la nuit. Par conséquent, les températures de la surface pour les deux toitures pendant la nuit sont quasiment identiques et plus faibles que la température extérieure. Enfin, notons que la faible inertie de la toiture induit un refroidissement très rapide de sa surface.

En ce qui concerne la température opérative du local, l'impact du « cool roof » est considérablement atténué (par rapport à son effet sur la température de surface extérieure) par la présence de l'isolation thermique. On observe par exemple que le 21 juillet à 13h00 la température opérative sous la toiture froide (*T-op CR*) est réduite d'environ 0,91 °C par rapport à celle conventionnelle (*T-op réf*). En moyenne, pendant la période du 1^{er} Juillet au 30 Septembre, la température opérative de l'ambiance diminue de 0,81 °C.

La réduction de la température opérative obtenue grâce au « cool roof » pour les trois régions différentes (Poitiers, Marseille et Jakarta) est présentée en Figure IV-11. On constate tout d'abord que la diminution de la température est peu importante en hiver. Cela vient du fait que la faible hauteur du soleil en hiver implique des apports solaires limités sur la toiture et donc un effet d'un changement de revêtement à peine notable. Cependant, la mise en place d'un « cool roof » induit une légère réduction des apports gratuits et donc une augmentation de la consommation énergétique pour maintenir la température de consigne de chauffage. Les pénalités énergétiques de chauffage sont 4,79 kWh.m⁻².an⁻¹ (12,71 %) pour Poitiers et 2,64 kWh.m⁻².an⁻¹ (29,8 %) pour Marseille.

Pendant la période d'été, la réduction de la température grâce à la présence d'un « cool roof » dépend fortement du flux thermique solaire de la journée. On observe ainsi que, dans un cycle journalier, la réduction maximale se produit dans la plage horaire [12h00-20h00]. En réfléchissant 90 % du rayonnement incident, le « cool roof » permet de réduire le pic de

température intérieure jusqu'à 1,13 °C, 1,16 °C et 1,18 °C pour Poitiers, Marseille et Jakarta, respectivement (Figure IV-11).

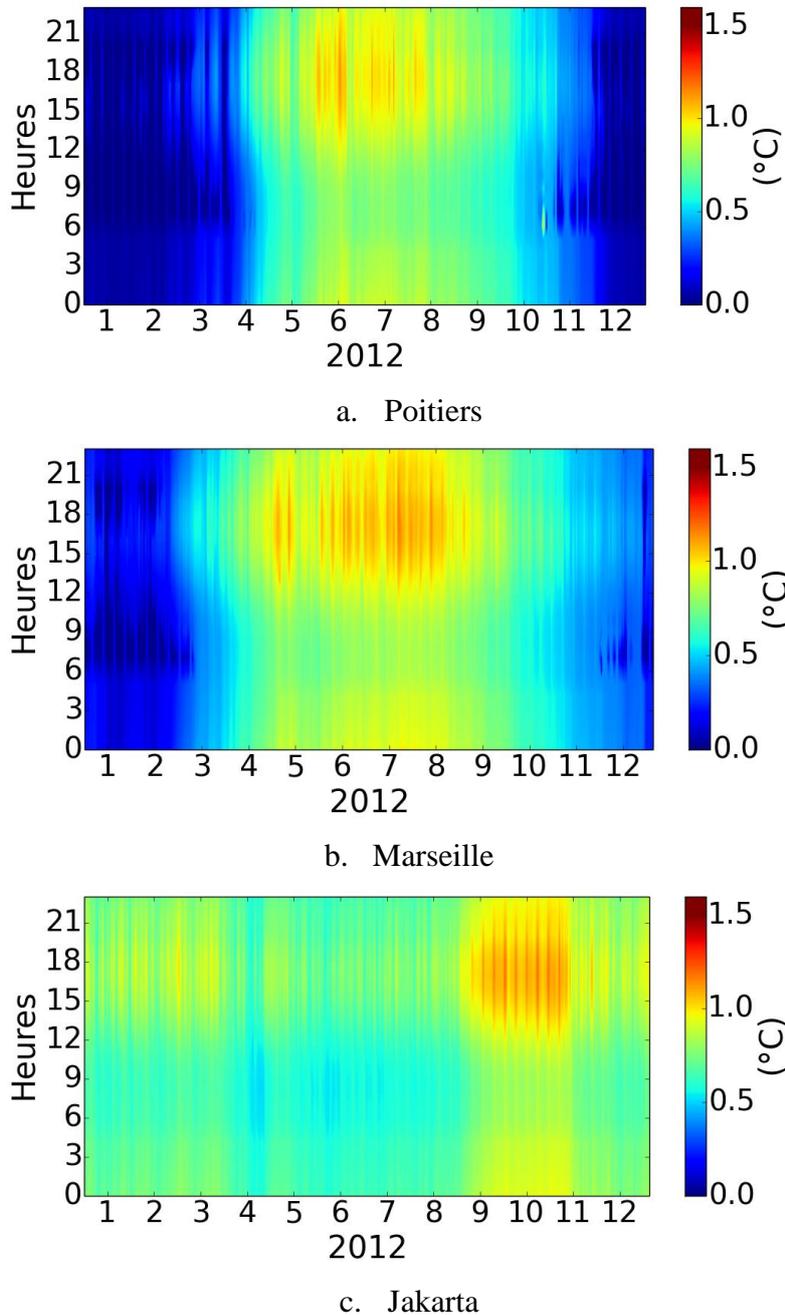


Figure IV-11. Réduction de la température opérative induite par le revêtement « cool roof ».

IV.2.2 Impact des propriétés thermo-radiatives du revêtement de toiture

Une étude paramétrique effectuée pour la région de Marseille a permis de quantifier l'impact couplé des propriétés thermo-radiatives (réflectivité solaire et émissivité thermique) sur la moyenne de température maximale de la surface de toiture (a), la moyenne de température maximale opérative (b), le nombre de degrés heures d'inconfort d'été (c) et le besoin de chauffage (d) à Marseille (Figure IV-12).

Les résultats montrent qu'une variation de la réflectivité solaire a plus d'impact qu'une variation de l'émissivité sur les indicateurs analysés. L'augmentation de l'albédo de 0,1 à 0,9 pour la toiture émissive (émissivité 0,9) engendre une réduction respective de la température de la surface de toiture, de la température opérative et du nombre de DH d'inconfort d'environ 23,5 °C, 1,2 °C et 481 °Ch. En revanche en hiver, elle engendre une surconsommation de chauffage d'environ 2,93 kWh.m⁻².an⁻¹ (Figure IV-12.d).

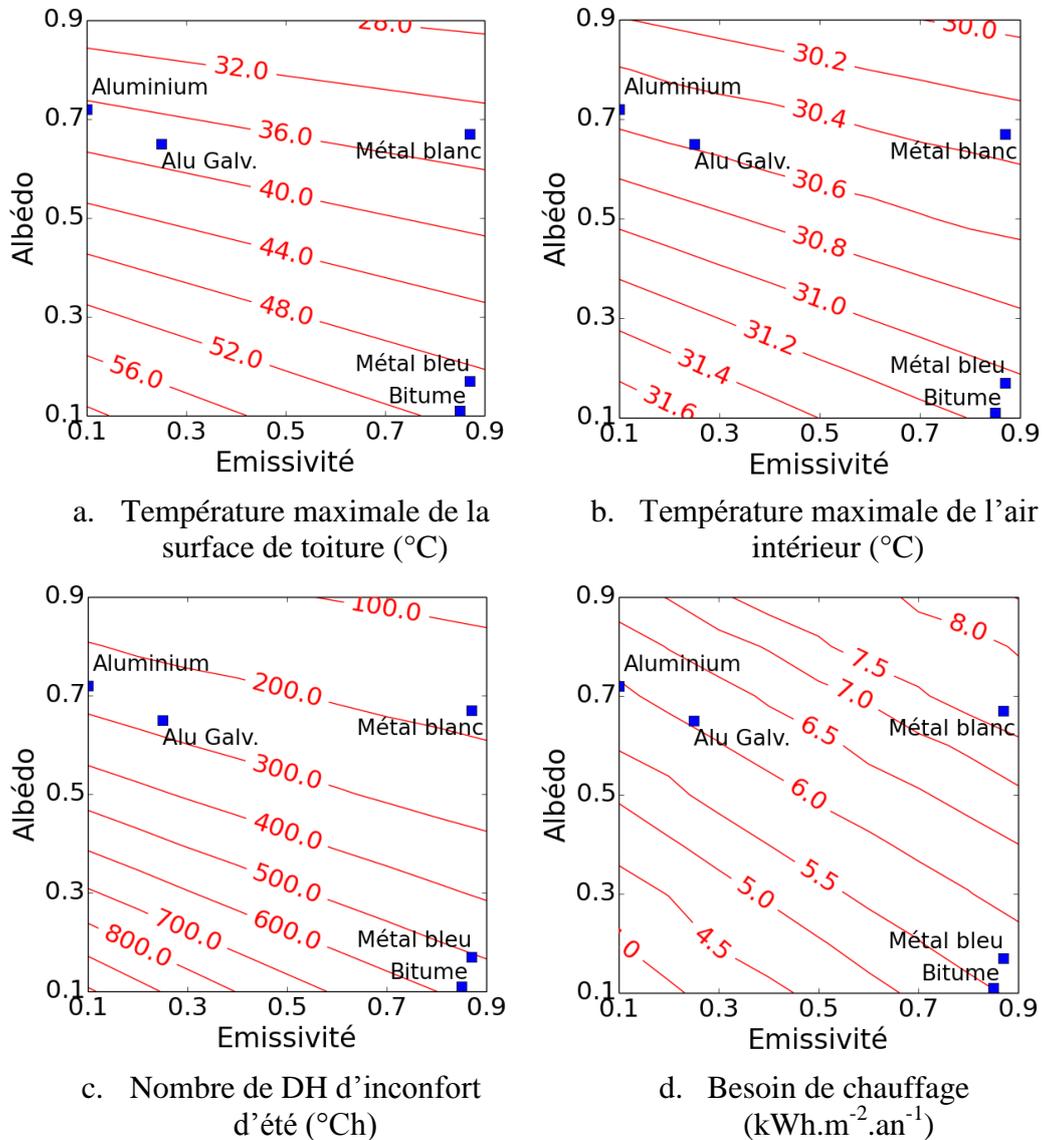


Figure IV-12. Impact de l'albédo (CLO) et de l'émissivité (GLO) de la toiture à Marseille.

Pour une toiture conventionnelle, l'augmentation de l'émissivité thermique de 0,1 à 0,9 ne permet que de réduire la température de la surface extérieure, la température opérative et le nombre de DH d'inconfort d'environ 8,1 °C, 0,52 °C et 324,4 °Ch, respectivement. Elle entraîne également une surconsommation de chauffage de 1,88 kWh.m⁻².an⁻¹. L'effet réduit de l'émissivité thermique par rapport à l'albédo vient de la faible inertie thermique de la toiture qui est fortement isolée par l'intérieur (24 cm laine minérale) qui fait que la chaleur emmagasinée dans les matériaux de surface est insignifiante. Par conséquent, la dissipation thermique pendant la nuit est moins importante que pour une toiture à forte inertie.

IV.2.3 Impact couplé de la réflectivité solaire et de l'isolation thermique de la toiture

Les résultats précédents ont montré que l'étude du potentiel de rafraîchissement d'un revêtement de type « cool roof » ne peut être effectuée indépendamment de la résistance thermique de la toiture. Ce constat a déjà été établi par des études antérieures (H. Akbari et al., 1998; Tetali et al., 2014) qui ont montré que l'impact du « cool roof » sur la réduction de climatisation est plus important pour le cas d'un bâtiment à faible isolation thermique. Une autre étude a évalué que la résistance thermique optimale d'une toiture « cool roof » en termes d'économie d'énergie est inférieure à $1,63 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ (Gentle et al., 2011). L'objectif de cette sous-partie est d'étudier cet effet couplé pour le bâtiment de référence. Pour cela, une variation de l'albédo de 0,1 à 0,9 a été considérée comme précédemment. La résistance thermique de la toiture a, quant-à-elle, variée de 0,9 à $6,7 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$.

La Figure IV-13.a présente la température maximale de la toiture en fonction de l'albédo et de la résistance thermique de la toiture. Cette température est indépendante de la résistance thermique de la toiture et diminue progressivement en fonction de l'albédo. La résistance thermique des matériaux présente donc un impact négligeable sur la température de la surface. L'écart de pic de température journalière entre une toiture conventionnelle (sombre) et réfléchissante (« cool roof ») est d'environ $23 \text{ }^\circ\text{C}$ quelle que soit l'isolation thermique de la toiture.

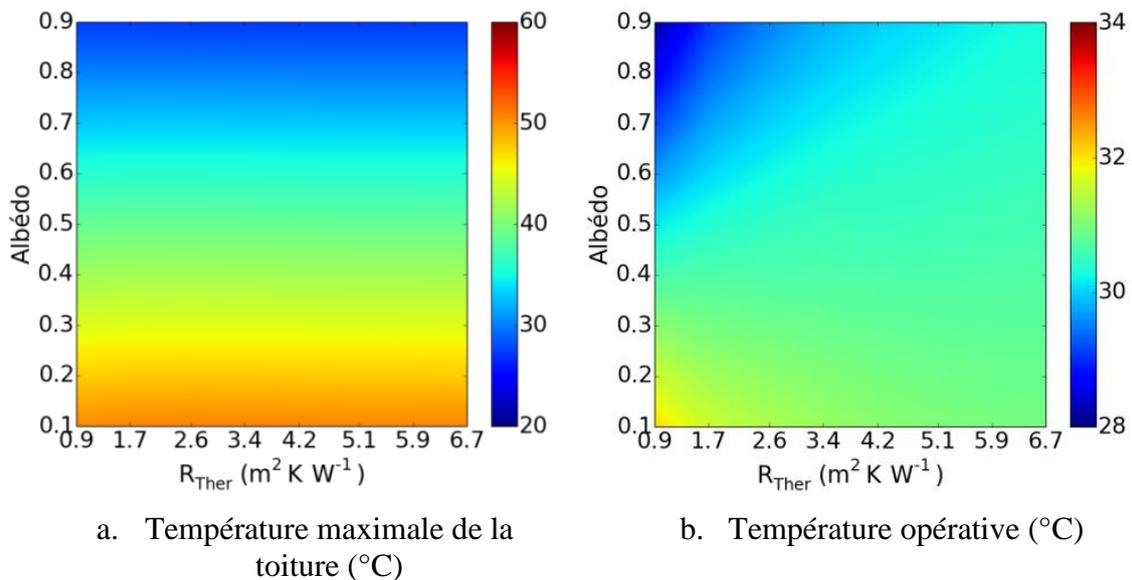


Figure IV-13. Impact de l'albédo et de l'isolation thermique de la toiture sur la température de surface de la toiture et la température opérative à Marseille.

La Figure IV-13.b présente la variation de la température opérative maximale journalière en fonction de l'albédo et de la résistance thermique de la toiture. La température opérative la plus élevée est obtenue pour les valeurs minimales testées de réflectivité et de résistance thermique. Dans ce cas extrême, la chaleur absorbée par la surface de la toiture est immédiatement transmise vers l'intérieur par conduction. La mise en œuvre de revêtement « cool roof » est donc une solution efficace pour rafraîchir ce bâtiment à toiture peu isolée. Il permet en effet de réduire la température opérative de $32,1 \text{ }^\circ\text{C}$ à $28,15 \text{ }^\circ\text{C}$.

La température opérative diminue progressivement en fonction de l'augmentation de l'isolation thermique de la toiture pour le cas d'une toiture sombre ($\rho_{sol} < 0,4$). À titre d'exemple, pour la toiture conventionnelle précédemment défini, l'augmentation de la

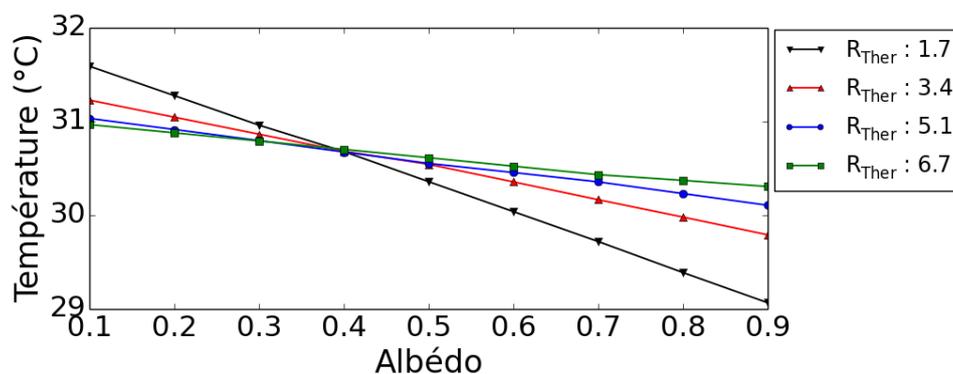
résistance thermique de 0,9 à 6,7 $\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$ engendre une réduction du pic de température d'environ 1,27 °C. Cette réduction sera un peu plus importante pour un albédo plus faible.

Le constat précédent s'inverse pour le cas d'une toiture réfléchissante ($\rho_{\text{sol}} > 0,4$). Les résultats de simulation montrent que le pic de température opérative pour le cas avec un « cool roof » augmente de 28,15 °C à 30,3 °C pour une augmentation de la résistance thermique de 0,9 à 6,7 $\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$. On remarque également que le cool roof ne réduit la température opérative que d'environ 0,66 °C pour la toiture bien isolée, alors que pour une toiture moins isolée (0,9 $\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$), le cool roof permet une réduction d'environ 3,93 °C. Le renforcement d'isolation thermique entraîne une hausse de température dans le cas « cool roof ». En réfléchissant une grande partie de flux solaire, le revêtement « cool roof » permet en effet de réduire significativement le gain thermique par rayonnement solaire ; une augmentation de la résistance thermique devient alors contre performante puisqu'elle empêche la chaleur du bâtiment de s'évacuer par la toiture. Ainsi, la mise en place d'une bonne isolation thermique est ici moins intéressante pour le rafraîchissement.

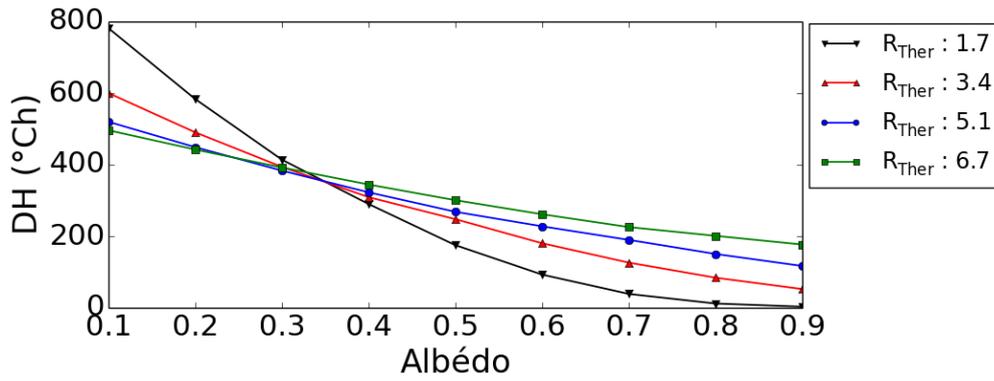
Une zone neutre ou d'équilibre a été constatée pour la valeur albédo entre 0,4 et 0,5 (Figure IV-13 b). Dans cet intervalle, une modification de la résistance thermique de la toiture n'affecte pas la température intérieure de manière importante. Une différence de température de seulement 0,06 °C a été constatée pour une variation de l'isolation thermique de 0,9 à 6,7 $\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$. Le total de flux thermique journalier à travers la toiture est quasiment constant et indépendant de l'épaisseur de l'isolation.

La Figure IV-14 a permet de mieux visualiser la zone d'équilibre pour un albédo compris entre 0,4 et 0,5 pour laquelle la température intérieure est identique et indépendante de la résistance thermique. Elle permet également de mettre en relief le changement de tendance : pour un revêtement conventionnel ($\rho_{\text{sol}} < 0,4$), une augmentation de la résistance thermique réduit la température alors qu'elle l'augmente pour une toiture réfléchissante ($\rho_{\text{sol}} > 0,4$).

La Figure IV-14 b présente l'impact de réflectivité solaire sur la réduction de nombre de degrés heures (DH) d'inconfort pour différentes valeurs de la résistance thermique de la toiture. Pour le cas d'une toiture à faible résistance thermique, 1,7 $\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$, le nombre de DH d'inconfort diminue de 781,5 °Ch à 3,1 °Ch (99,6 %) lorsque la réflectivité solaire est modifiée de 0,1 à 0,9. Le cool roof est en mesure d'éliminer presque la totalité de l'inconfort. Pour le cas d'une toiture bien isolée (6,7 $\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$), cette réduction est moindre : de 496,2 °Ch à 176,8 (64,4 %).



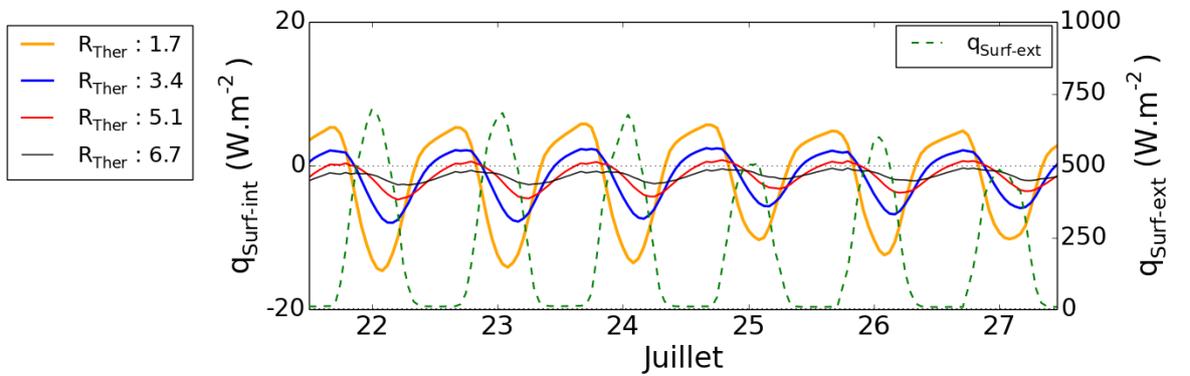
a.



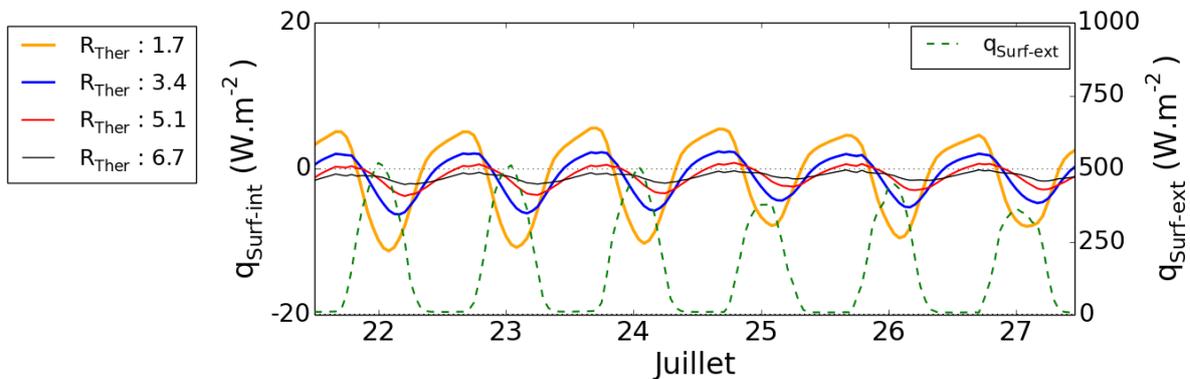
b.

Figure IV-14. Impact de l'albédo pour différentes valeurs de résistance thermique : a. sur la température intérieure, b. sur la réduction du nombre de DH.

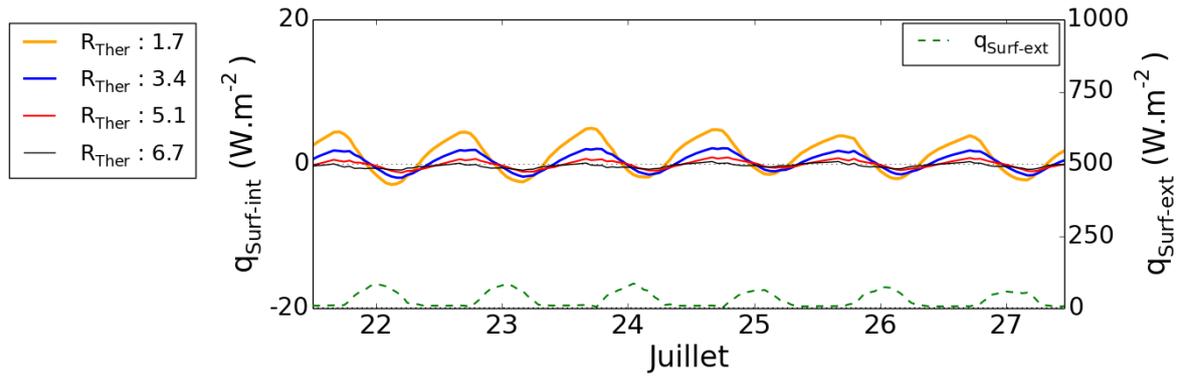
Afin d'analyser plus finement les précédentes observations, la variation du flux thermique de la surface extérieure ($q_{Surf-ext}$) et intérieure ($q_{Surf-int}$) de la toiture en fonction de l'albédo est présenté par la Figure IV-15 pour une semaine du mois de juillet à Marseille. Une valeur positive de ce flux indique ici que la chaleur pénètre dans la toiture et inversement. On constate un flux important entrant en surface extérieure de la toiture conventionnelle (albédo 0,2) pendant la journée, qui peut atteindre jusqu'à 737 W.m^{-2} (Figure IV-15 a). Cette valeur diminue progressivement avec une augmentation de l'albédo. Concernant le revêtement « cool roof », ce flux est faible, environ égal à $91,4 \text{ W.m}^{-2}$ (Figure IV-15 c). Par conséquent, le gain thermique transmis à l'intérieur du bâtiment ($q_{Surf-int}$) est réduit de manière significative par rapport à la toiture conventionnelle.



a. Albédo 0,2



b. Albédo 0,4



c. Albédo 0,9

Figure IV-15. Échange thermique au niveau de la toiture pour différents albédos.

Dans le cas de la toiture conventionnelle, la faible résistance thermique permet une pénétration importante de la chaleur pendant la journée. En effet, le renforcement de l'isolation thermique (R_{Ther}) permet de réduire considérablement le gain thermique pendant la journée. À titre d'exemple, le flux maximal émis par le plafond diminue de 13,5 à 2,5 $W.m^{-2}$ avec une augmentation de la résistance thermique de 1,7 à 6,7 $m^2.K.W^{-1}$ (Figure IV-15 a, 24 juillet).

Comme observé précédemment, l'échange thermique total entre le plafond et l'ambiance intérieure dépend de l'isolation et la réflectivité solaire du toit. La Figure IV-16 montre le flux thermique total du plafond en moyenne journalière calculé pour la semaine du 22 au 27 juillet à Marseille. Une valeur négative/positive représente des pertes/gains thermiques pour l'ambiance. Ce résultat permet de constater que dans le cas d'une toiture conventionnelle ou avec un albédo modéré (0,4-0,6), la toiture agit essentiellement comme source de chaleur alors qu'un revêtement « cool roof » permet à la toiture de se comporter comme un puits de chaleur. On retrouve ici les tendances observées précédemment c'est-à-dire que :

- l'énergie émise pour une toiture conventionnelle est décroissante avec une augmentation de la résistance thermique,
- l'énergie émise dans le cas d'une toiture avec un albédo modéré (0,4) est indépendante de la résistance thermique, et
- l'augmentation de la résistance thermique est contre-productive pour le rafraîchissement dans le cas de la toiture avec un revêtement « cool roof ».

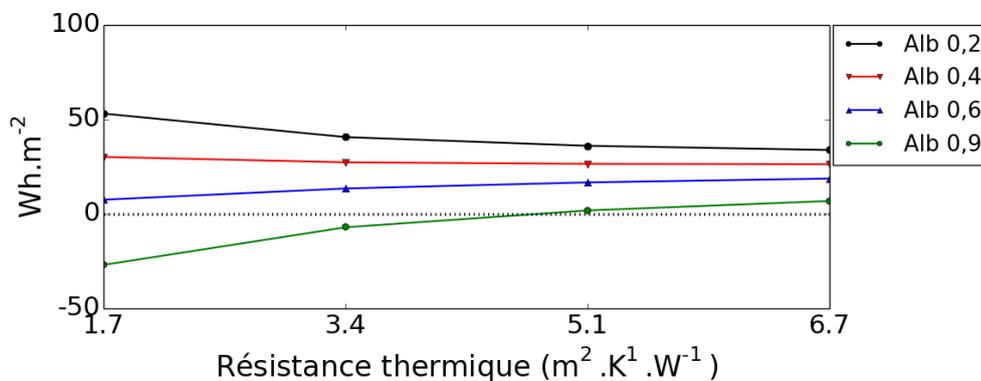


Figure IV-16. Énergie absorbée / émise par la toiture pour la période du 22 au 27 juillet, à Marseille.

IV.3 Analyse comparative des solutions passives de rafraîchissement

Dans cette section, l'efficacité de la ventilation naturelle nocturne (VNN), de l'utilisation de revêtement de toiture « cool roof » (CR) et de ces deux solutions passives de rafraîchissement (VNN + CR) sont analysées pour les trois régions sélectionnées.

La Figure IV-7 présente la distribution de la température opérative pour le bâtiment de référence et les solutions passives.

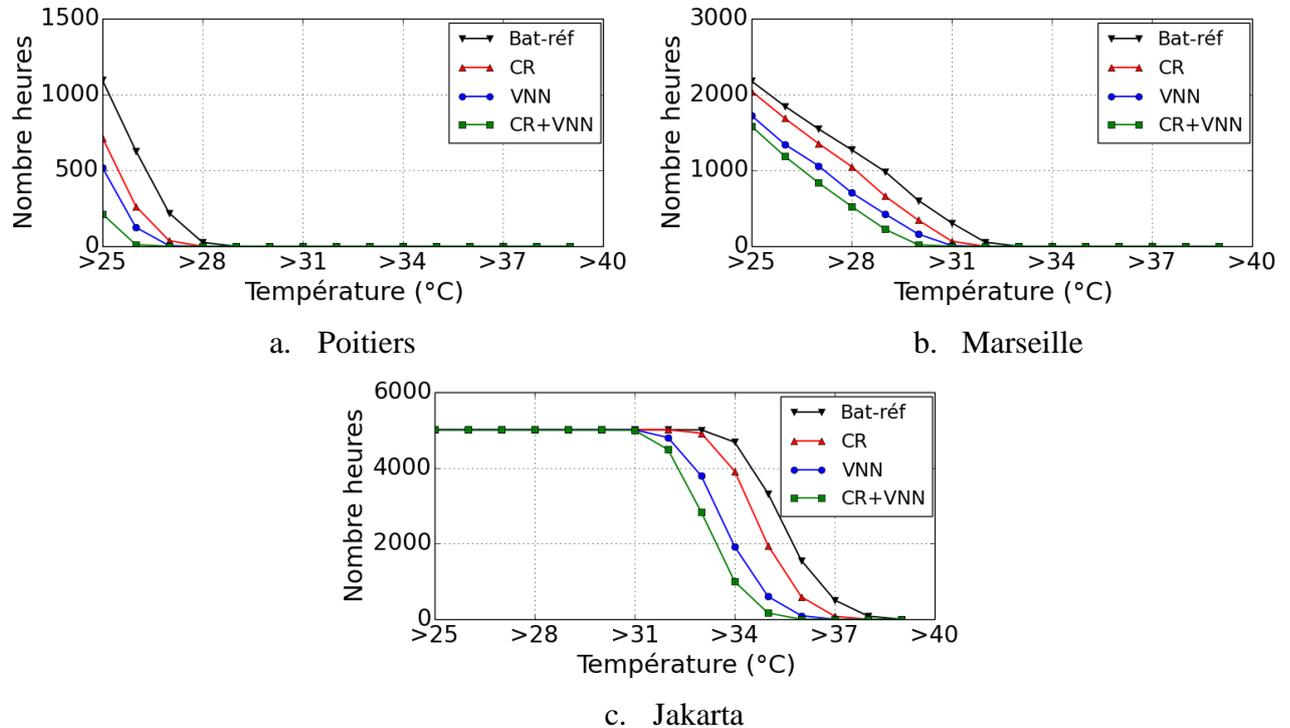


Figure IV-17. Distribution de la température opérative pour les solutions passives.

À Poitiers, le nombre d'heures de température opérative supérieure à 26 °C pour le cas de référence est 630 h. Le revêtement « cool roof » et la ventilation naturelle nocturne permettent de réduire respectivement ce nombre jusqu'à 264 h (-58,1 %) et 125 h (-80,1 %). Seules 11 h (-98,3 %) subsistent au-dessus de 26 °C lorsque ces deux techniques sont utilisées conjointement (Figure IV-7.a). À Marseille, ce nombre diminue de 1846 h à 1185 h (-35,8 %) grâce au « cool roof » et à la ventilation naturelle nocturne. À Jakarta, aucun effet n'est observé en dessous de 29,74 °C. Cependant, ces solutions sont efficaces à réduire les températures opératives les plus élevées avec une diminution de 38,87 °C (bâtiment de référence) à 35,98 °C (CR +VNN) de la température maximale.

La problématique d'inconfort d'été pour Poitiers étant limitée, une analyse complémentaire de l'effet des deux solutions passives pour l'amélioration des conditions de confort pour le bâtiment étudié ne sera effectuée que pour les deux autres localisations. Une dernière analyse permettra d'évaluer l'impact couplé du taux d'ouverture de lanterneaux et de la valeur de l'albédo de la toiture sur le confort pour le cas de Marseille.

IV.3.1 Confort d'été : cas du climat méditerranéen

La Figure IV-18 présente la variation au cours de l'année de l'inconfort, évalué comme l'écart entre la température opérative et la limite supérieure de confort adaptatif (EN ISO 15251), pour Marseille.

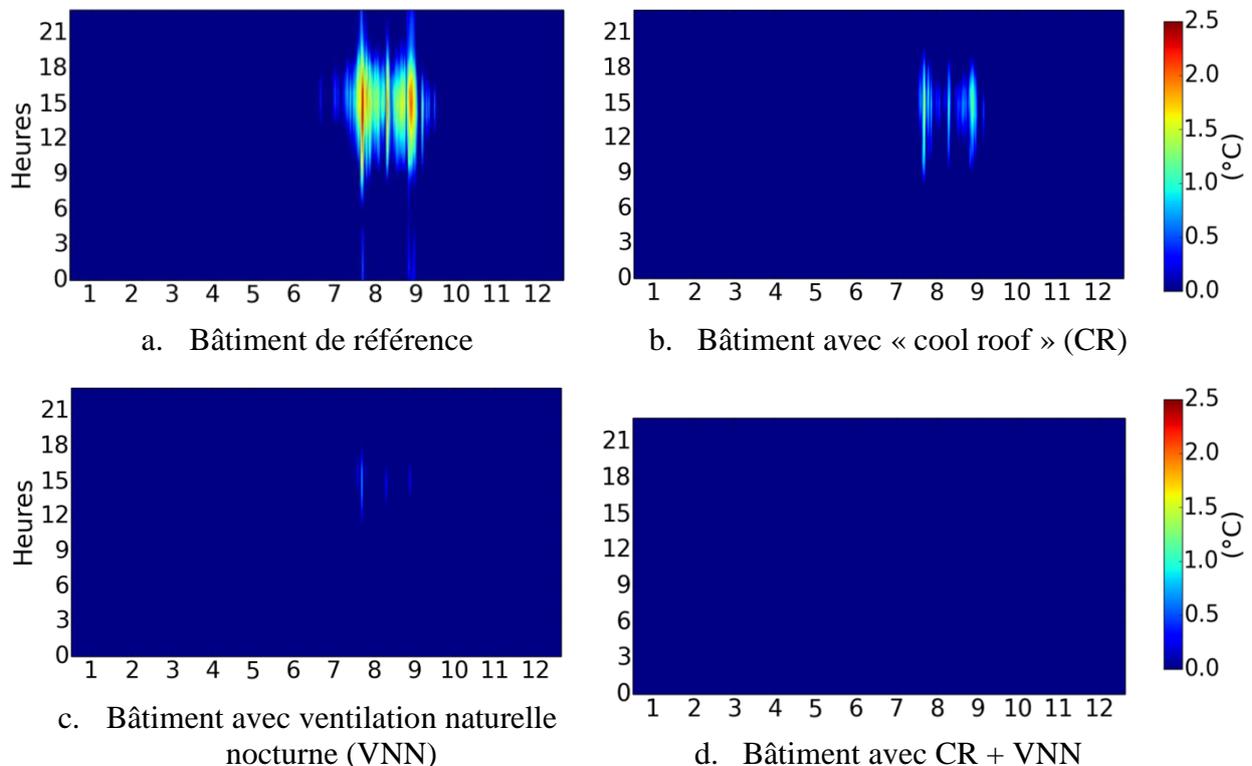


Figure IV-18. Écart entre la température opérative et la limite supérieure de confort adaptatif à Marseille.

Le bâtiment de référence présente l'inconfort thermique le plus élevé avec 463,5 °Ch d'inconfort pendant la période estivale (de mi-Juillet à la fin de Septembre). Le pic de chaleur a lieu le 5 Août, avec un écart maximal de 2,4 °C (Figure IV-18.a). L'inconfort d'été représente 10,9 % sur l'année.

La mise en œuvre des solutions passives permet d'améliorer le confort d'été. Le revêtement « cool roof » permet de réduire le nombre de DH d'inconfort de 372 °Ch (-80,3 %) (Figure IV-18.b). L'inconfort thermique reste localisé de mi-août jusqu'à mi-septembre entre 09h00 et 18h00. La ventilation naturelle nocturne a un impact plus important sur le confort. Elle permet de réduire le nombre de DH d'inconfort d'environ 458 °Ch (-98,8 %) (Figure IV-18.c). La combinaison de ces deux techniques est en mesure d'éliminer la totalité de l'inconfort d'été (Figure IV-18.d).

L'implémentation simultanée du revêtement « cool roof » et de la ventilation naturelle nocturne est donc très efficace à Marseille pour assurer le confort d'été et permet d'éliminer le recours à un système de climatisation pour ce type de bâtiment en climat méditerranéen.

IV.3.2 Confort d'été : cas du climat tropical-équatorial

De manière similaire à Marseille, l'évolution annuelle du confort thermique à Jakarta est présentée sur la Figure IV-19. Remarquons tout d'abord que le bâtiment de référence à forte

isolation thermique n'est pas bien adapté pour le climat tropical-équatorial comme en atteste le grand nombre de DH d'inconfort (30448 °Ch). L'inconfort est présent tout au long de l'année avec une température opérative 5 °C au-dessus de la zone de confort. Une période critique est observée à partir de septembre jusqu'à mi-novembre avec un écart atteignant 10 °C. Pendant cette période, la hauteur du soleil à midi est proche de 90 °.

Si l'impact des solutions passives est significatif, ni le revêtement « cool roof », ni la ventilation naturelle nocturne ne permettent d'éliminer l'inconfort de ce bâtiment à Jakarta. Le « cool roof » et la ventilation naturelle réduisent respectivement le nombre de DH d'inconfort jusqu'à 6455,6 °Ch (-21,2%) et 17332,7 °Ch (-58,2%). La combinaison des deux techniques améliore plus significativement le confort avec 21847,3 °Ch soit une réduction de 71,7 % de l'inconfort.

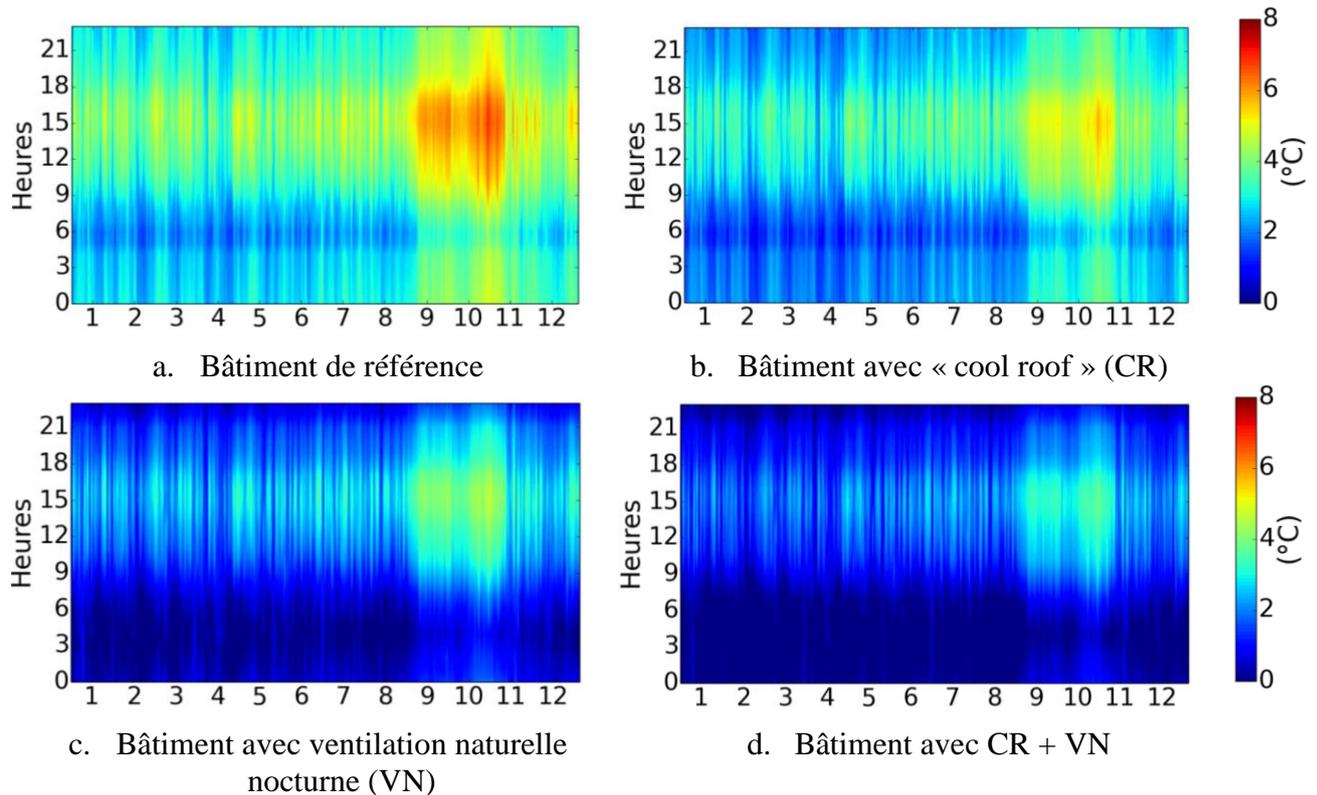


Figure IV-19. Écart entre la température opérative et la limite supérieure de confort adaptatif à Jakarta.

En climat tropical-équatorial, la climatisation est une solution indispensable pour le bâtiment étudié. La combinaison du revêtement « cool roof » et de la ventilation naturelle présentent ici l'avantage de réduire considérablement le besoin de climatisation.

IV.3.3 Effet couplé du taux d'ouverture de lanterneaux et de l'albédo de la toiture

L'objectif de cette analyse est d'étudier l'effet de la variation des paramètres des deux solutions passives sur le confort. La localisation de Marseille a été choisie pour illustrer les tendances.

Pour rappel, la température opérative moyenne en été (du 1^{er} juillet au 30 septembre) du bâtiment de référence (sans ventilation nocturne et avec une toiture conventionnelle) est d'environ 31,1 °C. Cette température peut être réduite jusqu'à 28,4 °C en augmentant l'albédo de la toiture jusqu'à 0,9 et en ouvrant la totalité des lanterneaux pendant la nuit (Figure

IV-20 a). La Figure IV-20 b présente l'impact de l'albédo de la toiture et du taux d'ouverture des lanterneaux sur le nombre de DH d'inconfort. Pour le cas d'une toiture à très faible albédo, 2,42 % d'ouverture des lanterneaux induisent une réduction de l'inconfort de 560,3 °Ch à 14,1 °Ch. Pour une toiture conventionnelle (albédo de 0,3), l'ouverture totale des lanterneaux réduit de nombre de DH d'inconfort de 387,3 °Ch à 5,4 °Ch. Enfin, pour une toiture de type « cool roof », seulement 0,48 % d'ouverture suffit à obtenir le même niveau de confort que le bâtiment de référence. Une ouverture totale des lanterneaux permet d'éliminer complètement l'inconfort pour le cas de la toiture « cool roof ».

Les tendances illustrées par la Figure IV-20 confirment l'observation effectuée précédemment pour une unique ouverture totale des lanterneaux et un unique revêtement « cool » à savoir que le recours à la ventilation naturelle nocturne est plus efficace que de modifier l'albédo de la toiture.

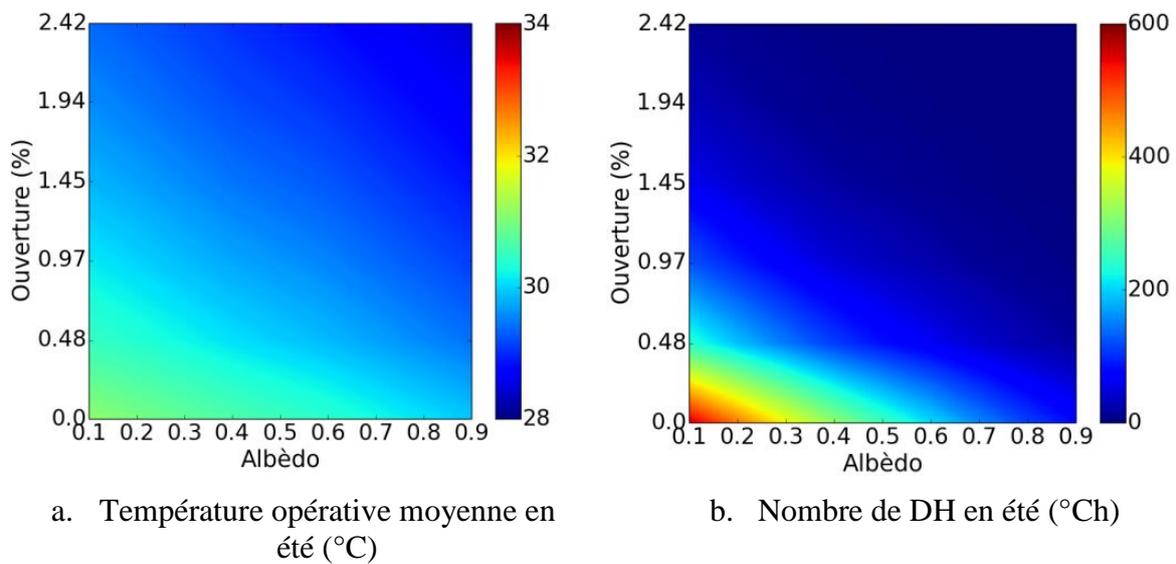


Figure IV-20. Impact du taux d'ouverture de lanterneaux et de l'albédo de la toiture sur le confort.

IV.4 Potentiel de rafraîchissement des solutions passives en France

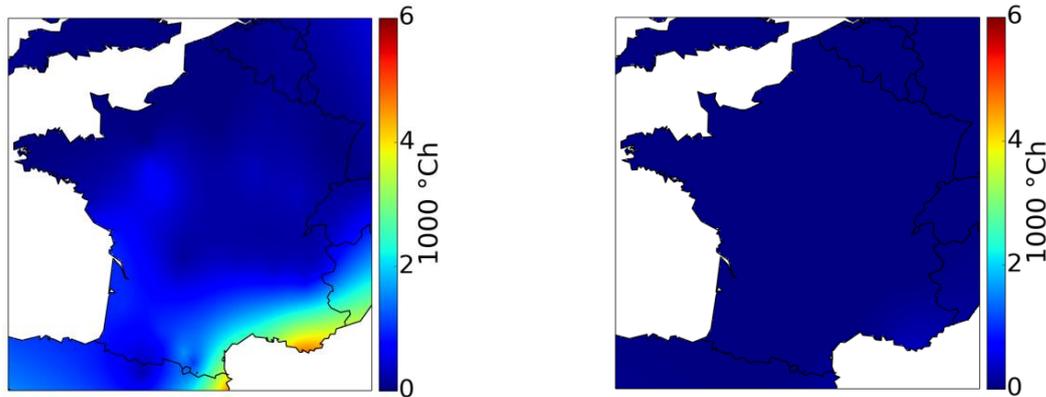
Afin de dresser une cartographie de l'efficacité des solutions passives de rafraîchissement pour le bâtiment de référence, les simulations ont été répétées pour 24 villes réparties selon les 8 zones thermiques de France telles que définies par la réglementation thermique RT 2012 (Figure IV-21).



Figure IV-21. Zones thermiques françaises selon la RT 2012.

IV.4.1 Potentiel de rafraîchissement

Afin d'être en mesure d'évaluer le potentiel de rafraîchissement du revêtement « cool roof » et de la ventilation naturelle nocturne, la distribution géographique de l'inconfort pour le bâtiment de référence est tout d'abord présenté. La Figure IV-22 présente la cartographie du nombre de DH d'inconfort calculé en considérant la température de 26 °C et celle du confort adaptatif.



a. Température de référence : 26 °C

b. Température de référence : confort adaptatif

Figure IV-22. Cartographie de l'inconfort pour le bâtiment de référence.

La Figure IV-22 a montre particulièrement bien la répartition de l'inconfort selon les zones thermiques françaises avec une identification claire de l'absence d'inconfort dans les zones H1 et un inconfort important dans la zone H3. Le bâtiment de référence est donc bien adapté vis-à-vis du confort thermique d'été pour les zones thermiques des régions plus froides (nord de la France, zone H1a, H1b, H2a). Par exemple, à Rouen qui présente une température moyenne annuelle de 9,3 °C, le nombre de DH d'inconfort atteint seulement 0,38 °Ch. À l'opposé, pour la zone H3, comme par exemple à Marseille avec une température extérieure moyenne annuelle de 14,8 °C, le nombre de DH d'inconfort est très important (5373,2 °Ch). Les valeurs présentées en Figure IV-22 b indiquent que l'inconfort est réduit à quelques dizaines de °Ch sur le territoire français si l'approche adaptative est considérée (avec par exemple 463,5 °Ch pour Marseille). La température de référence de 26 °C, plus communément considérée et plus pénalisante, est adoptée dans la suite de cette analyse.

L'effet de la ventilation naturelle nocturne est présenté par la Figure IV-23a. La région H3 présente le potentiel le plus important avec un abaissement de la température et du nombre de DH d'inconfort de 1,7 °C et de 2506,7 °Ch à Marseille. La ventilation naturelle nocturne affiche un moindre potentiel pour les régions du nord avec des lanterneaux presque toujours fermés (voir Figure IV-3). Dans ces régions, les lanterneaux sont uniquement nécessaires pour l'éclairage naturel. Le potentiel du revêtement « cool roof » suit également les zones thermiques mais reste inférieur à celui de la ventilation naturelle nocturne (Figure IV-23 b). La combinaison des deux solutions passives renforce bien entendu le rafraîchissement (Figure IV-23 c). L'inconfort d'été est par exemple significativement réduit (61,1 %) à Marseille.

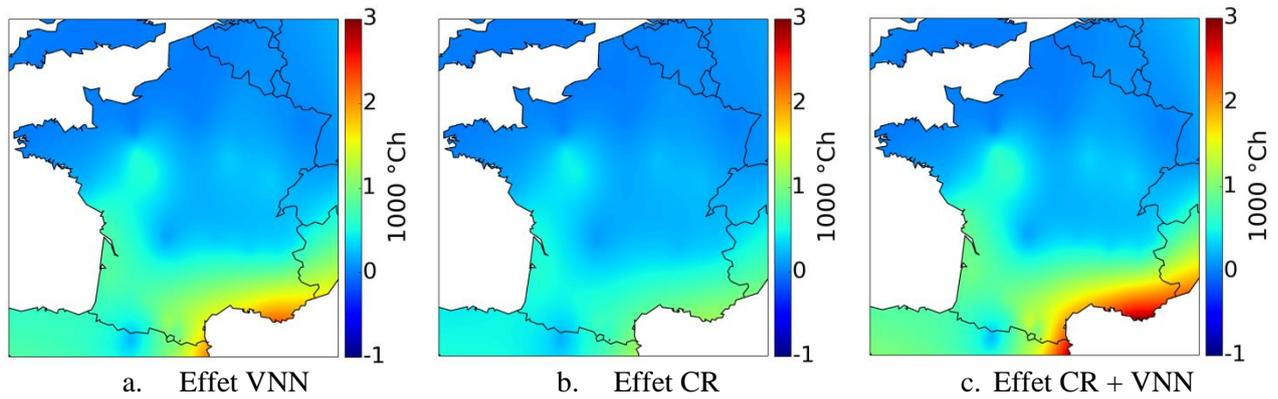


Figure IV-23. Réduction du nombre de DH d'inconfort.

On constate donc que la ventilation naturelle nocturne et l'usage du revêtement « cool roof » en toiture sont des techniques passives très performantes pour l'amélioration du confort d'été pour la région méditerranéenne. Du fait du besoin réduit, ces solutions sont moins intéressantes pour les autres régions. Cependant, les performances de ces solutions passives doivent être pondérées par la pénalité énergétique de chauffage en hiver. Si la ventilation naturelle peut être stoppée durant l'hiver, il n'en est pas de même pour la diminution des apports solaires induits par le revêtement « cool roof ». C'est l'objet du sous-chapitre suivant.

IV.4.2 Pénalité énergétique de chauffage

De manière similaire à l'étude précédente et afin de pouvoir calculer la pénalité énergétique, les besoins en chauffage pour le bâtiment de référence sont présentés sur la Figure IV-24. Ceux-ci varient de $0,98 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{an}^{-1}$ à Nice à $78,5 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{an}^{-1}$ à Metz.

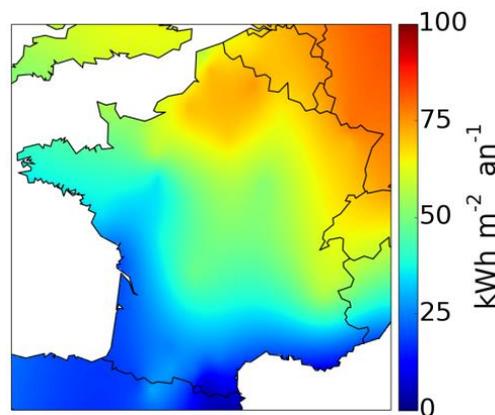


Figure IV-24. Besoins en chauffage pour le bâtiment de référence.

Bien que la ventilation naturelle nocturne pourrait être complètement stoppée durant l'hiver, la surconsommation de chauffage induite par celle-ci a été calculée avec son contrôle habituel. Le résultat présenté en Figure IV-25a montre une pénalité négligeable qui s'explique par le fait que les conditions d'ouverture des lanterneaux ne sont quasiment jamais rencontrées pendant la période de chauffe (à l'exception de quelques épisodes en début et fin de période).

La Figure IV-25b présente l'augmentation des besoins de chauffage induite par la mise en place du revêtement « cool roof ». Si une demande supplémentaire modérée est observée à Marseille et à Nice ($3,44$ et $2,01 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{an}^{-1}$), les zones thermiques H1b, H1c et H2d (zones

continentales) voient une augmentation plus marquée avec, par exemple, environ $5,8 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ à Metz.

Le cumul des deux techniques (CR+VNN) engendre des besoins de chauffage plus importants, variant entre 2 et $6,9 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ sur l'ensemble du territoire (Figure IV-25 c).

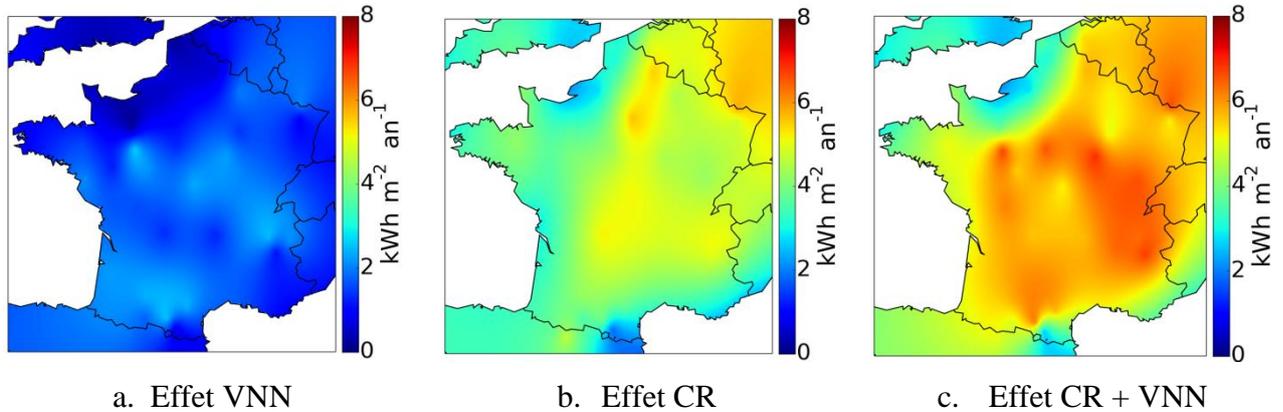


Figure IV-25. Pénalité énergétique de chauffage induite par les solutions passives de rafraîchissement.

IV.5 Impact de réchauffement climatique

Les tendances actuelles en ce qui concerne le réchauffement climatique montrent que la température moyenne des régions françaises en 2080 augmentera entre $2,2 \text{ °C}$ à Quimper et $4,7 \text{ °C}$ à Tarbes (Figure IV-26 a). Cependant, ce n'est pas seulement la région sud qui verra un réchauffement conséquent mais surtout le nord du pays. Les simulations concernant le bâtiment de référence montrent :

- une diminution des besoins en chauffage comprises entre $0,92 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ à Nice et $43,7 \text{ kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ à Bâle Mulhouse (réduction de 59,3 %), et
- une augmentation de l'inconfort avec nombre de DH d'inconfort compris entre 232 °Ch à Brest et 10457 °Ch à Marseille.

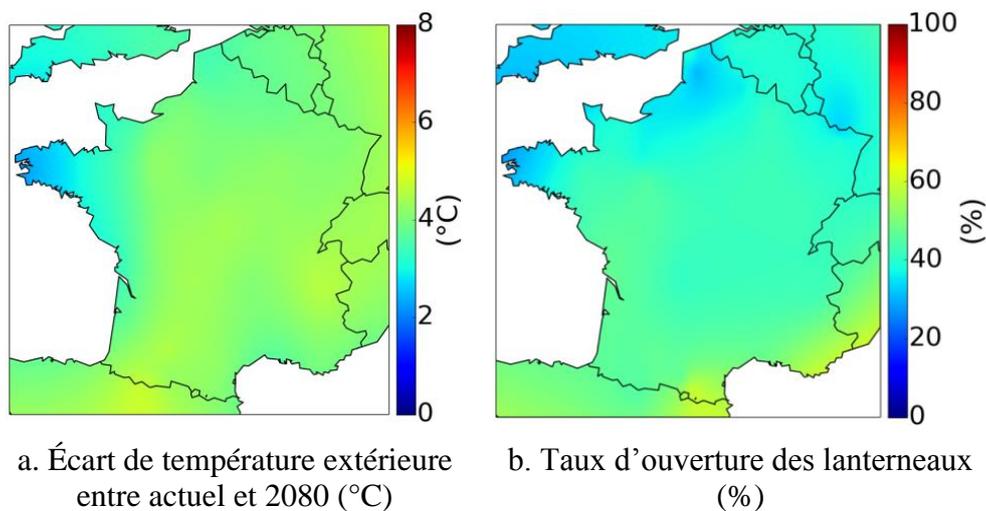


Figure IV-26. Effet du réchauffement climatique à l'horizon 2080.

Ces conditions induisent donc une augmentation du potentiel de la ventilation naturelle nocturne à la quasi-totalité du territoire. La période d'ouverture des lanterneaux en 2080 varie

ainsi de 26,6 % (Brest) à 67,8 % (Nice). La zone thermique H3 présente toujours une période d'ouverture plus longue que les autres zones (Figure IV-26 b). À titre d'exemple, à Marseille, la durée de l'ouverture des lanterneaux passe du 6 mai au 1^{er} novembre en condition actuelle au 9 avril au 18 novembre en 2080, soit une augmentation du taux d'ouverture de 15,8 % par rapport au climat actuel. Actuellement peu nécessaire pour la zone thermique H1, la ventilation naturelle nocturne deviendrait plus efficace avec, par exemple, un taux d'ouverture qui augmenterait de 1,72 % à 36,55 % à Dunkerque.

Le potentiel de rafraîchissement de la ventilation naturelle nocturne et du revêtement « cool roof » est présenté en Figure IV-27. Par comparaison avec la Figure IV-23, la ventilation naturelle nocturne voit son potentiel de rafraîchissement augmenter considérablement et s'étendre à tout le pays à l'exception de la Bretagne et de l'extrême nord. L'effet du revêtement « cool roof » change quant à lui très peu. Même si leur impact ne permet pas d'éliminer 100 % de l'inconfort, les solutions passives présentent un potentiel plus élevé en 2080 pour réduire la consommation de climatisation ou pour limiter l'inconfort.

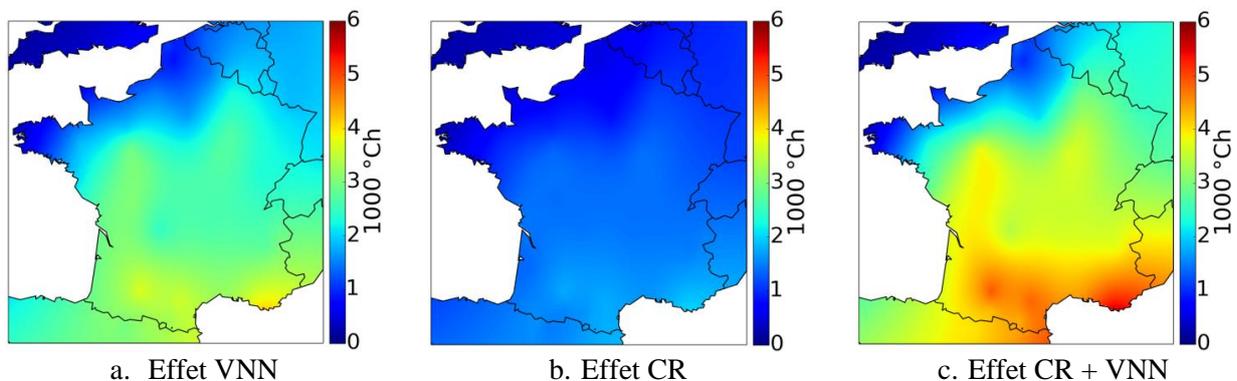


Figure IV-27. Réduction du nombre de DH d'inconfort en 2080.

IV.6 Conclusions

Ce chapitre visait à analyser le potentiel des deux solutions passives que sont le recours à la ventilation naturelle nocturne et la mise en place d'un revêtement de type « cool roof » pour rafraîchir le bâtiment de référence tel que défini dans le chapitre II. L'étude s'est essentiellement intéressée à leur effet sur la réduction de l'inconfort à travers l'évaluation du nombre de DH d'inconfort. Au cours de ce travail, certains paramètres comme l'inertie thermique du rayonnement ou l'isolation thermique de la toiture ont fait l'objet d'une attention particulière. Enfin, le potentiel de ces deux techniques passives a été déterminé pour l'ensemble du territoire français en considérant le climat actuel mais également en considérant le réchauffement climatique.

À partir des résultats des nombreuses simulations effectuées dans le cadre de cette étude, les conclusions suivantes peuvent être formulées :

A. Nécessité d'adapter le type de bâtiment au climat

Le type de bâtiment étudié ici est adapté aux régions froides (moitié Nord de la France) mais ne convient pas aux régions plus chaudes du Sud. En région méditerranéenne, ce bâtiment peut présenter des problèmes d'inconfort et une consommation énergétique modérée aussi bien en hiver (pour le chauffage) qu'en été (pour le rafraîchissement).

B. Impact du réchauffement climatique sur le comportement thermique du bâtiment

Avec une augmentation de température de 3 °C en 2080, le réchauffement climatique augmente le besoin de climatisation ou bien le nombre d'heures d'inconfort pour le cas du bâtiment non climatisé. Dans certaines régions, l'utilisation de la climatisation sera indispensable. En contrepartie, il permet de réduire graduellement le besoin de chauffage.

C. Efficacité des techniques passives de rafraîchissement

Les performances thermiques d'été peuvent être améliorées par la mise en œuvre de revêtement « cool roof » et de la ventilation naturelle nocturne. Ces techniques passives de rafraîchissement présentent les résultats suivants :

- Ils permettent d'améliorer le confort d'été pour le climat actuel dans les régions françaises jusqu'à 40 % et pour la région tropicale équatoriale jusqu'à 30 %. Cependant, l'intérêt de ces solutions pour les régions froides est presque négligeable.
- En 2080, ces techniques ont toujours un grand potentiel pour diminuer l'inconfort même si elles ne sont pas en mesure d'assurer le confort 100 % du temps.
- La pénalité énergétique de chauffage doit être prise en compte pour la mise en œuvre de ces deux solutions passives.

Le présent chapitre a mis en lumière, sur le cas d'un bâtiment de référence, les principaux paramètres influençant l'efficacité de deux techniques passives de rafraîchissement comme la réflectivité solaire de la toiture, sa résistance thermique et le climat. Cependant, une analyse plus systématique sur l'ensemble des paramètres est maintenant nécessaire pour rechercher et identifier les solutions optimales en termes de consommations énergétiques et de confort d'été des bâtiments à usage commercial / industriel. C'est l'objet du chapitre suivant.

Chapitre V

Optimisation multicritères de la performance énergétique

Dans ce chapitre nous réalisons une étude d'optimisation de la performance thermique du bâtiment commercial pour différentes régions climatiques. Huit paramètres concernant les solutions passives sont prise en considération. L'objectif d'optimisation est focalisé sur deux indicateurs importants de la performance thermique d'un bâtiment : la réduction de la consommation énergétique (chauffage et éclairage) et l'amélioration du confort d'été sans système de climatisation. Nous allons présenter également les différents choix de configuration optimale du bâtiment relatifs à ces paramètres d'optimisation. Concernant la modélisation numérique, les caractéristiques du bâtiment commercial décrit dans le chapitre II sont retenues. Certaines villes représentant les différents climats selon la *classification climatique de Köppen* sont considérées comme les localisations. Cette étude est réalisée pour le climat actuel et s'étend aussi pour le climat futur (2080).

V.1 Introduction

Le secteur tertiaire constitue un potentiel considérable d'économies d'énergie et de réduction des impacts environnementaux. L'amélioration des performances thermiques de bâtiments existants aussi bien que les bâtiments neufs semble être une priorité importante dans la politique énergétique mondiale. Cette amélioration peut permettre la limitation des consommations énergétiques en exploitation (chauffage, climatisation, ventilation et éclairage) tout en préservant le confort thermique des occupants.

Dans ce contexte, l'optimisation des différents variables constitutifs du bâtiment sur le bilan énergétique et le confort thermique est une étape fondamentale de la conception d'un bâtiment. Elle est primordiale afin d'atteindre les meilleures performances dans le cadre de réalisation du concept de *bâtiment à basse consommation (BBC)*. Elle a pour but de trouver les configurations adéquates des différentes variables du bâtiment pour répondre aux fonctions objectifs.

En effet, il existe une grande diversité des variables d'optimisation concernant la réhabilitation et la construction neuve. À titre d'exemple ; l'aspect géométrique (Caruso and Kämpf, 2015; Gentle et al., 2011; Yi and Kim, 2015), l'orientation du bâtiment (Andersson et al., 1985; Caruso and Kämpf, 2015; Gong et al., 2012), les matériaux de construction (Gentle et al., 2011; Huang et al., 2014; Romani et al., 2015), la stratégie de système CVC (chauffage, ventilation et climatisation) (Huang et al., 2014; Kusiak et al., 2010; Wei et al., 2015), ... De plus, il est à noter que pour des raisons de développement durable, l'utilisation des techniques passives (énergie solaire passive, rafraîchissement passif, inertie thermique...) et l'intégration de l'énergie renouvelable sont préférables.

Les problèmes d'optimisation énergétique du bâtiment sont complexes et multicritères. Leurs fonctions objectives sont souvent implicites, non linéaires ou même ne peuvent pas être exprimées analytiquement en fonction des paramètres. Ces derniers peuvent souvent avoir une interdépendance les uns les autres. En outre, les problèmes peuvent nécessiter la considération simultanée de plusieurs objectifs contradictoires.

La méthode à utiliser doit convenablement être sélectionnée selon la nature du problème d'optimisation. Il existe aujourd'hui de nombreuses méthodes d'optimisation selon le degré de difficulté des problèmes : problème linéaire, quadratique, non linéaire, avec une fonction inconnue... Le choix de la méthode appropriée selon les caractéristiques des problèmes permet de présenter des résultats fiables et précis avec des temps d'études raisonnables.

V.2 Formalisation du problème d'optimisation

L'optimisation est un processus pour identifier analytiquement ou numériquement les solutions satisfaisant des objectifs tout en respectant d'éventuelles contraintes. La solution optimale d'une fonction objective peut être un point minimum ou un point maximum de l'ensemble des solutions réalisables. Tous les paramètres ou variables de décision se situent dans un espace de recherche qui doit respecter les contraintes. Dans la plupart des cas, en particulier le problème multicritère, la valeur optimum des fonctions objectives peut ne pas être unique. Il existe un ensemble des solutions viables qui satisfont les critères considérés. Mathématiquement, le problème d'optimisation (exemple : minimisation) peut être décrit sous l'expression suivante (Collette and Siarry, 2002) :

$$\text{Minimiser } f(\vec{x}) \quad \text{Eq. V-1}$$

$$\vec{g}(\vec{x}) \leq 0 \quad \text{Eq. V-2}$$

$$\vec{h}(\vec{x}) = 0 \quad \text{Eq. V-3}$$

où $f(\vec{x})$ est la fonction objective à optimiser, \vec{g} sont m contraintes d'inégalités dans un espace réel $\vec{g}(\vec{x}) \in \mathbb{R}^m$, \vec{h} sont p contraintes d'égalité dans un espace réel $\vec{h}(\vec{x}) \in \mathbb{R}^p$, les éléments \vec{x} sont appelés solutions candidates dans un vecteur d'espace de nombre réel des solutions $\vec{x} \in \mathbb{R}^n$. Une solution candidate (\vec{x}^*) est appelée « minimisée » lorsque le résultat de $f(\vec{x}^*)$ est une valeur minimale par rapport à tous les résultats (\vec{x}) dans le domaine X (Eq. V-4). Elle est appelée « maximisée » dans le cas contraire (Eq. V-5).

$$f(\vec{x}^*) < f(\vec{x}) \quad \text{Eq. V-4}$$

$$f(\vec{x}^*) > f(\vec{x}) \quad \text{Eq. V-5}$$

Les variables de décision sont regroupées dans le vecteur \vec{x} dont on cherche les valeurs. Il est à noter qu'il existe différents types de valeurs optimales : optimum global et optimum local (Figure V-1).

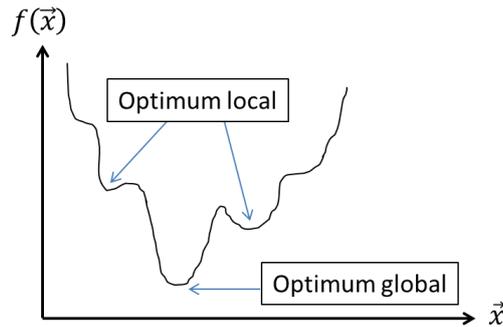


Figure V-1. Différents optimums des solutions de la fonction $f(\vec{x})$ dans le vecteur \vec{x} .

V.2.1 Optimisation multi-objectifs

Il est souvent constaté que la plupart des problèmes d'optimisation ont généralement plusieurs objectifs qui doivent être satisfaits simultanément. De plus, ces objectifs peuvent probablement être contradictoires les uns aux autres. Dans ce cas, elle est appelée l'optimisation multi-objectifs ou multicritères.

L'optimisation multi-objectifs peut être classée en deux catégories : les méthodes exactes (stochastiques) et les méthodes approximatives (heuristiques) (Basseur et al., 2006). Les premières sont efficaces pour les problèmes simples. Dans cette catégorie quelques algorithmes ont été proposés dans la littérature comme la *A* method* (Mandow and Milián, 1997), la programmation dynamique (Carraway et al., 1990), etc. Pour des problèmes plus complexes, les algorithmes heuristiques sont indispensables. Au cours des dernières années, ces dernières ont été largement utilisées dans le domaine de l'énergie du bâtiment. L'un des algorithmes les plus utilisés est l'algorithme évolutionnaire qui existe sous plusieurs variantes comme *NSGA-II* (Deb et al., 2002), *SPEA-2* (Zitzler et al., 2001), *PAES* (Knowles and Corne, 1999), ...

Il existe deux approches pour résoudre les problèmes d'optimisation multi-objectifs (Deb, 2001). La première approche, « approche de pondération », consiste à utiliser la fonction de la somme pondérée. Tous les fonctions objectifs sont fusionnées par un facteur de pondération afin d'obtenir une fonction générale qui représente l'ensemble des objectifs (Figure V-2 a). Cette approche est plus efficace, rapide et facile à utiliser pour déterminer une solution optimale souhaitée pour le cas dans lequel leurs objectifs sont bien définis. Cependant nous devons déterminer attentivement les facteurs de pondération afin d'obtenir des résultats adéquats. L'inconvénient de cette approche est le nombre de choix élevé des facteurs de pondération ce qui prend un temps considérable dans les calculs. En outre, la solution obtenue peut ne pas être applicable pour un autre choix de facteur de pondération.

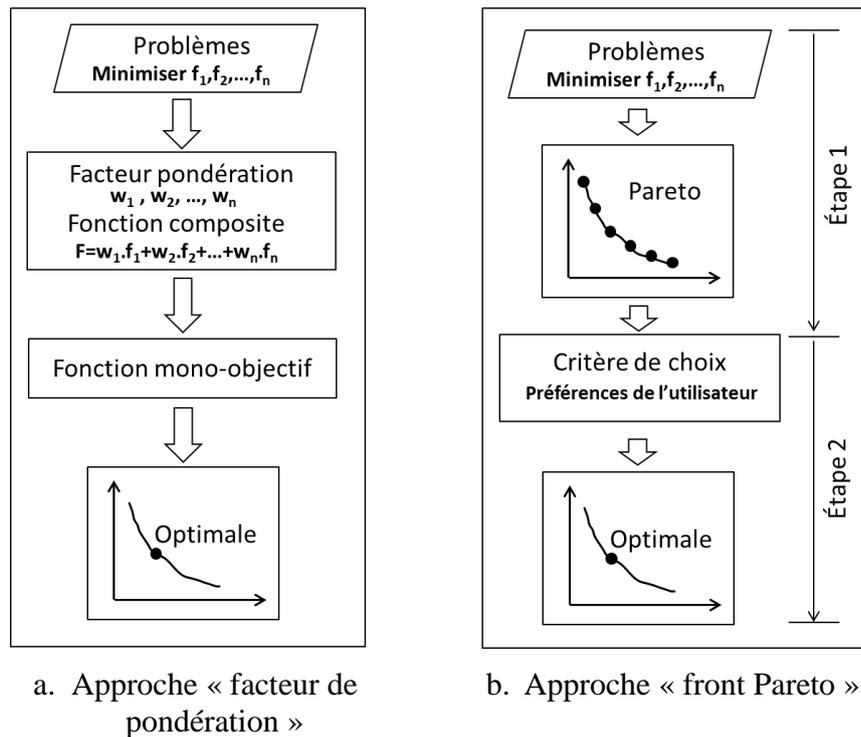


Figure V-2. Deux approches classiques pour résoudre les problèmes de l'optimisation multi-objectifs.

La deuxième approche est celle du « front Pareto ». Les solutions sont appelés *Pareto* lorsque aucune amélioration d'un objectif ne peut réaliser sans dégrader celui d'un autre au moins. Cette approche permet de présenter toutes les solutions optimales réalisables par rapport aux fonctions objectives, mais souvent moins efficace en termes de temps du calcul par rapport à la première approche. Il y a deux étapes importantes dans cette approche (Figure V-2 b). La première étape est la présentation d'un ensemble de solutions optimales satisfaisant les différentes fonctions objectives qui sont ensuite appelé « optimum de Pareto ». Cependant, un décideur n'a besoin que d'une solution finale à prendre en considération. À cette étape, l'utilisateur est dans un dilemme : quelle solution optimale devrait être choisie ? Donc, dans la deuxième étape, il est nécessaire d'introduire un critère de choix supplémentaire qui dépend de la préférence de l'utilisateur pour prendre sa décision. D'autres techniques existent, une présentation de celles-ci est décrite dans la littérature (Collette and Siarry, 2002).

V.2.2 Algorithme évolutionnaire

L'algorithme évolutionnaire s'appuie sur la théorie de l'évolution naturelle pour résoudre des problèmes complexes. Il fait partie des algorithmes stochastiques cherchant aléatoirement des solutions dans le grand espace des variables en évitant certains pièges de minimum / maximum locaux. Cet algorithme est fondé essentiellement sur la loi de probabilité et s'inspire du concept de l'évolution d'être vivants, en considérant que celle-ci tend à produire des organismes plus adaptés à leur environnement. Basé sur la transposition génétique proposée par Mendel et la loi de l'évolution Darwinienne, les solutions optimales sont approchées successivement par une procédure d'évaluation et de sélection (compétition naturelle) des individus ainsi que de reproductions.

La première étape de cet algorithme consiste à déterminer aléatoirement certains individus dans une population initiale. Les individus possèdent des caractéristiques uniques qui sont représentées par leurs génotypes (variables de décision). Chaque individu a différentes capacités d'adaptation à son environnement (fonctions objectifs). Les individus les plus adaptés à l'environnement pourront survivre et les plus faibles seront éliminés. Dans cette méthode, l'évaluation des performances de chaque individu s'effectue selon la fonction d'objectif prédéterminée pour sélectionner les meilleurs individus.

La reproduction engendre les échanges génétiques qui contribuent à la diversité des nouvelles générations (enfants) et conduisent vers l'adaptation graduelle et générationnelle. Ici, les meilleurs individus sélectionnés transmettent leurs chromosomes à leurs descendants à travers un opérateur de croisement.

Plus l'individu est performant (en termes de fonction « objectif »), plus son influence au sein de la population est importante. D'autre part, un opérateur de mutation avec une faible probabilité permet de modifier les caractéristiques des chromosomes des enfants et d'éviter la saturation des chromosomes très dominants des parents. Ce processus est itéré dans une boucle jusqu'à la dernière génération ou jusqu'à ce que les critères d'arrêt soient atteints.

Algorithme génétique

Parmi les algorithmes évolutionnaires qui existent dans la littérature, l'algorithme génétique (GA) est le plus utilisé dans le domaine de l'ingénierie. Il a été introduit par John Henry Holland (1962) et a été largement développé depuis les années 1970. Son utilisation dans le domaine de l'énergétique du bâtiment a commencé dans les années 1990 (Gosselin et al., 2009). L'application des algorithmes génétiques dans les simulations numériques s'est accrue significativement grâce au développement de la science informatique (processeur, logiciels...).

L'algorithme génétique permet de résoudre les problèmes non linéaires, les problèmes discrets et les problèmes ayant plusieurs optimums locaux. De nombreuses études traitant l'application de l'algorithme génétique dans le domaine de l'énergétique du bâtiment sont disponibles dans la littérature et concernent l'optimisation des systèmes de chauffage, de ventilation, de climatisation (Wright and Farmani, 2001), la minimisation de la consommation énergétique (Coley and Schukat, 2002) et l'optimisation de l'enveloppe (Tuhus-Dubrow and Krarti, 2010), etc. Les avantages de cet algorithme par rapport à d'autres techniques d'optimisation sont (Gosselin et al., 2009) :

1. Simple à utiliser.
2. Robuste et fiable : ils explorent une gamme de possibilité de solutions. Grâce à la méthode probabiliste, le départ aléatoire des conditions initiales n'affecte pas le processus d'optimisation pour converger vers le résultat final.
3. Permet d'éviter les optimums locaux.
4. Facile à paralléliser : les simulations numériques peuvent être effectuées en parallèle en utilisant plusieurs processeurs simultanément.

L'inconvénient de cette méthode est le temps de calcul pour obtenir une meilleure convergence des résultats.

Non Sorting Dominated Genetic Algorithm II (NSGA-II)

Plusieurs types de l'algorithme génétique existent dans la littérature. Le type le plus utilisé est *Non-dominated and crowding Sorting Genetic Algorithm* (NSGA-II) qui a été développé par Deb (Deb, 2001). Il a été introduit en 2000 comme une amélioration de version précédente

(Deb et al., 2002; Srinivas and Deb, 1994). À la différence de la première version, NSGA-II intègre un opérateur de sélection qui considère la diversité des solutions en utilisant la méthode « *crowding distance* ». Cette dernière permet de présenter une meilleure dispersion des solutions sur le front Pareto. Cette valeur ajoutée fait de cet algorithme l'un des plus utilisés dans les études d'optimisation.

Avec cette méthode, les meilleures solutions à être choisies se situent sur la ligne de Rang 1 (front Pareto). La sélection est effectuée en fonction de la distance de chaque individu par rapport aux objectifs. Les meilleures solutions de chaque fonction (point A et B) sont choisies comme base. Toutes les autres solutions intermédiaires sont évaluées en fonction de la densité de surpopulation environnante. Cette dernière correspond à la surface cuboïde qui relie deux points voisins d'une solution donnée. Par exemple, pour la solution i , la « *crowding distance* » est représentée par la surface parallélépipède enfermant le point i (Figure V-3). Les solutions ayant la plus grande surface cuboïde sont choisies pour la reproduction des générations suivantes. Ceci vise à éviter le piège d'un optimum local. Un autre avantage de NSGA-II est la méthode dite élitiste qui permet de conserver les meilleurs individus de chaque génération.

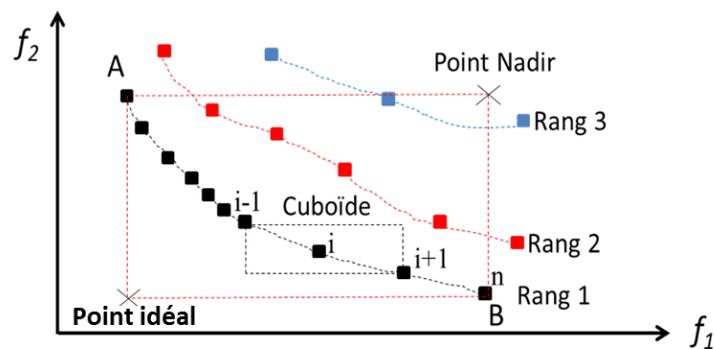


Figure V-3. Calcul de « *crowding distance* ».

Depuis sa création, l'algorithme NSGA-II a été largement appliqué dans le domaine de la thermique du bâtiment. Certains exemples de son application sont : optimisation de la conception du bâtiment (Magnier and Haghighat, 2010), rénovation du bâtiment existant (Chantrelle et al., 2011), optimisation du bâtiment à consommation d'énergie quasi nulle (Carlucci et al., 2015), etc.

V.2.3 Mécanisme opérationnel de l'algorithme génétique

Les solutions optimales de l'algorithme génétique sont approchées par un processus de sélection naturelle. Les meilleurs individus sont sélectionnés à travers un mécanisme constitué de certaines étapes : (1) la génération de la population initiale, (2) l'évaluation de performance selon les fonctions objectives, (3) la sélection, (4) la création d'une nouvelle génération par croisement et mutation (Figure V-4).

Le processus commence par la définition d'une population initiale qui se compose de plusieurs individus. Une évaluation est réalisée pour classer la distance de chaque individu par rapport à l'optimum. Les meilleurs individus sont naturellement sélectionnés pour la reproduction à la prochaine génération. La reproduction est effectuée par le croisement de deux des meilleurs individus ainsi que la mutation génétique. Ces nouveaux individus sont réévalués selon les fonctions objectives. Ce processus est répété itérativement jusqu'à la dernière génération ou lorsque les objectifs sont atteints.

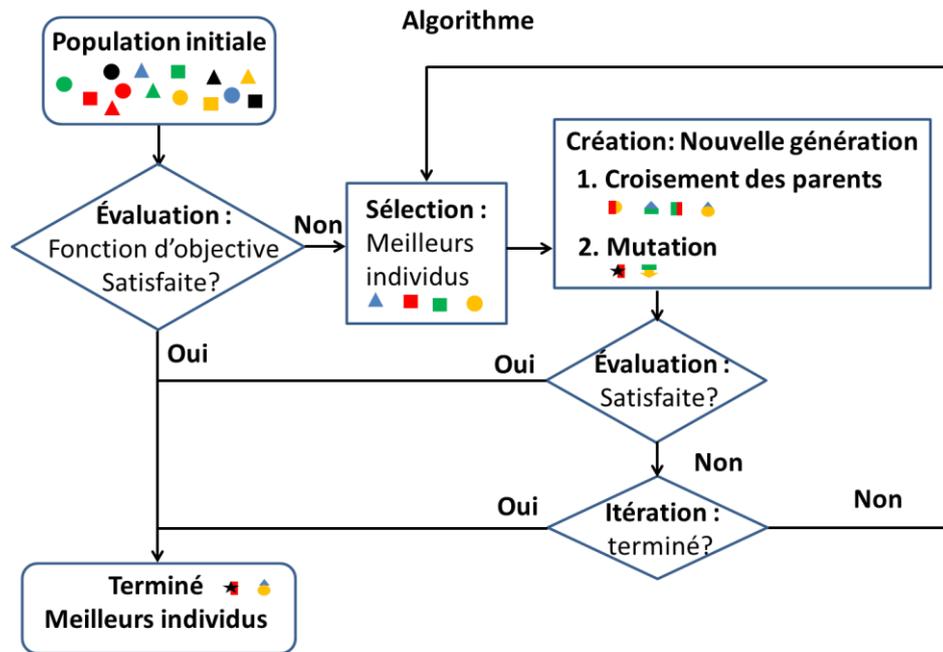


Figure V-4 Mécanismes opérationnels de l'algorithme génétique.

Génération de la population initiale

La détermination de la population initiale d'individus affecte fortement la rapidité de l'algorithme pour atteindre la convergence. Lorsque les informations sur le problème sont disponibles, nous pouvons déterminer directement les individus initiaux dans un sous-domaine particulier afin d'accélérer la convergence. Par contre, la direction vers cette dernière est souvent inconnue. En effet une génération aléatoire de la population initiale s'avère toujours nécessaire.

Évaluation de l'individu en fonction des objectifs

Après avoir généré les individus de la population initiale, nous évaluons par la suite leurs performances en fonction des différences par rapport aux objectifs. La plupart des problèmes thermiques des bâtiments sont de type boîte-noire dans lesquels les relations entre les paramètres d'entrée et les objectifs sont complexes et inconnus. En effet, les outils de simulation numérique peuvent être utilisés.

Sélection des meilleurs individus

Une sélection naturelle est effectuée afin de déterminer les meilleurs individus. Elle est réalisée en comparant entre elles les performances de chaque individu. Les individus les plus adaptés sont sélectionnés pour reproduire les nouvelles générations. Tandis que les moins adaptés sont écartés avant la reproduction.

Croisement des meilleurs individus

L'opérateur de croisement permet de combiner les paramètres des meilleurs individus sélectionnés dans le but d'en créer de nouvelles générations. Il y a deux types de croisement : simple et multiple. Dans le premier cas, le croisement s'effectue sur un seul paramètre entre deux individus. Dans le deuxième cas, plusieurs paramètres peuvent être croisés.

La probabilité de croisement affecte la cohérence des résultats et le temps de calcul. La probabilité d'un croisement est comprise entre 0 et 1. La valeur couramment employée dans l'algorithme génétique se situe entre 0,5 et 1 (Srinivas and Patnaik, 1994).

Mutation génétique

Une autre solution pour créer de nouveaux individus est de modifier aléatoirement les chromosomes des quelques individus existants. Il n'y a aucune garantie que l'individu muté aura un meilleur chromosome, mais il apportera des nouvelles possibilités qui pourraient bien être utiles pour la détermination des bonnes solutions. La mutation permet donc d'éviter la saturation des chromosomes et la convergence immédiate (optimum local). En revanche, il n'est pas recommandé de faire muter tous les individus afin d'assurer la convergence des résultats. Le taux de mutation est généralement compris entre 0,001 et 0,05 (Srinivas and Patnaik, 1994).

V.2.4 Optimum de Pareto et critère du choix

Après avoir évalué les différents individus vis-à-vis des fonctions objectifs dans le problème multicritère, on trouvera un ensemble de meilleurs résultats. Ce dernier se situe dans une frontière, appelé 'Optimum de Pareto' (Figure V-5). Ce terme a été introduit pour la première fois par un économiste Vilfredo Pareto en 19^{ème} siècle.

Les résultats obtenus dans le front Pareto sont toutes optimales. Il n'y a pas une solution meilleure qu'une autre dans le sens multicritère. La décision finale est laissée aux décideurs. Pour déterminer quelle solution est la plus adéquate, il est nécessaire de faire appel à un autre critère d'évaluation qualitative ou quantitative qui dépend de la préférence des décideurs.

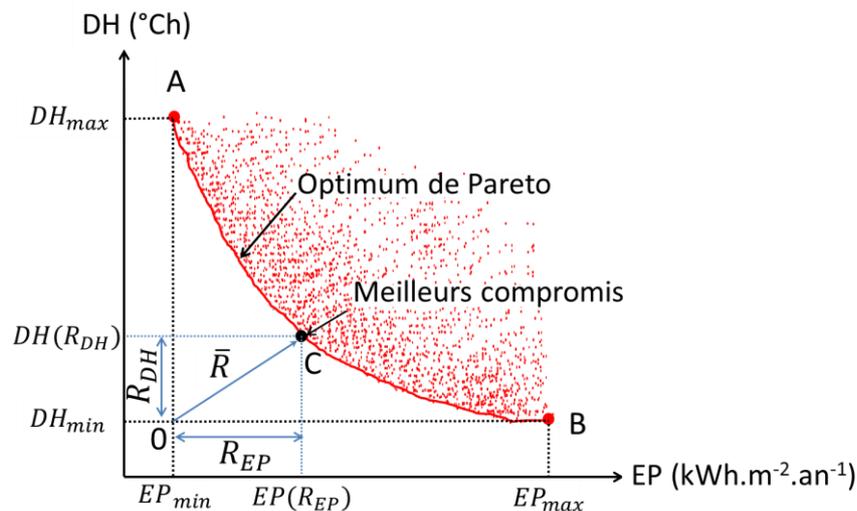


Figure V-5. Solutions de l'optimum de Pareto.

Critère de préférence énergétiques et d'inconfort d'été (R_{EP} , R_{DH} et \bar{R})

Nous déterminons trois solutions optimales importantes en termes de la préférence des décideurs. Pour notre cas d'étude, le point A ($R_{EP} = 0, R_{DH} = 1$) est la solution la plus efficace de la fonction consommation d'énergie primaire (EP) mais elle représente le point plus faible concernant la fonction inconfort d'été (DH). Alors que le point B ($R_{EP} = 1, R_{DH} = 0$) est la solution pour le cas contraire. La troisième est l'ensemble des solutions optimales situées sur le front Pareto entre les deux extrêmes A et B (Figure V-5) et représente

les meilleurs compromis entre les fonctions EP et DH (point C). Le point « 0 », appelé ‘point idéal’, représente le point de référence de la détermination des coefficients R_{EP} et R_{DH} (Eq. V-7, Eq. V-8). Ces derniers sont des facteurs de pondération des fonctions EP et DH , définis par les décideurs.

Afin de déterminer les meilleurs compromis dans l’optimum de Pareto pour deux fonctions objectives, un coefficient \bar{R} peut aider les usagers à décider leurs choix. Il peut être calculé selon l’équation (Eq. V-9). Pour le cas général, les décideurs choisiront la solution ayant un meilleur compromis entre les fonctions EP et DH . Cette solution peut être obtenue lorsque la valeur de coefficient \bar{R} est minimale.

La solution optimale de compromis $f(\vec{x})_P$ est finalement déterminée par l’expression 4-6.

$$f(\vec{x})_P = R_{EP} \cdot EP(\vec{x}_{EP,R_{EP}}) + R_{DH} \cdot DH(\vec{x}_{DH,R_{DH}}) \quad \text{Eq. V-6}$$

$$R_{EP} = \frac{EP(\vec{x}_{EP,R_{EP}}) - EP_{min}}{EP_{max} - EP_{min}} \quad \text{Eq. V-7}$$

$$R_{DH} = \frac{DH(\vec{x}_{DH,R_{DH}}) - DH_{min}}{DH_{max} - DH_{min}} \quad \text{Eq. V-8}$$

$$\bar{R} = \sqrt{R_{EP}^2 + R_{DH}^2} \quad \text{Eq. V-9}$$

Critère de coût de la construction (\bar{R}_C)

Après l’obtention des meilleures solutions de compromis entre deux fonctions objectifs à travers le coefficient \bar{R} , nous réévaluerons ensuite ces solutions par rapport au coût de construction du bâtiment. Cette évaluation complémentaire a pour but de chercher le coût le plus faible concernant les paramètres évalués. En général, en termes de coûts de construction, les variables de solutions passives peuvent être classées en deux catégories :

- Paramètre indépendant du prix. Nous n’avons pas besoin de matériaux différents ni de service de pose supplémentaire pour mettre en œuvre ses solutions. Quel que soit le choix du paramètre, le prix d’installation n’est pas modifié. Des exemples de cette catégorie sont l’orientation du bâtiment, la réflectivité de la toiture et la stratégie d’ouverture des lanterneaux.
- Paramètres dépendant du prix. Le choix de ces paramètres a un impact direct sur le coût de construction. Les paramètres compris dans cette catégorie sont l’isolation thermique de l’enveloppe (plancher, toiture et parois) et lanterneaux.

Afin de calculer la variation du coût de construction en fonction du choix des paramètres dans cette dernière catégorie, le coût des matériels et service d’installation sont présentés dans le Tableau V-1. Le coût total de construction (service pose compris) liées aux paramètres évalués est calculé par l’équation Eq. V-10.

Tableau V-1. Coût d'achat des matériaux de construction (service pose compris).

Paramètres	Prix (€/unité)	Unité	Type / Remarque
Lanterneaux	1184	1,96 m ²	Simple vitrage, carre 1,4 × 1,4 m ² , moteur électrique, capteur de la pluie et du vent pour contrôle à distance
Plancher			
Isolation thermique	13,48	3 cm	Polystyrène extrudé
	23,66	10 cm	
Toiture et Murs			
Non isolé	25	fixe	Façades en acier galvanisé
Façade en acier avec isolation thermique	52,25	3 cm	Laine de roche volcanique rock plus – E 220
	66,52	12 cm	

$$\overline{R_C} = (RC_P \times e_P \times S_P) + (RC_T \times e_T \times (S_T - S_L)) + (RC_M \times e_M \times S_M) + RC_L \times S_L \quad \text{Eq. V-10}$$

où $\overline{R_C}$ est le coût de construction lié aux paramètres étudiés, C est le coût de l'installation (€), e est l'épaisseur d'isolant (cm), S est la surface (m²) et les indices P, T, M, L représentent respectivement le plancher, la toiture, les murs verticaux et les lanterneaux.

Choix final d'une solution optimale

Afin d'aider les usagers pour prendre la meilleure décision concernant la configuration de leur bâtiment, nous allons présenter trois options du point de vue des différents critères. Ces trois choix peuvent être résumés comme suit :

- Choix 1, la solution plus efficace en termes de consommation énergétique du bâtiment ($R_{EP} = 0, R_{DH} = \overline{R} = 1$). Cette solution est prise sans prendre en compte le facteur de coût de la construction.
- Choix 2, la solution plus confortable en terme de confort d'été ($R_{EP} = \overline{R} = 1, R_{DH} = 0$). Similaire au première choix, aucun facteur de coût à prendre en considération dans cette option.
- Choix 3 ($\min \overline{R_C}$), appelée 'solution préférée', est la solution optimale en tenant compte du meilleur compromis entre deux fonctions objectifs à travers l'évaluation du coefficient \overline{R} ainsi que le facteur de coût. Les solutions du compromis avec les valeurs minimales de \overline{R} seront réévalués par rapport à leur coût de construction, calculé par l'équation Eq. V-10.

Finalement, le choix optimal est toujours la prérogative de décideurs selon leurs préférences.

V.3 Application au problème énergétique et confort thermique

V.3.1 Présentation du problème d'optimisation

Paramètres d'optimisation et fonctions objectifs

L'étude d'optimisation dans cette partie vise à évaluer certaines variables qui ont un impact sur la performance énergétique d'un bâtiment commercial défini dans le chapitre II. L'objectif de ce travail est de déterminer les configurations optimales de huit paramètres du bâtiment (Tableau V-2) afin de réduire la consommation énergétique (chauffage + éclairage) et de diminuer le nombre de degrés-heures d'inconfort d'été selon les conditions climatiques.

Ces paramètres concernent l'application de techniques passives qui sont réalisables pour ce type du bâtiment dont les effets ont été étudiés dans le chapitre III. En général, ils sont associés à la qualité d'isolation thermique de l'enveloppe, l'orientation du bâtiment, le taux des lanterneaux (éclairage naturel) et leur stratégie d'ouverture (ventilation naturelle) et le revêtement de la toiture. Concernant l'algorithme d'optimisation, la méthode NSGA-II a été choisie. L'approche idéale 'approche de *front Pareto*' est appliquée pour résoudre le problème multi-objectifs (Figure V-2).

Tableau V-2. Paramètres d'optimisation et leurs impacts sur le chauffage, la climatisation, la ventilation naturelle et l'éclairage naturel.

Paramètres de stratégie passive	Chauffage	Climatisation	Ventilation	Éclairage	Valeur	Unité
Orientation	*	*		*	0 – 360	°
Réflectivité solaire	*	*			0,1 – 0,9	(-)
Taux de lanterneaux	*	*	*	*	2,5 – 15	%
Isolation thermique de la toiture	*	*			0,1 – 50	cm
Isolation thermique du plancher	*	*			0,1 – 50	cm
Isolation thermique des murs	*	*			0,1 – 50	cm
Température ouverture des lanterneaux	*	*	*		15 – 26	°C
Température fermeture des lanterneaux	*	*	*		19 – 26	°C

La fonction objectif dans cette étude est définie par l'équation suivante :

$$f_{obj}(x) = \min(EP(x), DH(x)) \quad \text{Eq. V-11}$$

où $EP(x)$ est la consommation énergétique pour le chauffage et l'éclairage en $\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ et $DH(x)$ est le nombre de degrés d'heures d'inconfort d'été (DH) en °Ch. Le nombre de DH représente le niveau d'inconfort du bâtiment, calculé par l'approche du confort adaptatif, décrite au paragraphe I.2.3.2.

Un total de 200 individus dans la population initiale avec 10 générations ont été considérés (Gosselin et al., 2009). Les coefficients de croisement et de mutation ont été respectivement choisis à 0,9 et 0,04 (Gosselin et al., 2009; Nassif et al., 2005). Étant donné que la corrélation entre les paramètres sur les résultats est inconnue, les fonctions objectifs sont résolues par la méthode de boîte-noire. À cet effet, un modèle numérique sous l'environnement TRNSYS et CONTAM a été développé pour les simulations numériques.

Conditions climatiques

Six villes ont été sélectionnées représentant les différentes régions climatiques selon la *classification de climat de Köppen*. Les données climatiques de chaque région sont présentées dans le Tableau V-3. En particulier sur l'ensemble du territoire en France, vingt-quatre villes supplémentaires sont choisies afin d'être en mesure de présenter les cartographies de valeurs optimales de chaque paramètre. L'évolution de la température moyenne extérieure due au changement climatique est présentée par la Figure V-6.

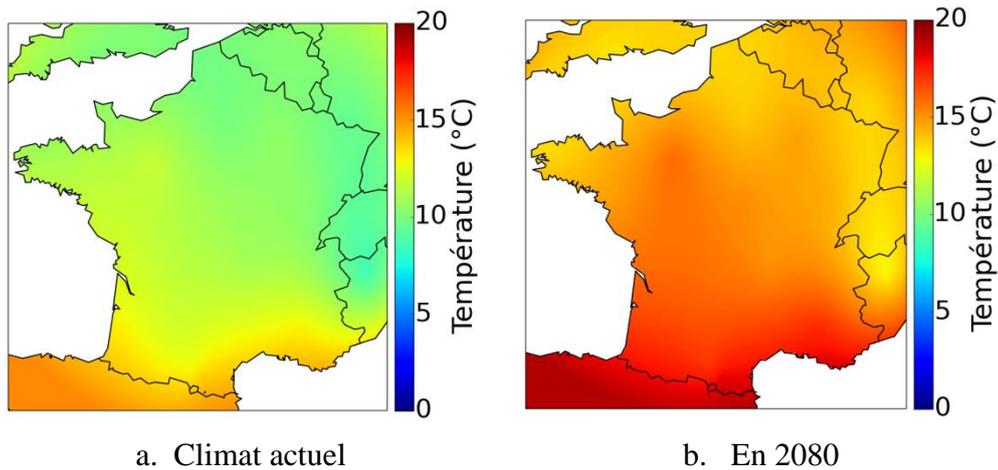


Figure V-6. Evolution de température extérieure en fonction du temps :
a. Condition actuelle, b. en 2080.

La température augmentant à cause du réchauffement climatique, la configuration optimisée du bâtiment pour le climat actuel pourrait ne pas être applicable pour le climat futur. Par conséquent, nous allons également étudier l'impact du réchauffement climatique sur l'évolution de la configuration optimale du bâtiment étudié. Concernant les données météorologiques, une méthode de « morphing » a été utilisée qui permet de prédire les données climatiques pour le future climat jusqu'à 2080 (Belcher et al., 2005).

Tableau V-3. Données météorologiques des différentes régions.

Paramètres	Jakarta Indonésie	New Delhi Inde	Caire Égypte	Marseille France	Poitiers France	Sodankyläe Finlande
Type de climat	Af- équatorial	Bs-Steppe semi-aride	BW- Désertique	Cd- Méditerranéen	Cf- Océanique	Dfc- Continental sec
Latitude (°)	6,08 S	28,58 N	30,08 N	43,43 N	46,58 N	67,37 N
Longitude (°)	106,9 E	77,2 E	31,28 E	5,22 E	0,32 E	26,65 E
Valeur moyenne annuelle						
Climat actuel						
Température (°C)	27,3	25,1	21,3	14,8	11,6	-0,97
Humidité relative (%)	79,8	58,5	53,4	68,6	78,5	79,9
Ray-horizontale moyen (W.m ⁻²)	417	455	464	353	289	192
Ray-horizontale maximal (W.m ⁻²)	1053	1028	1012	986	930	752
Vitesse du vent (m.s ⁻¹)	2,15	1,43	3,51	4,87	3,89	2,19
DH de chauffage (°Ch)	0	10410	14882	48500	70374	175266
DH de climatisation (°Ch)	17102	24320	8438	1217	382	0
2020						
Température (°C)	28,1	26,2	22,4	15,6	12,5	
Humidité relative (%)	79,7	60,0	53,1	67,3	76,4	
Ray-horizontale moyen (W.m ⁻²)	417	415	461	361	297	
Ray-horizontale maximal (W.m ⁻²)	1085	1015	1010	1025	995	
Vitesse du vent (m.s ⁻¹)	2,17	1,39	3,5	4,9	3,9	
DH de chauffage (°Ch)	0	7687	11927	44404	64488	
DH de climatisation (°Ch)	21636	28473	11527	2174	757	
2050						
Température (°C)	28,9	27,4	23,5	17,0	13,9	
Humidité relative (%)	79,7	60,4	52,8	65,1	73	
Ray-horizontale moyen (W.m ⁻²)	424	409	458	369	307	
Ray-horizontale maximal (W.m ⁻²)	1100	1009	1000	1061	1007	
Vitesse du vent (m.s ⁻¹)	2,21	1,4	3,5	4,9	3,95	
DH de chauffage (°Ch)	0	5185	9220	38232	56823	
DH de climatisation (°Ch)	27636	34381	15339	4548	2168	
2080						
Température (°C)	30,1	29,2	25,3	18,7	15,7	
Humidité relative (%)	79,0	61,2	52,4	63,5	70,2	
Ray-horizontale moyen (W.m ⁻²)	431	405	460,6	378	314	
Ray-horizontale maximal (W.m ⁻²)	1113	1008	1000	1102	1058	
Vitesse du vent (m.s ⁻¹)	2,28	1,37	3,44	4,87	4,0	
DH de chauffage (°Ch)	0	2968	58790	31138	47194	
DH de climatisation (°Ch)	36586	44364	22794	8359	4870	

DH de chauffage (°Ch) est la somme de l'écart de température extérieure par rapport de consigne de chauffage ($\sum_{n=1}^{8760} T_{ae,n} - 19^{\circ}\text{C}$), DH de climatisation (°Ch) est la somme de l'écart de température extérieure par rapport de consigne de climatisation ($\sum_{n=1}^{8760} T_{Adaptative} - T_{ae,n}$).

Les profils de température extérieure pour les six localisations climatiques définies pour le climat actuel et celui de 2080 sont présentés par la Figure V-7.

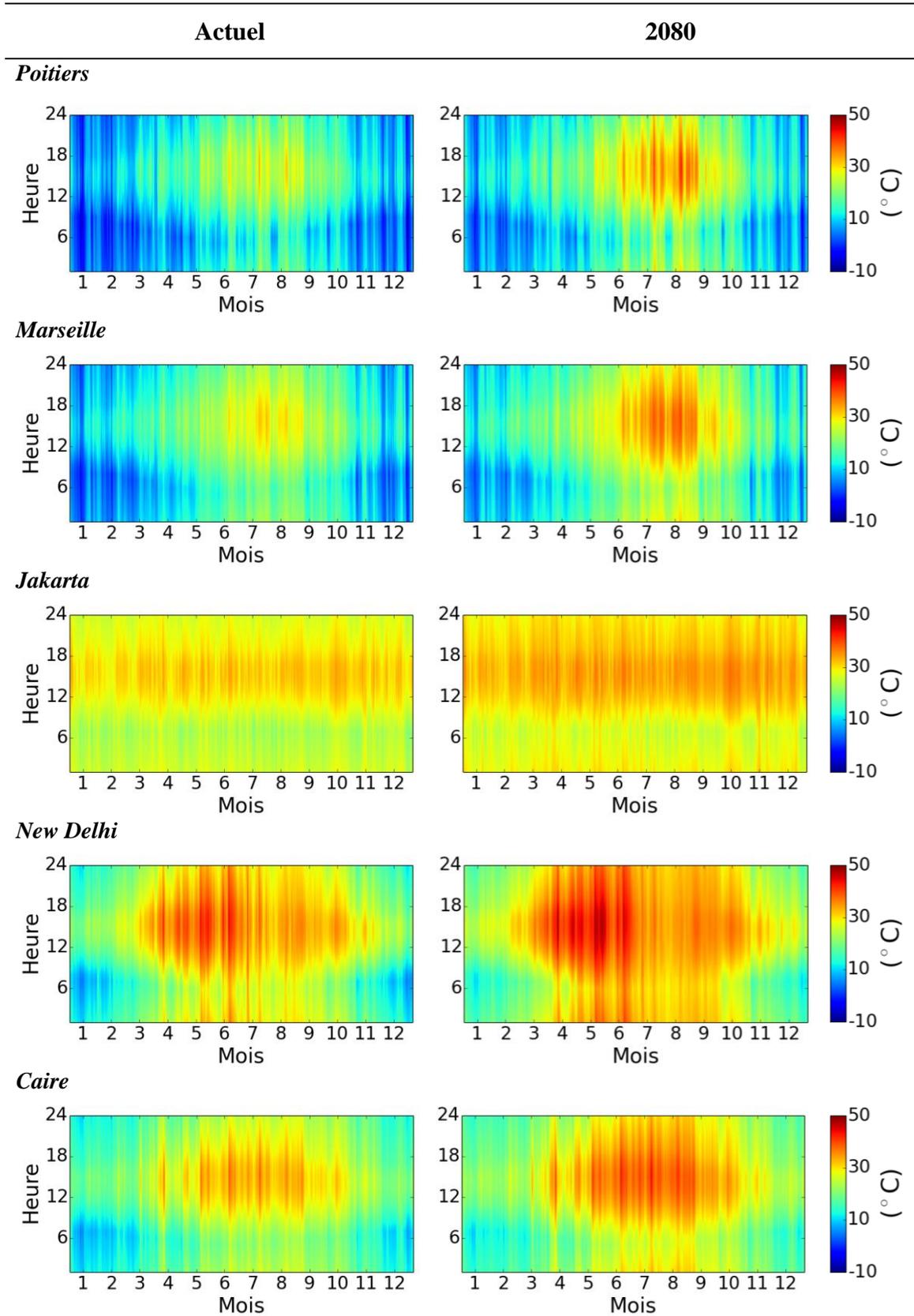


Figure V-7. Profils de température extérieure de différentes régions climatiques.

V.3.2 Convergence des résultats et progression du front de Pareto

Avant de présenter en détails les résultats d'optimisation multicritères pour chaque paramètre étudié, nous allons premièrement décrire l'impact du nombre de générations choisies sur la convergence des résultats et la progression du front des solutions. On constate graphiquement sur la Figure V-8 ((a) toutes populations et (b) l'optimum de Pareto de chaque génération) que les solutions s'approchent progressivement vers l'optimum global. Les itérations générationnelles permettent une amélioration effective des solutions par rapport aux objectifs définis. Nous avons constaté également qu'à partir de la dixième génération, les progrès en termes de qualité des solutions apparaissent plus lents mais la diversification de la recherche s'intensifie.

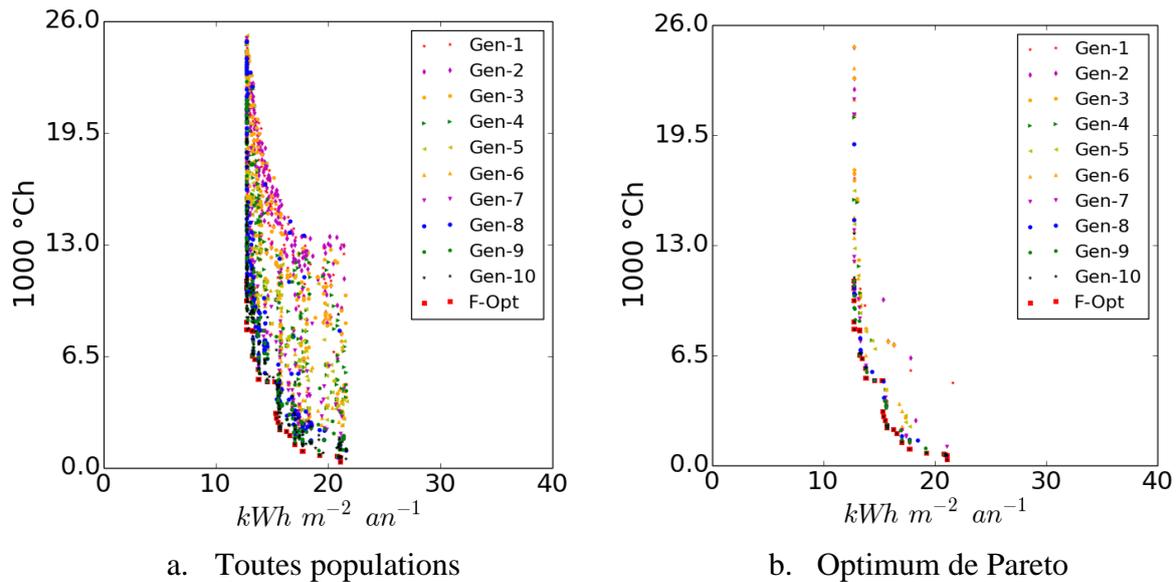


Figure V-8. Convergence des résultats en fonction du nombre de génération à Jakarta.

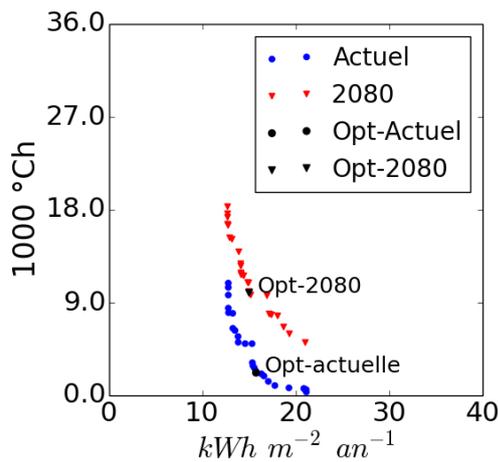
Avec l'algorithme génétique, il est quasiment impossible de garantir la convergence des solutions. Ainsi, il est difficile de déterminer le nombre minimal de générations pour obtenir les solutions avec une très bonne précision. Plus le nombre de génération introduit est élevé, plus la probabilité d'aboutir aux solutions exactes augmente. Cependant, nous sommes limités par le temps de calcul afin d'assurer un coût de simulation raisonnable. Dans le cas d'optimisation multi-objectifs avec plusieurs optimums locaux, l'optimisation peut alors devenir très laborieuse. Dans cette étude de cas, le temps de calcul requis pour une simulation numérique sous TRNSYS et Contam est d'environ 6,7 minutes. Donc, le temps nécessaire pour terminer une série de simulations pour une localisation sélectionnée qui consiste en 200 individus et 10 générations en utilisant un ordinateur avec huit processeurs est de 28 h. Par conséquent, ces deux aspects (la précision et le temps de calcul) doivent être pris en considération simultanément.

Pour ce problème d'optimisation, le choix du nombre d'individus (200) et du nombre de générations (10) est efficace pour présenter des résultats fiables. Cette décision est confirmée par plusieurs études qui soulignent qu'à travers une dizaine de générations, les résultats ont convergé vers la région du front optimal théorique (Belcher et al., 2005; Wright et al., 2002).

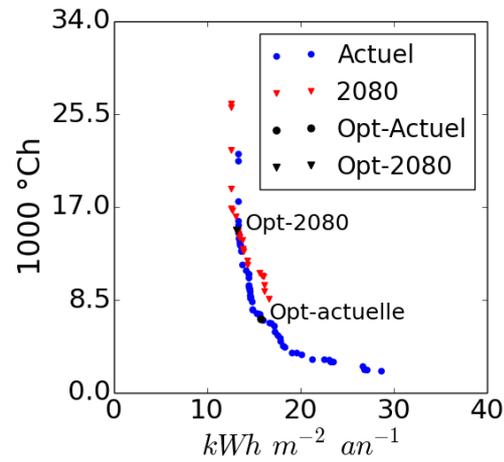
V.3.3 Analyse des performances en fonction des conditions climatiques

Pour cette optimisation bi-critères, nous nous intéressons aux solutions non dominées qui se situent au premier rang. Les résultats sont présentés sous la forme du front de Pareto décrivant la surface de compromis vis-à-vis des deux objectifs définis par l'Eq. V-6. Pour chacun, nous présentons trois options optimales des solutions en fonction des coefficients \bar{R} , R_{EP} et R_{DH} .

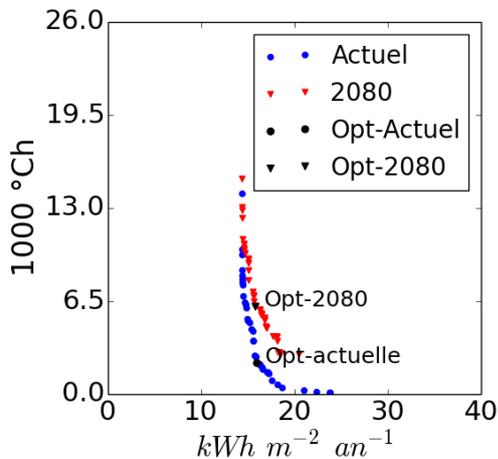
Les valeurs de l'optimum de Pareto des solutions accessibles pour le présent climat et le futur climat (2080) de six villes sélectionnées sont présentées par la Figure V-9 et détaillées dans les parties suivantes.



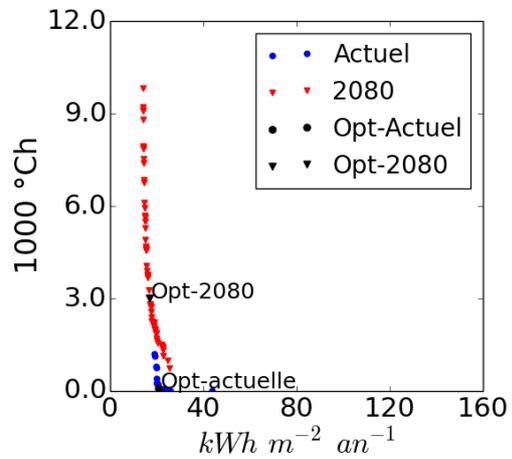
a. Climat tropical-équatorial : Jakarta



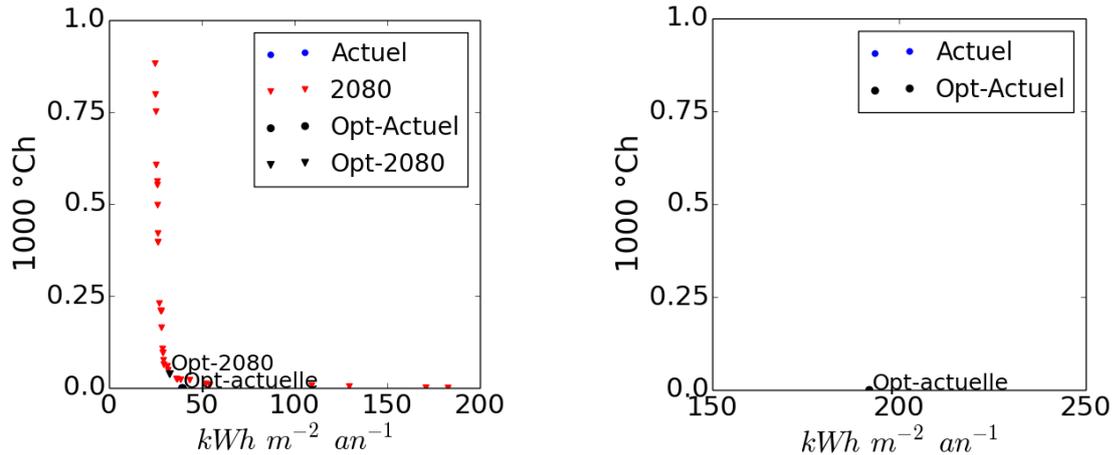
b. Climat steppe semi-aride : New Delhi



c. Climat désertique : Caïre



d. Climat Méditerranéen : Marseille



e. Climat océanique : Poitiers

f. Climat continental sec : Sodankyläe

Figure V-9. Optimum de Pareto des solutions pour les différentes régions climatiques.

V.3.3.1 Climat tropical-équatorial : Jakarta - Indonésie

Jakarta possède une température moyenne extérieure de 27,34 °C. Le nombre de DH de climatisation est de 17 190 °Ch, (Tableau V-3). Dans ces conditions, la température intérieure est toujours supérieure à 19 °C de sorte que le chauffage n'est pas nécessaire.

Trois choix des solutions optimales pour le climat actuel et l'année 2080 sont présentés dans le Tableau V-4. Concernant la consommation d'énergie, elle correspond plutôt au besoin d'éclairage qui varie de 12,76 à 21,11 kWh.m⁻².an⁻¹. Nous constatons que le taux de lanternes est le paramètre le plus influent sur la consommation d'énergie. La solution la plus efficace énergétiquement ($R_{EP} = 0$) est réalisée lorsque le taux des lanternes est de 15 %. Plus le taux des lanternes est élevé, plus le niveau d'éclairage naturel à l'intérieur l'est aussi. Si l'éclairage naturel est suffisant pour assurer le confort visuel, la consommation électrique pour l'éclairage peut alors être éliminée.

En ce qui concerne le confort d'été, certaines solutions peuvent être obtenues pour diminuer le nombre de DH. Nous observons que le nombre de DH varie de 338 à 10890 °Ch (Figure V-9.a). Pour cette région, nous remarquons que la surface de lanternes joue un rôle important sur le confort d'été. Pour rendre la température intérieure la plus fraîche possible, la minimisation de la surface des lanternes (jusqu'à 2,7 %) avec une stratégie d'ouverture appropriée est hautement recommandée. D'autre part, l'isolation thermique de la toiture est déconseillée dans cette région car elle limite l'évacuation de chaleur pendant la nuit. Nous constatons également que la mise en œuvre de revêtement « cool roof » (albédo $\approx 0,9$) est une solution indispensable, quel que soit la préférence du décideur.

La solution optimale de compromis ($\min \overline{R_C}$) est obtenue pour une surface de lanternes de 10,9 % avec une stratégie d'ouverture qui maintient la température intérieure entre 16,0 °C et 21,0 °C. L'isolation thermique de la toiture est à écarter. La toiture doit être revêtue par un revêtement « cool roof ». Suivant cette configuration optimale, le besoin énergétique et le nombre de DH d'inconfort d'été constatés sont respectivement de 13,82 kWh.m⁻².an⁻¹ et 5 156 °Ch.

Avec le réchauffement climatique, en 2080, la température moyenne extérieure augmente d'environ 2,76 °C. La croissance de cette température augmente le nombre de DH de 5 156 à 12 831 °Ch (2,5 fois) pour le cas de la solution optimale ($\min \overline{R_C}$). Concernant la consommation, nous avons constaté que le besoin d'énergie d'éclairage en 2080 est presque

identique au besoin actuel. Nous remarquons également qu'à Jakarta, le « cool roof » est une solution durable qui est toujours intéressante pour le climat futur. D'autre part, il n'est pas recommandé de mettre une isolation thermique sur la toiture et le plancher afin de bénéficier du rafraîchissement passif pendant la nuit. Les résultats montrent aussi que le taux optimal de surface des lanterneaux est d'environ 9 % à 11 % afin d'obtenir un bon compromis entre la consommation d'éclairage et le confort d'été en prenant en compte également le facteur de coût (Tableau V-4).

Tableau V-4. Solutions optimales à Jakarta.

Choix	EP	DH	Orient	Alb	Lant	e-toit	e-planc	e-murs	T _{Fer}	T _{Ouv}
Climat actuel										
min R _{EP}	12,76	10890	94	0,90	15,0	1,2	12,4	37,9	19,7	25,2
min \overline{R}_C	13,82	5156	242	0,90	10,9	0,7	1,4	2,2	16,0	21,0
min R _{DH}	21,11	338	306	0,88	2,7	0,5	2,0	14,7	16,0	20,6
Climat 2080										
min R _{EP}	12,68	18302	153	0,88	15,0	0,9	17,2	3,6	15,7	25,9
min \overline{R}_C	14,12	12831	227	0,89	9,8	1,1	4,7	2,3	17,1	25,2
min R _{DH}	21,0	5133	97	0,90	2,6	0,90	12,3	0,9	19,4	20,6

EP : consommation d'énergie primaire ($\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$), DH : degré d'heures d'inconfort d'été ($^{\circ}\text{Ch}$), Orient : orientation du bâtiment ($^{\circ}$), Alb : réflectivité de la surface de la toiture (-), e-toit : épaisseur de l'isolation thermique de la toiture (cm), e-planc : épaisseur de l'isolation thermique du plancher (cm), e-murs : épaisseur de l'isolation thermique des parois (cm), T_{Fer} : température de fermeture des lanterneaux ($^{\circ}\text{C}$), T_{Ouv} : température d'ouverture des lanterneaux ($^{\circ}\text{C}$).

V.3.3.2 Climat steppe semi-aride : New Delhi - Inde

La solution la plus efficace en termes de consommation d'énergie (min R_{EP}) à New Delhi est de 13,35 $\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (Figure V-9.b) et s'obtient lorsque la toiture est revêtue par une couche avec un albédo de 0,63, un taux de lanterneaux de 15 %, une épaisseur d'isolation thermique de la toiture de 15,8 cm et une épaisseur d'isolant pour les parois de 26,1 cm. En revanche, nous remarquons que l'isolation thermique du plancher est généralement moins nécessaire (4,1 cm). D'autre part, pour une meilleure efficacité de la ventilation naturelle, l'ouverture des lanterneaux doit se faire pour une température ambiante comprise dans l'intervalle 21,5 $^{\circ}\text{C}$ à 22,9 $^{\circ}\text{C}$ (Tableau V-5).

Afin d'obtenir une température la plus basse pour améliorer le confort d'été (min R_{DH}), la configuration suivante peut être réalisée : la mise en œuvre de « cool roof » (albédo 0,89), limitation de la surface des lanterneaux (2,5 %), pas d'isolation thermique du plancher et de la toiture, ouverture des lanterneaux doit se faire entre 16,4 $^{\circ}\text{C}$ à 19,4 $^{\circ}\text{C}$. Cette configuration est en mesure de réduire le nombre de DH de 21 847 à 1 981 $^{\circ}\text{Ch}$. En revanche, elle engendre une consommation élevée en hiver jusqu'à 28,67 $\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$.

La solution optimale (min \overline{R}_C) est obtenue pour la configuration suivante : mise en œuvre de « cool roof » (albédo 0,87), un niveau moyen de taux de lanterneaux (6,2 %), une faible isolation thermique du plancher et de la toiture (2-3 cm) et une stratégie d'ouverture des lanterneaux dans l'intervalle de température intérieure de 16,4 $^{\circ}\text{C}$ à 25,6 $^{\circ}\text{C}$. Le bâtiment doit être orienté vers l'ouest. La consommation et le nombre de DH dans cette configuration sont respectivement de 15,78 $\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ et 6 729 $^{\circ}\text{Ch}$.

L'impact du réchauffement climatique permet de réduire la consommation d'énergie pour le cas de configuration optimale de 15,78 à 13,92 $\text{kWh.m}^{-2}.\text{an}^{-1}$ (11,8 %). En revanche, il engendre une augmentation significative du nombre de DH de 6 729 à 12 924 $^{\circ}\text{Ch}$. (1,9 fois).

La réflectivité solaire optimale de la toiture converge vers la valeur 0,9, ce qui signifie que le « cool roof » est une solution intéressante pour le futur climat. Le taux optimal des lanterneaux s'élève à 9,4 %. L'isolation thermique du plancher et de la toiture ne sont toujours pas recommandées (Tableau V-5).

Tableau V-5. Solutions optimales à New Delhi.

Choix	EP	DH	Orient	Alb	Lant	e-toit	e-planc	e-murs	T _{Fer}	T _{Ouv}
Climat actuel										
min R _{EP}	13,35	21847	277	0,63	15,0	15,8	4,1	26,1	21,5	22,9
min \overline{R}_C	15,78	6729	84	0,87	6,2	2,5	2,4	27,3	16,4	25,6
min R _{DH}	28,67	1982	72	0,89	2,5	0,9	0,8	47,7	16,4	19,4
Climat 2080										
min R _{EP}	12,59	26430	278	0,88	15,0	8,8	5,1	7,3	16,9	25,9
min \overline{R}_C	13,92	12924	275	0,89	9,4	0,6	3,9	7,4	16,8	25,3
min R _{DH}	16,65	8570	270	0,90	4,4	0,7	1,7	37,6	17,5	25,7

V.3.3.3 Climat désertique : Caire - Égypte

La solution optimale (min \overline{R}_C) au Caire est obtenue pour un albédo de la toiture de 0,88, un taux de lanterneaux de 7,1 %, une faible isolation thermique du plancher et de la toiture (2,4 - 4,2 cm) et une stratégie d'ouverture dans l'intervalle de température entre 18,5 °C et 25,8 °C. L'orientation optimale est le sud-est. La consommation d'énergie et le nombre de DH de cette option optimale sont de 16,47 kWh.m⁻².an⁻¹ et 2 161 °Ch (Tableau V-6).

L'option de plus faible consommation (min R_{EP}) est de 14,41 kWh.m⁻².an⁻¹ pour la configuration : toiture sombre (albédo 0,27), taux des lanterneaux de 15 %, épaisseur de l'isolation thermique entre 4 et 9,5 cm. En revanche, cette configuration entraîne un fort inconfort pour la période estivale avec un nombre de DH très important (13 998 °Ch).

Tableau V-6. Solutions optimales au Caire.

Choix	EP	DH	Orient	Alb	Lant	e-toit	e-planc	e-murs	T _{Fer}	T _{Ouv}
Climat actuel										
min R _{EP}	14,41	13998	282	0,27	15,0	4,0	9,4	8,1	21,3	25,7
min \overline{R}_C	16,47	2161	282	0,88	7,1	2,4	4,2	7,2	18,5	25,8
min R _{DH}	23,84	89	278	0,89	3,2	1,5	1,3	14,3	18,5	25,8
Climat 2080										
min R _{EP}	14,39	15035	66	0,83	15,0	1,6	4,2	42,6	24,8	25,5
min \overline{R}_C	15,56	7138	41	0,89	9,0	0,7	4,0	40,1	19,2	20,4
min R _{DH}	20,50	2780	234	0,89	3,1	0,6	4,6	45,2	17,7	25,3

À cause du réchauffement climatique, la température moyenne extérieure en 2080 augmente de 3,97 °C. Par conséquent, le « cool roof » (albédo 0,83-0,89) devient la solution plus intéressante pour le futur climat. L'isolation thermique (plancher et toiture) est toujours à éviter (inférieur à 4 cm). Nous constatons que la consommation d'énergie est réduite par rapport au climat actuel d'environ 1,91 kWh.m⁻².an⁻¹ (soit 11,6 %). Le nombre de DH pour cette configuration (min \overline{R}_C) augmente d'environ 3,3 fois par rapport au climat actuel. Le taux optimal de lanterneaux est toujours dans l'intervalle de 7-9 % (Tableau V-6).

V.3.3.4 Climat Méditerranéen : Marseille – France

Des résultats légèrement différents sont constatés pour la région de Marseille (climat Méditerranéen). Ici, les problèmes de confort d'hiver et de confort d'été sont de même importance. Par conséquent, le changement de configuration du bâtiment apporte des conséquences importantes sur la consommation et le confort d'été. La consommation d'énergie varie de 19,14 à 43,87 kWh.m⁻².an⁻¹ et les DH varient de 0 à 1 192 °Ch (Figure V-9 d).

Le bâtiment le plus performant énergétiquement ($\min R_{EP}$) peut être obtenu par la configuration suivante : toiture sombre à faible albédo (0,16), taux moyen de surface de lanterneaux (9,2 %), forte isolation thermique de la toiture et des parois verticales (46-50 cm), plancher non isolé. Le gain thermique solaire transmis par les lanterneaux permet de couvrir une part importante des besoins de chauffage. Par ailleurs, l'isolation thermique de la toiture et des parois permet de réduire significativement les déperditions thermiques. Cette solution présente une surchauffe assez importante en été avec des DH égaux à 1 192 °Ch.

En ce qui concerne le confort d'été, la meilleure performance est constatée pour le bâtiment avec une toiture revêtue par un cool roof (albédo 0,84), un faible taux de lanterneaux (3 %) et une faible isolation thermique de la toiture (8,6 cm). Il est à noter qu'à Marseille, les parois verticales doivent être isolées par une isolation thermique épaisse (45-48 cm). Pour une meilleure efficacité de la ventilation naturelle, les lanterneaux sont ouverts pour l'intervalle de température de 19,1 °C à 23,8 °C. Mais cette configuration diminue la performance énergétique en hiver avec une consommation assez importante qui vaut 43,87 kWh.m⁻².an⁻¹.

Le meilleur compromis ($\min \overline{R_C}$) est constaté pour le bâtiment avec la réflectivité solaire de 0,74 et le taux de lanterneaux de 4,8 %. Le plancher ne doit pas être isolé. Les lanterneaux doivent être ouverts pour maintenir la température intérieure entre 22,9 et 23,5 °C. Nous constatons également que l'orientation optimale du bâtiment est l'est.

Tableau V-7. Solutions optimales à Marseille.

Choix	EP	DH	Orient	Alb	Lant	e-toit	e-planc	e-murs	T _{Fer}	T _{Ouv}
Climat actuel										
$\min R_{EP}$	19,14	1192	335	0,16	9,2	46,1	0,7	48,8	19,5	25,6
$\min \overline{R_C}$	21,63	118	290	0,74	4,8	48,8	2,2	37,5	22,9	23,5
$\min R_{DH}$	43,87	0	278	0,84	3,0	8,6	1,1	44,2	19,1	23,8
Climat 2080										
$\min R_{EP}$	14,27	9808	68	0,70	14,6	34,4	3,8	49,9	21,2	25,4
$\min \overline{R_C}$	21,24	1662	82	0,69	3,3	18,3	1,4	18,1	18,9	25,6
$\min R_{DH}$	25,60	731	264	0,89	2,7	8,0	0,8	40,2	22,7	25,2

En 2080, avec une croissance de la température moyenne d'extérieure de 3,95 °C (Tableau V-3), la consommation énergétique du bâtiment optimisé ($\min \overline{R_C}$) diminue légèrement de 21,63 à 21,24 kWh.m⁻².an⁻¹. Mais les DH augmentent de 118 °Ch à 1662 °Ch. Afin d'obtenir un bon compromis, les solutions suivantes peuvent être considérées : la valeur modérée de l'albédo (0,69), la mise en place des lanterneaux avec un faible taux de surface (3,3 %), l'isolation thermique avec une épaisseur modérée (18 cm) sur la toiture et les parois. Cependant, l'isolation thermique du plancher peut être négligée. L'ouverture des lanterneaux est effectuée dans la gamme de température entre 18,9 °C et 25,6 °C (Tableau V-7)

V.3.3.5 Climat océanique : Poitiers – France

Des solutions différentes sont constatées à Poitiers (Figure V-9 e). Avec une température moyenne extérieure de 11,56 °C, le confort d’hiver est le problème majeur à prendre en considération. Dans cette région, l’amélioration de la performance du bâtiment doit limiter les déperditions thermiques et réduire la consommation de chauffage. Le problème de surchauffe en été est presque négligeable. La meilleure performance énergétique présente une consommation de 39,1 kWh.m⁻².an⁻¹ avec un nombre de *DH* négligeable (Tableau V-8).

Afin de limiter la consommation énergétique en hiver, le bâtiment doit être orienté vers le sud-ouest. La toiture conventionnelle (albédo 0,3-0,32) est plus intéressante pour absorber gain thermique solaire important. Le taux optimal constaté des lanterneaux est d’environ 4 - 4,5 %. L’ensemble de l’enveloppe (toiture, plancher, parois) doit posséder une isolation thermique avec une épaisseur importante (jusqu’à 47-50 cm). La stratégie d’ouverture des lanterneaux est réglée en fonction de la température intérieure maintenue entre 17 °C - 26 °C.

L’augmentation de température moyenne extérieure de 4,18 °C en 2080 (Tableau V-3) permet de réduire les besoins énergétiques de 39,1 jusqu’à 24,9 kWh.m⁻².an⁻¹. À l’opposé, elle augmente considérablement l’inconfort d’été jusqu’à 882 °Ch (Tableau V-8).

À la suite de l’impact du réchauffement climatique, la solution optimale du bâtiment a légèrement déviée. En 2080, la toiture avec la réflectivité modérée (0,46) est une solution intéressante. Le taux optimal de lanterneaux varie de 2,8 à 6,3 %. La mise en place de l’isolation thermique en toiture est toujours souhaitable. Cependant, l’isolation thermique des parois verticales doit être légèrement diminuée jusqu’à un maximum de 44 cm. Enfin, la mise en place de l’isolation thermique sur le plancher doit être réévaluée.

Tableau V-8. Solutions optimales à Poitiers.

Choix	EP	DH	Orient	Alb	Lant	e-toit	e-planc	e-murs	T _{Fer}	T _{Ouv}
Climat actuel										
min R _{EP}	39,1	0,9	34,5	0,30	4,1	47,8	48,5	48,4	16,6	25,9
min \bar{R}_C	39,75	0,3	34,1	0,23	4,0	49,9	31,1	48,2	17,6	25,8
min R _{DH}	40,0	0	58,2	0,32	4,4	49,9	30,6	49,6	17,6	25,8
Climat 2080										
min R _{EP}	24,9	882	333	0,17	6,3	49,8	0,5	44,8	17,7	24,6
min \bar{R}_C	29,4	111	107	0,46	3,4	43,7	0,6	43,8	17,6	24,0
min R _{DH}	32,7	37	120	0,82	2,8	47,3	0,5	47,0	18,4	21,2

V.3.3.6 Climat continental sec : Sodankyläe – Finlande

Pour la région de climat froid comme Sodankyläe, le confort d’hiver est le seul problème dans la conception du bâtiment. Avec une température moyenne annuelle de - 0,97 (Tableau V-3), le problème de confort d’été est totalement ignoré (Figure V-9 f).

Pour obtenir une meilleure performance énergétique, le bâtiment devrait être complètement orienté vers le sud afin d’absorber le maximum de gain thermique solaire. La réflectivité solaire optimale de la toiture est de 0,44. Puisque le coefficient de transmission thermique (facteur U) des lanterneaux est plus important que celui de la toiture, le taux des lanterneaux doit être réduit autant que possible pour éviter les déperditions thermiques. L’enveloppe (toiture, parois, plancher) doit être totalement isolée avec une épaisseur maximale (50 cm) (Tableau V-9). Puisque la température intérieure est toujours relativement confortable, les lanterneaux ne sont presque jamais ouverts.

Tableau V-9. Solutions de l'optimum de Pareto à Sodankyläe.

Choix	EP	DH	Orient	Alb	Lant	e-toit	e-planc	e-murs	T _{Fer}	T _{Ouv}
min R _{EP}	192	0	2,8	0,44	2,5	49,3	49,6	47,3	-	-

V.4 Analyse de sensibilité des paramètres sur les performances du bâtiment

Dans les paragraphes précédents nous avons présentés seulement trois choix parmi les solutions optimales selon la préférence de décideurs pour chaque localisation et condition climatique (actuelle et 2080). Ces propositions peuvent servir comme guide pour les usagers / maîtres d'ouvrage afin de configurer leur bâtiment en tenant compte de trois critères principaux : la performance énergétique, le confort d'été et le coût de construction concernant les solutions proposées.

L'étape suivante consiste à étudier la sensibilité des paramètres sur la consommation énergétique et le confort d'été qui s'adresse aux décideurs comme une aide à la décision. L'impact des paramètres vis-à-vis des deux fonctions objectifs précédemment définies sera présenté en fonction du coefficient R_{EP} , qui varie entre 0 à 1. La valeur 0 de R_{EP} désigne que la consommation énergétique est le seul critère pris en compte dans la décision sans prendre en considération le confort d'été. La valeur 1 pour R_{EP} est pour le cas contraire. En outre, la valeur optimale du compromis est calculée par le coefficient $\overline{R_C}$. La valeur minimale de ce dernier représentant la meilleure solution du point de vue multi-objectifs.

Considérant que le bâtiment doit être durable à long terme, nous sommes intéressés par la suite à mettre en évidence l'évolution des paramètres optimaux en fonction du changement climatique. Il est probable que le choix optimal d'un paramètre pour le climat actuel ne soit plus valide pour le futur climat. Par conséquent, l'impact du réchauffement climatique doit être pris en compte dans la conception du bâtiment durable. À travers cette analyse de sensibilité paramétrique, nous allons montrer également l'évolution des paramètres en fonction du temps.

Impact du réchauffement climatique sur la consommation énergétique et le confort d'été

La configuration bien adaptée au climat local permettra d'améliorer la performance énergétique ainsi que le confort d'été dans le cas sans climatisation. Pour les régions froides où le problème d'été peut être écarté, le bâtiment est conçu pour réduire la consommation par la solution type bâtiment passif fortement isolé. Cependant, pour les zones chaudes l'isolation thermique doit être évaluée. Elle devrait à la fois réduire le gain solaire pendant la journée et mais aussi permet d'évacuer la chaleur en période nocturne.

Le réchauffement climatique réduit le besoin de chauffage en région froide. À Poitiers, avec une augmentation de la température de 4,18 °C, en 2080, la consommation du bâtiment diminue d'environ 10,4 kWh.m⁻².an⁻¹, soit 26 % (Figure V-10).

Pour la région qui est relativement chaude (ex. Jakarta) la consommation reste stable au niveau minimal (consommation due au système d'éclairage). Mais en été, l'inconfort thermique tend de plus en plus à augmenter. Même si la configuration du bâtiment a été optimisée, nous remarquons que le besoin de climatisation devient plus intense. En comparaison avec le climat actuel, ce nombre de DH pour l'année 2080 augmente de 5156 à 12 831 °Ch (Figure V-10). Cependant, le bon choix de paramètres passifs permet d'atténuer ce problème de confort. À titre d'exemple, lorsque nous admettons la pénalité énergétique d'éclairage de 8,32 kWh.m⁻².an⁻¹, (solution min R_{DH}), la minimisation du taux de lanternes de 9,8 % jusqu'à 2,6 % est un choix plus raisonnable en termes de confort d'été. Ce choix

permet de réduire le nombre DH de 12 831 à 5 133 °Ch, soit une diminution de 60 % (Tableau V-4).

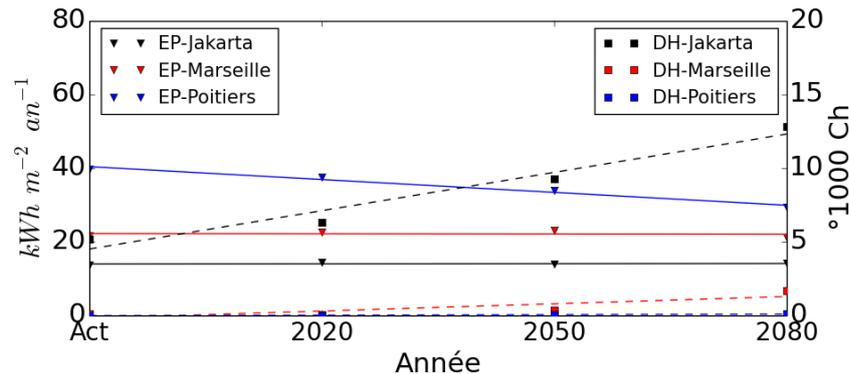


Figure V-10. Impact du changement climatique sur la consommation et DH d'inconfort.

V.4.1 Orientation du bâtiment

L'intérêt d'étudier l'impact de l'orientation du bâtiment est lié au gain solaire par les surfaces vitrées verticales qui jouent un rôle important sur les performances thermiques aussi bien en hiver qu'en été. Avant de présenter la solution optimale de ce paramètre, il est nécessaire d'illustrer l'orientation initiale du bâtiment étudié. Il est à noter que l'orientation de référence (0°) est vers le sud qui signifie que la façade non vitrée est vers le nord. La rotation du bâtiment s'effectue dans le sens horaire (Figure V-11).

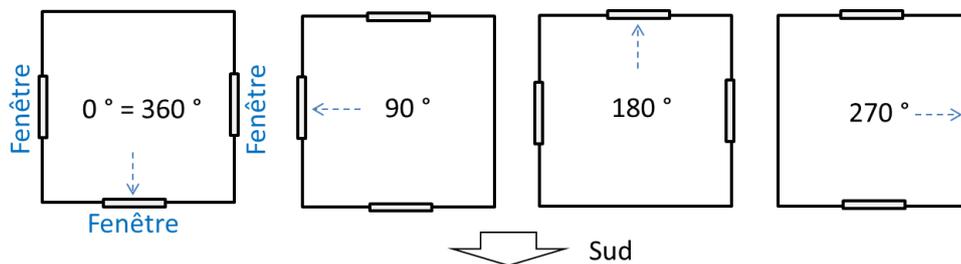


Figure V-11. Différentes orientations du bâtiment.

À Jakarta (latitude 6° S), le passage du soleil varie entre $22,45^\circ$ N et $22,45^\circ$ S, donc la position du soleil par rapport au bâtiment est très différente en fonction du temps. Dans la période du 21 mars – 22 septembre, la position du soleil est sur le côté nord du bâtiment. Le cas contraire se présente pour la période 22 septembre – 21 mars. En outre, dans la région équatoriale, la hauteur du soleil à midi est toujours supérieure à 70° , par conséquent l'exposition des fenêtres latérales au soleil est moins importante. Ce sont les raisons pour laquelle aucune orientation optimale n'est présentée dans cette région pour le climat actuel et le futur climat (Figure V-12 a).

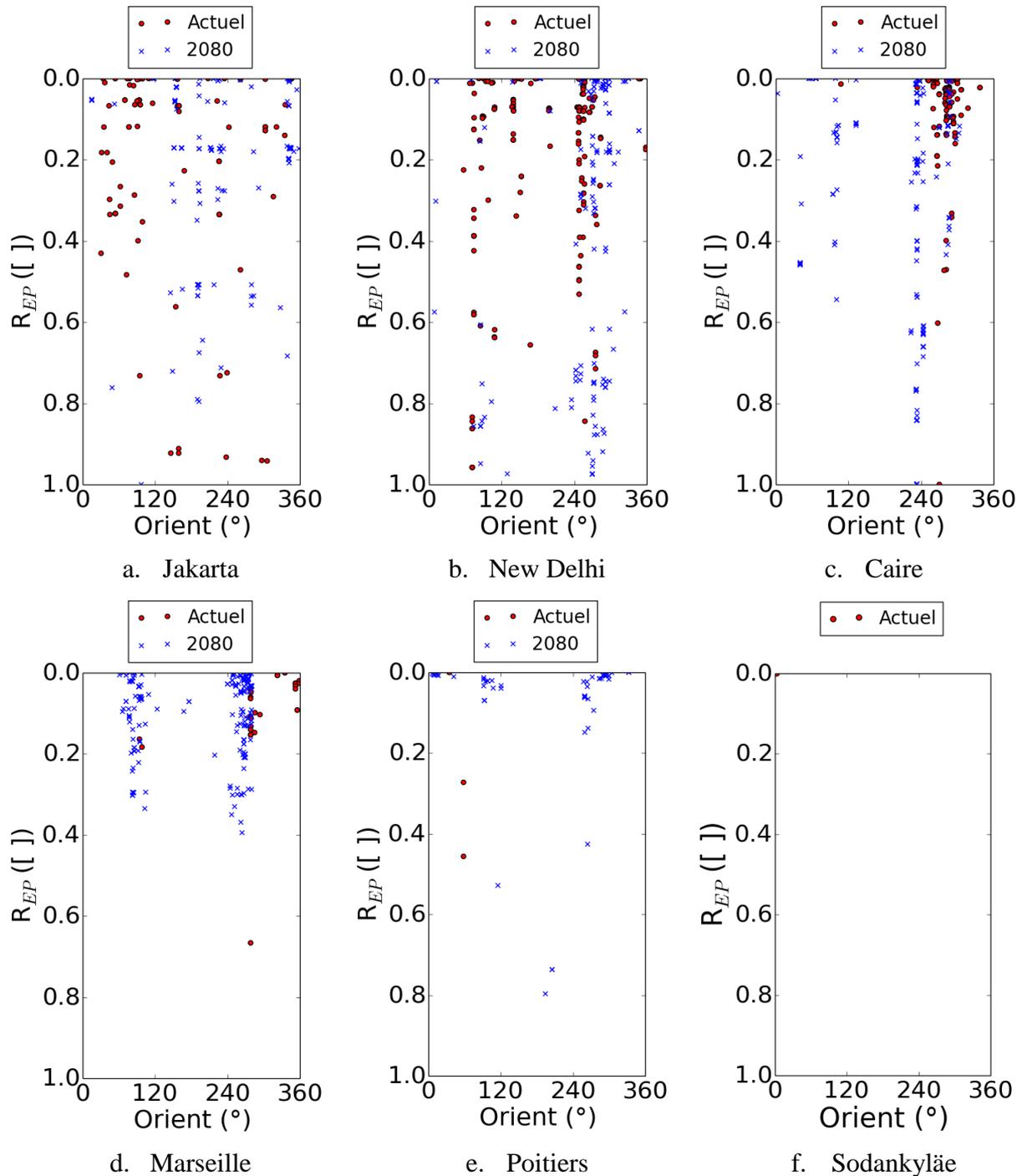


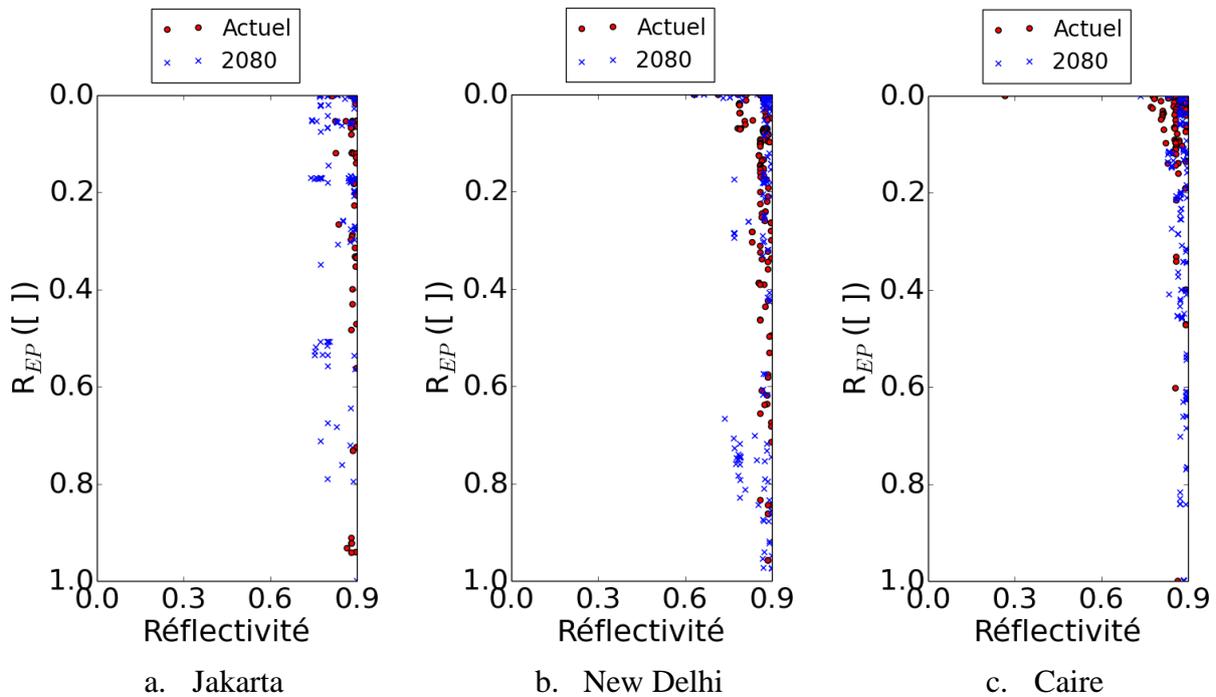
Figure V-12. Orientation optimale du bâtiment en fonction de coefficient R_{EP} .

Pour l'hémisphère nord ayant une latitude supérieure à $23,4^\circ\text{N}$, le bâtiment avec l'orientation sud (façade non vitrée vers nord) permet d'absorber le maximum de rayonnement solaire. Avec l'augmentation de latitude, l'orientation optimale converge vers le sud pour des raisons d'apports gratuits de chauffage. Mais pour les régions tempérées, l'apport solaire excessif augmente les surchauffes sur la saison. De ces résultats du climat actuel, l'orientation optimale du bâtiment, compromis entre l'hiver et l'été, à Delhi ou Caire a été identifiée vers 90° (ouest) ou 270° (est) (Figure V-12). À Marseille, cette orientation évolue de la direction Sud vers l'Est selon de coefficient de R_{EP} .

V.4.2 Réflectivité solaire de la toiture

La mise en œuvre de revêtements « cool roof » sur la toiture est une solution très intéressante pour les régions chaudes (Jakarta 6 °S, New Delhi 28,58 °N et Caire 30,08 °N), quelle que soit la valeur de R_{EP} . En considérant que le problème du confort d'été est primordial dans ces régions, le « cool roof » apporte plutôt un impact bénéfique sur les performances thermiques. La surconsommation de chauffage induite peut être négligée par rapport à l'effet de rafraîchissement obtenu en été. Les résultats sur le climat actuel de ces trois régions soulignent que la valeur optimale de réflectivité solaire de la toiture est approximativement de 0,8-0,9 (Figure V-13 a-c).

À Marseille, les problèmes du confort d'hiver sont aussi importants qu'en été. La mise en œuvre du revêtement « cool roof » l'emporte avec des conséquences contradictoires sur les solutions optimales. Si la préférence des décideurs est d'atteindre la meilleure performance énergétique en hiver ($R_{EP} = 0$), il est conseillé de mettre en place une toiture conventionnelle à faible albédo (0,1-0,3). La valeur de l'albédo doit être accrue jusqu'à vers 0,8 lorsque R_{EP} augmente jusqu'à 0,4. Dans le cas contraire, pour assurer un meilleur confort d'été, la toiture devrait être recouverte par le revêtement réfléchissant (albédo 0,9) (Figure V-13 d).



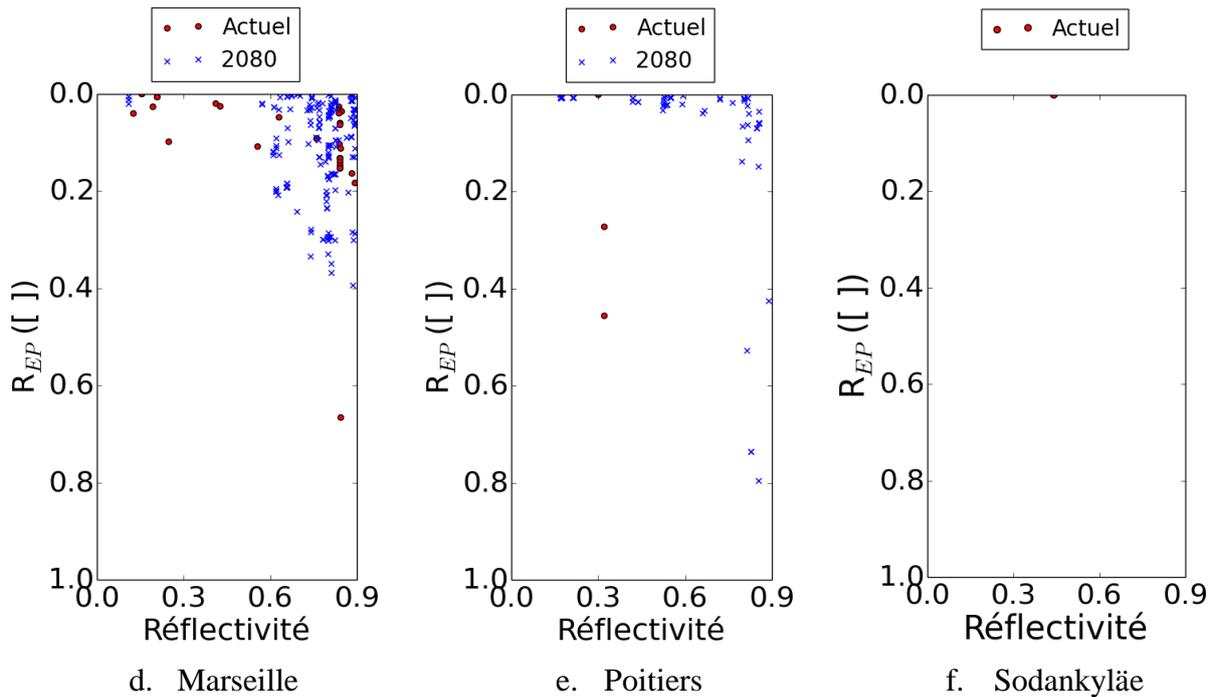


Figure V-13. Réflectivité solaire de la toiture.

La Figure V-13 e-f a révélé que dans les régions tempérées-froides (Poitiers et Sodankylä) la surface sombre semble plus adaptée. La réflectivité solaire optimale à Poitiers et Sodankyläe pour le climat actuel est respectivement de 0,3 et 0,1. Le besoin de chauffage important nous impose à rechercher le maximum de gain solaire. Le revêtement « cool roof » présente un effet désavantageux pour les régions froides en limitant les apports solaires en hiver. Cependant, nous n'avons pas pris en compte ici l'effet de l'enneigement et de la rétention d'eau en toiture qui pourrait changer sensiblement ces résultats comme l'ont montré d'autres études (Hosseini and Akbari, 2015, 2014).

Le réchauffement climatique n'affecte pas l'efficacité du « cool roof » pour les trois régions chaudes précédentes. La Figure V-14 confirme qu'à Jakarta, l'albédo optimal n'est pas modifié. L'augmentation supposée de la température intensifie l'inconfort d'été, le « cool roof » devient alors indispensable pour le climat futur. Cette remarque est aussi vraie pour Marseille. La solution optimale de l'albédo est légèrement augmentée. Alors qu'à Poitiers, pour la solution optimale du compromis, l'albédo de la toiture doit être modifié de 0,23 à 0,46 du climat actuel à 2080 (Figure V-14). Ceci confirme que le « cool roof » est une solution à prendre en considération pour l'avenir.

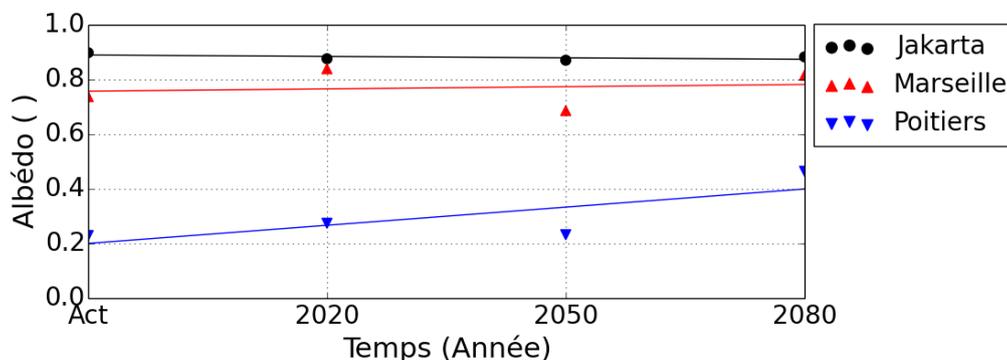


Figure V-14. Evolution de l'albédo de la toiture en fonction du temps.

V.4.3 Taux de lanterneaux

Les lanterneaux jouent un rôle important sur le besoin de chauffage, le besoin d'éclairage et le confort d'été. L'impact des lanterneaux sur le comportement thermoaéroulque du bâtiment est complexe. D'une part, ils apportent des gains thermiques solaires et la lumière naturelle qui permet de couvrir une partie importante des besoins de chauffage et d'éclairage. Mais d'autre part, à cause du coefficient de déperdition thermique plus important que la toiture, un taux de lanterneaux élevé induit également une perte importante de chaleur en hiver. Enfin, la surface de lanterneaux intervient directement sur le débit de ventilation naturelle pour rafraîchir le bâtiment en période estivale.

La Figure V-15 montre l'évolution du taux optimal de lanterneaux en fonction du coefficient R_{EP} . Nous avons remarqué graphiquement que l'effet des lanterneaux est non linéaire. À Jakarta, les résultats montrent l'évolution de R_{EP} en fonction de taux de lanterneaux est identique pour aujourd'hui et en 2080. L'impact des lanterneaux correspond plutôt au besoin d'éclairage et de surchauffe en été. Ici, nous ne notons aucun effet des lanterneaux sur le besoin de chauffage. Afin de réaliser un bâtiment à faible consommation d'éclairage, l'installation de lanterneaux avec un taux élevé (15 %) est une solution à considérer. Pour le cas contraire où le confort d'été est primordial en ignorant la pénalité liée à la consommation d'éclairage, la surface des lanterneaux doit être aussi faible que possible (2,5 %).

Concernant les villes du Caire et de Delhi (Latitude 28 – 30 °N), une tendance similaire du taux optimal de lanterneaux a été constatée. En effet, le problème d'été est plus important que le problème d'hiver pour ces régions. Le gain thermique solaire et l'éclairage naturel à travers les lanterneaux sont encore plus importants par rapport à leur déperdition thermique en hiver. La solution optimale énergétiquement est toujours réalisée pour le cas du bâtiment avec un grand taux de lanterneaux ce qui permet de réduire une part importante des besoins d'éclairage et de chauffage. Pour le climat actuel, le taux de lanterneaux est réduit jusqu'à 3 % pour une augmentation de R_{EP} de 0,0 à 0,3.

À Marseille, le taux optimal pour la première solution ($R_{EP} = 0$) est de 8,75 %. On remarque que la surface de lanterneaux est minimale et invariante plus pour les valeurs de R_{EP} supérieures à 0,2. Pour rendre confortable le bâtiment en été, le taux optimal de 2,5 % est recommandé. En ce qui concerne Poitiers, le taux optimal est d'environ 6 % (Figure V-15).

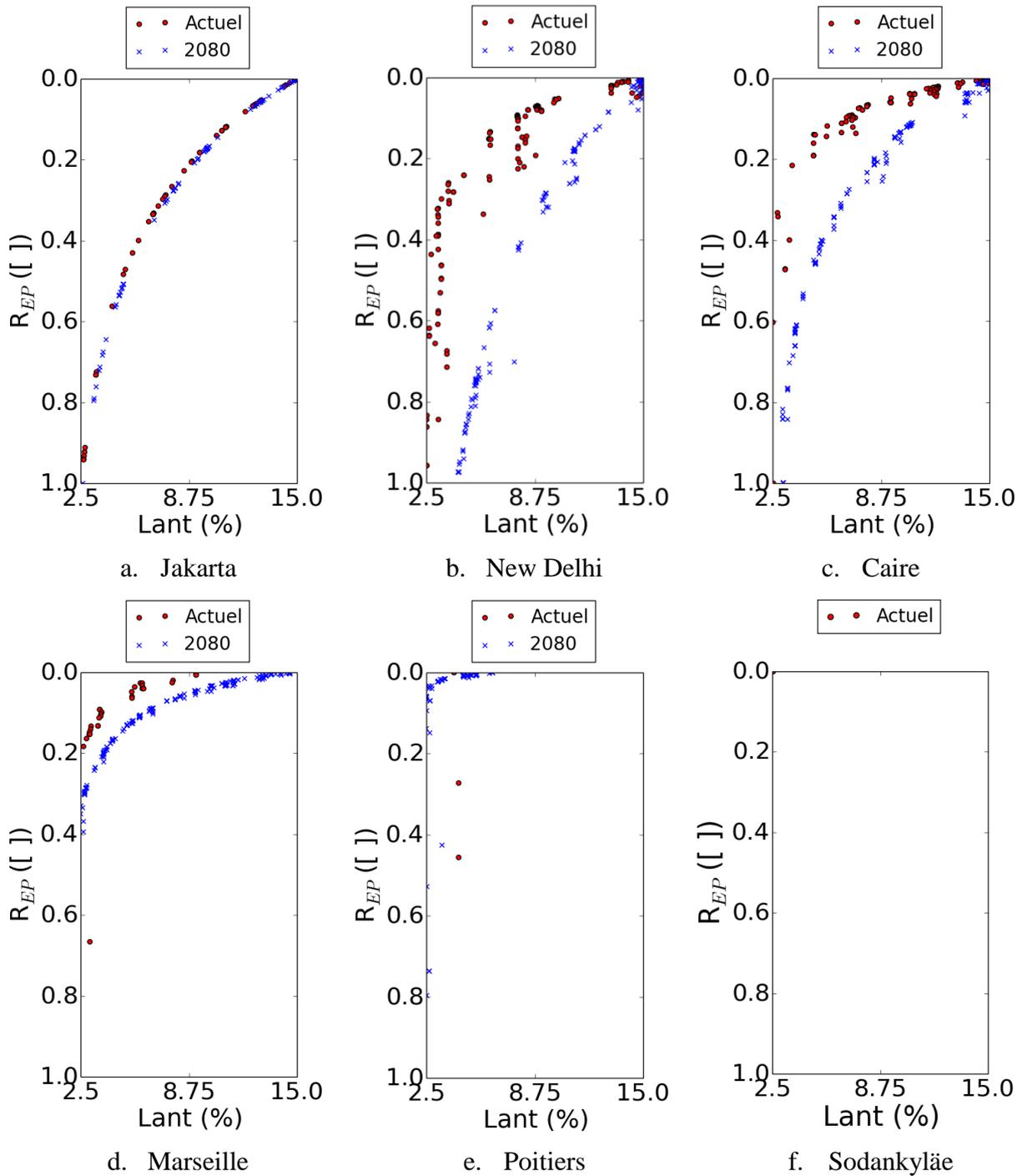


Figure V-15. Taux de lanternaux de l'optimum de Pareto.

Nous avons constaté que le taux optimal des lanternaux varie entre 10-11 %, 3-5 % et 4-5 % pour Jakarta, Marseille et Poitiers, respectivement. Cet ordre de grandeur diminue légèrement pour l'année 2080 (Figure V-16). Le réchauffement climatique exacerbe l'inconfort d'été. En conséquence, la réduction des apports solaires par le biais des lanternaux devrait être considérée.

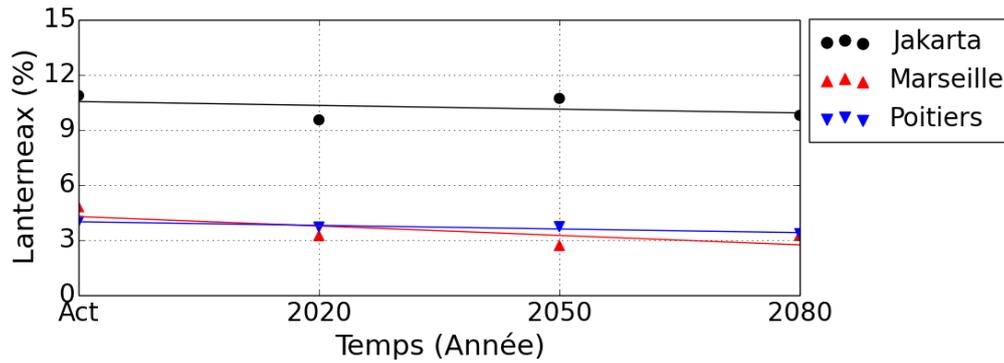


Figure V-16. Taux de lanterneaux en fonction du temps.

V.4.4 Isolation thermique de la toiture

Il est important d'engager au préalable une réflexion sur l'isolation thermique de la toiture afin de réaliser une performance énergétique globale pour le bâtiment de grande surface. L'intérêt d'une bonne isolation est de limiter les transferts thermiques afin de diminuer les besoins de chauffage et de réduire l'inconfort d'été. En effet, il existe un effet couplé entre l'isolation thermique, l'inertie des matériaux et les propriétés radiatives de la toiture sur le comportement thermique du bâtiment. La configuration adéquate de ces trois facteurs en fonction de la localisation permet un impact significatif sur l'efficacité énergétique et le confort.

L'évolution de l'épaisseur de l'isolation thermique de la toiture en fonction du coefficient R_1 est présentée en Figure V-17. Pour les régions froides, la mise en place d'une forte isolation thermique en la toiture pour le bâtiment à faible charge interne peut contribuer positivement aux économies d'énergie. Elle est en mesure de réduire la déperdition thermique en hiver. En revanche, cette isolation réduit également les apports solaires reçus par la toiture, cependant en période hivernale le rayonnement solaire est également moins important. Les résultats confirment que la plus faible consommation énergétique à Marseille et Poitiers n'est obtenue qu'en installant une isolation thermique de 50 cm (Figure V-17 d-e). À Marseille, cette dernière se dégrade graduellement en fonction de la valeur R_{EP} . Afin d'obtenir le meilleur confort d'été, l'épaisseur de l'isolation doit être réduite jusqu'à une valeur inférieure à 10 cm. Nous avons constaté également que l'épaisseur de l'isolation est inversement proportionnelle à la valeur de l'albédo. Il y a donc bien un effet d'interdépendance de ces deux paramètres comme observé dans le chapitre IV.

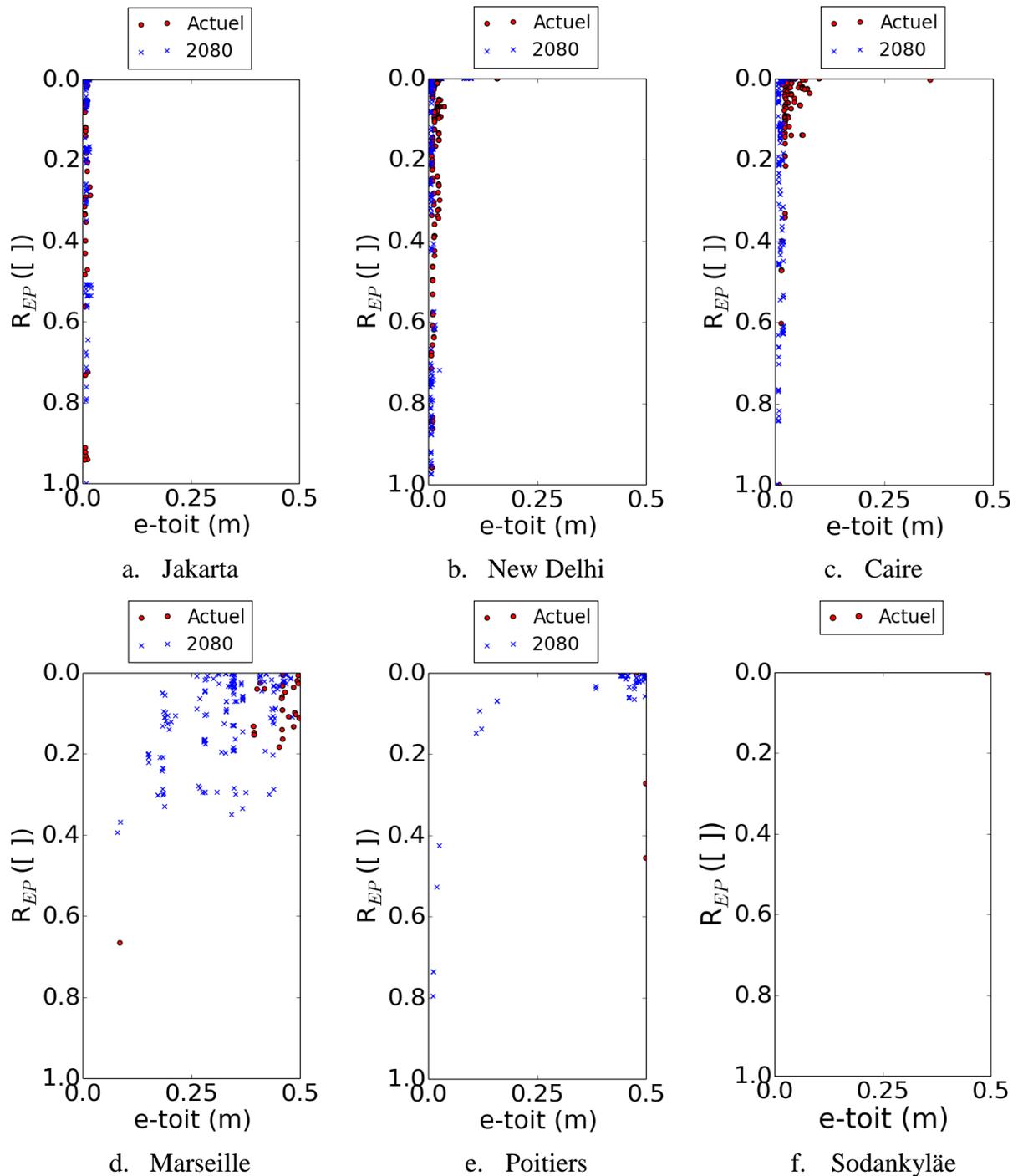


Figure V-17. Épaisseur de l'isolation thermique de la toiture.

Des résultats contraires sont présentés pour les régions chaudes. Pour le bâtiment avec une production importante de charges internes (occupant, éclairage), la forte isolation thermique peut annuler le rafraîchissement pendant la nuit. Les résultats montrent que la mise en place d'une isolation thermique en toiture n'est pas une idée applicable à Jakarta, à New Delhi et au Caire (Figure V-17 a-c). En effet, le gain solaire absorbé par la surface va pénétrer facilement vers l'intérieur dans le cas d'une toiture non isolée. Pour remédier à ce problème, la toiture peut être revêtue par une couche réfléchissante (Figure V-13 a-c). Dans ces régions, l'isolation thermique est à éviter, quel que soit le choix des décideurs. Enfin, afin d'obtenir

une efficacité de rafraîchissement, la toiture non isolée revêtue par la couche réfléchissante est la meilleure solution.

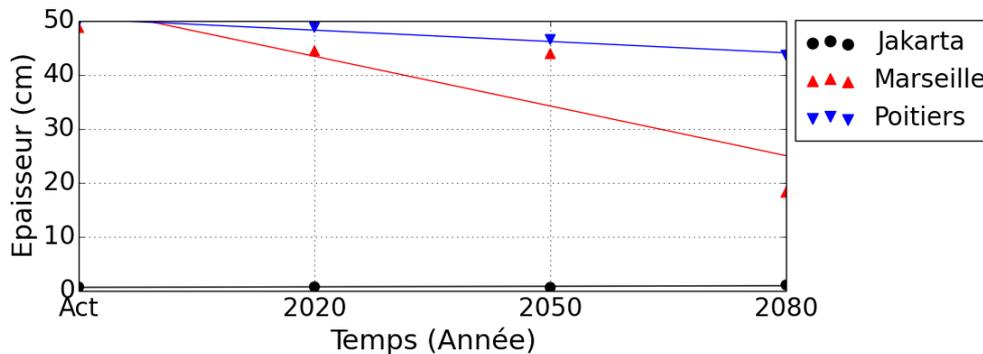


Figure V-18. Épaisseur optimale de l'isolation thermique de la toiture en fonction du temps.

L'évolution de l'épaisseur d'isolation est présentée par la Figure V-18. Comme pour le climat actuel, l'isolation de la toiture pour le futur climat est toujours déconseillée pour Jakarta. À Marseille, l'épaisseur optimale de l'isolation est fortement diminuée jusqu'à une épaisseur inférieure à 20 cm grâce au réchauffement climatique. À Poitiers, cette épaisseur optimale diminue légèrement (Figure V-18).

V.4.5 Isolation thermique du plancher

Le transfert thermique du sol présente une caractéristique différente des autres composants d'enveloppe. L'inertie thermique du sol joue un rôle très important. Grâce à son inertie, la variation de température du sol est atténuée. En été, la température du sol pendant la journée est normalement plus fraîche. Par conséquent, le sol agit comme un dissipateur thermique en été. Mais en hiver, la déperdition thermique à travers le sol devient importante. À partir de ces conséquences contradictoires entre l'hiver et l'été, l'isolation du plancher doit être attentivement évaluée.

Les résultats nous montrent que l'impact du sol sur les performances thermiques du bâtiment varie selon les régions. À Jakarta, nous avons constaté un faible impact de l'isolation thermique du sol. Dans cette région équatoriale, la température moyenne journalière extérieure est presque constante autour de la température moyenne annuelle de 27,34 °C qui est toujours supérieure à la consigne de chauffage. Par conséquent, il n'y a aucun intérêt de mettre en place cette isolation pour le confort d'hiver. Si à Jakarta l'impact de cette inertie est visible, elle est moins importante que pour les autres régions de l'hémisphère nord. Ce résultat est confirmé par l'épaisseur de l'isolation du plancher qui varie aléatoirement entre 2,5 cm et 40 cm.

Pour les zones ayant quatre saisons mais où le problème d'été est dominant (New Delhi, Caire et Marseille), le sol sert plutôt de dissipateur thermique en été. Grâce à l'inertie, la température du sol est beaucoup moins élevée que la température intérieure du bâtiment. Le bénéfice de refroidissement à travers le sol en été est plus fort que la déperdition thermique en hiver. Dans ces régions, il est déconseillé de mettre en place de l'isolation thermique sous le plancher car elle peut annuler le rafraîchissement passif. La Figure V-19 confirme ce résultat présent l'épaisseur optimale de l'isolation pour ces trois régions inférieure à 5 cm.

En revanche, pour les régions où le problème d'hiver est dominant (Poitiers, Sodankyläe) le sol doit être isolé avec une épaisseur suffisante. Les résultats montrent que l'épaisseur optimale pour la condition actuelle est d'environ 25-30 cm pour Poitiers et 40-50 cm pour Sodankyläe.

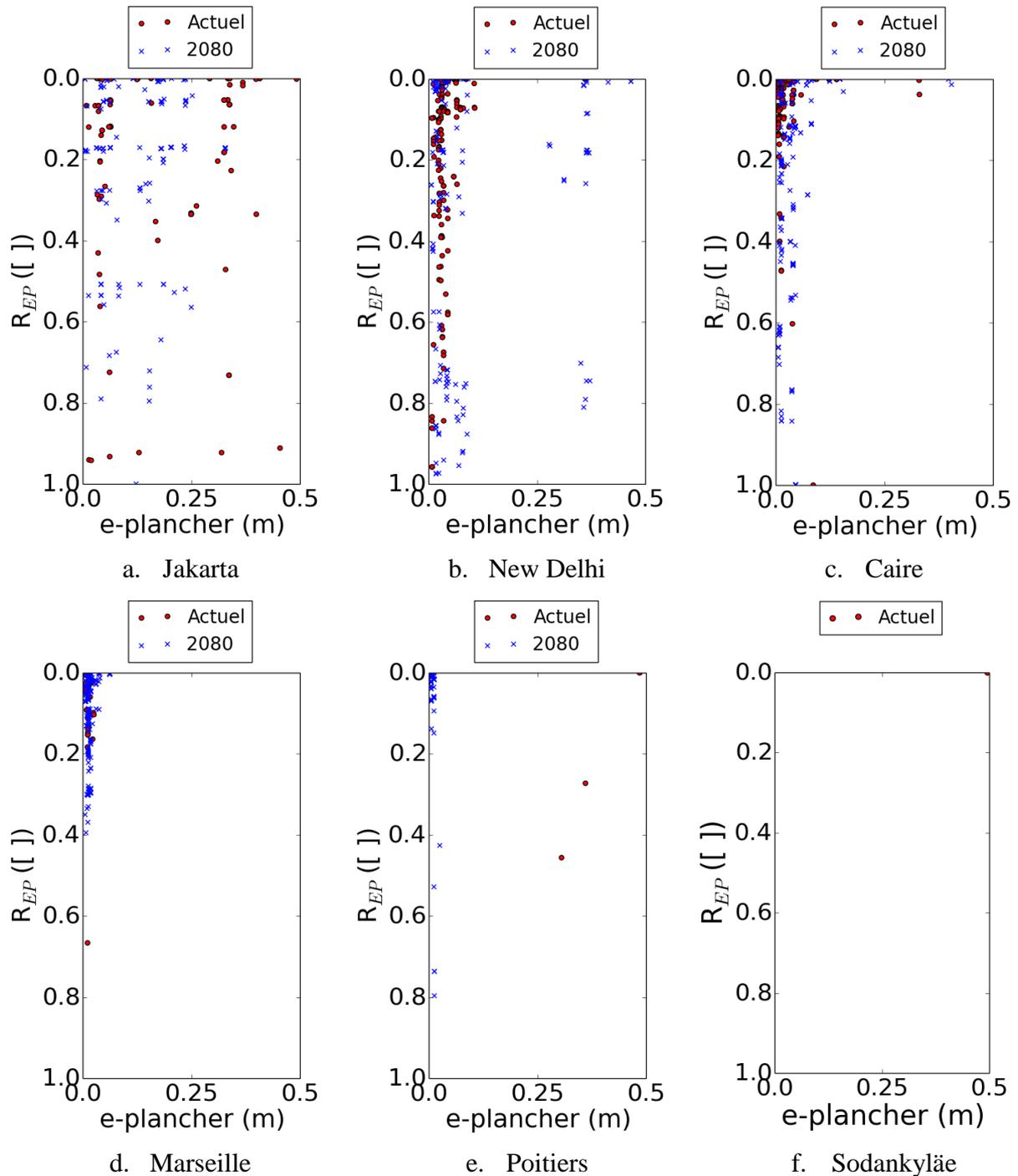


Figure V-19. Épaisseur de l'isolation thermique du plancher.

Concernant l'effet du réchauffement climatique, l'isolation thermique du plancher au Caire, à Delhi et à Marseille reste toujours à éviter (Figure V-19). Alors qu'à Poitiers l'augmentation de température rend le problème d'été de plus en plus important. Afin d'obtenir une efficacité de rafraîchissement à Poitiers, isolation du plancher devrait être éliminée (Figure V-20).

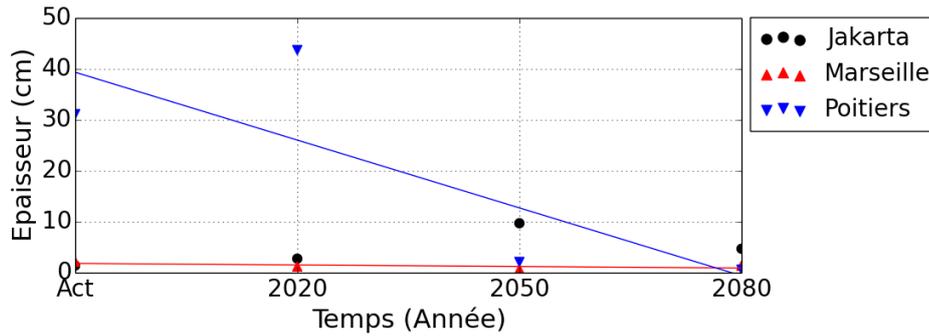
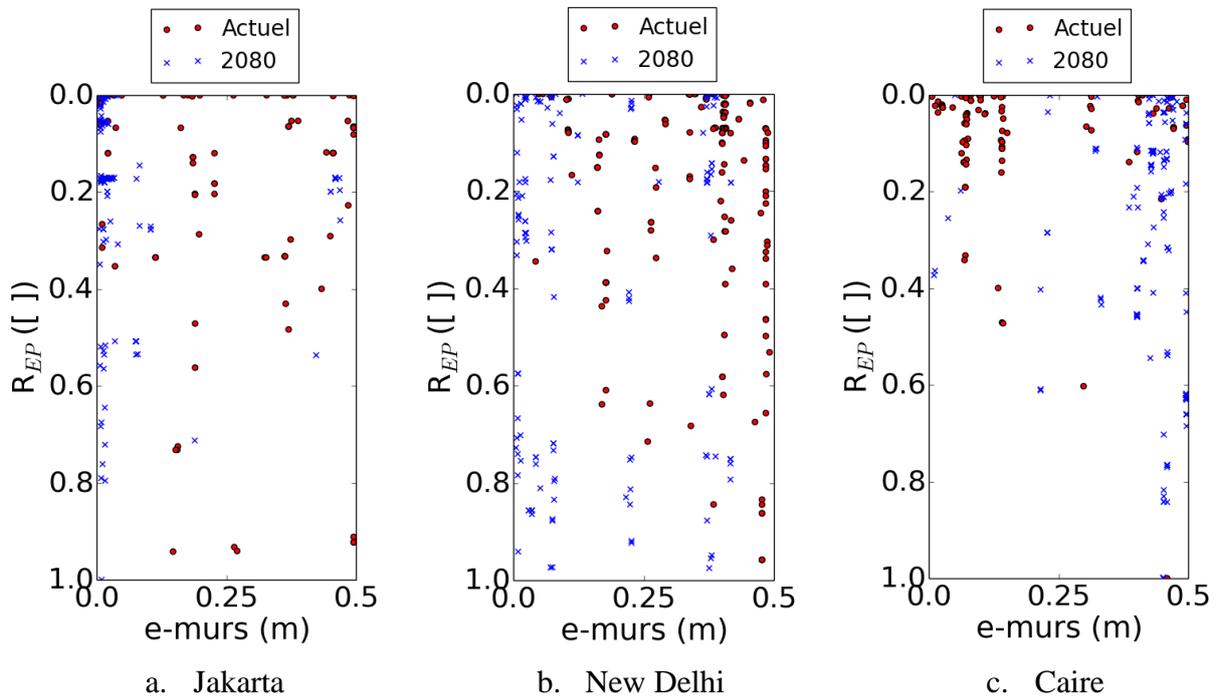


Figure V-20. Épaisseur optimale de l'isolation thermique du plancher en fonction du temps.

V.4.6 Isolation thermique des parois verticales

Dans les régions équatoriales, le pic de rayonnement solaire se produit lorsque la hauteur du soleil est proche 90° . Par conséquent, l'absorption thermique solaire des parois verticales pour le bâtiment à faible hauteur est moins importante. Nous avons constaté qu'il n'y a aucune épaisseur optimale pour cette région ce qui indique que ce paramètre a peu d'influence (Figure V-21). Pour les autres régions chaudes (Caire et Delhi), cette épaisseur varie beaucoup ce qui montre son impact négligeable sur la performance globale. En revanche, à Marseille et Poitiers, l'isolation des parois est un facteur non négligeable. Une isolation thermique épaisse permet d'économiser significativement l'énergie. L'épaisseur optimale proposée est d'environ 40-50 cm.



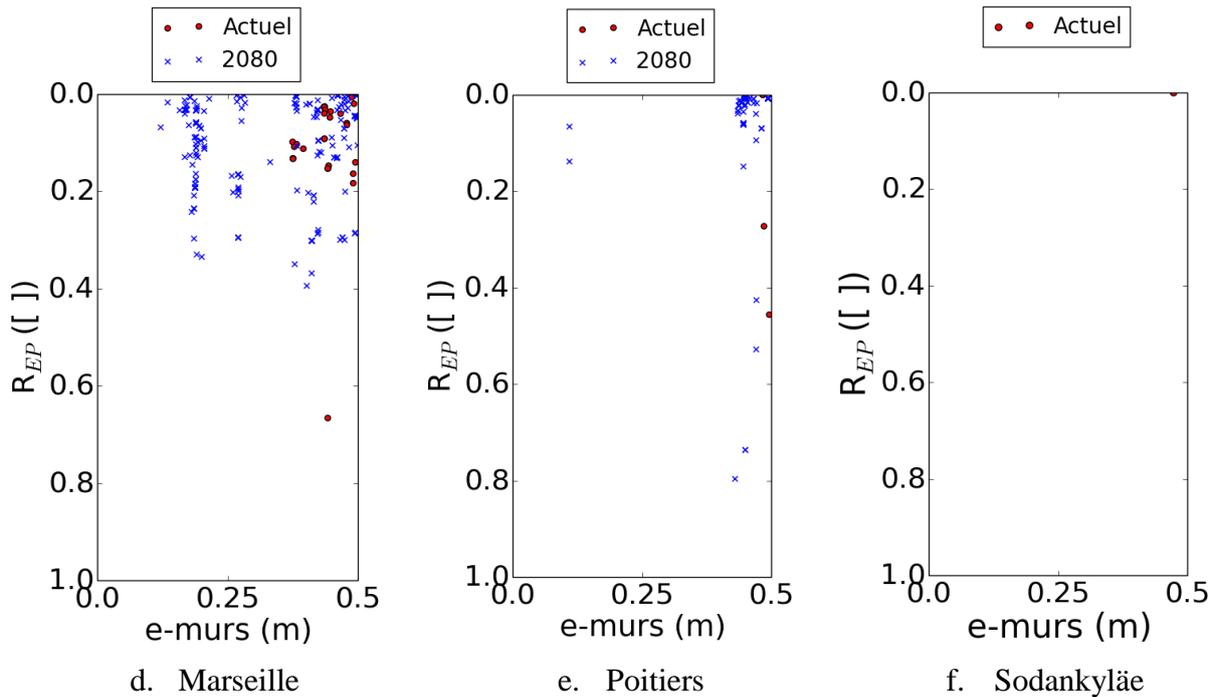


Figure V-21. Isolation des parois verticales.

L'effet du réchauffement climatique sur l'épaisseur d'isolation est présenté en Figure V-22. Pour les régions tempérées comme Marseille et Poitiers, de manière similaire aux solutions pour la toiture et le plancher, l'isolation thermique des parois doit être réduite afin de diminuer la surchauffe en été. L'épaisseur optimale actuelle à Poitiers (50 cm) diminue jusqu'à 44 cm. À Marseille, l'épaisseur optimale actuelle (38 cm) est réduite à 20 cm en 2080 (Figure V-22).

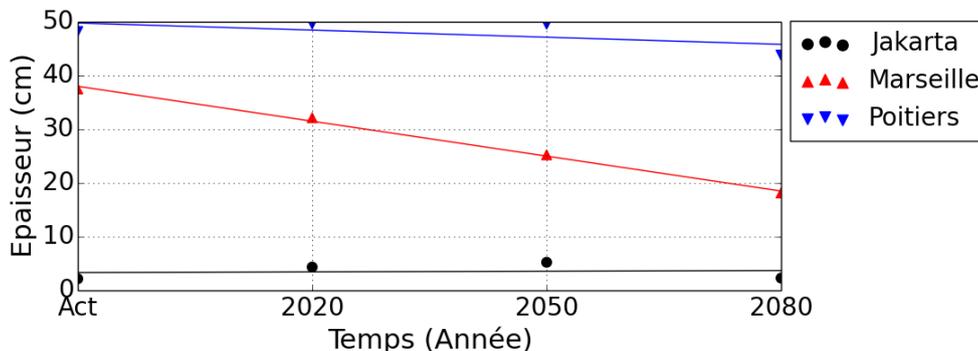
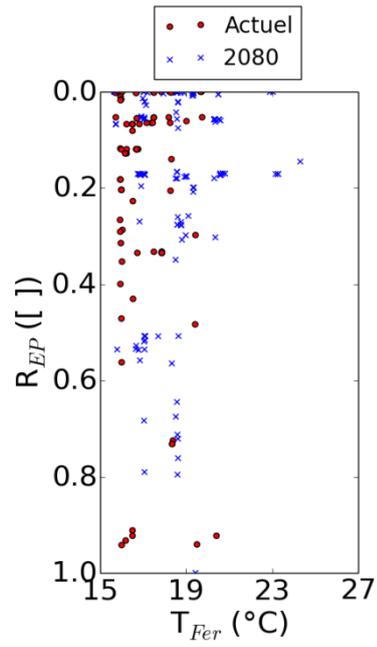


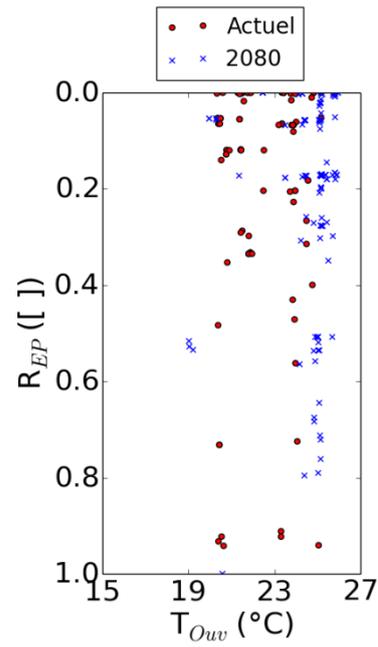
Figure V-22. Épaisseur optimale de l'isolation thermique des parois en fonction du temps.

V.4.7 Stratégie d'ouverture des lanterneaux

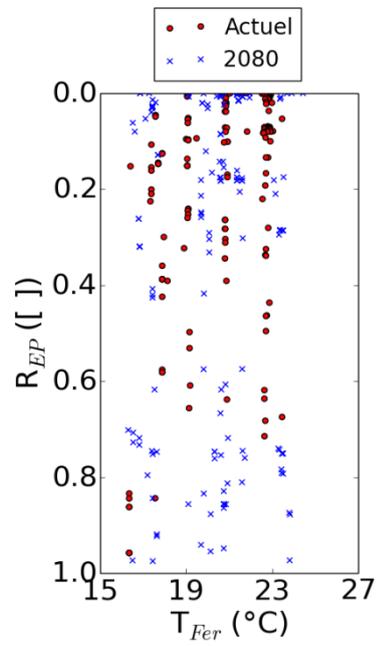
L'intérêt d'une stratégie d'ouverture des lanterneaux est de réduire l'inconfort thermique en été sans pour autant pénaliser la consommation de chauffage. La plage de température admissible pour l'ouverture des lanterneaux varie selon le climat local. Les régions pour lesquelles le besoin de chauffage est totalement écarté, présentant une plage de fonctionnement plus étendue que pour les régions froides. La Figure V-23 montre la consigne de température intérieure pour l'ouverture et la fermeture des lanterneaux en fonction du coefficient R_{EP} pour les différents climats.



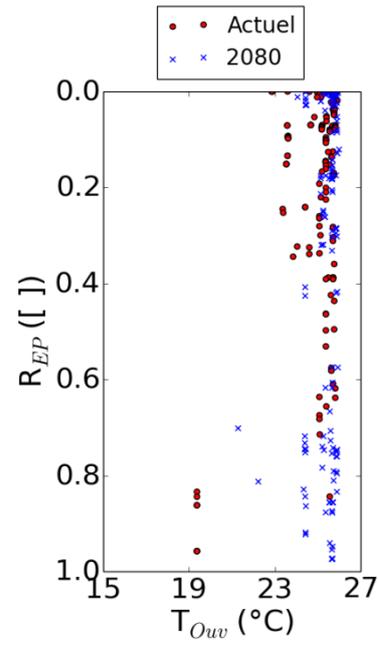
a. Jakarta : T_{Fer}



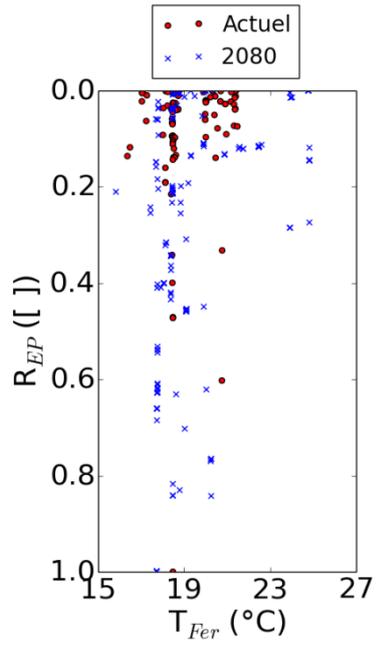
b. Jakarta : T_{Ouv}



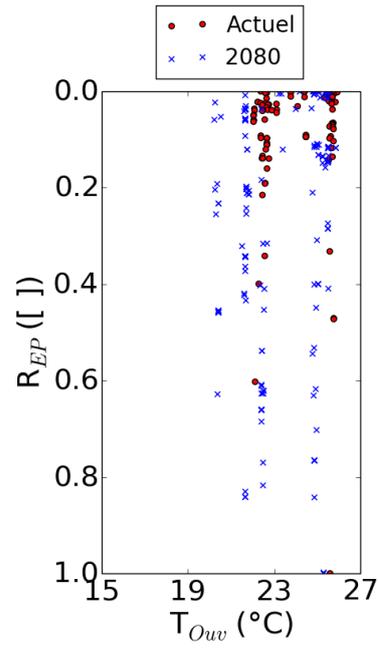
c. New Delhi : T_{Fer}



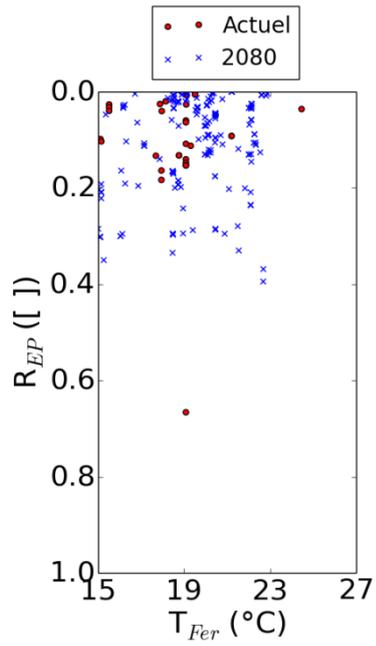
d. New Delhi : T_{Ouv}



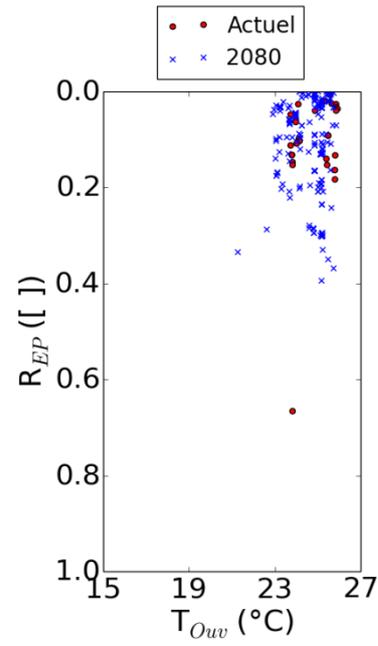
e. Caire : T_{Fer}



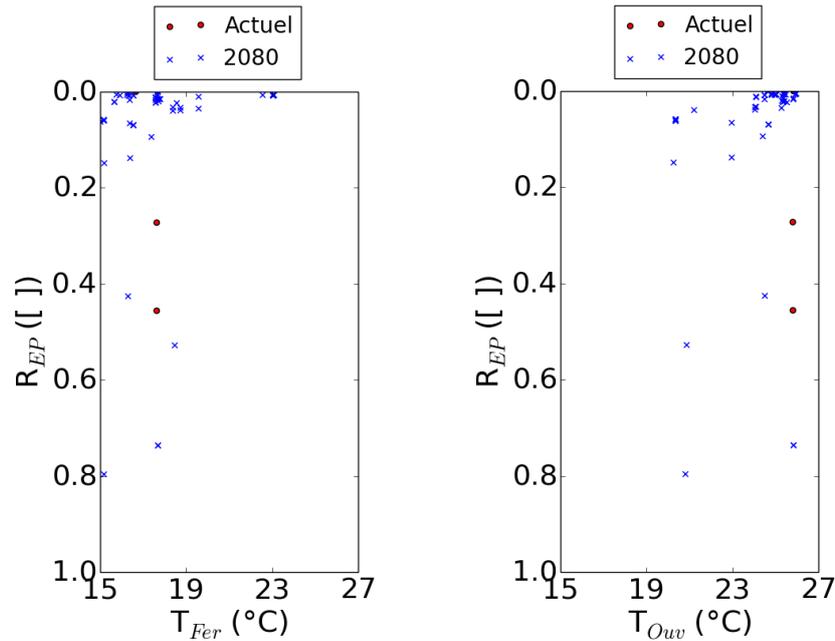
f. Caire : T_{Ouv}



g. Marseille : T_{Fer}



h. Marseille : T_{Ouv}


 i. Poitiers : T_{Fer}

 j. Poitiers : T_{Ouv}

Figure V-23. Stratégie d'ouverture et de fermeture des lanterneaux.

À Jakarta, l'ouverture des lanterneaux est autorisée lorsque la température intérieure est supérieure à une température dans un intervalle 20-24 °C. Les lanterneaux sont fermés pour la température intérieure inférieure à 16 °C (Figure V-23 a-b). Dans cette région, une faible consigne de température d'ouverture-fermeture ne causera aucun effet sur le besoin de chauffage. Pour les autres régions, ces consignes sont plus élevées qu'à Jakarta. En ce qui concerne l'ouverture des lanterneaux, elle va être réalisée lorsque la température intérieure est supérieure à 25 °C. Les lanterneaux doivent être fermés lorsque la température intérieure est inférieure à 18 °C (Figure V-23). Ceci permet de préserver une température intérieure confortable et d'éviter la surconsommation de chauffage si la température extérieure chute de manière significative.

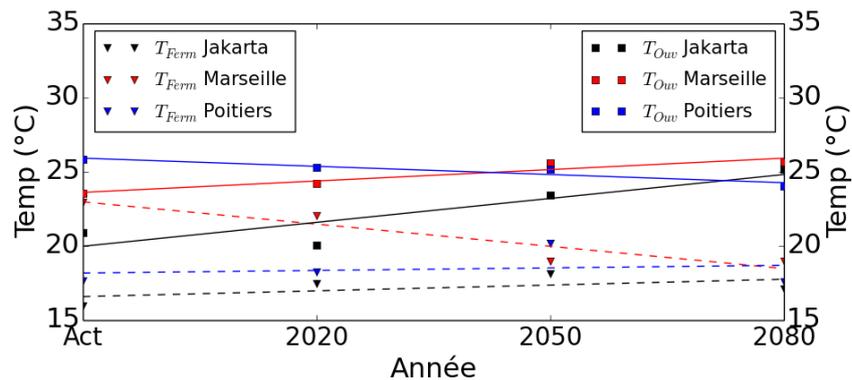


Figure V-24. Évolution des températures de consigne de ventilation naturelle.

La consigne de fermeture à Jakarta reste faible (16 °C) quel que soit la période climatique. À Marseille et Poitiers, la température de fermeture est plus élevée pour éviter la surconsommation de chauffage. Cette température tend à diminuer en fonction du temps pour améliorer le rafraîchissement passif (Figure V-24).

V.5 Analyse paramétrique de la configuration optimale pour les régions françaises

V.5.1 Consommation énergétique et confort d'été

En considérant le meilleur compromis des deux objectifs et du coût dans cette étude, les solutions optimales de 24 régions en France pour les conditions climatiques actuelles sont présentées dans le Tableau V-10. Elles sont déterminées par la troisième option pour calculer la solution optimale décrite au paragraphe 4.2.4. La solution finale est choisie en considérant la valeur minimum de facteur \overline{R}_C qui tient compte également des coûts. Les résultats montrent que la consommation énergétique du bâtiment avec la configuration optimale dans la région française varie entre $18,9 \text{ kWh.m}^2.\text{an}^{-1}$ à Nice (zone H3) et $65,7 \text{ kWh.m}^2.\text{an}^{-1}$ à Metz (zone H1b) (Figure V-25 a). En ce qui concerne la période estivale, la configuration optimale du bâtiment peut assurer le confort thermique dans presque toutes les régions françaises, sauf en zone thermique H3. Cette dernière zone présente un léger inconfort d'été avec une valeur maximale de DH d'inconfort de $108 \text{ }^\circ\text{Ch}$ (Marseille) (Figure V-25 b).

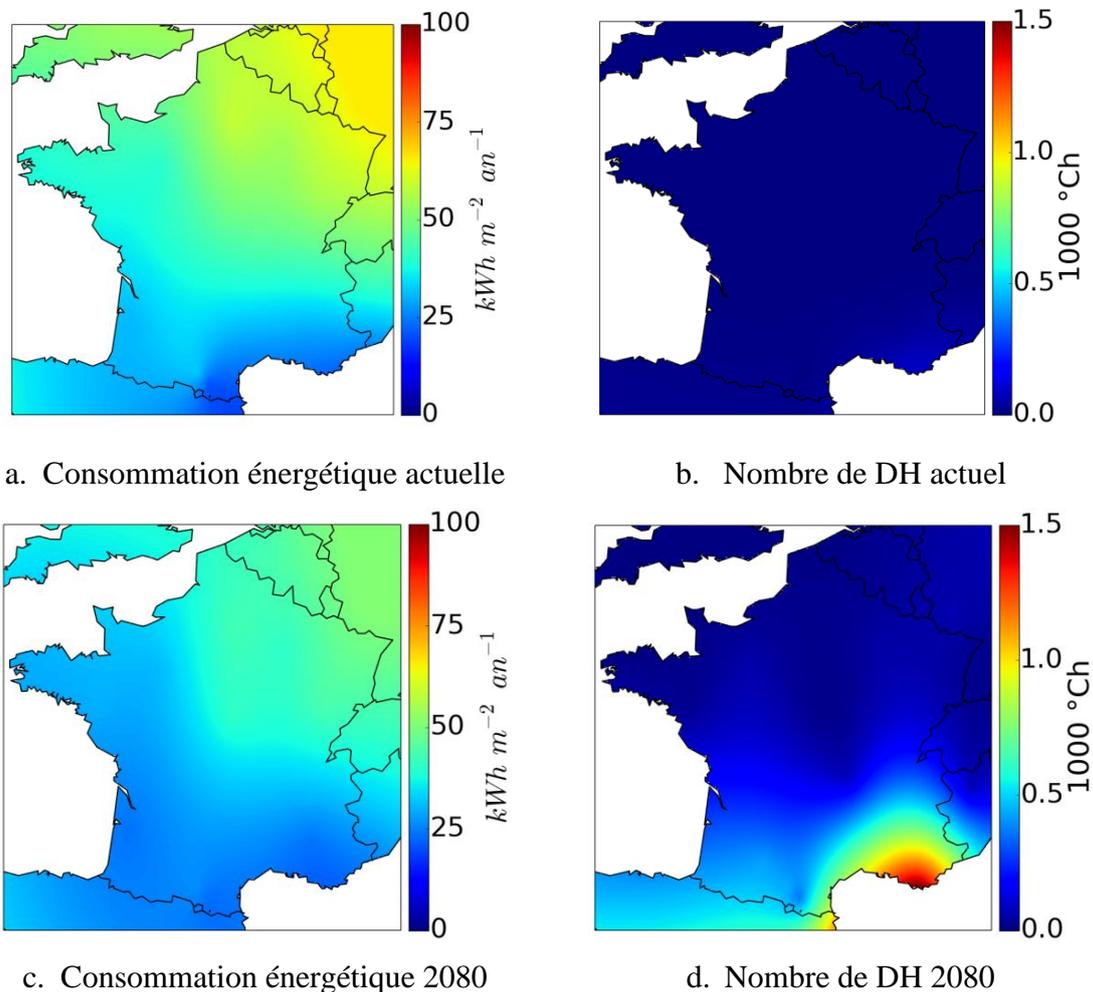


Figure V-25. Consommation et nombre de degré heures d'inconfort pour le bâtiment optimisé.

Les consommations énergétiques varient légèrement à cause du réchauffement climatique. En 2080, elles varient entre $21,2$ et $50,9 \text{ kWh.m}^2.\text{an}^{-1}$. L'augmentation moyenne de la température extérieure de $3,9 \text{ }^\circ\text{C}$ (Figure IV-26 a) induit une diminution des consommations énergétiques optimales en France de $9 \text{ kWh.m}^2.\text{an}^{-1}$ en moyenne. La plus forte diminution de

consommation est constatée à Lille et vaut $16,1 \text{ kWh.m}^2.\text{an}^{-1}$. En ce qui concerne le nombre de DH, ce dernier augmente en moyenne d'environ $265 \text{ }^\circ\text{Ch}$ à cause du réchauffement (Figure V-25 a-b). La croissance la plus importante est observée à Marseille d'environ $1\ 544 \text{ }^\circ\text{Ch}$, soit une augmentation par 14 par rapport au climat actuel. En 2080, le nombre de DH en France varie entre 1,3 et $1\ 662 \text{ }^\circ\text{Ch}$ (Tableau V-11). Le nombre de DH le plus important est toujours observé à Marseille (H3) et vaut $1\ 662 \text{ }^\circ\text{Ch}$. Les résultats montrent que la problématique du confort d'été sera de plus en plus importante dans le futur.

Tableau V-10. Configurations optimales pour le climat actuel.

Villes	Orient	Alb	Lant	I-toit	I-planc	I-murs	T _{Fer}	T _{Ouv}	Conso	DH
Agen	359	0,49	4,2	47,7	33,7	48,8	19,5	25,9	33,0	8,3
Bordeaux	77	0,18	4,7	48,6	42,6	48,6	20,2	23,0	30,8	6,5
Bourg-Maurice	351	0,22	3,0	49,2	44,1	48,6	20,3	25,0	43,3	0
Bourges	22	0,39	3,6	47,4	45,7	42,9	18,1	25,5	49,6	0
Brest	343	0,25	3,5	47,9	44,6	50,0	16,3	25,9	38,8	0
Cherbourg	47	0,13	4,0	48,5	46,1	48,8	20,3	25,7	50,3	0
Clermont-F	359	0,13	4,1	47,5	41,2	49,2	17,7	25,7	41,2	0,4
Colmar	354	0,24	2,5	48,5	46,1	45,3	17,4	24,1	62,6	0
Dieppe	7	0,26	3,4	46,4	46,8	42,7	17,0	25,0	52,9	0
Dijon	29	0,12	2,5	49,5	46,6	47,3	17,6	25,8	55,4	1,1
Le Mans	17	0,15	3,5	46,7	39,8	47,1	21,6	22,7	39,7	1,9
Lille	15	0,11	3,5	47,4	39,6	46,5	19,2	25,5	59,1	0
Marseille	290	0,74	4,8	48,8	2,2	37,5	22,9	23,5	21,6	118
Metz	19	0,12	3,0	47,8	42,5	48,0	18,1	25,6	65,7	0
Montélimar	351	0,21	3,5	46,7	1,0	48,4	24,2	25,7	29,6	23
Nantes	41	0,45	4,5	46,7	44,4	49,8	16,4	25,4	38,3	0
Nice	281	0,83	5,4	38,8	2,1	49,0	17,0	23,3	18,9	59
Paris	33	0,23	3,4	46,4	38,4	49,5	17,1	26,0	58,8	0
Perpignan	278	0,85	5,7	49,0	0,6	31,0	21,6	25,2	19,1	49
Poitiers	34	0,23	4,0	49,9	31,1	48,2	17,7	25,8	39,8	0,3
Rennes	16	0,33	3,7	49,4	38,7	46,2	17,9	25,9	40,9	0
Socoa	282	0,73	7,2	43,7	2,1	48,8	17,9	25,1	20,3	0,7
Toulouse	349	0,12	5,3	46,8	1,1	40,7	22,2	25,8	31,8	16
Troyes	27	0,21	3,5	48,2	36,8	47,6	17,3	25,9	54,2	0

Tableau V-11. Configurations optimales en 2080.

Villes	Orient	Alb	Lant	I-toit	I-planc	I-murs	T _{Fer}	T _{Ouv}	Conso	DH
Agen	244	0,73	2,8	31,5	0,6	48,9	16,7	24,9	26,1	422
Bordeaux	109	0,75	4,3	36,6	0,7	40,1	18,8	25,1	23,9	313
Bourg-Maurice	344	0,67	2,8	44,7	0,9	35,6	17,6	24,3	35,0	81
Bourges	241	0,87	2,6	47,0	0,7	24,3	18,1	25,0	40,7	14
Brest	47	0,21	5,8	48,8	47,8	40,2	19,7	25,7	29,7	1,3
Cherbourg	13	0,31	4,3	48,7	32,4	49,5	18,6	23,6	34,8	6,4
Clermont-F	281	0,85	2,8	48,3	2,1	36,8	19,1	25,4	32,9	85
Colmar	271	0,37	2,9	49,6	0,5	43,8	19,9	25,8	47,0	11
Dieppe	25	0,10	4,3	49,7	7,7	47,4	21,9	23,4	38,2	14
Dijon	250	0,87	3,2	47,5	2,6	41,3	19,3	25,3	44,1	91
Le Mans	262	0,87	3,0	42,7	0,7	26,2	17,7	24,6	30,7	62
Lille	36	0,28	3,9	47,6	3,8	49,8	23,2	25,9	43,0	10
Marseille	82	0,81	3,3	18,3	1,4	18,1	19,0	25,6	21,2	1662
Metz	16	0,74	3,5	47,0	0,5	37,9	22,3	25,0	50,9	62
Montélimar	102	0,86	3,0	41,8	1,1	28,1	21,0	22,8	23,8	859
Nantes	47	0,77	4,3	42,5	0,9	44,8	20,8	23,6	29,6	22
Nice	107	0,78	2,7	19,4	1,1	16,1	17,6	21,1	24,0	640
Paris	281	0,34	3,0	49,9	2,4	41,6	24,7	25,9	43,1	18
Perpignan	247	0,79	2,6	11,4	1,0	14,5	22,9	25,8	24,3	1189
Poitiers	107	0,46	3,4	43,7	0,6	43,8	17,6	24,0	29,4	111
Rennes	353	0,44	4,0	44,0	0,6	47,4	19,4	25,5	30,6	17
Socoa	271	0,88	3,1	16,2	0,6	31,9	21,8	26,0	23,0	358
Toulouse	79	0,79	2,6	26,7	0,6	44,1	20,0	24,0	26,5	443
Troyes	265	0,39	3,2	47,8	0,5	37,0	20,4	23,4	40,6	52

V.5.2 Épaisseur optimale de l'isolation thermique

Étant donné que le climat français est plutôt modéré-froid pour lequel la problématique d'hiver est plus importante, la mise en œuvre de l'isolation thermique de l'enveloppe (toiture, murs verticales) est une solution passive recommandée. Pour le climat actuel, l'épaisseur optimale de la toiture et des parois verticales est d'environ 45-50 cm (Figure V-26 a), sauf pour la zone H3 pour laquelle l'épaisseur de l'isolation des murs est légèrement plus faible (30-40 cm).

En ce qui concerne le plancher, l'épaisseur optimale d'isolation thermique est très variable (0-47,5 cm). Pour la zone thermique H3 (Méditerranéen), le plancher non isolé est préférable afin de bénéficier de l'inertie thermique du sol pour le rafraîchissement passif. Pour les zones H2c et H2d, l'isolation à épaisseur modérée (20 cm) est un choix approprié. Pour les autres zones, le plancher doit être isolé avec une épaisseur suffisante (40 cm) afin de limiter les déperditions (Figure V-26 e).

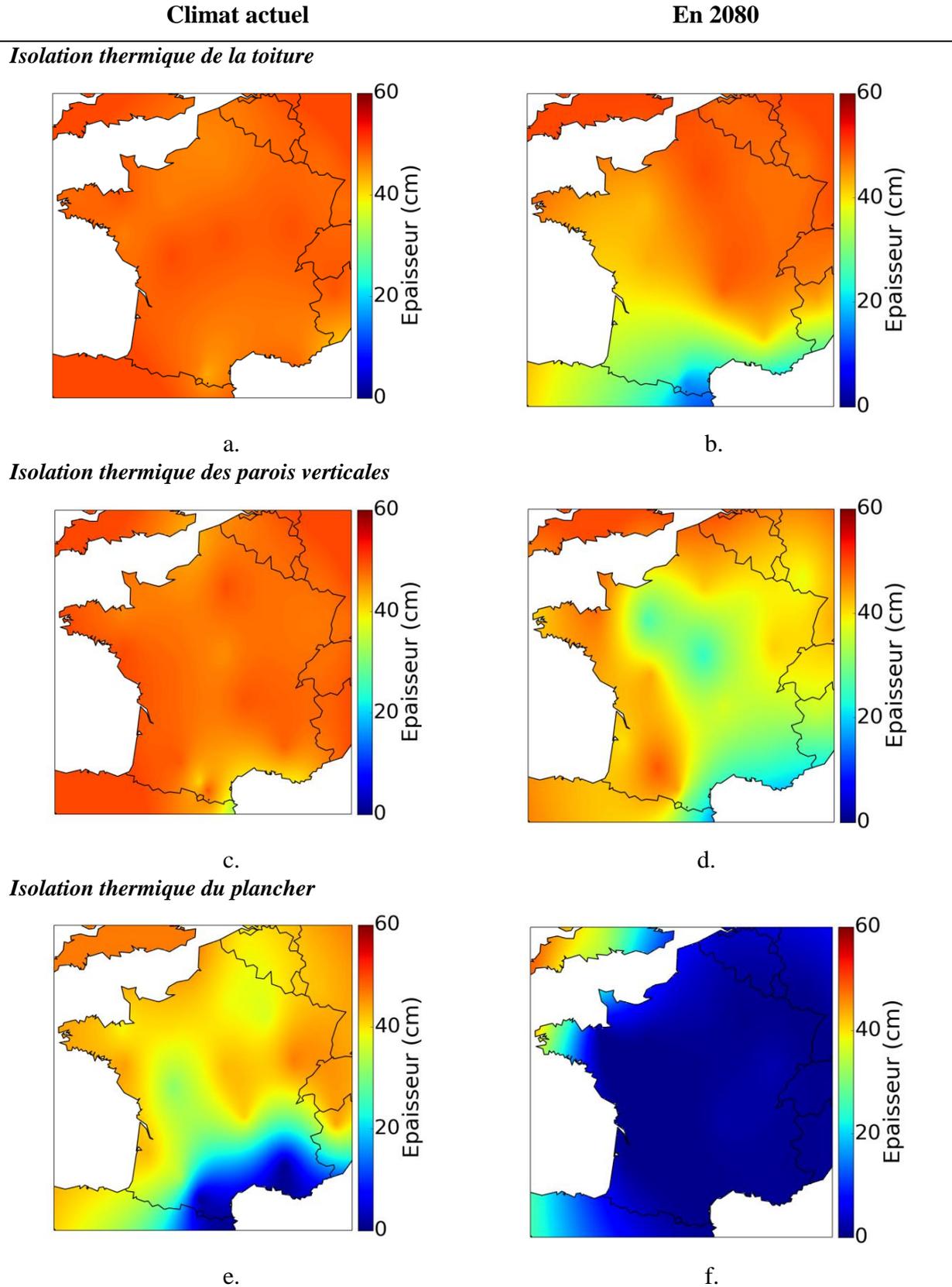


Figure V-26. Épaisseur optimale d'isolation thermique

L'effet du réchauffement climatique modifie les configurations optimales de ces isolations thermiques. Pour la toiture, l'épaisseur d'isolation dans la zone H3 et H2c diminue de façon

significative de 50 cm jusqu'à 25 cm. La même tendance est aussi constatée pour les parois verticales. Nous notons qu'en 2080, dans presque toutes les zones thermiques sauf une petite partie de la région nord, l'épaisseur optimale des parois diminue jusqu'à 20-25 cm. Un changement fondamental concernant l'isolation thermique du plancher est constaté pour l'année 2080. L'isolation thermique du plancher doit être supprimée / réduite considérablement réduite pour toutes les régions françaises (Figure V-26).

V.5.3 Aspect géométrique

Orientation du bâtiment

Une orientation adéquate du bâtiment permet de profiter des apports solaires pendant l'hiver sans entraîner l'inconfort d'été. En France, cette orientation optimale varie entre 77° (Ouest) et -82° (Est), selon le climat. Généralement, pour les régions nord, l'orientation du bâtiment est plutôt vers la direction sud. Alors que pour la région sud où la température extérieure est relativement plus élevée, l'orientation optimale est localisée vers l'est. Par exemple, à Marseille, Nice, Perpignan et Socoa, l'orientation optimale est -70°, -79°, -82° et -78° respectivement (Tableau V-10). En 2080, l'orientation est modifiée vers nord-est et nord-ouest (la façade non vitrée vers sud-est et sud-ouest) (Tableau V-11). Dans le contexte du réchauffement climatique, ces résultats montrent que les apports solaires en été doivent être réduits afin d'obtenir des conditions plus confortables.

Taux de lanterneaux

Nous avons observé que le taux optimal de lanterneaux pour les régions françaises varie entre 2,5 et 7,5 %. En général, dans la partie nord de la France, la température extérieure est plus froide donc le problème d'hiver est dominant. L'éclairage naturel est plus faible et insuffisant pour assurer le confort visuel à lui seul. Étant donné le coefficient de déperdition thermique élevé des lanterneaux, un faible taux des lanterneaux (< 4%) est constaté comme solution optimale dans cette région afin de réduire la consommation de chauffage (Figure V-27c). Au sud, la température étant plus chaude, les problèmes d'été et d'hiver sont de même importance et relativement moins problématique, l'éclairage naturel peut couvrir le besoin d'éclairage donc le taux optimal des lanterneaux pour ces conditions est obtenu avec environ 7,5 %. L'inconfort d'été causé par les apports solaires excessifs à travers les lanterneaux peut être corrigé par la ventilation naturelle et le « cool roof ». Il est à noter que le taux de surface de lanterneaux élevé permet également d'augmenter l'efficacité de rafraîchissement nocturne puisque les débits d'air seront accrus.

Un changement de taux optimal est constaté avec le réchauffement climatique. En 2080, la croissance importante de température extérieure dans le sud de la France (Ex. Marseille 3,95) rend le problème d'été dominant. Dans ces conditions, une grande surface de lanterneaux entraînera un impact contreproductif sur le confort d'été. En outre, l'efficacité du rafraîchissement par la ventilation naturelle est plus faible. Nous constatons que le taux optimal dans cette région est d'environ 4 % (Figure V-27 d). En ce qui concerne le nord, le réchauffement climatique entraîne la diminution des besoins de chauffage. L'augmentation de la surface des lanterneaux n'amène pas de pénalité importante sur la consommation. Le taux optimal de la région nord en 2080 est alors d'environ 4-6 % (Figure V-27 d).

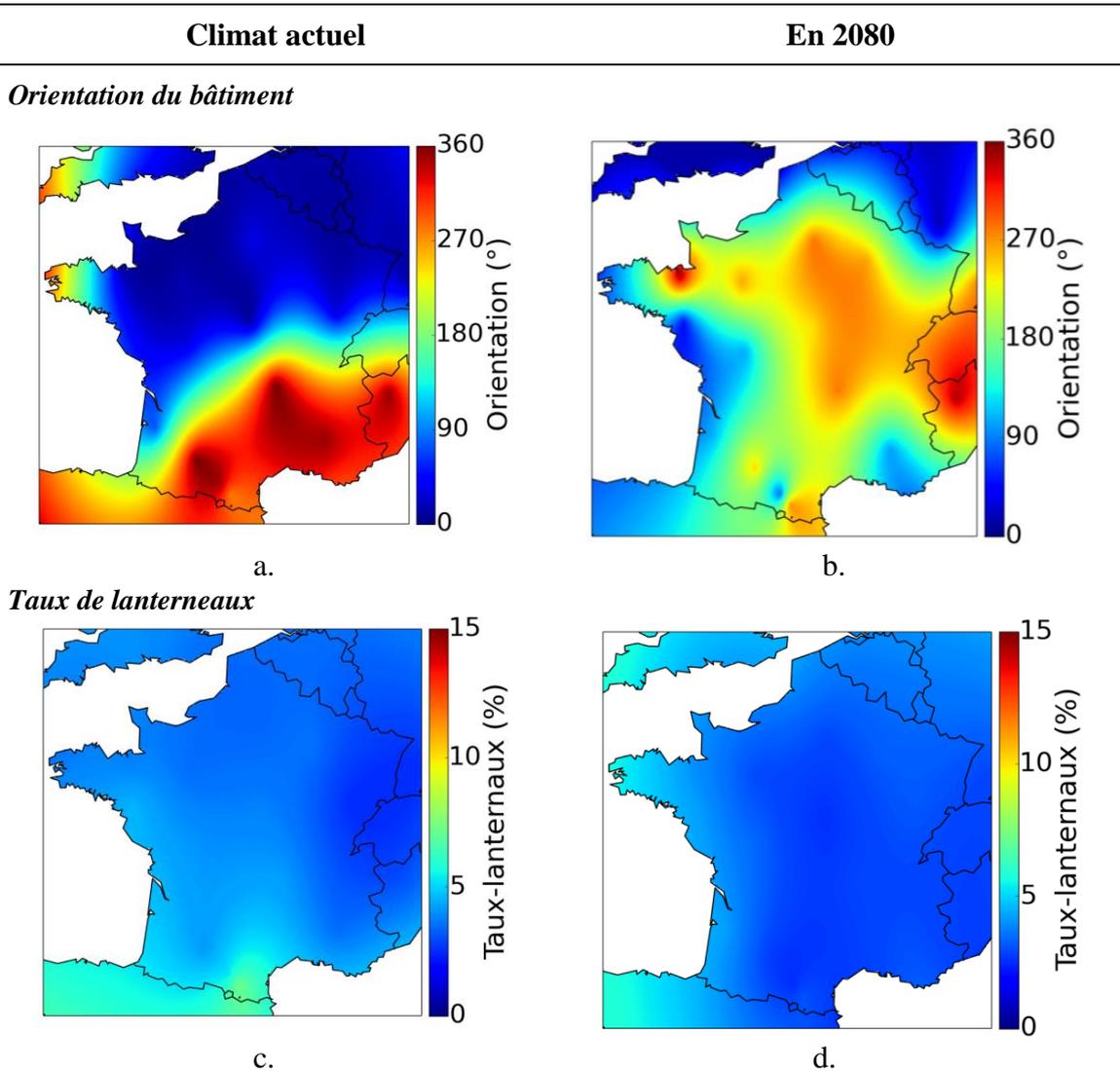


Figure V-27. Orientation et taux de lanterneaux du bâtiment.

V.5.4 Solutions passives de rafraîchissement

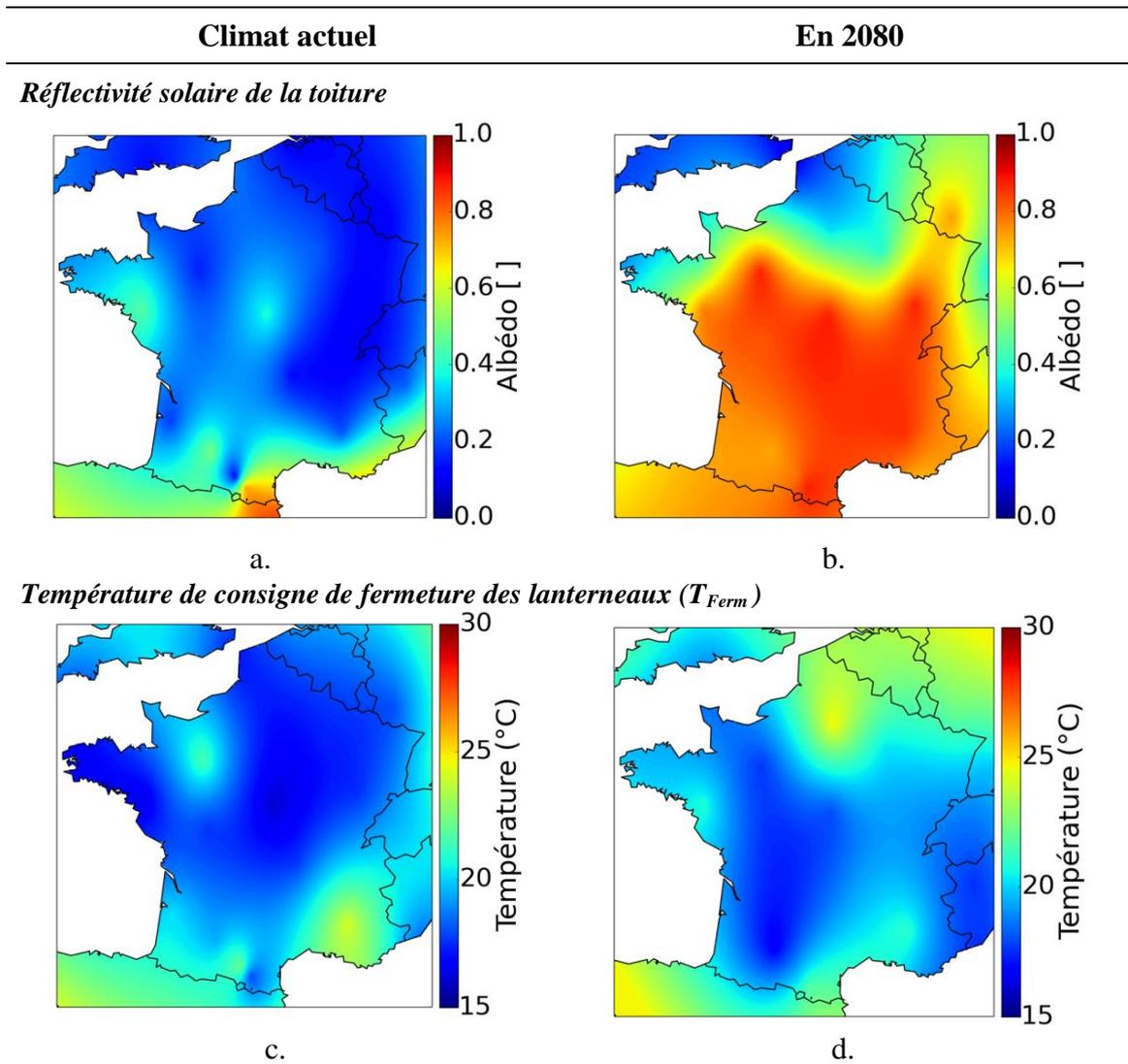
La mise en œuvre de « cool roof »

La France est classée dans les climats océaniques sauf pour la partie sud (zone H3). Cette dernière est catégorisée comme climat Méditerranéen avec un rayonnement solaire moyen annuel plus élevé (ex à Marseille $352,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$) que la partie nord. Le problème d'été dans cette zone est fréquent dans les bâtiments commerciaux à ossature métallique. Pour remédier à ce problème, l'installation de revêtements réfléchissants sur la toiture est l'une des solutions pour cette zone. Ceci est confirmé par les résultats obtenus qui montrent que la valeur optimale de l'albédo est d'environ 0,7 (Figure V-28 a).

Avec le réchauffement climatique et pour éviter la consommation liée à la climatisation, donc pour réduire le besoin énergétique, la mise en place de « cool roof » devrait se développer sur toutes les régions, sauf une petite partie nord. La Figure V-28 présente la propagation de la mise en œuvre optimale du « cool roof » due au réchauffement. La valeur optimale de l'albédo en 2080 est d'environ 0,8 - 0,9 pour toutes les zones thermiques sauf H1a.

Stratégie de ventilation naturelle nocturne

L'objectif d'une stratégie d'ouverture des lanternaux est de maximiser le rafraîchissement passif nocturne en été. En sachant que l'écoulement d'air est conduit par des forces naturelles avec beaucoup d'incertitudes, il nécessite un contrôle d'ouverture pour maintenir la température intérieure dans la limite désirée. En outre, les conditions extérieures défavorables pour le confort sont aussi prises en compte (température et humidité). Les résultats d'optimisation montrent que dans les régions françaises, l'ouverture des lanternaux doit être régulée dans l'intervalle de température entre 18 °C et 26 °C.



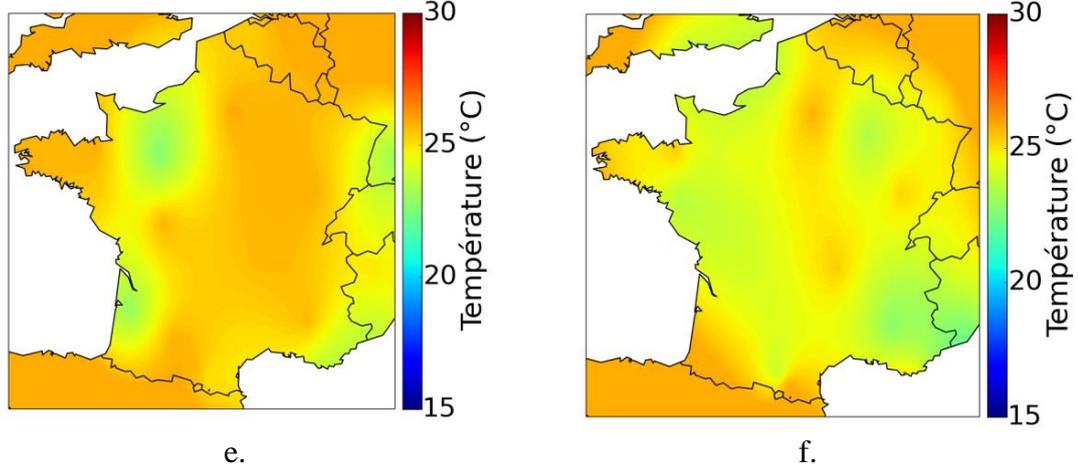
Température de consigne d'ouverture des lanterneaux (T_{ouv})

Figure V-28. Stratégies de rafraîchissement passif.

V.6 Conclusions

Cette étude sur l'optimisation multicritères de performances thermiques par algorithme génétique NSGA-II peut servir comme un outil d'aide à la décision pour l'identification de stratégies efficaces de réhabilitation énergétique. L'objectif de ce chapitre est de présenter les solutions optimales concernant les techniques passives en fonction des conditions climatiques, selon la préférence des décideurs, en prenant en considération 3 critères importants : (1) la plus faible consommation énergétique (chauffage et éclairage), (2) la température la plus confortable en période estivale pour le bâtiment sans climatisation et (3) le compromis possible entre les deux critères précédents en tenant compte du critère de coût de construction. L'effet du réchauffement climatique est également pris en compte dans cette étude afin de déterminer les solutions optimales pour le futur climat.

L'analyse de sensibilité de solutions passives (orientation du bâtiment, réflectivité solaire de toiture, taux de lanterneaux, isolation thermique de la toiture, du plancher et des murs et températures de consigne d'ouverture et de fermeture des lanterneaux) permet d'identifier leurs impacts sur les trois critères définis. Les résultats de l'étude nous permettent de guider la décision selon les critères de préférence, pour obtenir une configuration optimale du bâtiment en fonction de la localisation géographique. En particulier pour la région française, nous avons présentés la cartographie de solutions optimales de chaque paramètre pour le climat actuel ainsi que pour l'année 2080.

De manière générale pour la France, le réchauffement climatique induit une augmentation de l'albédo de la toiture « cool roof » et une diminution au sud et une augmentation au nord de la surface de lanterneaux.

Conclusions générales et perspectives

La présente étude a montré l'enjeu de l'optimisation énergétique des bâtiments de grand volume et de faible hauteur à usage commercial ou industriel, avec la possibilité de rafraîchissement passif. Nous avons abordé au cours du premier chapitre (1) les problématiques énergétiques et les caractéristiques particulières de ce bâtiment, (2) les facteurs majeurs qui influent leurs consommations et le confort thermique et (3) quelques stratégies applicables pour l'amélioration de l'efficacité énergétique. Afin de pouvoir évaluer leurs performances, nous avons présenté également la méthode d'évaluation par différentes approches (monozone, zonal) selon l'objectif de l'étude énergétique et de confort, en tenant compte des conditions thermiques et des transferts thermoaérauliques.

Dans le second chapitre, nous avons évalué par des simulations numériques, les performances thermiques d'un modèle de référence représentant le bâtiment type étudié. Pour une meilleure représentation, le retour d'expérience des études antérieures et les normes thermiques en vigueur ont été considérées afin de définir les caractéristiques et le fonctionnement du bâtiment, les équipements thermiques prévus, etc. Au niveau des simulations numériques deux approches thermoaérauliques ont été développées.

Les facteurs majeurs affectant les performances énergétiques ont été évalués. Nous avons observé dans ce chapitre que le sol est l'un des facteurs primordiaux.

Nous avons présenté une étude d'amélioration des performances énergétiques par deux techniques passives de rafraîchissement : la ventilation naturelle nocturne à travers les lanterneaux et le revêtement réfléchissant de la toiture (« cool roof »). Ces techniques sont efficaces pour limiter les surchauffes en été pour le cas d'un bâtiment de grande surface de toiture, avec de faibles consommations d'énergie liées à la ventilation et un faible surcoût d'investissement.

Les recours de la ventilation naturelle nocturne à travers des lanterneaux présente un potentiel fortement dépendant de la localisation géographique, mais permet également d'améliorer le confort d'été. Même si les lanterneaux ne sont ouverts que pendant la nuit, la ventilation naturelle permet de limiter la surchauffe du jour suivant. Nous avons constaté qu'elle a permis de réduire la moyenne des pics de température en période estivale entre 1,3 °C et 2,2 °C, selon la localisation du bâtiment. L'évacuation de chaleur par ce renouvellement d'air a été en mesure de diminuer l'inconfort d'été de 98,8 % en région méditerranéenne et de 58,2 % en région tropicale, pour le bâtiment de référence. En outre, nous avons montré que la prise en compte et l'exploitation de l'inertie thermique de la dalle et de l'aménagement interne est essentiel pour l'efficacité de la ventilation naturelle.

La deuxième technique de rafraîchissement passif, le « cool roof », est aussi efficace pour réduire la charge thermique liée au flux solaire en été. La température de la toiture est plus froide (réduite jusqu'à 23 °C selon les conditions climatiques) pendant le pic de la chaleur grâce à ce revêtement. Par conséquent, la moyenne de pic de température intérieure a été réduite entre 1,13 °C et 1,18 °C ce qui conduit à la réduction du nombre de degré heures

d'inconfort d'été entre 21,2 % et 80 % en fonction du climat. Cependant, le « cool roof » induit une légère surconsommation de chauffage mais qui peut être acceptable par rapport au bénéfice obtenu de par l'économie d'un système de climatisation en été. Nous avons également montré dans ce chapitre que l'impact de la réflectivité solaire sur le rafraîchissement est plus important que celui de l'émissivité thermique.

L'utilisation simultanée des deux techniques passives, ventilation naturelle nocturne et « cool roof », est très efficace pour assurer le confort d'été du bâtiment et permet de minimiser le recours à un système de climatisation notamment pour les régions chaudes.

Ces résultats obtenus pour un bâtiment typique fortement isolé et conforté par des simulations sur un bâtiment existant ne représentent cependant pas une conception optimale pour tous les cas et toutes les situations. C'est pourquoi, nous avons entrepris d'optimiser les paramètres importants des solutions passives pour améliorer l'efficacité énergétique du bâtiment en fonction des conditions climatiques. La réalisation de ces travaux a conduit notamment au développement d'une méthode d'optimisation qui est capable de tenir compte des deux objectifs conflictuels : la consommation énergétique (chauffage et éclairage) et le confort d'été d'un bâtiment sans climatisation. La méthodologie et les résultats peuvent être utilisés comme une aide à la décision pour les maîtres d'ouvrage et les décideurs permettant d'orienter la conception mais aussi d'envisager de nouveaux critères dans la conception des enveloppes. En outre, la conception de bâtiments performants sur le long terme doit tenir compte des effets de canicule et de réchauffement climatique qui ont été ici simulé et pris en compte dans une seconde étude d'optimisation.

Pour poursuivre ce travail, plusieurs pistes peuvent être envisagées :

- Améliorer la connaissance sur l'écoulement à travers les lanterneaux (coefficient de pression, débit, ...) en fonction de la géométrie (taille, forme, hauteur de la costière...), du positionnement (ouverture dos ou face au vent...), du pourcentage d'ouverture et de la stratégie de commande.
- Améliorer la connaissance sur les propriétés radiatives des lanterneaux (émissivité GLO, réflectivité CLO, facteur de lumière du jour), en fonction de l'angle solaire.

Développer des modèles zonaux plus précis en ne prenant pas en compte uniquement la stratification verticale mais aussi les écoulements horizontaux et le problème de diffusion d'air au niveau des rayonnages.

Références Bibliographiques

- Abadie, M.O., de Camargo, M.M., Mendonça, K.C., Blondeau, P., 2012. Improving the prediction of zonal modeling for forced convection airflows in rooms. *Building and Environment* 48, 173–182. doi:10.1016/j.buildenv.2011.09.006
- ADEME, 2015. La Transition énergétique pour la croissance verte : Isoler son logement pour réduire les dépenses d'énergie et améliorer le confort d'un logement existant.
- ADEME, 2013. Climat, air et énergie : Chiffres clés.
- ADEME, 2011. Rénovation de l'éclairage dans les bâtiments tertiaires. ADEME.
- Adjali, M., Davies, M., Rees, S., Littler, J., 2000. Temperatures in and under a slab-on-ground floor: two- and three-dimensional numerical simulations and comparison with experimental data. *Building and Environment* 35, 655–662. doi:10.1016/S0360-1323(99)00050-5
- Adjali, M.H., Davies, M., Rees, S.W., Littler, J., 2000. Temperatures in and under a slab-on-ground floor: two- and three-dimensional numerical simulations and comparison with experimental data. *Building and Environment* 35, 655–662. doi:10.1016/S0360-1323(99)00050-5
- Akbari, H., 2003. Measured energy savings from the application of reflective roofs in two small non-residential buildings. *Energy* 28, 953–967.
- Akbari, H., Bretz, S., Kurn, D.M., Hanford, J., 1997. Peak power and cooling energy savings of high-albedo roofs. *Energy and Buildings* 25, 117–126. doi:10.1016/S0378-7788(96)01001-8
- Akbari, H., Christian, J., Schreiber, F., Addison, M., Petrie, T., 1998. Cool roofs save energy/Discussion. *ASHRAE transactions* 104, 783.
- Akbari, H., Konopacki, S., Parker, D., Wilcox, B., Eley, C., Van Geem, M., 1998. Calculations in support of SSP90. 1 for reflective roofs. *ASHRAE transactions* 104, 984–995.
- Akbari, H., Levinson, R., Rainer, L., 2005. Monitoring the energy-use effects of cool roofs on California commercial buildings. *Energy and Buildings* 37, 1007–1016. doi:10.1016/j.enbuild.2004.11.013
- Alam, M., Jamil, H., Sanjayan, J., Wilson, J., 2014. Energy saving potential of phase change materials in major Australian cities. *Energy and Buildings* 78, 192–201.
- Anderson, B.R., 1991a. Calculation of the steady-state heat transfer through a slab-on-ground floor. *Building and Environment* 26, 405–415.
- Anderson, B.R., 1991b. Calculation of the steady-state heat transfer through a slab-on-ground floor. *Building and Environment* 26, 405–415.
- Andersson, B., Place, W., Kammerud, R., Scofield, M.P., 1985. The impact of building orientation on residential heating and cooling. *Energy and Buildings* 8, 205–224. doi:10.1016/0378-7788(85)90005-2

- Aria, H., Akbari, H., 2015. Optimisation of night-time ventilation parameters to reduce building's energy consumption by integrating DOE2 and MATLAB. *International Journal of Sustainable Energy* 34, 516–527.
- Arrêté du 05/08/1992, 1992. Code du travail et fixant des dispositions pour la prévention des incendies et le désenfumage de certains lieux de travail.
- Artmann, N., Manz, H., Heiselberg, P., 2008. Parameter study on performance of building cooling by night-time ventilation. *Renewable Energy* 33, 2589–2598. doi:10.1016/j.renene.2008.02.025
- ASHRAE, 2009. 2009 ASHRAE Handbook Fundamentals.
- ASHRAE 90.1, 2010. ASHRAE Standard : Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings, ASHRAE 90.1-2012. ed. ASHRAE, Atlanta, USA.
- ASHRAE, A., 1989. Standard 62-1989, Ventilation for acceptable indoor air quality. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc. Atlanta, GA.
- ASHRAE, H., 2005. Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta 27.6.
- ASHRAE research team, 1993. ASHRAE hand book : Fundamental.
- ASHRAE Standard 55, 2003. Thermal Environmental Conditions for Human Occupany.
- Awbi, H.B., 2003. Ventilation of buildings. Taylor & Francis.
- Bacot, P., 1984. Analyse modale des systèmes thermiques.
- Baggs, S.A., 1983. Remote prediction of ground temperature in Australian soils and mapping its distribution. *Solar Energy* 30, 351–366. doi:10.1016/0038-092X(83)90189-5
- Baggs, S., Baggs, J.C., Baggs, D.W., 1991. Australian earth-covered building. UNSW Press.
- Bareither, H., Fleming, A., Alberty, B., 1948. Temperature and heat loss characteristics of concrete floors laid on the ground (Research report No. 48-1), A report of an investigation. University of Illinois, Illinois, USA.
- Barnard, D., 2011. Light steel construction and modular homes as alternative building methods in South Africa.
- Basseur, M., Talbi, E.G., Nebro, A., Alba, E., 2006. Metaheuristics for multiobjective combinatorial optimization problems: Review and recent issues. INRIA Report-ISSN 0249–6399.
- Bekkouche, S.M.A., Benouaz, T., Cherier, M.K., Hamdani, M., Yaiche, M.R., Benamrane, N., 2013. Influence of the compactness index to increase the internal temperature of a building in Saharan climate. *Energy and Buildings* 66, 678–687. doi:10.1016/j.enbuild.2013.07.077
- Belcher, S.E., Hacker, J.N., Powell, D.S., 2005. Constructing design weather data for future climates. *Building Services Engineering Research and Technology* 26, 49–61.
- Belzer, D.B., Scott, M.J., Sands, R.D., 1996. Climate change impacts on US commercial building energy consumption: an analysis using sample survey data. *Energy Sources* 18, 177–201.

- Bhatt, M.S., Rajkumar, N., Jothibas, S., Sudirkumar, R., Pandian, G., Nair, K.R.C., 2005. Commercial and residential building energy labeling. *Journal of Scientific and Industrial Research* 64, 30–34.
- BIS Research, 2015. Global Air Conditioner (AC) Market Focus On Type (Including geothermal, renewable), Application & Region — Estimation & Forecast Through 2015 to 2020 [WWW Document]. URL <http://bisresearch.com/global-air-conditioning-market-size-forecast-analysis-255.html>
- Blanc-Sommereux, I., Lefebvre, G., 1989. Simulation de bâtiments multizones par couplage de modèles modaux réduits. *Chauffage, ventilation, conditionnement* 65, 31–37.
- Blondeau, P., Spérandio, M., Allard, F., 1997. Night ventilation for building cooling in summer. *Solar Energy* 61, 327–335.
- Bonneau, D., Rongere, F., Covallet, D., Gautier, B., 1993. Modular software for energy simulation in buildings. In *Proceedings of the Building Simulation'93 Conference*.
- Bouteloup, J., Le Guay, M., Ligen, J., 1998. *Climatisation, conditionnement d'air - Volume 1 : Le traitement de l'air*.
- Bozonnet, E., Doya, M., Allard, F., 2011. Cool roofs impact on building thermal response: A French case study. *Energy and Buildings* 43, 3006–3012. doi:10.1016/j.enbuild.2011.07.017
- Breesch, H., Bossaer, A., Janssens, A., 2005. Passive cooling in a low-energy office building. *Solar Energy* 79, 682–696.
- BSRIA, 2015. World air conditioning market grows [WWW Document]. <https://www.bsria.co.uk/news/article/world-air-conditioning-market-grows-thanks-to-hot-spots/>.
- Carlucci, S., Cattarin, G., Causone, F., Pagliano, L., 2015. Multi-objective optimization of a nearly zero-energy building based on thermal and visual discomfort minimization using a non-dominated sorting genetic algorithm (NSGA-II). *Energy and Buildings*. doi:10.1016/j.enbuild.2015.06.064
- Carraway, R.L., Morin, T.L., Moskowitz, H., 1990. Generalized dynamic programming for multicriteria optimization. *European Journal of Operational Research* 44, 95–104.
- Caruso, G., Kämpf, J.H., 2015. Building shape optimisation to reduce air-conditioning needs using constrained evolutionary algorithms. *Solar Energy* 118, 186–196. doi:10.1016/j.solener.2015.04.046
- Carvalho, M.M., La Rovere, E., Gonçalves, A.C., 2010. Analysis of variables that influence electric energy consumption in commercial buildings in Brazil. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, 3199–3205. doi:10.1016/j.rser.2010.07.009
- CEREN, C., 2014. *Données Statistiques du CEREN*.
- Chan, A.L.S., 2011. Developing future hourly weather files for studying the impact of climate change on building energy performance in Hong Kong. *Energy and Buildings* 43, 2860–2868.
- Chantrelle, F.P., Lahmidi, H., Keilholz, W., Mankibi, M.E., Michel, P., 2011. Development of a multicriteria tool for optimizing the renovation of buildings. *Applied Energy* 88, 1386–1394. doi:10.1016/j.apenergy.2010.10.002
- Chiffres clés de l'énergie, 2013. . *Comisariat général au développement durable*.

- Charattananon, S., Limmeechokchai, B., 1994. A new building energy efficiency law in Thailand : impact on new building. *Energy* 19, 269–274.
- CIBSE, 2006. Environmental design - CIBSE Guide A, 7th ed. Norwich.
- Claesson, J., Hagetoft, C.-E., 1991. Heat loss to the ground from a building—I. General theory. *Building and Environment* 26, 195–208. doi:10.1016/0360-1323(91)90027-9
- CLIP, 1997. L'éclairage en France : diffusion des technologies efficaces de maîtrise de la demande d'électricité dans le secteur de l'éclairage en France. Club d'ingénierie prospective énergie et environnement.
- Coley, D.A., Schukat, S., 2002. Low-energy design: combining computer-based optimisation and human judgement. *Building and Environment* 37, 1241–1247. doi:10.1016/S0360-1323(01)00106-8
- Collette, Y., Siarry, P., 2002. Optimisation multiobjectif. Editions Eyrolles.
- Concannon, P., 2002. Residential ventilation. AIVC technical note.
- Crawley, D.B., Lawrie, L.K., Pedersen, C.O., Winkelmann, F.C., Witte, M.J., Strand, R.K., Liesen, R.J., Buhl, W.F., Huang, Y.J., Henninger, R.H., others, 2004. EnergyPlus: an update. *Proceedings of SimBuild* 4–6.
- Dean, R.H., Gupta, A.K., Van Becelaere, R.M., 1976. Effect of thermal stratification on factory air-conditioning load. *ASHRAE Trans.:(United States)* 82.
- Deb, K., 2001. Multi-objective optimisation using evolutionary algorithms. John Wiley and Sons, Ltd, West Sussex, England.
- Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., Meyarivan, T., 2002. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* 6, 182–197. doi:10.1109/4235.996017
- De Cian, E., Lanzi, E., Roson, R., 2007. The impact of temperature change on energy demand: a dynamic panel analysis.
- de Dear, R.J., Brager, G.S., 2002. Thermal comfort in naturally ventilated buildings: revisions to ASHRAE Standard 55. *Energy and Buildings, Special Issue on Thermal Comfort Standards* 34, 549–561. doi:10.1016/S0378-7788(02)00005-1
- Delsante, A.E., 1988. Theoretical calculations of the steady-state heat losses through a slab-on-ground floor. *Building and Environment* 23, 11–17. doi:10.1016/0360-1323(88)90012-1
- Delsante, A.E., Stokes, A.N., Walsh, P.J., 1983. Application of Fourier transforms to periodic heat flow into the ground under a building. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 26, 121–132.
- Deru, M., Field, K., Studer, D., Kyle, B., Griffith, B., Torcellini, P., 2011. U.S. Department of Energy Commercial Reference Building Models of the National Building Stock. National Renewable Energy Laboratory, Colorado, US.
- Deru, M.P., 2003. A model for ground-coupled heat and moisture transfer from buildings. National Renewable Energy Laboratory.
- Développement durable, 2010. Rapport sur la production de gaz à effet de serre des systèmes de climatisation et leur impact sur l'écosystème et l'environnement, singulièrement dans les collectivités d'Outre-mer.

- De Vries, D.A., 1975. Heat transfer in soils. *Heat and mass transfer in the biosphere* 1, 5–28.
- EIA, 2013. *International Energy Outlook 2013*.
- EIA, 2012. *Commercial Buildings Energy Consumption Survey (CBECS) : 2012 preliminary results* [WWW Document]. Energy Information Administration. URL <http://www.eia.gov/consumption/commercial/reports/2012/preliminary/>
- EN 13779, 2007. *Ventilation for non-residential buildings : Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems*.
- EnergiePlus, 2015. *Les caractéristiques thermiques des sols*. <http://www.energieplus-lesite.be/>.
- EN NF 12464-1, 2011. *Lumière et éclairage—Éclairage des lieux de travail-Partie 1: lieux de travail intérieur*.
- ESRU, 2002. *The ESP-r System for Building Energy Simulation. User Guide Version 10 Series*.
- Farouki, O.T., 1986. *Thermal properties of soils*.
- Feustel, H.E., 1999. COMIS—an international multizone air-flow and contaminant transport model. *Energy and Buildings* 30, 3–18.
- Finn, D.P., Connolly, D., Kenny, P., 2007. Sensitivity analysis of a maritime located night ventilated library building. *Solar Energy* 81, 697–710.
- Fletcher, J., Martin, A., 1996. *Night cooling control strategies* [WWW Document].
- Fourier, J., 1822. *Théorie analytique de la chaleur*. Chez Firmin Didot, père et fils, Paris.
- Frank, T., 2005. Climate change impacts on building heating and cooling energy demand in Switzerland. *Energy and buildings* 37, 1175–1185.
- Gentle, A.R., Aguilar, J.L.C., Smith, G.B., 2011. Optimized cool roofs: Integrating albedo and thermal emittance with R-value. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 95, 3207–3215. doi:10.1016/j.solmat.2011.07.018
- Geros, V., Santamouris, M., Tsangrasoulis, A., Guarracino, G., 1999. Experimental evaluation of night ventilation phenomena. *Energy and Buildings* 29, 141–154. doi:10.1016/S0378-7788(98)00056-5
- Girault, M., 2001. *Le Parc Immobilier du Secteur Tertiaire*.
- Givoni, B., 1998. Effectiveness of mass and night ventilation in lowering the indoor daytime temperatures. Part I: 1993 experimental periods. *Energy and Buildings* 28, 25–32.
- Gong, X., Akashi, Y., Sumiyoshi, D., 2012. Optimization of passive design measures for residential buildings in different Chinese areas. *Building and Environment* 58, 46–57. doi:10.1016/j.buildenv.2012.06.014
- Gosselin, L., Tye-Gingras, M., Mathieu-Potvin, F., 2009. Review of utilization of genetic algorithms in heat transfer problems. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 2169–2188. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.11.015
- Gratia, E., Bruyère, I., De Herde, A., 2004. How to use natural ventilation to cool narrow office buildings. *Building and Environment* 39, 1157–1170. doi:10.1016/j.buildenv.2004.02.005
- Hagentoft, C.-E., 1988. *Heat loss to the ground from a building*. Lund Institute of Technology, Sweden.

- Haghighat, F., Li, Y., Megri, A.C., 2001. Development and validation of a zonal model—POMA. *Building and environment* 36, 1039–1047.
- Heiselberg, P., Murakami, S., Roulet, C.-A., 1998. Ventilation of large spaces in buildings. Final Report IEA Annex 26.
- Hernández-Pérez, I., Álvarez, G., Xamán, J., Zavala-Guillén, I., Arce, J., Simá, E., 2014. Thermal performance of reflective materials applied to exterior building components—A review. *Energy and Buildings* 80, 81–105.
- Hosseini, M., Akbari, H., 2015. Effect of cool roofs on commercial buildings energy use in cold climates. *Energy and Buildings*.
- Hosseini, M., Akbari, H., 2014. Heating energy penalties of cool roofs: the effect of snow accumulation on roofs. *Advances in Building Energy Research* 8, 1–13.
- Huang, J., Lv, H., Gao, T., Feng, W., Chen, Y., Zhou, T., 2014. Thermal properties optimization of envelope in energy-saving renovation of existing public buildings. *Energy and Buildings* 75, 504–510. doi:10.1016/j.enbuild.2014.02.040
- Inard, C., 1988. Contribution à l'étude du couplage thermique entre une source de chaleur et un local. These de Doctorat, Institut National des Sciences Appliquées, INSA de Lyon, France.
- Inard, C., Molle, N., Allard, F., 1991. Etude du couplage thermique entre des corps de chauffe et un local: analyse expérimentale des échanges convectifs et de la structure moyenne du panache. *Revue générale de thermique* 30.
- IPCC, 2014. Climate Change 2014 - Synthesis report.
- ISO 7730, 2006. Ergonomics of thermal environment-Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.
- Jackson, G., Littlefair, P., Buckley, M., Duggart, J., 1999. Daylighting and window design, London. ed, CIBSE. The Chartered Institution of Building Services Engineers.
- Jo, J.H., Carlson, J.D., Golden, J.S., Bryan, H., 2010. An integrated empirical and modeling methodology for analyzing solar reflective roof technologies on commercial buildings. *Building and Environment* 45, 453–460.
- Jylhä, K., Jokisalo, J., Ruosteenoja, K., Pilli-Sihvola, K., Kalamees, T., Seitola, T., Mäkelä, H.M., Hyvönen, R., Laapas, M., Drebs, A., 2015. Energy demand for the heating and cooling of residential houses in Finland in a changing climate. *Energy and Buildings* 99, 104–116.
- Karava, P., Athienitis, A.K., Stathopoulos, T., Mouriki, E., 2012. Experimental study of the thermal performance of a large institutional building with mixed-mode cooling and hybrid ventilation. *Building and Environment* 57, 313–326. doi:10.1016/j.buildenv.2012.06.003
- Klein, S., Beckman, W., Mitchell, J., Duffie, J., Freeman, T., Mitchell, J., Brau, J., Evans, B., Kummer, J., Urban, R., Fiksel, A., Thornton, J., Blair, N., Williams, P., Bradley, D., McDowell, T., Kummert, M., 2004. TRNSYS 17 - A TRaNsient System Simulation program : User manual.
- Knowles, J., Corne, D., 1999. The pareto archived evolution strategy: A new baseline algorithm for pareto multiobjective optimisation, in: *Evolutionary Computation, 1999. CEC 99. Proceedings of the 1999 Congress on. IEEE.*

- Kolokotroni, M., Aronis, A., 1999. Cooling-energy reduction in air-conditioned offices by using night ventilation. *Applied Energy* 63, 241–253.
- Kolokotroni, M., Webb, B., Hayes, S., 1998. Summer cooling with night ventilation for office buildings in moderate climates. *Energy and Buildings* 27, 231–237.
- Konopacki, S., Gartland, L., Akbari, H., Rainer, L., 1998. Demonstration of Energy Savings of Cool Roofs. A Report Prepared for the US Environmental Protection Agency, Heat Island Project, University of California, Berkeley.
- Koorevaar, P., Menelik, G., Dirksen, C., 1983. *Elements of soil physics*. Elsevier Science B.V, Amsterdam, The Netherlands.
- Krarti, M., Erickson, P.M., Hillman, T.C., 2005. A simplified method to estimate energy savings of artificial lighting use from daylighting. *Building and Environment* 40, 747–754. doi:10.1016/j.buildenv.2004.08.007
- Kusiak, A., Li, M., Tang, F., 2010. Modeling and optimization of HVAC energy consumption. *Applied Energy* 87, 3092–3102. doi:10.1016/j.apenergy.2010.04.008
- Kusuda, T., Achenbach, P., 1965. Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States (No. OCD-08-62-44). Nation Bureau of Standards, Washington, DC.
- Kusuda, T., Bean, J.W., 1984. Simplified methods for determining seasonal heat loss from uninsulated slab-on-grade floors. *ASHRAE Trans.:(United States)* 90.
- Labs K, Shen L, Huang Y, Parker D, Carmody J, 1988. *Building Foundation Design Book*. Oak Ridge National Lab., TN (USA); Minnesota Univ., Minneapolis (USA). Underground Space Center RNL/Sub-86-72143/1.
- Lapisa, R., Abadie, M., Bozonnet, E., Salagnac, P., 2014. Numerical analysis of thermal stratification modelling effect on comfort for the case of a commercial low-rise building, in: *The 13th International Conference on Indoor Air Quality and Climate*. International Society of Indoor Air Quality and Climate (ISIAQ), Hongkong.
- Levine, M., Üрге-Vorsatz, D., Blok, K., Geng, L., Harvey, D., Lang, S., Levermore, G., Mongameli Mehlwana, A., Mirasgedis, S., Novikova, A., others, 2007. Residential and commercial buildings. *Climate change* 387–446.
- Li, D.H.W., Tsang, E.K.W., 2008. An analysis of daylighting performance for office buildings in Hong Kong. *Building and Environment* 43, 1446–1458. doi:10.1016/j.buildenv.2007.07.002
- Macey, H.H., 1949. Heat loss through a solid floor. *Journal of the Institute of Fuel* 22, 369–371.
- Magnier, L., Haghghat, F., 2010. Multiobjective optimization of building design using TRNSYS simulations, genetic algorithm, and Artificial Neural Network. *Building and Environment* 45, 739–746. doi:10.1016/j.buildenv.2009.08.016
- Madow, L., Milián, E., 1997. Goal programming and heuristic search, in: *Advances in Multiple Objective and Goal Programming*. Springer, pp. 48–56.
- Mastrapostoli, E., Karlessi, T., Pantazaras, A., Kolokotsa, D., Gobakis, K., Santamouris, M., 2014. On the cooling potential of cool roofs in cold climates: Use of cool fluorocarbon coatings to enhance the optical properties and the energy performance of industrial buildings. *Energy and Buildings* 69, 417–425. doi:10.1016/j.enbuild.2013.10.024

- Menassa, C.C., Taylor, N., Nelson, J., 2013. Optimizing hybrid ventilation in public spaces of complex buildings – A case study of the Wisconsin Institutes for Discovery. *Building and Environment* 61, 57–68. doi:10.1016/j.buildenv.2012.12.009
- Mora, L., 2003. Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet. Université de La Rochelle, La Rochelle, France.
- Mora, L., Mendonça, K.C., Wurtz, E., Inard, C., 2003. Simspark: an object-oriented environment to predict coupled heat and mass transfers in buildings, in: *Building Simulation'03 Conference*, Eindhoven, The Netherlands. pp. 903–910.
- Moujalled, B., 2007. Modélisation dynamique du confort thermique dans les bâtiments naturellement ventilés. Université Claude Bernard Lyon 1, Lyon, France.
- Munaretto, F., 2014. Etude de l'influence de l'inertie thermique sur les performances énergétiques des bâtiments. Mines ParisTech, Institut des sciences et technologies, Paris.
- Muncey, R.W.R., Spencer, J.W., 1978. Heat flow into the ground under a house. *Energy Conservation in Heating, Cooling, and Ventilating Buildings* 2, 649–660.
- Musy, M., 1999. Génération automatique de modèles zonaux pour l'étude du comportement thermo-aéraulique des bâtiments. Université de La Rochelle.
- Musy, M., Wurtz, E., Winkelmann, F., Allard, F., 2001. Generation of a zonal model to simulate natural convection in a room with a radiative/convective heater. *Building and Environment* 36, 589–596. doi:10.1016/S0360-1323(00)00043-3
- Nassif, N., Kajl, S., Sabourin, R., 2005. Optimization of HVAC control system strategy using two-objective genetic algorithm. *HVAC&R Research* 11, 459–486.
- Neymark, J., Judkoff, R., Beausoleil-Morrison, I., Ben-Nakhi, A., Crowley, M., Deru, M., Henninger, R., Ribberink, H., Thornton, J., Wijsman, A., 2009. IEA BESTEST In-Depth Diagnostic Cases for Ground Coupled Heat Transfer Related to Slab-On-Grade Construction, in: *Eleventh International IBPSA Conference*, Glasgow, Scotland.
- Neymark, J., Judkoff, R., Beausoleil-Morrison, I., Ben-Nakhi, A., Crowley, M., Deru, M., Henninger, R., Ribberink, H., Thornton, J., Wijsman, A., 2008. International Energy Agency Building Energy Simulation Test and Diagnostic Method (IEA BESTEST): In-Depth Diagnostic Cases for Ground Coupled Heat Transfer Related to Slab-on-Grade Construction. National Renewable Energy Laboratory.
- NF EN 12464-1, 2011. Lighting of work places.
- NF EN 12792, 2003. Ventilation for buildings: symbols, terminology and graphical symbols.
- NF EN 15251, 2007. Critères d'ambiance intérieure pour la conception et évaluation de la performance énergétique des bâtiments couvrant la qualité de l'air intérieur, la thermique, l'éclairage et l'acoustique.
- NF EN ISO 7726, 2002. Ergonomie des ambiances thermiques - Appareils de mesure des grandeurs physiques.
- NF EN ISO 13786, 2008. Performance thermique des composants de bâtiment : caractéristique thermiques dynamiques (No. Norme Européenne).

- NF ISO 13370, 2007. Thermal performance of building - heat transfer via the ground - calculation method.
- Ochoa, C.E., Capeluto, I.G., 2008. Strategic decision-making for intelligent buildings: Comparative impact of passive design strategies and active features in a hot climate. *Building and Environment* 43, 1829–1839. doi:10.1016/j.buildenv.2007.10.018
- Olonscheck, M., Holsten, A., Kropp, J.P., 2011. Heating and cooling energy demand and related emissions of the German residential building stock under climate change. *Energy Policy* 39, 4795–4806.
- Onaygil, S., Güler, Ö., 2003. Determination of the energy saving by daylight responsive lighting control systems with an example from Istanbul. *Building and Environment* 38, 973–977.
- Orosa, J.A., Oliveira, A.C., 2012. A field study on building inertia and its effects on indoor thermal environment. *Renewable Energy* 37, 89–96. doi:10.1016/j.renene.2011.06.009
- Ouldboukhitine, S.-E., Belarbi, R., Sailor, D., 2014. Experimental and numerical investigation of urban street canyons to evaluate the impact of green roof inside and outside buildings. *Applied Energy* 114, 273–282.
- Ourghi, R., Al-Anzi, A., Krarti, M., 2007. A simplified analysis method to predict the impact of shape on annual energy use for office buildings. *Energy Conversion and Management* 48, 300–305. doi:10.1016/j.enconman.2006.04.011
- Parker, D., Sonne, J., Sherwin, J., 1997. Demonstration of cooling savings of light colored roof surfacing in Florida commercial buildings: retail strip mall. Florida Solar Energy Center Report FSEC-CR-964-97. Cocoa, Fl.
- Parker, D.S., Sherwin, J.R., Sonne, J.K., Christian, J., others, 1998. Measured performance of a reflective roofing system in a Florida commercial building/Discussion. *ASHRAE transactions* 104, 789.
- Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., Pout, C., 2008. A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings* 40, 394–398. doi:10.1016/j.enbuild.2007.03.007
- Persily, A.K., 1998. Airtightness of commercial and institutional buildings: blowing holes in the myth of tight buildings. Building and Fire Research Laboratory, National Institute of Standards and Technology.
- Peuportier, B., 1989. Validation of COMFIE. Rapport CEC, Université de Stuttgart.
- Pisello, A.L., Thiemann, A., Santamouris, M., Cotana, F., 2013. Analysis of a Cool Roof System for Reducing Cooling Loads and Improving Cooling System Efficiency, in: *Proceedings of CLIMA2013 International Conf. Prague*. pp. 16–18.
- Popiel, C., Wojtkowiak, J., Biernacka, B., 2001. Measurements of temperature distribution in ground. *Experimental Thermal and Fluid Science* 25, 301–309. doi:10.1016/S0894-1777(01)00078-4
- Prianto, E., 2007. Indonesian landed house electricity consumption, in: *Home Design Going Green, One Day Seminar, WWF-Indonesia, Jakarta*.
- Rajaratnam, N., 1976. *Turbulent jets*. Elsevier Science.
- Rea, M.S., 1993. *Lighting handbook: reference & application*. Illuminating Engineering Society of North America, New York 8th Edition, 355.
- Réglementation Thermique, 2005. *Réglementation Thermique 2005*.

- Richardson, B., 2002. *Defects and Deterioration in Buildings: A Practical Guide to the Science and Technology of Material Failure*. Routledge.
- Rijal, H.B., Tuohy, P., Humphreys, M.A., Nicol, J.F., Samuel, A., Clarke, J., 2007. Using results from field surveys to predict the effect of open windows on thermal comfort and energy use in buildings. *Energy and buildings* 39, 823–836.
- Romani, Z., Draoui, A., Allard, F., 2015. Metamodeling the heating and cooling energy needs and simultaneous building envelope optimization for low energy building design in Morocco. *Energy and Buildings* 102, 139–148. doi:10.1016/j.enbuild.2015.04.014
- Romeo, C., Zinzi, M., 2013. Impact of a cool roof application on the energy and comfort performance in an existing non-residential building. A Sicilian case study. *Energy and Buildings* 67, 647–657. doi:10.1016/j.enbuild.2011.07.023
- Rosenthal, D.H., Gruenspecht, H.K., Moran, E.A., 1995. Effects of Global Warming on Energy Use for Space Heating and Cooling in the United States. *The Energy Journal* 16, 77–96.
- Roux, J.-J., 1984. Proposition de modèles simplifiés pour l'étude du comportement thermique des bâtiments. Institut national des sciences appliquées.
- RT2012, 2012. Règlementation thermique 2012.
- Sadineni, S.B., Madala, S., Boehm, R.F., 2011. Passive building energy savings: A review of building envelope components. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15, 3617–3631. doi:10.1016/j.rser.2011.07.014
- Säid, M.N.A., MacDonald, R.A., Durrant, G.C., 1996. Measurement of thermal stratification in large single-cell buildings. *Energy and Buildings* 24, 105–115. doi:10.1016/0378-7788(95)00966-3
- Sanjay, M., Chand, P., 2008. Passive cooling techniques of buildings: past and present—a review. *Ariser* 4, 37–46.
- Santamouris, M., Nicol, F., Roaf, S., Akbari, H., Voss, K., Kuhn, T., Nitz, P., Herkel, S., Wall, M., Hellstrom, B., Kolokotroni, M., Pfafferott, J., Hertkorn, S., Walker, Sanner, B., Erell, E., 2007. *Advances in passive cooling*. Earthscan, London, UK.
- Scott, M.J., Dirks, J.A., Cort, K.A., 2005. The adaptive value of energy efficiency programs in a warmer world. Pacific Northwest National Laboratory (PNNL), Richland, WA (US).
- Sezgen, A.O., Huang, Y.J., 1994. *Lighting/HVAC Interactions and Their Effects on Annual and Peak HVAC Requirements in Commercial Buildings (No. LBL-36524)*. Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, CA:
- Sezgen, O., Koomey, J.G., 2000. Interactions between lighting and space conditioning energy use in US commercial buildings. *Energy* 25, 793–805. doi:10.1016/S0360-5442(99)00085-7
- Shaviv, E., Yezioro, A., Capeluto, I.G., 2001. Thermal mass and night ventilation as passive cooling design strategy. *Renewable Energy* 24, 445–452. doi:10.1016/S0960-1481(01)00027-1
- Sidler, O., 2003. L'inertie thermique des bâtiments-consommation et confort d'été en climat méditerranéen, in: *Colloque. Enertech*, Montpellier.
- SIMBAD, 2005. *SIMulation of Buildings And Devices . Version 5*.

- Skistad, H., Mundt, E., V. Nielsen, P., Hagström, K., Railio, J., 2004. Displacement ventilation: in non-industrial premises. Federation of European Heating and Air-conditioning Associations, Finland, p. 95.
- Soussi, M., Balghouthi, M., Guizani, A., 2013. Energy performance analysis of a solar-cooled building in Tunisia: Passive strategies impact and improvement techniques. *Energy and Buildings* 67, 374–386. doi:10.1016/j.enbuild.2013.08.033
- Srinivas, M., Patnaik, L.M., 1994. Adaptive probabilities of crossover and mutation in genetic algorithms. *Systems, Man and Cybernetics, IEEE Transactions on* 24, 656–667.
- Srinivas, N., Deb, K., 1994. Multiobjective optimization using nondominated sorting in genetic algorithms. *Evolutionary computation* 2, 221–248.
- Stewart, J., Ren, Z., 2006. COwZ—A subzonal indoor airflow, temperature and contaminant dispersion model. *Building and Environment* 41, 1631–1648.
- Swami, M.V., Chandra, S., 1988. Correlations for pressure distribution on buildings and calculation of natural-ventilation airflow. *ASHRAE transactions* 94, 243–266.
- Synnefa, A., Santamouris, M., Akbari, H., 2007. Estimating the effect of using cool coatings on energy loads and thermal comfort in residential buildings in various climatic conditions. *Energy and Buildings* 39, 1167–1174. doi:10.1016/j.enbuild.2007.01.004
- Tetali, S., Garg, V., Mathur, J., 2014. The effect of roof insulation on energy consumption of office building with cool roof in India. 3rd International Conference on Countermeasures to Urban Heat Island.
- Thornton, J., Duffie, J., Mitchell, J., Kummer, J., Klein, S., Bradley, D., Arias, D., Beckman, W., Duffie, N., Braun, J., Urban, R., Blair, N., McDowell, T., Duffy, M., Mitchell, J., Freeman, T., Evans, B., Fiksel, A., Willimans, P., Kummert, M., 2012. TRNSYS 17 manual book : Mathematical reference.
- Treado, S., JW, B., 1992. The Interactions of Lighting, Heating and Cooling Systems in Buildings (No. NISTIR- 4701). US Department of Commerce, Technology Administration, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland.
- Tuhus-Dubrow, D., Krarti, M., 2010. Genetic-algorithm based approach to optimize building envelope design for residential buildings. *Building and Environment* 45, 1574–1581. doi:10.1016/j.buildenv.2010.01.005
- US Department of Energy, 2012. Building energy data book 2011. D&R International, Ltd.
- US-Dept. Of Air Force, 2002. Thermal Injury.
- Utama, A., Gheewala, S.H., 2009. Indonesian residential high rise buildings: A life cycle energy assessment. *Energy and Buildings* 41, 1263–1268. doi:10.1016/j.enbuild.2009.07.025
- Utama, N.A., Fathoni, A.M., Kristianto, M., 2014. Passive Application through Solar Induce Ventilation on Sustainable Building in Equatorial Hemisphere. *Procedia Environment Sciences, ScienceDirect* 20, 126–130.
- Vuorelainen, O., 1960. The temperatures under houses erected immediately on the ground and the heat losses from their foundation slab. Finland Institute of Technology.
- Walton, G., 1997. Contam 96 - user manual: Building and Fire Research Laboratory, National Institute of Standards and Technology.

- Wang, X., Kendrick, C., Ogden, R., Maxted, J., 2008. Dynamic thermal simulation of a retail shed with solar reflective coatings. *Applied Thermal Engineering* 28, 1066–1073. doi:10.1016/j.applthermaleng.2007.06.011
- Wang, Z., Yi, L., Gao, F., 2009. Night ventilation control strategies in office buildings. *Solar Energy* 83, 1902–1913. doi:10.1016/j.solener.2009.07.003
- WBCSD, 2010. *Energy Efficiency in Buildings: Business realities and opportunities*. World Business Council For Sustainable Development, Switzerland.
- Wei, X., Kusiak, A., Li, M., Tang, F., Zeng, Y., 2015. Multi-objective optimization of the HVAC (heating, ventilation, and air conditioning) system performance. *Energy* 83, 294–306. doi:10.1016/j.energy.2015.02.024
- Westphalen, D., Koszalinski, S., 1999. *Energy Consumption Characteristics of Commercial Building HVAC Systems: Thermal Distribution, Auxiliary Equipment, and Ventilation*.
- Wright, J.A., Loosemore, H.A., Farmani, R., 2002. Optimization of building thermal design and control by multi-criterion genetic algorithm. *Energy and Buildings* 34, 959–972.
- Wright, J., Farmani, R., 2001. The simultaneous optimization of building fabric construction, HVAC system size, and the plant control strategy, in: *Proceedings of the 7th IBPSA Conference: Building Simulation, Rio de Janeiro, Brazil*. pp. 865–72.
- Wurtz, E., 1995. *Modélisation tridimensionnelle des transferts thermiques et aérauliques dans le bâtiment en environnement orienté objet*. Ecole Nationale des Ponts et Chaussées.
- Xu, T., Sathaye, J., Akbari, H., Garg, V., Tetali, S., 2012. Quantifying the direct benefits of cool roofs in an urban setting: Reduced cooling energy use and lowered greenhouse gas emissions. *Building and Environment* 48, 1–6. doi:10.1016/j.buildenv.2011.08.011
- Yao, T., Lin, Z., 2014. An experimental and numerical study on the effect of air terminal types on the performance of stratum ventilation. *Building and Environment* 82, 431–441. doi:10.1016/j.buildenv.2014.09.021
- Yau, Y.H., Hasbi, S., 2013. A review of climate change impacts on commercial buildings and their technical services in the tropics. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 18, 430–441.
- Yi, Y.K., Kim, H., 2015. Agent-based geometry optimization with Genetic Algorithm (GA) for tall apartment's solar right. *Solar Energy* 113, 236–250. doi:10.1016/j.solener.2014.11.007
- Yu, P.C., Chow, W., 2001. Energy use in commercial buildings in Hong Kong. *Applied Energy, ScienceDirect* 69, 243–255.
- Zende, A.A., Kulkarni, A.V., Hutagi, A., 2013. Comparative Study of Analysis and Design of Pre-Engineered-Buildings and Conventional Frames. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering* (2013) 2278–1684.
- Zhong, Z., Braun, J.E., 2007. A simple method for estimating transient heat transfer in slab-on-ground floors. *Building and Environment* 42, 1071–1080. doi:10.1016/j.buildenv.2005.01.030
- Zhou, Z., Rees, S.W., Thomas, H.R., 2002. A numerical and experimental investigation of ground heat transfer including edge insulation effects. *Building and Environment* 37, 67–78. doi:10.1016/S0360-1323(00)00089-5

- Zinzi, M., Agnoli, S., 2012. Cool and green roofs. An energy and comfort comparison between passive cooling and mitigation urban heat island techniques for residential buildings in the Mediterranean region. *Energy and Buildings* 55, 66–76. doi:10.1016/j.enbuild.2011.09.024
- Zinzi, M., Fanchiotti, A., Fasano, G., De Rossi, G., 2007. Use of cool roof to reduce the energy demand and consumption of commercial buildings at Mediterranean latitudes, in: International Conference" Sustainable Building.
- Zitzler, E., Laumanns, M., Thiele, L., Zitzler, E., Zitzler, E., Thiele, L., Thiele, L., 2001. SPEA2: Improving the strength Pareto evolutionary algorithm. Eidgenössische Technische Hochschule Zürich (ETH), Institut für Technische Informatik und Kommunikationsnetze (TIK).

Annexes : Liste des publications et communications

A. Publication

Lapisa, R., Bozonnet, E., Abadie, M.O., Salagnac, P., 2013. *Cool roof and ventilation efficiency as passive cooling strategies for commercial low-rise buildings – ground thermal inertia impact*. Advances in Building Energy Research 7, 192–208. doi: 10.1080/17512549.2013.865559

B. Congrès internationaux

Lapisa, R., Bozonnet, E., Abadie, M., Salagnac, P., Perrin, R., 2013. *Effect of ground thermal inertia on the energy balance of commercial low-rise buildings*, in: Building Simulation 2013. Presented at the Building Simulation 2013, International Building Performance Simulation Association, Chambéry, France.

Lapisa, R., Bozonnet, E., Abadie, M., Salagnac, P., Perrin, R., 2013. *Design impacts of cool roof coating, ventilation and thermal inertia on commercial low-rise building energy demand and summer comfort*, in: 34th AIVC international Conference, Air Infiltration and Ventilation Centre (AIVC), Athens, Greece.

Lapisa, R., Abadie, M., Bozonnet, E., Salagnac, P., 2014. *Numerical analysis of thermal stratification modelling effect on comfort for the case of a commercial low-rise building*, in: The 13th International Conference on Indoor Air Quality and Climate. International Society of Indoor Air Quality and Climate (ISIAQ), Hongkong.

C. Congrès nationaux

Lapisa R., Abadie M.O., Bozonnet E., Salagnac P., 2014. *Etude numérique de la stratification thermique pour l'évaluation du confort thermique d'un bâtiment commercial de faible hauteur*, IBPSA France, 8 pages, Arras.

Lapisa, R., Bozonnet, E., Abadie, M., Salagnac, P., 2014. *Etude de l'impact des « cool roofs », de la ventilation naturelle et de l'inertie thermique du sol sur les performances énergétiques de bâtiments commerciaux*, in: Congrès Français de Thermique 2014, Société Française de Thermique, Lyon, France, pp. 351–358.

Lapisa, R., Abadie, M., Bozonnet, E., Salagnac, P., 2015. *Caractérisation expérimentale et numérique des performances d'un bâtiment tertiaire et industriel*. In : Congrès Français de Thermique 2015, Société Française de Thermique, La Rochelle, France, pp. 827–834.