



HAL
open science

Modélisation des transferts d'air et leur impact sur le comportement hygrothermique de l'enveloppe des bâtiments

Clément Belleudy

► **To cite this version:**

Clément Belleudy. Modélisation des transferts d'air et leur impact sur le comportement hygrothermique de l'enveloppe des bâtiments. Génie civil. Université Grenoble Alpes, 2016. Français. NNT : 2016GREAA0002 . tel-02429503

HAL Id: tel-02429503

<https://cstb.hal.science/tel-02429503v1>

Submitted on 6 Jan 2020

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.

THÈSE

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ GRENOBLE ALPES

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

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

Clément BELLEUDY

Thèse dirigée par **Monika WOLOSZYN** et
co-dirigée par **Marx CHHAY**

préparée au sein du **Laboratoire LOCIE UMR CNRS 5271**
dans l'**École Doctorale SISEO**

Modélisation des transferts d'air et leur impact sur le comportement hygrothermique de l'enveloppe des bâtiments

Thèse soutenue publiquement le **23 Février 2016**,
devant le jury composé de :

M. Rachid BENNACER

Professeur, École Normale Supérieure de Cachan, Examineur

M. Marx CHHAY

Maître de Conférences, Université Savoie Mont Blanc, Encadrant

Mme Hua GE

Professeure, Concordia University (Canada), Examinatrice

M. Christian INARD

Professeur, Université de La Rochelle, Rapporteur

Mme Samira KHERROUF

Ingénieure Docteure, ADEME, Membre Invité

M. Daniel QUENARD

Ingénieur Docteur, CSTB, Examineur

M. Staf ROELS

Professeur, Katholieke Universiteit Leuven (Belgique), Rapporteur

M. Gilles RUSAOUEN

Maître de Conférences, Université de Lyon, Examineur

Mme Monika WOLOSZYN

Professeure, Université Savoie Mont Blanc, Directrice de thèse



Remerciements

Cette thèse a été financée conjointement par le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) et l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME). Je remercie ces organismes de m'avoir donné les moyens de mener à bien ce travail de recherche.

Je tiens à adresser un immense merci à ma directrice de thèse Monika Woloszyn pour l'excellence de sa direction scientifique, le temps qu'elle m'a accordé, sa confiance et sa bienveillance à mon égard : autant d'éléments qui m'ont aidé à maintenir le feu sacré de la motivation, et développé mon goût pour la recherche. Merci à mon co-directeur Marx Chhay pour son expertise sur les questions numériques, mais aussi d'avoir tout de suite compris et accepté mon souhait de donner à ce travail une trajectoire davantage axée sur les phénomènes physiques. Enfin j'exprime ma gratitude à Samira Kherrouf, du pôle bâtiment de l'ADEME, pour son suivi attentif, et son implication précieuse lors des comités de pilotage.

J'adresse mes sincères remerciements aux rapporteurs Christian Inard et Staf Roels pour avoir accepté d'évaluer mon travail, et pour la grande qualité de leurs remarques qui ont permis d'améliorer sa qualité scientifique. Merci à Staf Roels d'avoir accepté de travailler sur un manuscrit en français. Je souhaite également remercier Rachid Bennacer qui m'a fait l'honneur de présider le jury, ainsi que l'ensemble des membres du jury pour les échanges riches et intenses que nous avons eus lors de la soutenance. Un grand merci à Hua Ge et Marx Chhay d'avoir traversé l'Atlantique depuis le Canada et le Brésil pour assister à ma soutenance !

Cette thèse s'est déroulée alternativement au laboratoire LOCIE de l'Université Savoie Mont Blanc à Chambéry, au CSTB de Grenoble, et à l'Université Concordia de Montréal.

Au LOCIE, je remercie Benoît Stutz, directeur, qui a toujours veillé au bien être des doctorants. Je suis redevable auprès d'Elisabeth Desbos, Martine Villard et Isabelle D'Errico pour leur travail de fond qui permet au labo de tourner. Un immense merci à tous les autres collègues et amis doctorants du labo qui rendent l'ambiance quotidienne très chouette. Pardon, il me faudrait ajouter un chapitre supplémentaire à cette thèse pour tous vous remercier comme il se doit ! Un merci particulier à Nolwenn Hurel, avec qui j'ai eu plaisir à travailler du fait de la complémentarité de nos sujets. Merci également à Thierry, Cédric, Gaëlle, Lucile, Thomas, Wout, Nicolas, Lauren, Fredy, Marine, Marie, Ranime, Haixing, Julien pour tout ces moments partagés.

Au CSTB, je veux d'abord remercier Daniel Quenard pour son accueil dans la division enveloppe et matériaux innovants. J'ai beaucoup appris à tes côtés, grâce à ton expertise technique pointue combinée à ta capacité à prendre du recul. Merci à Claude Pompeo pour sa bonne humeur qui ne fait jamais défaut et son expertise en transferts hygrothermiques. Je salue bien Matthieu Cosnier, mon taciturne-mais-sympathique voisin de bureau : tu as été un mentor exemplaire ! Merci à Géraldine Garnier pour sa rigueur et son implication dans le suivi de mon travail. Merci à Julien Hans pour l'intérêt porté à mon travail. Enfin, j'adresse mes amitiés à François Dominique Menneteau (pour les randonnées en montagne notamment !), Marie Laure Eliard (pour l'accompagnement administratif), Emilie Powaga et Lucas Gounon.

Le séjour à l'Université de Concordia a été réalisé grâce à la bourse Exploradoc de la Région Rhône Alpes. Je souhaite avant tout rendre hommage au Professeur Paul Fazio qui nous a quitté en septembre 2014 : il incarne pour moi la passion pour la recherche. J'ai eu le privilège de travailler avec le Professeur Hua Ge, qui m'a consacré son temps sans compter. L'accès à la chambre climatique de Concordia - équipement de classe internationale - a apporté une vraie plus value à ce travail. Merci à Ahmad Kayello et Jiwu Rao pour leur expertise en acquisition de mesures.

Je veux remercier Wahid Meref pour m'avoir accueilli à Ottawa et fait découvrir les installations uniques du NRC-IRC. Bien sûr je n'oublie pas mes amis canadiens qui ont rendu mon séjour inoubliable. Merci à Rami, Colin, Angel, Daniel, Vincent, Shaqayeq, Mohammad, Xiangwei, Stijn et Stephanie. Une grande accolade à mes colocataires et amis Québécois Guillaume et Emilie : « Je me souviens », comme dit votre devise !

Ce travail de thèse s'est aussi construit au gré des discussions avec des scientifiques et experts de différents domaines, qui ont bien voulu m'accorder de leur temps. J'exprime ma gratitude à Jos Van Schijndel, Jelle Langmans, Christian Ruyer-Quil, Jean Louis Auriault, Delphine Saint-Quentin, Denis Covalet, Philippe Belleudy, Romuald Jobert, Gilles Rusaouen, Michele Bianchi Janetti, Pierre Deroubaix.

Je dois remercier mes parents, qui ont toujours cru en moi et donné les moyens de tracer ma voie. Enfin et surtout, un petit clin d'œil à Chen, pour son soutien décisif durant ces trois années. *Merci.*

Résumé

Dans un contexte de durcissement des réglementations thermiques, la maîtrise de l'étanchéité à l'air des bâtiments est essentielle pour atteindre les objectifs de consommation énergétique. Les fuites d'air parasites à travers l'enveloppe, dues aux défauts de conception ou à une mauvaise mise en œuvre, mènent à une surconsommation énergétique, mais aussi à des pathologies liées à l'humidité, mettant en péril la durabilité du bâti et la santé des occupants. Le risque lié à l'humidité est particulièrement présent dans les cas des enveloppes légères à ossature bois, sensibles aux transferts d'air.

Il est donc nécessaire de mieux comprendre et de quantifier l'impact de ces transferts d'air sur le champ hygrothermique et sur le flux de chaleur au niveau d'un défaut d'étanchéité. Dans ce but, deux modèles numériques traitant les transferts couplés « air-chaleur » et couplés « air-chaleur-humidité » sont développés. Le second modèle est d'abord validé en 1D à l'aide de benchmarks numériques. Ensuite, des mesures de température dans un isolant en ouate de cellulose traversé par un flux d'air humide sont comparées avec les sorties des modèles. Une bonne concordance mesures-modèles est obtenue. Le modèle « air-chaleur-humidité » s'avère plus précis pour prédire le champ de température que le modèle « air-chaleur ».

Suite à cette validation 2D du modèle couplé « air-chaleur-humidité », celui-ci est appliqué à une géométrie de défaut complexe, mettant en jeu des isolants poreux perméables à l'air en contact avec des fines lames d'air. Ce défaut se veut réaliste, puisqu'il est issu de campagnes de mesures nationales qui ont permis d'identifier les points sensibles des enveloppes à ossature bois vis-à-vis des fuites d'air parasites. Des simulations sont réalisées avec des conditions aux limites variables en température et humidité sur des temps longs (quatre ans), en exfiltration et en infiltration d'air. Ces études permettent de dégager certaines tendances vis-à-vis des risques liés à l'humidité. Ainsi, l'exfiltration provoque une humidification significative de l'assemblage tandis que l'infiltration mène à un séchage. Une méthodologie pour évaluer les flux thermiques à l'échelle du défaut est également proposée.

Dans une dernière partie, une approche simplifiée est proposée pour prendre en compte l'impact des défauts d'étanchéité à l'air sur la déperdition thermique à l'échelle bâtiment. La perte thermique supplémentaire générée par un défaut d'étanchéité peut être caractérisée par un coefficient de perte thermique propre au défaut, et le couplage du flux d'air avec l'enveloppe a une influence significative sur l'évaluation du flux déperditif total. Enfin, l'influence des transferts d'humidité sur les tendances observées est discutée.

Mots clés

transferts couplés, chaleur, air, humidité, modélisation, enveloppe du bâtiment

Abstract

Within the context of more stringent buildings codes, mastering airtightness is of importance to achieve energy efficient buildings. Unintended air leakage through the building envelope, which is due to bad design and poor workmanship, not only increases energy consumption, but also leads to moisture disorders, affecting building durability and occupants health. This moisture risk is present in particular for lightweight structures such as timber frame buildings, which are sensitive to air leakage.

It is therefore necessary to better understand and to assess the impact of unintended air transfers on the hygrothermal field and the heat flux in the vicinity of an airtightness defect. To this end, two numerical models are developed, dealing with "Heat-Air" (HA) and "Heat-Air-Moisture" (HAM) transfer, respectively. The HAM model is firstly validated in 1D using numerical benchmarks from literature. Then, temperature measurements in a cellulose insulation layer subjected to moist air flow are compared with the models outputs, and good agreement is obtained. The HAM model provides a better prediction of the temperature field compared to the HA model.

Following this 2D experimental validation of the HAM model, it is applied to a complex defect geometry, including porous insulation materials and thin air gaps. This defect is meant to be realistic, as it is drawn from a measurement campaign aiming to identify typical envelope leakage points encountered in timber frame buildings. Long term simulations are performed under transient temperature and humidity conditions, in case of air exfiltration and air infiltration. This study helps identifying tendencies towards moisture risk : infiltrating air flow dries the assembly whereas exfiltrating air flow humidifies it. A methodology to assess heat fluxes through the defect is presented.

Finally, a simplified approach is derived from the detailed HAM-model, to take into account the contribution of airtightness defects on the total heat loss on the building scale. It is shown that the additional heat loss induced by an airtightness defect may be described by a specific heat loss coefficient. In addition, the coupling between air flow and envelope has a significant impact on total heat flux calculations. The influence of moisture transfers on observed tendencies is also discussed.

Key words

coupled transfers, heat, air, moisture, modelling, building envelope

Table des matières

Introduction générale	16
1 L'enjeu de l'étanchéité à l'air dans les bâtiments à ossature bois	18
1.1 Contexte général	18
1.2 Pourquoi construire étanche à l'air ?	20
1.3 Cas des bâtiments à ossature bois	22
1.4 Typologie des défauts d'étanchéité	23
1.5 Conclusion du chapitre	24
2 Modélisation des transferts HAM dans les matériaux poreux	26
2.1 Rappels théoriques sur les transferts d'humidité dans les matériaux poreux	26
2.1.1 L'air humide	27
2.1.2 Fixation de l'humidité dans les matériaux poreux	28
2.1.3 Mécanismes de transfert d'humidité dans les matériaux poreux sans mouvement d'air	29
2.2 Modélisation des transferts HAM dans les milieux poreux	31
2.2.1 Modèles hygrothermiques	31
2.2.2 Modèles « Air-Chaleur »	33
2.2.3 Modèles « Air-Chaleur-Humidité »	35
2.2.4 Équations de conservation de HAM-Lea dans les milieux poreux	36
2.2.5 Implémentation dans COMSOL Multiphysics	45
2.3 Validation 1D de HAM-Lea par benchmarks numériques	45
2.3.1 Redistribution d'humidité isotherme : cas analytique (« <i>homogeneous wall</i> »)	46
2.3.2 Mur isolé par l'intérieur : couplage HM en régime variable (« <i>insulated roof</i> »)	47
2.3.3 Mur monocouche soumis à des transferts HAM (« <i>lightweight wall</i> »)	47
2.4 Comparaison des modèles HA-Lea et HAM-Lea avec mesures expérimentales	48
2.4.1 Dispositif expérimental	48
2.4.2 Conditions aux limites de l'expérience	51
2.4.3 Modélisation par HAM-Lea	52
2.4.4 Résultats et discussion	53

2.5	Conclusion du chapitre	58
3	Traitement des défauts 2D complexes	60
3.1	Physique des transferts HAM dans les fines lames d'air	60
3.1.1	État de l'art et approche adoptée	60
3.1.2	Équations de conservation dans les fines lames d'air	62
3.2	Application du modèle HAM à une géométrie complexe 2D	66
3.2.1	Description du cas d'étude	66
3.2.2	Conditions aux limites et réglages du solver	67
3.2.3	Expression des flux de chaleur	69
3.2.4	Études de sensibilité au maillage et à la longueur des tronçons	74
3.2.5	Résultats et discussion sur le cas de base	77
3.3	Études de sensibilité aux conditions aux limites et aux propriétés des matériaux	81
3.3.1	Température extérieure	81
3.3.2	Isotherme de sorption	84
3.3.3	Facteur de résistance à la diffusion de vapeur	84
3.3.4	Conductivité thermique du matériau	86
3.4	Conclusion du chapitre	88
4	Vers une meilleure prise en compte des défauts d'étanchéité à l'échelle bâtiment	90
4.1	Traitement existant des points singuliers	90
4.1.1	Ponts thermiques	91
4.1.2	Défauts d'étanchéité à l'air	93
4.2	Vers une approche simplifiée de prise en compte des défauts d'étanchéité à l'air	96
4.2.1	Vue d'ensemble	96
4.2.2	Approche thermo-aéraulique	97
4.2.3	Approche hygro-thermo-aéraulique	103
4.3	Conclusion du chapitre	109
	Conclusions et Perspectives	110
	Annexes	116
A	Surfaces équivalentes de fuite	116
B	Revue des modèles HA et HAM de la littérature	117
C	Etablissement de l'équation de conservation de l'humidité dans les milieux poreux et dans les fines lames d'air sous sa forme générale	119
C.1	Démonstration dans le cas d'un milieu poreux	119
C.2	Cas des fines lames d'air	121
C.3	Conditions aux limites	121

D	Établissement de l'équation de conservation de l'énergie dans les milieux poreux et dans les fines lames d'air sous sa forme générale	122
D.1	Démonstration dans le cas d'un milieu poreux	122
D.2	Cas des fines lames d'air	124
D.3	Conditions aux limites	124
E	Propriétés des matériaux utilisées dans l'étude expérimentale du chapitre 2	125
F	Propriétés des matériaux utilisées dans le chapitre 3	127
G	Étude paramétrique approche HAM bâtiment (chapitre 4)	128

Nomenclature

Acronymes

CTDE Coefficient de perte Thermique lié au Défaut d'Étanchéité à l'air

HA *Heat Air* : Chaleur Air

HAM *Heat Air Moisture* : Chaleur Air Humidité

HM *Heat Moisture* : Chaleur Humidité

Lettres grecques

α_{bj} paramètre adimensionnel [–]

β coefficient d'échange surfacique de vapeur [$\text{kg}/(\text{s.m}^2.\text{Pa})$ ou s/m]

$\chi_{HA,\Delta P}$ coefficient de transmission thermique ponctuel lié au défaut d'étanchéité, à ΔP fixé, approche thermo-aéraulique [W/K]

χ_{HAM} coefficient de transmission thermique ponctuel lié au défaut d'étanchéité, approche hygro-thermo-aéraulique [$\text{W}/(\text{K.Pa})$]

χ_{HA} coefficient de transmission thermique ponctuel lié au défaut d'étanchéité, approche thermo-aéraulique [$\text{W}/(\text{K.Pa})$]

χ_H coefficient de transmission thermique ponctuel d'un pont thermique [W/K]

δ_0 perméabilité à la vapeur de l'air [$\text{kg}/(\text{s.m.Pa})$] ou [s]

δ_{mat} perméabilité à la vapeur d'un matériau [$\text{kg}/(\text{s.m.Pa})$] ou [s]

η taux de recouvrement thermique lié à une fuite d'air [–]

λ_{mat} conductivité thermique d'un matériau [$\text{W}/(\text{m.K})$]

μ facteur de résistance à la diffusion de vapeur d'eau [–]

μ_{air} viscosité dynamique de l'air [Pa.s]

μ_{eff} viscosité effective [Pa.s]

$\psi_{HA,\Delta P}$ coefficient de transmission thermique linéique lié au défaut d'étanchéité, à ΔP fixé, approche thermo-aéraulique [$\text{W}/(\text{m.K})$]

ψ_H coefficient de transmission thermique linéique d'un pont thermique [$\text{W}/(\text{m.K})$]

ρ_w	masse volumique de l'eau liquide [kg/m ³]
ρ_{air}	masse volumique de l'air sec [kg/m ³]
ρ_{mat}	masse volumique sèche d'un matériau [kg/m ³]
ρ_{vap}	humidité absolue de l'air [kg/m ³]
ε	porosité ouverte d'un milieu poreux [-]
φ	humidité relative [-]

Lettres latines

\dot{m}	débit massique [kg/s]
b	coefficient de dilatation thermique de l'air [K ⁻¹]
c_F	coefficient de frottement [-]
c_{mat}	chaleur spécifique d'un matériau sec [J/(kg.K)]
$c_{p_{air}}$	capacité thermique à pression constante de l'air [J/(kg.K)]
$c_{p_{vap}}$	capacité thermique à pression constante de la vapeur d'eau [J/(kg.K)]
D_w	diffusivité hygrique du matériau [m ² /s]
g	accélération de la gravité [m/s ²]
g	densité de flux d'humidité [kg/(s.m ²)]
H	enthalpie volumique [J/m ³]
h	coefficient d'échange surfacique de chaleur [W/(m ² .K)]
K_l	conductivité liquide du matériau [s]
k_{eq}	perméabilité intrinsèque équivalente d'une lame d'air [m ²]
k_{mat}	perméabilité intrinsèque d'un matériau [m ²]
L_c	longueur caractéristique [m]
L_v	chaleur latente d'évaporation de l'eau [J/kg]
M_w	masse molaire de l'eau [kg/mol]
n	vecteur normal sortant
P	pression d'air totale [Pa]
p_v	pression partielle de vapeur d'eau [Pa]
P_{sat}	pression de vapeur saturante de l'eau [Pa]
P_{suc}	pression de succion [Pa]
q	densité de flux de chaleur [W/m ²]

Q_v	débit volumique [m^3/s]
R	constante des gaz parfaits [$\text{J}/(\text{mol.K})$]
R	résistance thermique d'une couche de matériau [$\text{m}^2.\text{K}/\text{W}$]
Re	nombre de Reynolds [-]
Re_p	nombre de Reynolds de pore [-]
U	énergie interne volumique [J/m^3]
u	vitesse de Darcy [m/s]
U_{bat}	coefficient de transmission thermique global d'un bâtiment [W/K]
v	vitesse intrinsèque dans les pores [m/s]
w	teneur en eau volumique d'un matériau [kg/m^3]

Indices

<i>adv</i>	advection
<i>amb</i>	ambiance
<i>att</i>	<i>attics</i> : combles perdus
<i>cap</i>	capillaire
<i>cond</i>	conduction
<i>conv</i>	convection
<i>diff</i>	diffusion
<i>exf</i>	exfiltration d'air
<i>ext</i>	extérieur
<i>inf</i>	infiltration d'air
<i>int</i>	intérieur
<i>lat</i>	latent
<i>liq</i>	liquide
<i>mat</i>	matériau sec
<i>moist</i>	<i>moisture</i> : humidité
<i>surf</i>	surface

Introduction générale

L'enveloppe d'un bâtiment sépare le volume chauffé de l'environnement extérieur, et est le siège de transferts couplés de chaleur, d'air et d'humidité. Pour atteindre les besoins de chauffage visés par les réglementations actuelles et futures (telles la RT2012 et la RT2020 en France) et par les labels de performance (Effinergie, Passivhaus, Minergie), une maîtrise de l'étanchéité à l'air s'avère indispensable. De plus, les fuites d'air parasites à travers l'enveloppe sont responsables de problèmes liés à l'humidité, qui compromettent la performance du bâtiment, la durabilité des structures, et la santé des occupants.

Les enveloppes légères à ossature bois permettent d'atteindre des niveaux d'isolation élevés, ainsi qu'un très bon niveau d'étanchéité à l'air, mais leur structure les rend très sensibles aux fuites d'air parasites dues à des défauts de mise en œuvre. Même si la prise de conscience de l'importance de l'étanchéité à l'air par les acteurs de la construction a progressé en France ces dernières années, des défauts d'étanchéité persistent. La typologie de ces défauts est connue, ainsi que l'impact qualitatif d'un flux d'air sur les risques liés à l'humidité. Cependant, il existe très peu d'outils de simulations permettant d'obtenir un impact quantitatif sur ces risques liés à l'humidité, ni sur le flux de chaleur total traversant.

Cette thèse s'inscrit dans le projet MOB-AIR (2013-2017), qui vise à mieux comprendre l'impact des transferts d'air sur le comportement hygrothermique des bâtiments à ossature bois [MOB-AIR, 2015]. Dans ce cadre, notre travail est centré sur le développement d'un outil de simulation pour évaluer l'impact des transferts d'air à l'échelle de la paroi. L'outil développé sera ensuite utilisé dans le cadre du projet MOB-AIR pour prendre en compte l'impact des défauts d'étanchéité à l'échelle bâtiment. Étant donné les typologies de défauts recensées dans la littérature, le modèle à développer devra être capable de simuler les transferts couplés « air-chaleur-humidité » (Heat Air Moisture, noté HAM par la suite) à travers des défauts d'étanchéité 2D représentatifs de ceux présents sur des constructions réelles. Le modèle sera construit par étapes successives, en complexifiant progressivement les géométries traitées.

Après avoir détaillé les enjeux de l'étanchéité à l'air des bâtiments dans une courte partie introductive, nous mettrons en place un système d'équations capable de rendre compte des transferts HAM à travers un isolant poreux. Ce système d'équations sera le cœur du modèle baptisé HAM-Lea (« Lea » pour « leakage » en anglais). HAM-Lea sera tout d'abord évalué en 1D en utilisant des benchmarks numériques de la littérature. Suite à cette première validation, les sorties du modèle seront comparées avec des mesures issues d'un dispositif expérimental qui reproduit une fuite d'air à travers un isolant poreux dans une géométrie 2D.

Dans une troisième partie, nous améliorerons le modèle HAM-Lea pour simuler des défauts plus réalistes, comportant à la fois des milieux poreux perméables à l'air et des fines lames d'air. A cette occasion, une approche innovante de modélisation des transferts dans les fines lames d'air sera proposée. Cette nouvelle version de HAM-Lea nous permettra de traiter un cas type de défaut d'étanchéité en 2D, issu des campagnes de mesures réalisées sur des bâtiments à ossature bois. Avec cette étude de cas, nous évaluerons l'impact du flux d'air sur le comportement hygrothermique de l'assemblage, en infiltration et en exfiltration. Pour cela, nous analyserons les teneurs en eau et les flux thermiques totaux.

Une quatrième partie suggérera une approche pour intégrer l'impact obtenu à l'échelle paroi vers un code de simulation à l'échelle bâtiment.

Chapitre 1

L'enjeu de l'étanchéité à l'air dans les bâtiments à ossature bois

Dans ce chapitre introductif, nous dressons tout d'abord un bref historique de l'énergétique du bâtiment, pour montrer en quoi l'enjeu de l'étanchéité à l'air est central pour atteindre les performances thermiques visées par les objectifs actuels des standards basse consommation. Nous évoquons ensuite les autres risques induits par une mauvaise étanchéité à l'air de l'enveloppe, notamment celui lié à l'humidité. Ce risque est potentiellement fort sur enveloppes à ossature bois, ce qui justifie que notre travail de thèse se place dans ce cadre.

1.1 Contexte général

Au niveau mondial, le secteur du bâtiment représente 35% de la consommation d'énergie finale, et génère un tiers des émissions de CO₂ [International Energy Agency, 2013]. En France, on retrouve des tendances similaires avec 44% de la consommation d'énergie finale et 22% des émissions de CO₂ [ADEME, 2013]. Dans les deux cas, ces consommations sont majoritairement assurées par des combustibles fossiles.

Le Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Évolution du Climat (GIEC) évalue que le réchauffement global doit être contenu à 2°C pour éviter un emballement climatique, et permettre à nos sociétés de s'y adapter. Pour y parvenir, il est communément admis que les pays industrialisés devront diviser par quatre leurs émissions de gaz à effet de serre d'ici 2050, par rapport à celles de 1990.

Cet enjeu climatique est étroitement lié à un enjeu énergétique, et le secteur bâtiment apparaît comme un puissant levier pour tendre vers davantage de sobriété énergétique. Sur ces sujets complexes, le site internet de l'ingénieur français Jean-Marc Jancovici propose une analyse globale rigoureuse basée sur des sources fiables (OPEP, IEA, OMS), et nous paraît être une mine précieuse d'informations pour se forger une opinion scientifique « étayée » [Jancovici, 2015]. En 2011, un scénario mettant en œuvre la sobriété énergétique en France a été proposé par l'association Negawatt [NégaWatt, 2015].

Historiquement, c'est à partir du premier choc pétrolier de 1973 que les pays occidentaux

ont pris conscience de la nécessité de limiter leur consommation énergétique en général, et celle du secteur du bâtiment en particulier. L'Agence Internationale de l'Energie (IEA) est créée en 1974 pour coordonner les politiques énergétiques des pays occidentaux. Dans ce contexte, des Règlements Thermiques (RT) applicables aux constructions neuves voient le jour dans les différents pays pour réduire les déperditions thermiques de l'enveloppe, premier « gisement d'énergie » dans le bâtiment [Pouget, 2011]. En France, la RT1974, puis celles qui suivent (1982, 1988, 2000, 2005 et 2012), fixent des niveaux de performance de plus en plus exigeants, qui se traduisent par une augmentation progressive des épaisseurs d'isolant et d'un traitement des ponts thermiques. La consommation moyenne totale du parc résidentiel français passe ainsi de 365 kWh/(m².an) en 1973 à 215 kWh/(m².an) en 2005 (chiffres ministère).

Pourtant, dans le même temps, les exigences en terme d'étanchéité à l'air de l'enveloppe ne suivent la même progression : les pertes thermiques dues aux défauts d'étanchéité prennent alors une part relative qui devient significative dans la déperdition globale. D'après une étude du CEREMA par [Carrié and Berthault, 2008], « la perméabilité à l'air des constructions standards en France engendre une augmentation des besoins de chauffage de 5 à 20 kWh/(m².an) par rapport à une étanchéité très soignée ». Des travaux menés en Finlande par [Jokisalo et al., 2009] mettent également en évidence cette corrélation forte entre étanchéité à l'air de l'enveloppe et consommation énergétique. Dès lors, on comprend bien que plus on cible de faibles besoins de chauffage, plus l'étanchéité à l'air de l'enveloppe devient un enjeu majeur pour y parvenir. Les bâtiments passifs en sont un bon exemple. Le concept de bâtiment passif [Feist, 2015], créé en Allemagne dès la fin des années 1990, fait figure de précurseur en fixant un niveau d'étanchéité à l'air jusque là inédit ($n_{50} < 0,6 \text{ h}^{-1}$). Le label Passivhaus combine forte étanchéité à l'air, forte résistance thermique de l'enveloppe et ventilation double flux avec récupération de chaleur, pour d'atteindre un besoin en chauffage de 15 kWh/(m².an)¹. La (fig. 1.1) montre le fort impact du niveau d'étanchéité à l'air sur le besoin de chauffage d'une maison passive.

D'autres labels énergétiques exigeants existent, comme le label Minergie-P en Suisse qui reprend la même valeur de n_{50} que le label Passivhaus [MINERGIE, 2015], ou le label Effinergie en France. Ces labels ont largement contribué à la prise de conscience de l'importance de l'étanchéité à l'air des bâtiments. Concrètement, ils ont aussi permis l'émergence d'une nouvelle filière de professionnels, et l'apparition sur le marché de nouveaux produits spécialement dédiés à l'étanchéité à l'air. A titre de comparaison, des niveaux d'étanchéité à l'air requis pour une maison individuelle selon différents labels et réglementations thermiques sont présentés dans l'Annexe A de ce manuscrit.

Dans ce contexte de prise de conscience, la directive européenne 2002/91/EG (EPBD) recommande de prendre en compte l'étanchéité à l'air dans l'évaluation de la performance thermique des bâtiments [Parliament, 2003]. D'autres initiatives européennes, comme le consortium QUALICHECK (regroupant plusieurs organismes européens), permet de réfléchir sur les standards énergétiques basse consommation, promouvoir une meilleure mise en œuvre pour assurer une conformité entre performance annoncée et performance réelle [QUALICHECK, 2015].

1. Le label Passivhaus impose aussi une consommation d'énergie primaire totale (chauffage, ventilation, éclairage, eau chaude sanitaire, électricité spécifique) inférieure à 120 kWh/(m².an)

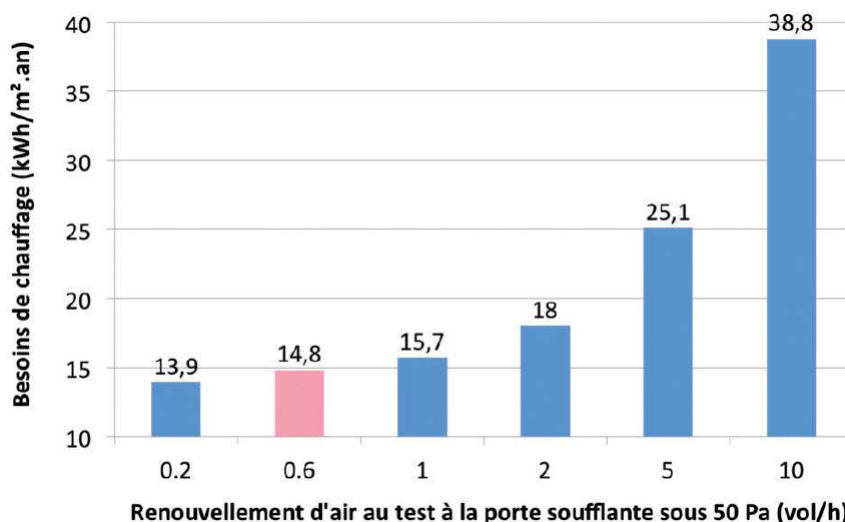


FIGURE 1.1 – Influence de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe sur les besoins de chauffage d'une maison passive [Source : Enertech, Olivier Sidler]

L'annexe 58 de l'IEA (2011-2015), vise quant à elle à développer des outils d'évaluation de la performance effective des bâtiments, pour réduire l'écart constaté entre cette performance effective et la performance thermique modélisée [Roels, 2015].

En France, les pertes thermiques dues à la perméabilité à l'air de l'enveloppe des bâtiment sont prises en compte depuis la RT2000. Cette réglementation ainsi que la suivante (RT2005) utilisent une valeur par défaut pour la perméabilité à l'air, avec la possibilité de choisir une meilleure valeur si elle est justifiée. Depuis la RT2012, une valeur maximum obligatoire de perméabilité à l'air a été fixée pour les bâtiments neufs d'habitation (l'indicateur choisi est le $Q_{APa,surf}$ et non le n_{50}). Cette valeur doit être justifiée soit par une mesure de perméabilité de type « porte soufflante », soit par l'application d'une démarche qualité [Bailly et al., 2015]. Le programme RAGE (2012-2016), lancé après le Grenelle de l'Environnement 2012, a pour but « d'accompagner les professionnels dans la mise en œuvre des défis du bâtiment durable », en faisant évoluer les règles de l'art en vigueur et en formant les professionnels [RAGE, 2015].

1.2 Pourquoi construire étanche à l'air ?

Les surconsommations énergétiques ne sont pas les seules conséquences d'une mauvaise étanchéité à l'air de l'enveloppe d'un bâtiment. Ces fuites peuvent également :

- créer de l'inconfort thermique à proximité des défauts d'étanchéité en infiltration, du fait d'un champ de vitesse localement élevé d'air froid. La température ressentie diminue (également appelée température opérative), ce qui incite les occupants à surchauffer l'air ambiant, pour retrouver une sensation de confort thermique. Ce scénario peut aussi se produire dans le cas d'une mauvaise isolation thermique des parois, qui crée un « effet de paroi froide », décrit par [Oliva and Courgey, 2006].
- perturber le fonctionnement du système de ventilation, en modifiant les circulations d'air prévues (entrée d'air neuf dans les pièces de vie, sortie d'air vicié dans la cuisine, les WC

et la salle de bain). Des « zones mortes » où les taux de renouvellement d'air ne sont plus assurés peuvent apparaître (fig. 1.2), ce qui nuit à la qualité de l'air intérieur. Dans le cas d'une ventilation double flux avec récupération de chaleur sur air extrait, une très bonne étanchéité à l'air est indispensable pour garantir son efficacité et justifier son surcoût [Jobert, 2006]. Des modèles d'infiltration permettent de comprendre l'interaction entre le système de ventilation et les défauts d'étanchéité de l'enveloppe [Hurel et al., 2015].

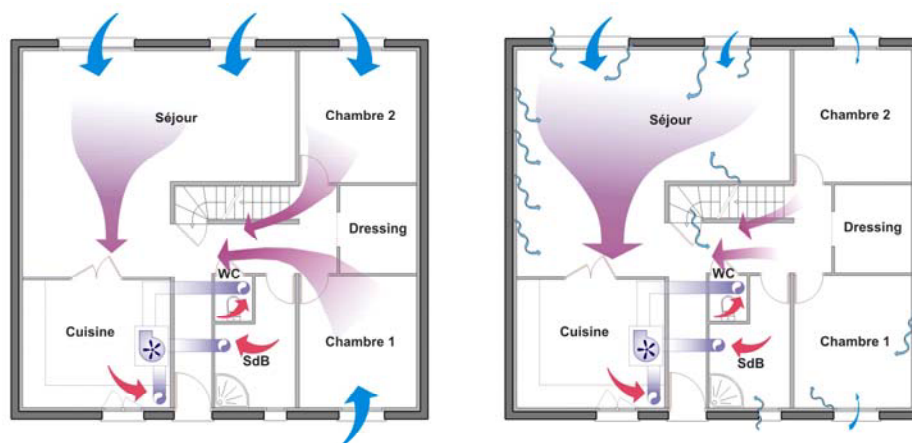


FIGURE 1.2 – Flux d'air lors d'un fonctionnement normal du système de ventilation (gauche), modification des flux d'air à cause des défauts d'étanchéité (droite) [Source : CEREMA]

— lorsque l'air intérieur chargé en vapeur d'eau s'exfiltre par des défauts d'étanchéité (écoulement de l'intérieur vers l'extérieur du bâtiment), des condensations interstitielles sont à craindre dans la paroi [TenWolde and Rose, 1996]. Ce phénomène est lié à un phénomène d'advection de vapeur d'eau dans la paroi, c'est à dire à un transport de vapeur d'eau par le flux d'air. Les condensations interstitielles peuvent aussi être dues à la migration de vapeur d'eau par diffusion. Des solutions techniques à mettre en œuvre pour prévenir les désordres causés par cette migration de vapeur dans les parois ont été élaborées dans le cadre du projet ANR HUMIBATex (2011-2015).

Des pathologies supplémentaires liées à l'humidité résultant de l'advection de vapeur d'eau ont été recensées par les professionnels, et notamment sur des maisons à ossature bois comme illustré (fig. 1.3).



FIGURE 1.3 – Dégradation du bois due au passage de l'air exfiltré chargé de vapeur d'eau [Source : Enertech, Olivier Sidler]

Construire étanche à l'air implique une évolution des pratiques pour le monde du bâtiment. En amont des projets, dès la phase d'esquisse, il convient de s'assurer de la continuité de la membrane pare-air en tout point de la surface intérieure de l'enveloppe. Les points potentiellement problématiques (angles, coins, traversées) doivent être recensés et le traitement de leur étanchéité à l'air doit être anticipé et traité avec les produits dédiés. Sur le chantier, une bonne étanchéité à l'air passe par une coordination des différents corps de métiers couplée avec un suivi attentif par le maître d'œuvre. L'application d'une démarche qualité est également un outil pertinent pour atteindre les objectifs visés [Carrié, 2008, Charrier and Ponthieux, 2015].

1.3 Cas des bâtiments à ossature bois

Ce type de système constructif est en plein essor en France. Dans le domaine de la maison individuelle, la part de marché est passée de quelques pourcents en l'an 2000 à 12% en 2013 [Corcier, 2015]. En plus des avantages environnementaux reconnus du matériau bois (faible énergie grise, ressource renouvelable et recyclable, puits de carbone), cette typologie constructive est particulièrement adaptée pour atteindre des niveaux de consommation exigeants. En effet, l'isolation thermique intégrée, placée entre les ossatures, ainsi que la structure multicouche, permet d'obtenir des parois très performantes pour une épaisseur relativement réduite.

Une paroi ossature bois type est présentée à titre d'exemple (fig. 1.4). On retrouve la membrane pare vapeur (8), qui joue aussi le rôle de pare air.

Le vide technique présent entre le pare vapeur (8) et le parement intérieur (10) est fortement recommandé, pour permettre le passage des gaines électriques sans avoir à percer le pare vapeur. Un complément d'isolation (9) peut être placé dans ce vide technique.

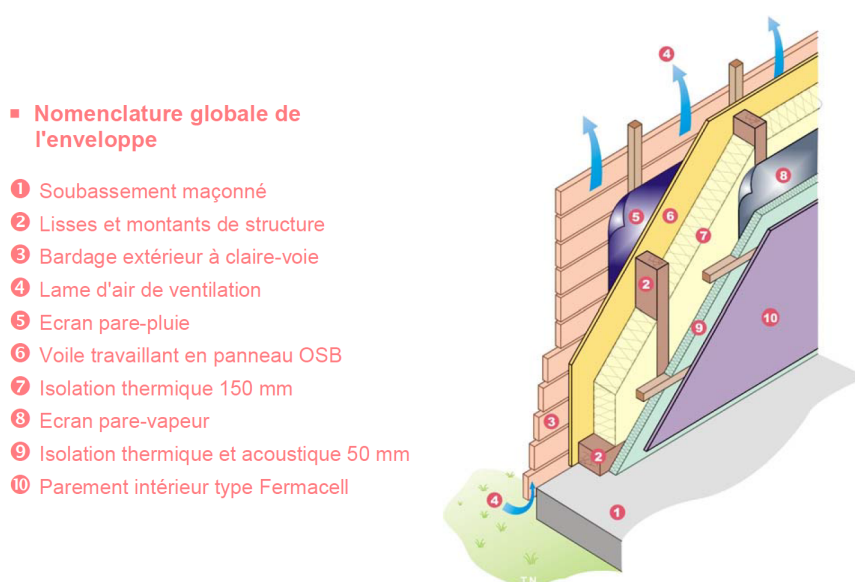


FIGURE 1.4 – Composition d'une paroi ossature bois de type « ossature à isolation croisée ». Source : CETE de Lyon [Jobert, 2007].

Maîtriser les transferts par diffusion de vapeur d'eau dans les parois ossature bois est particulièrement important, car la présence d'humidité peut mettre en péril la durabilité de la struc-

ture porteuse, en plus du risque d'altération des performances thermiques et de développement fongique. Pour fortement réduire la migration de vapeur d'eau de l'intérieur vers l'extérieur, et ainsi éviter l'accumulation d'eau dans la paroi, un pare vapeur (8) est placé côté intérieur (côté « chaud »). Lorsqu'un complément d'isolation (9) est placé dans le vide technique, il convient d'évaluer le risque lié à l'humidité à l'interface avec le pare vapeur. En cas de mauvaise mise en œuvre ou d'absence de pare-vapeur, des risques de condensations sont à craindre surtout au niveau de l'interface entre l'isolant (6) et le panneau de contreventement (7).

La structure multicouche et la présence de nombreux joints, rend les enveloppes à ossature bois très sensibles aux défauts d'étanchéité à l'air en cas de mauvaise mise en œuvre. Comme mentionné dans la section (1.2), les fuites d'air parasites induisent un risque lié à l'advection de vapeur, en plus de celui lié à la diffusion de vapeur. Pour être capable de quantifier l'impact des fuites d'air parasites sur les pathologies liées à l'humidité, il est nécessaire d'identifier les typologies de défauts les plus souvent rencontrées. Si l'impact qualitatif des fuites d'air sur le comportement hygrothermique d'une paroi est désormais établi, peu d'outils de simulation existent pour estimer cet impact de manière quantitative.

1.4 Typologie des défauts d'étanchéité

Les défauts d'étanchéité les plus courants dans les maisons à ossature bois sont connus. Seize « détails constructifs à surveiller particulièrement » ont été listés dans l'annexe A du DTU 31.2 [AFNOR, 2011], et pour chacun d'eux, des exemples de solutions sont proposés.

En complément, des campagnes de mesure de la perméabilité à l'air réalisées sur un grand nombre de bâtiments en France par le CEREMA [Litvak, 2005, Fournier et al., 2005], ont permis d'identifier les grandes familles de fuites d'air pour chaque typologie constructive. La (fig. 1.5) présente les familles de fuites propres aux bâtiments à ossature bois. Le point commun de toutes ces fuites est qu'elles sont situées au niveaux des jonctions entre les éléments constitutifs de l'enveloppe. Cette classification des fuites est basée sur la nature des jonctions à traiter, comme la liaison menuiserie-paroi, mur de soubassement-dalle, etc...

Même si l'on est capable d'identifier les points d'entrée et de sortie d'air sur l'enveloppe, le cheminement de l'air à l'intérieur d'une paroi d'un bâtiment à ossature bois peut s'avérer plus ou moins complexe. Du point de vue du type d'écoulement d'air, nous distinguerons deux grands types de fuites :

- les fuites directes : l'air traverse l'enveloppe de part en part en passant par un trou ou une fine lame d'air. L'exemple classique est le défaut d'étanchéité entre une menuiserie et une paroi (fig. 1.6, gauche).
- les fuites indirectes : l'entrée et la sortie d'air peuvent être éloignées l'une de l'autre. L'air transite alors à travers la paroi en traversant des vides techniques, gaines électriques, fines lames d'air et isolant poreux perméables à l'air. Ce type de défaut est clairement visible au niveau des boîtiers de prises électriques côté intérieur (fig. 1.6, droite).

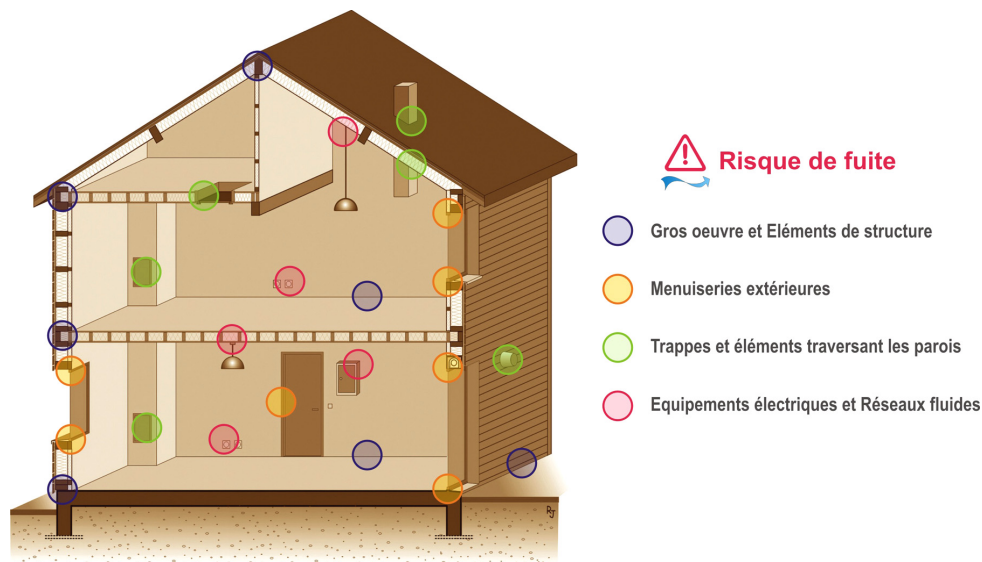


FIGURE 1.5 – Localisation des défauts potentiels d'étanchéité à l'air dans un bâtiment à ossature bois [Source : CETE de Lyon]

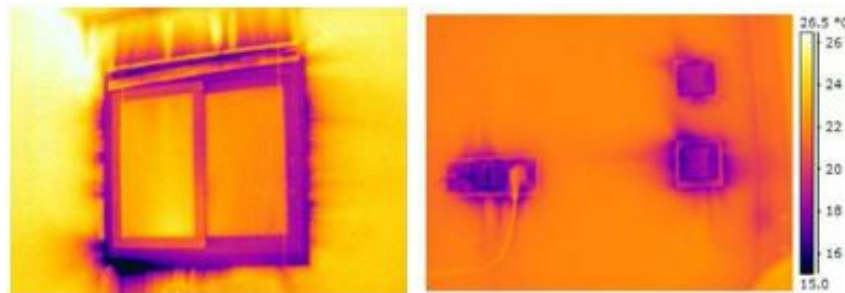


FIGURE 1.6 – Fuites d'air mises en évidence par la thermographie, au niveau de la jonction menuiserie paroi (gauche) et d'une prise électrique (droite). [Source : faconalpes.fr]

1.5 Conclusion du chapitre

Dans un contexte énergétique de plus en plus contraint, le secteur du bâtiment s'avère être un poste clé pour limiter la consommation d'énergie. La maîtrise de l'étanchéité à l'air des enveloppes devient incontournable pour atteindre les objectifs des réglementations thermiques actuelles et futures. Les défauts d'étanchéité induisent notamment des surconsommations d'énergie et des pathologies dues à l'humidité. Les enveloppes à ossature bois sont particulièrement concernées puisque très sensibles au transferts d'air. La typologie des défauts d'étanchéité types est connue : le chemin de l'air y est souvent complexe, consistant en des écoulements d'air dans des fines lames d'air, combinées à des milieux poreux perméables à l'air. Il est nécessaire de mieux comprendre l'impact quantitatif des transferts couplés de chaleur d'air et d'humidité à travers ces géométries de défauts d'étanchéité. Pour cela, nous proposons de développer un modèle numérique air chaleur humidité fin à l'échelle du défaut, et une approche plus globale compatible avec l'échelle bâtiment.

Chapitre 2

Modélisation des transferts HAM dans les matériaux poreux

Ce chapitre débute par un rappel théorique sur l'air humide, puis le stockage et le transfert d'humidité dans les matériaux poreux à une échelle macroscopique (c'est à dire à celle d'un volume de contrôle). Il s'ensuit d'une revue bibliographique des différents modèles permettant de décrire les transferts couplés de chaleur et de masse dans les matériaux poreux. Ces modèles sont présentés dans un ordre croissant de complexité en terme de couplage, en partant des modèles HM (chaleur-humidité) et HA (chaleur-air) pour aboutir aux modèles HAM (chaleur-air-humidité). Suite à cette revue de la littérature, nous détaillons les équations générales qui régissent les transferts HAM. Des hypothèses simplificatrices nous permettent d'aboutir à un système d'équations de conservation assorti de conditions aux limites, qui constituent la base de notre modèle HAM-Lea (« Lea » pour « *Leakage* » en anglais). Ce modèle est ensuite implémenté dans le logiciel COMSOL Multiphysics, puis une première validation est réalisée en comparant les sorties de HAM-Lea avec ceux de benchmarks numériques mono-dimensionnels issus de la littérature. Dans un second temps, HAM-Lea est utilisé pour modéliser un défaut d'étanchéité réel bi-dimensionnel, qui fait par ailleurs l'objet de mesures expérimentales en température et en humidité. Une comparaison simulation - mesures expérimentales est menée. La précision d'un modèle HAM par rapport à un modèle HA (sans humidité) pour prédire le champ de température est discutée. Après cette validation expérimentale, le modèle HAM-Lea est opérationnel pour simuler des transferts couplés dans les matériaux poreux, avec des géométries bi-dimensionnelles.

2.1 Rappels théoriques sur les transferts d'humidité dans les matériaux poreux

Avant d'aborder les modèles décrivant les transferts d'air de chaleur et de masse dans les matériaux poreux, ainsi que les équations de conservations associées, nous allons rappeler les notions de base sur l'air humide, puis sur les mécanismes de stockage et de transfert d'humidité

dans les matériaux poreux.

2.1.1 L'air humide

En physique du bâtiment, l'air humide peut être vu comme un mélange de gaz parfaits contenant de l'air sec et de la vapeur d'eau. Le diagramme de l'air humide (aussi appelé diagramme psychométrique ou diagramme de Mollier), donne les caractéristiques physiques de l'air humide en fonction de la température (fig. 2.1). Pour une température donnée, un volume d'air peut contenir une quantité maximale de vapeur d'eau, atteinte lorsque la pression partielle de vapeur d'eau est égale à la pression de vapeur saturante. L'humidité relative de l'air se définit alors comme le rapport de la pression partielle de vapeur d'eau sur sa pression de vapeur saturante :

$$\varphi = \frac{p_v}{P_{sat}(T)} \quad (2.1)$$

En ordonnée du diagramme, on trouve l'humidité absolue de l'air ou humidité volumique, qui est reliée à la pression partielle de vapeur d'eau par la loi des gaz parfaits :

$$\rho_{vap}(T, \varphi) = \frac{M_w}{RT} p_v \quad (2.2)$$

En reprenant le schéma proposé par [Jobert, 2013], à partir d'un volume d'air situé en A ($T = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 0,6$ et $\rho_{vap} = 8,2 \text{ g/kg}$), on peut par exemple atteindre le point de rosée en humidifiant ce volume d'air jusqu'au point B ($T = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 1$ et $\rho_{vap} = 13,8 \text{ g/kg}$), ou en le refroidissant jusqu'au point C ($T = 12^\circ\text{C}$, $\varphi = 1$ et $\rho_{vap} = 8,2 \text{ g/kg}$).

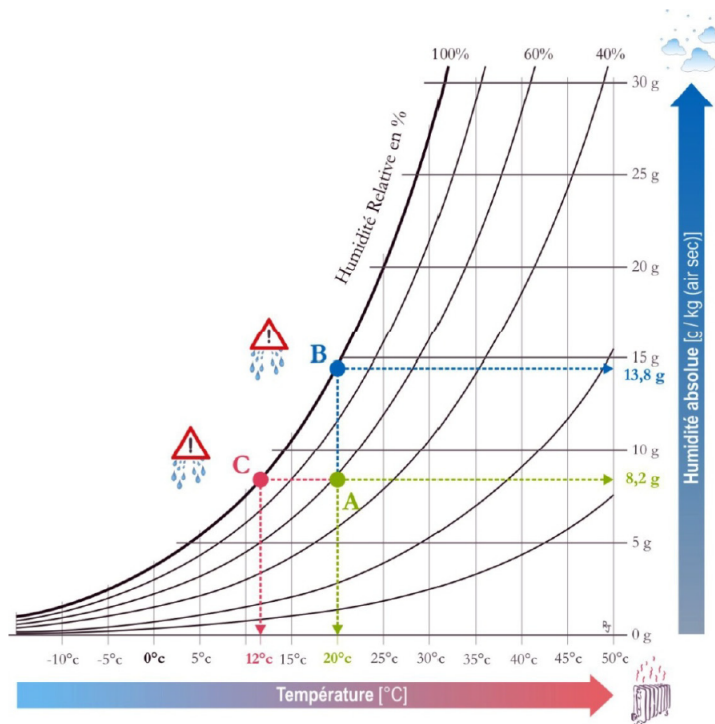


FIGURE 2.1 – Diagramme de l'air humide, d'après [Jobert, 2013]

Il existe une interaction entre l'air humide et les matériaux avec lesquels il est en contact.

2.1.2 Fixation de l'humidité dans les matériaux poreux

La plupart des matériaux utilisés dans la construction sont poreux. On distingue alors ceux présentant majoritairement des pores interconnectés (bois, isolant fibreux, plâtre, etc) de ceux présentant des pores fermés (polystyrène, XPS). La première typologie autorise des transferts de vapeur d'eau, d'eau liquide, ou d'air à travers les pores du matériau.

On dit qu'un matériau est hygroscopique lorsqu'il est capable de stocker une quantité significative d'humidité provenant de l'air environnant. Si on place un tel matériau dans un volume d'air avec une humidité relative donnée, ce matériau va évoluer vers un état d'équilibre hygrique correspondant à une teneur en eau volumique w . La courbe de sorption d'un matériau donne l'évolution de sa teneur en eau d'équilibre en fonction de l'humidité relative (fig. 2.2). Dans la gamme de température propre à la physique du bâtiment, l'impact de la température sur la courbe de sorption est généralement négligé. C'est la raison pour laquelle, la courbe de sorption est souvent appelée « isotherme de sorption » et déterminée à une température de référence $T_{ref} = 25^{\circ}\text{C}$.

Cette courbe est une représentation simplifiée car les phénomènes de sorption et de désorption d'humidité suivent un phénomène d'hystérésis plus ou moins marqué. La teneur en eau dépend donc aussi de l'histoire du matériau.

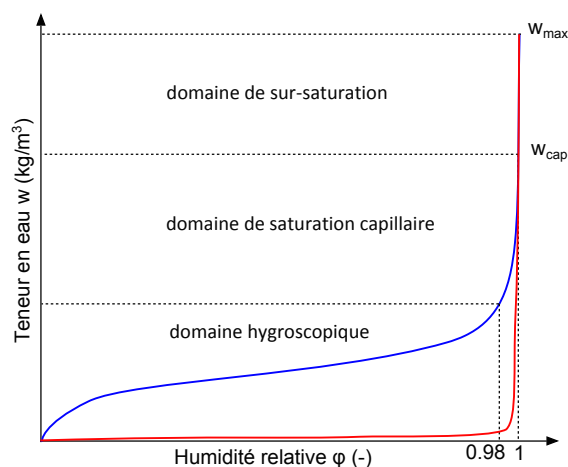


FIGURE 2.2 – Forme type de l'isotherme de sorption d'un matériau hygroscopique (en bleu), et non-hygroscopique (en rouge)

Les mécanismes de stockage de l'humidité dans un matériau poreux hygroscopique varient selon la gamme d'humidité relative considérée. On distingue trois domaines :

- Le domaine hygroscopique ($0 \leq \varphi \leq 0,98$) : il couvre les teneurs en eau que le matériau peut atteindre lorsqu'il est contact avec de l'air humide. Pour les faibles humidités relatives ($\varphi < 0,5$), les molécules d'eau (diamètre de l'ordre de 0,3 nm) sont adsorbées sur les parois des pores, formant des couches successives. Ce processus est de moins en moins efficace car les molécules d'eau des couches supérieures sont moins liées à la paroi du pore que celles des couches inférieures, d'où la convexité du début de la courbe de sorption.

A partir d'une humidité relative d'environ 50%, d'abord dans les pores les plus fins

(taille inférieure à 100 nm), les couches de molécules d'eau adsorbées peuvent se rejoindre et ainsi former un ménisque : c'est la condensation capillaire. A mesure que l'humidité relative augmente, ce phénomène a lieu dans des pores de taille supérieure, d'où la concavité de la courbe de sorption dans cette région. La teneur en eau maximale que le matériau peut atteindre en contact avec de l'air humide correspond généralement à une humidité relative de 98%, qui délimite la limite supérieure du domaine hygroscopique.

- Le domaine de saturation capillaire ($0,98 \leq \varphi \leq 1$) : au delà du domaine hygroscopique, le matériau doit être en contact avec de l'eau liquide pour absorber davantage d'humidité, et ce jusqu'à la saturation capillaire ou saturation libre w_{cap} (on a alors $\varphi = 1$).
- Le domaine de sur-saturation ($\varphi = 1$) : à la saturation capillaire, de l'air subsiste encore dans certains pores, ce qui explique que $w_{cap} < w_{max}$. Il est difficile d'atteindre cette teneur en eau maximale w_{max} dans les conditions de température et de pression usuelles du bâtiment.

Durant ces différentes phases de stockage, plusieurs mécanismes de transfert d'humidité sont mis en jeu.

2.1.3 Mécanismes de transfert d'humidité dans les matériaux poreux sans mouvement d'air

Au sein du matériau poreux, sans flux d'air, l'humidité peut être transportée sous forme de vapeur par diffusion et sous forme liquide par capillarité.

Dans un volume d'air libre, la diffusion de vapeur d'eau est générée par un gradient de pression partielle de vapeur. Le flux de vapeur diffusif est décrit par la loi de Fick :

$$g_{diff} = -\delta_0 \nabla p_v(T, \varphi) \quad (2.3)$$

Au sein du matériau poreux, la diffusion de vapeur d'eau est décrite par la même loi, en introduisant cette fois la perméabilité à la vapeur du matériau δ_{mat} , avec $\delta_{mat} < \delta_0$

$$g_{diff} = -\delta_{mat}(\varphi) \nabla p_v(T, \varphi) \quad (2.4)$$

Afin de mieux appréhender le sens physique de la perméabilité à la vapeur du matériau, on utilise souvent le facteur de résistance à la diffusion de vapeur :

$$\mu(\varphi) = \frac{\delta_0}{\delta_{mat}(\varphi)} \quad (2.5)$$

Il convient de noter que dans le domaine hygroscopique, sans flux d'air, le transfert d'humidité est en fait une combinaison de diffusion de vapeur dans les pores, de transfert d'eau liquide par diffusion de surface, et d'un transfert par capillarité dans les plus petits pores remplis d'eau.

Cependant, puisque le phénomène de diffusion de vapeur reste prépondérant, le transfert global est décrit par une « diffusion équivalente » régie par une loi de Fick, avec une perméabilité apparente à la vapeur croissante avec l'humidité relative, puis égale à zéro à partir de $\varphi = 0,98$ lorsque la majorité des pores sont remplis d'eau.

Dans le domaine de condensation capillaire ($0,98 \leq \varphi \leq 1$), l'humidité est transportée majoritairement par capillarité. La remontée d'eau dans un tube de rayon r en contact avec de l'eau liquide illustre ce phénomène. Les forces intermoléculaires et la tension superficielle de l'eau liquide génèrent une pression de succion, qui aspire l'eau dans le tube jusqu'à une hauteur D . Un équilibre se crée entre la pression hydrostatique et la pression de succion :

$$\rho_w g D = \frac{2\sigma}{r} \cos \theta = P_{suc} \quad (2.6)$$

La capacité d'un matériau poreux à absorber l'eau liquide dépend donc notamment de la taille de ses pores.

A l'échelle du pore, l'équilibre entre les phases liquide et vapeur est décrit par la loi de Kelvin, qui relie la pression de succion à la température et l'humidité relative. Cette loi fait l'hypothèse d'un réseau de pores cylindriques :

$$P_{suc}(\varphi) = \frac{\rho_w R}{M_w} T \ln \varphi \quad (2.7)$$

Le flux d'eau liquide peut être exprimé par une loi de Darcy. Dans les pores fins, la force de gravité est négligeable face aux forces de succion, tandis que dans les pores plus grands, la condensation capillaire n'apparaît que pour des niveaux d'humidité relative proches de 100%. C'est pourquoi le terme de gravité est souvent négligé dans l'expression du flux d'eau liquide par capillarité, et la pression de succion est considérée comme le seul potentiel moteur :

$$g_{liq} = -K_l(\varphi) \nabla P_{suc} \quad (2.8)$$

De la même manière que dans [Hagentoft et al., 2004], P_{suc} est parfois prise comme fonction de l'humidité relative uniquement, avec $T = T_{ref} = 298,15$ K comme température de référence. La validité de cette hypothèse pourra être vérifiée lors de la comparaison avec des benchmarks numériques dans la section suivante.

On peut également exprimer le flux d'eau liquide en prenant la teneur en eau ou l'humidité comme potentiel moteur (eq. 2.9). La diffusivité hygrique $D_w(\varphi)$ [m^2/s] peut être mesurée expérimentalement et sa valeur pour les matériaux de construction courants est disponible dans la littérature.

$$g_{liq} = -D_w(\varphi) \nabla w(\varphi) = -D_w(\varphi) \frac{\partial w(\varphi)}{\partial \varphi} \nabla \varphi \quad (2.9)$$

2.2 Modélisation des transferts HAM dans les milieux poreux

Nous venons de présenter les bases du transfert d'humidité dans les matériaux poreux. Dans la partie qui va suivre nous faisons une revue des modèles existants avec différents transferts mis en jeu. Tout d'abord nous évoquons les modèles 'chaleur humidité', puis les modèles 'air chaleur', et enfin les modèles 'air chaleur humidité'.

2.2.1 Modèles hygrothermiques

Pour prédire les risques de condensation liés à l'humidité, la méthode simplifiée de Glaser [Glaser, 1958] compare les profils de pression partielle de vapeur avec les profils de pression de saturation, en régime permanent, et sans tenir compte de la variation des propriétés des matériaux avec l'humidité. Le point de rosée est atteint lorsque la pression de vapeur saturante atteint la pression de saturation. Par la « méthodes des tangentes », il est alors possible déduire la quantité d'eau condensée, comme décrit dans [Dahan, 2008]. Malgré sa simplicité, la méthode de Glaser permet d'identifier des configurations mono-dimensionnelles « à risque » vis à vis de l'humidité, à partir de la forme du profil de pression partielle de vapeur et du profil de température.

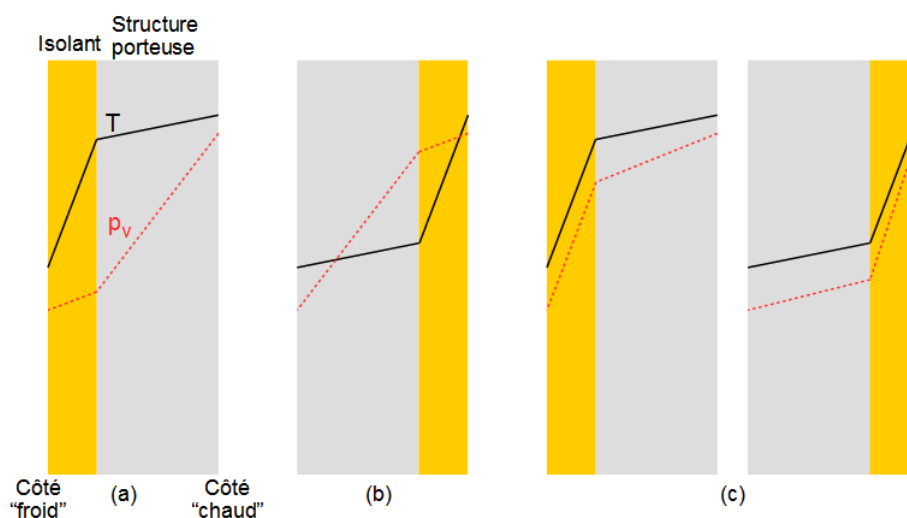


FIGURE 2.3 – Évaluation simple du risque de condensation interstitielle selon [Hens, 2012] avec la méthode de Glaser. (a) T convexe, p_v concave \rightarrow risque zéro ;
(b) T concave, p_v convexe \rightarrow risque élevé ;
(c) T et p_v convexe ou concave \rightarrow risque indéfini

La pression de vapeur saturante ne dépend que de la température et est une fonction croissante de celle-ci. Ainsi la forme du profil de température est similaire à celle de la pression de vapeur saturante. Lorsque le profil de T est convexe et le profil de p_v est concave, on a toujours $p_v < P_{sat}$ et aucune condensation interstitielle n'est à craindre dans la paroi (fig. 2.3 (a)). En revanche, il y a un risque fort si le profil de température est concave et le profil de p_v est convexe

(fig. 2.3 (b)) : des condensations risquent d'apparaître à l'interface entre l'isolant et la structure porteuse, plus froide. Enfin, il existe un risque potentiel de condensation interstitielle si les profils de température et de pression partielle sont tous les deux convexes ou concaves. Pour se trouver dans la configuration (a), une règle de bonne pratique usuelle préconise de mettre en œuvre des couches de résistance thermique croissante et de résistance à la diffusion de vapeur décroissante, de l'intérieur vers l'extérieur de la paroi.

Pour les configurations (b) et (c), la pose d'un pare vapeur continu côté intérieur permet « d'abaisser » le profil de pression de vapeur dans la paroi et donc théoriquement d'éviter les risques de condensation, comme illustré (fig. 2.4).

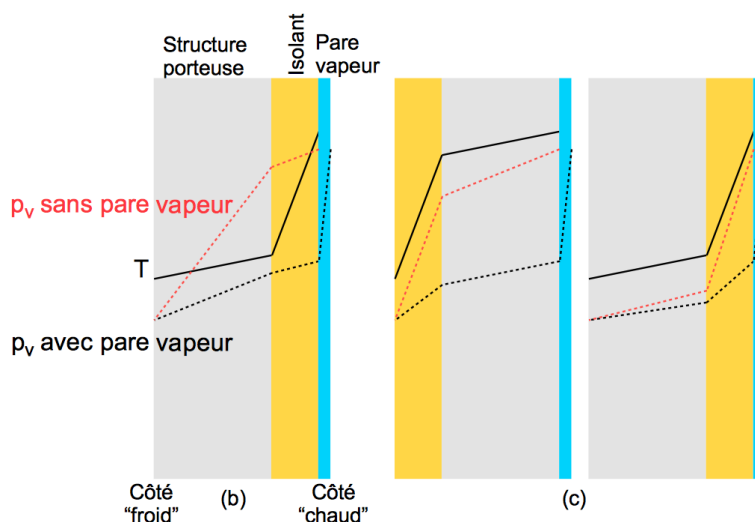


FIGURE 2.4 – Effet du pare vapeur sur le profil de vapeur d'eau dans les configurations à risque

Lorsqu'un pare vapeur est mis en œuvre, il arrive qu'une couche d'isolant complémentaire soit placée avant celui-ci (côté intérieur). Pour ne pas atteindre une température trop basse à l'interface pare vapeur isolant, une règle pratique bien connue dans les climats tempérés, dite du « 2/3-1/3 », consiste à s'assurer que la résistance thermique de cette couche d'isolant n'excède pas 1/3 de la résistance thermique totale de l'isolation. Dans les climats plus rigoureux (et notamment en montagne), on applique plutôt la règle du « 3/4-1/4 ».

Si la méthode de Glaser permet de formuler des règles de l'art qualitatives, elle ne peut être appliquée qu'en 1D, et la nature simplifiée de son approche limite sa fiabilité.

Parallèlement, des modèles plus détaillés voient le jour, permettant de traiter des transferts hygrothermiques couplés en régime variable, en considérant le transport d'humidité sous forme vapeur et de liquide, l'humidité initiale du matériau, la chaleur latente de sorption, la capacité de stockage des matériaux et leurs propriétés physiques variables avec l'humidité [Philip and de Vries, 1957, Luikov, 1966].

Le développement de l'informatique dans les années 1990, a permis l'avènement d'un grand nombre d'outil numériques permettant la résolution des modèles détaillés en régime variable. Parmi les références de la littérature, on peut citer les codes WUFI [Künzel and Kiessl, 1996] et DELPHIN [Grunewald, 1997, Nicolai, 2008], car ils sont particulièrement faciles à prendre en main pour des utilisateurs non-experts. Ces logiciels permettent d'évaluer finement les per-

performances hygrothermiques de parois complexes, notamment en ossature bois, et de valider scientifiquement les règles de bonne pratique précédemment évoquées [Lamoulié et al., 2012]. Un grand nombre de benchmarks expérimentaux ou numériques ont également été publiés pour valider les modèles hygrothermiques [Hagentoft et al., 2004, Talukdar et al., 2007a,b, Rafidiarison et al., 2012, Desta et al., 2011].

2.2.2 Modèles « Air-Chaleur »

Historiquement, les travaux de modélisation des transferts d'air dans les matériaux poreux ont d'abord porté sur le couplage avec les transferts de chaleur, notamment pour évaluer l'impact sur les flux de chaleur dans les enveloppes. On peut citer une expérience menée par [Wagner, 1989] au Fraunhofer Institut à Holzkirchen, qui montre qu'une fente de 1 mm à travers une membrane placée sur un isolant en laine minérale peut diminuer sa résistance thermique apparente d'un facteur 4,8 pour une différence de pression de 20 Pa entre ses deux faces (fig. 2.5).

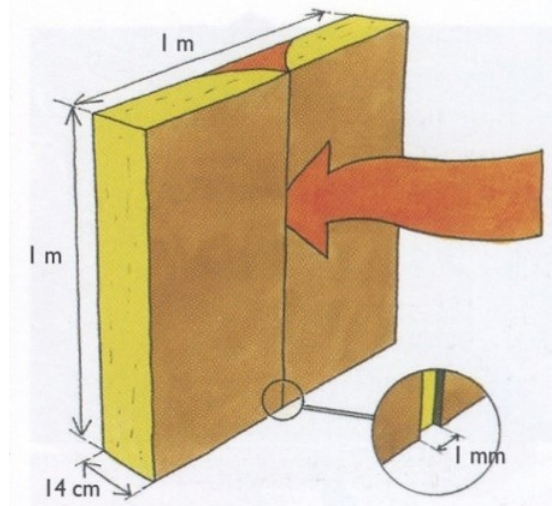


FIGURE 2.5 – Expérience de [Wagner, 1989] : influence d'une fente dans le pare air sur la résistance thermique d'un isolant en laine minérale. Source : [Oliva and Courgey, 2010]

D'autres travaux de recherche traitent également ce cas de figure où un flux d'air traverse un matériau poreux, en infiltration, ou en exfiltration, et analysent l'impact sur la perte thermique globale. La manière conventionnelle de calculer l'impact thermique dû à cette fuite est d'ajouter à la perte par conduction de la paroi une perte par convection obtenue en multipliant le débit de fuite par la différence d'enthalpie massique entre l'extérieur et l'intérieur. La perte thermique totale de la paroi s'écrit :

$$Q_{paroi-conv} = (S U_{paroi} + \dot{m}_{air} \rho_{air} c_{p,air})(T_{int} - T_{ext}) \quad (2.10)$$

Or en réalité, l'air échange de la chaleur avec les composants de la paroi, modifiant ainsi les gradients thermiques, et induisant un couplage entre transferts d'air et transferts de chaleur dans les matériaux poreux. Par exemple, pour des débits d'infiltration typiques mesurés dans les bâtiments résidentiels, ne pas prendre en compte ce couplage mènerait à surestimer la perte

thermique totale de 3% à 13%, d'après les études CFD menées par [Abadie et al., 2002]. Pour caractériser cet échange thermique, [Bhattacharyya and Clardige, 1995] introduisent le taux recouvrement thermique, en analogie avec l'efficacité d'un échangeur de chaleur. La définition du taux de recouvrement η est exprimée en fonction des températures des ambiances intérieure et extérieure par [Babin and Inard, 2010] en infiltration et en exfiltration d'air. Les formules suivantes font références à la (fig. 2.6).

$$\eta_{inf} = \frac{T_1 - T_{ext}}{T_{int} - T_{ext}} \quad \text{et} \quad \eta_{exf} = \frac{T_2 - T_{int}}{T_{ext} - T_{int}} \quad (2.11)$$

La perte thermique totale d'une paroi en infiltration s'exprime alors :

$$Q_{paroi-inf} = [S U_{paroi} + (1 - \eta_{inf}) \dot{m}_{air} c_{p_{air}}] (T_{int} - T_{ext}) \quad (2.12)$$

En exfiltration :

$$Q_{paroi-exf} = [S U_{paroi} - \eta_{exf} \dot{m}_{air} c_{p_{air}}] (T_{int} - T_{ext}) \quad (2.13)$$

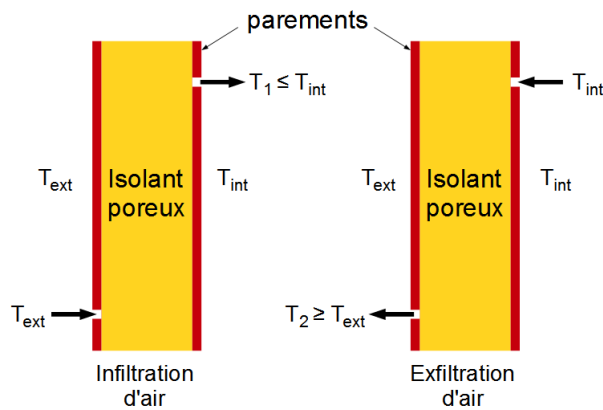


FIGURE 2.6 – D'après [Babin and Inard, 2010] : échange de chaleur entre l'air et la paroi en situation infiltration et exfiltration d'air

Lorsque l'air n'a pas eu le temps d'échanger de chaleur avec la paroi il ressort de la paroi à la même température à laquelle il est entré. Dans ce cas, en infiltration, $T_1 = T_{ext}$, tandis qu'en exfiltration $T_2 = T_{int}$ et $\eta_{inf} = \eta_{exf} = 0$: l'efficacité de l'échange thermique est nulle. A l'opposé, si l'échange de chaleur a été maximal, l'air ressort de la paroi à la même température que l'ambiance (si l'on néglige la résistance thermique de surface), c'est à dire qu'en infiltration, $T_1 = T_{int}$, tandis qu'en exfiltration $T_2 = T_{ext}$ et $\eta_{inf} = \eta_{exf} = 1$: l'efficacité de l'échange thermique est maximale.

Pour comprendre les paramètres qui influencent cet échange de chaleur, des simulations CFD sont réalisées par [Buchanan and Sherman, 2000] sur différentes configurations de parois, contenant de l'isolant ou une cavité d'air. Des fissures placées sur les parements intérieurs et extérieurs de ces parois, créent différents chemins d'air. Il en ressort que le chemin de l'air dans la paroi a une influence majeure sur ce taux de recouvrement, ce qui est conforme au sens physique. Dans les cas extrêmes, le taux de recouvrement tend vers 0 pour un chemin d'air

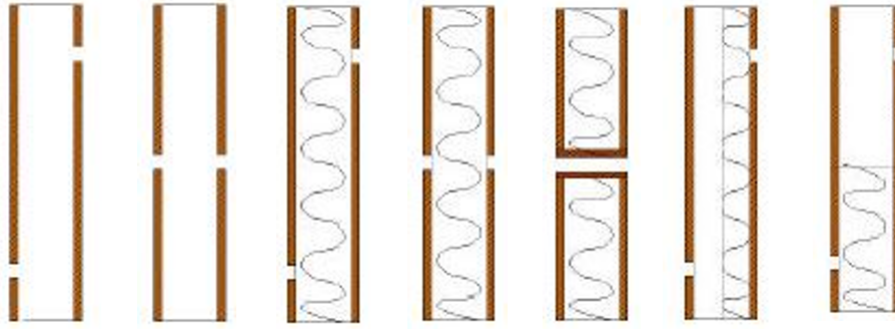


FIGURE 2.7 – Configurations de défauts étudiées par [Buchanan and Sherman, 2000] avec une approche HA

court (fuite directe), car l'air n'a pas le temps d'échanger de la chaleur avec l'assemblage, tandis qu'il tend vers 1 pour un chemin d'air plus long (fuite indirecte), à la manière d'un échangeur de chaleur idéal.

D'autres approches sont envisagées, comme [Barhoun and Guarracino, 2006] qui développent un modèle simplifié de paroi soumise à une infiltration d'air, et définissent un coefficient de perte thermique apparent U_{eq} pour prendre en compte de l'impact de l'air sur la performance thermique globale de la paroi. Dans ses travaux, [Saber et al., 2012] calcule lui aussi une résistance thermique apparente d'assemblages, comportant des entrées et sorties d'air dans les parements et un chemin d'air entre les fines lames d'air séparant des différents composants à l'intérieur du mur.

Dans deuxième type de configuration largement étudié dans la littérature, le flux d'air ne traverse pas l'assemblage de part en part. Des travaux de [Langlais et al., 1990, Silberstein et al., 1990] étudient la performance d'un isolant de sous toiture en contact avec une lame d'air ventilée. Lorsqu'aucun écran de sous toiture n'est posé, l'interface reste perméable à l'air. Le flux d'air tangentiel combiné avec une convection naturelle dans l'isolant peut diminuer de manière significative la résistance thermique apparente de cet isolant. La performance des combles perdus ventilés, isolés avec la technique d'insufflation par voie sèche (isolant en vrac type ouate de cellulose), a fait également l'objet de recherches soutenues [Serkitjys and Hagentoft, 1998, Wahlgren, 2002]. Ce type d'isolant est particulièrement indiqué pour les combles perdus du fait de sa facilité de mise en œuvre et la possibilité de poser des épaisseurs conséquentes. Les travaux menés par [Wahlgren, 2002] montrent que la ventilation des combles affecte peu la performance thermique de l'isolant en vrac. En revanche, une diminution de la résistance thermique apparente est observée dans les isolants vrac les plus perméables à l'air (fibre de verre) même sans ventilation des combles, du fait de la convection naturelle dans cet isolant.

2.2.3 Modèles « Air-Chaleur-Humidité »

Des travaux expérimentaux et des observations faites sur le terrain ont mis en lumière l'impact majeur des transferts d'air sur les transferts hygrothermiques dans les milieux poreux [Des-

marais et al., 2000, Derome, 2005, Desta et al., 2011]. Plusieurs approches de modélisation sont proposées pour coupler les transferts d'air et les transferts hygrothermiques. Outre le potentiel moteur choisi pour modéliser les transferts HM, ces approches diffèrent principalement par la dimension considérée (1D, 2D ou 3D), la capacité de traiter des matériaux perméables à l'air, et la stratégie mise en œuvre pour implémenter les transferts d'air dans le système global d'équations de conservation. Des difficultés numériques supplémentaires peuvent apparaître à cause des non linéarités des équations et des différences de constantes de temps entre les phénomènes [Langmans et al., 2012].

On peut tout d'abord évoquer une première catégorie de travaux de modélisation qui couplent les transferts HM dans un matériau étanche à l'air et le bilan d'humidité de l'air intérieur [Hameury, 2005, Osanyintola and Simonson, 2006, Talukdar et al., 2007a,b]. Des tentatives fructueuses ont permis de coupler des calculs CFD dans le volume d'air intérieur avec les transferts HM dans les matériaux [Steehan et al., 2009, Van Belleghem et al., 2010, 2011, 2014].

Une deuxième catégorie de travaux vise à simuler les transferts HAM dans les milieux poreux. Le tableau de l'annexe B répertorie les principaux modèles de ce type. Bien que nous nous focalisons ici sur les transferts HAM en milieu poreux, certains modèles sont aussi capables de traiter un couplage avec un volume d'air (A) ou une lame d'air (LA) adjacents. Les stratégies de modélisation pour décrire le couplage avec des fines lames d'air seront abordées dans le chapitre 3.

Les modèles répertoriés incorporent les équations de conservation de la masse d'air et de sa quantité de mouvement au système d'équation HM. Ces modèles diffèrent tout d'abord par le nombre de dimensions des cas qu'ils peuvent traiter (1D, 2D, 3D). Ensuite, ils ne prennent pas en compte les mêmes flux de chaleur, comme nous l'évoquerons dans la section suivante. Pour simuler les transferts d'air, la loi de Darcy est généralement utilisée (D), avec une prise en compte ou non de la convection naturelle (N). Concernant les transferts d'humidité, certains modèles se limitent au domaine hygroscopique ($0 < \varphi < 0,98$) et ne prennent en compte que le transfert de vapeur (V), tandis que d'autres incluent aussi le transfert d'eau liquide (L). Enfin, il apparaît que différents potentiels moteurs peuvent être utilisés pour décrire les transferts d'humidité. De plus, certains auteurs utilisent un potentiel pour décrire les transferts de vapeur et un autre pour les transferts d'eau liquide.

2.2.4 Équations de conservation de HAM-Lea dans les milieux poreux

Les transferts HAM sont régis par des lois de conservation écrites sous la forme d'Équations aux Dérivées Partielles (EDP). Dans ce formalisme, on utilise l'approximation des milieux continus : les propriétés sont moyennées sur des Volumes Élémentaires Représentatifs (VER). La forme locale générale d'une équation de conservation traduit le fait que la variation temporelle d'une quantité A dans un VER est égale au flux net entrant de cette quantité $-\nabla \cdot q_A$ à travers ce VER, plus un terme source s :

$$\frac{\partial A}{\partial t} = -\nabla \cdot q_A + s \quad (2.14)$$

Où q_A est la densité de flux relative à la quantité A . Selon l'équation de conservation, A représente la masse volumique d'air sec, la densité de quantité de mouvement, la teneur en eau, ou la densité d'énergie.

Dans les sections qui suivent, les équations relatives à chacune de ces quantités seront détaillées. A partir des formes générales des équations, nous aboutirons à celles qui constituent le modèle HAM-Lea.

Bilan d'air dans les milieux poreux

Pour décrire l'écoulement d'air dans le milieu poreux, deux équations bilan sont requises : la conservation de la masse et de la quantité de mouvement. L'équation générale de conservation de la masse d'air sec, appelée équation de continuité, s'écrit :

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_{air}}{\partial t} = -\nabla \cdot (\rho_{air} u) \quad (2.15)$$

où ε est la porosité ouverte du milieu poreux, ρ_{air} [kg/m³] la densité d'air sec et u [m/s] la vitesse de Darcy. Il s'agit d'une vitesse fictive, moyenne sur un VER de la vitesse intrinsèque dans les pores. La relation de Dupuis-Forchheimer permet de relier la vitesse de Darcy et la vitesse intrinsèque v :

$$u = \varepsilon \times v \quad (2.16)$$

En physique du bâtiment, les vitesses d'air restent suffisamment faibles de manière à pouvoir faire l'hypothèse de l'écoulement incompressible ($\rho_{air} \approx \text{cste}$). L'équation de continuité se simplifie en :

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2.17)$$

La conservation de la quantité de mouvement est l'application de la seconde loi de Newton (ou principe fondamental de la dynamique). Lorsque cette loi est appliquée dans un référentiel galiléen à un corps de masse m , animé d'une vitesse v et sur lequel s'exercent des forces extérieures F_i , elle s'écrit :

$$\frac{d(m v)}{dt} = \sum_i F_i \quad (2.18)$$

Lorsque la conservation de la quantité de mouvement est appliquée à un VER d'un volume d'air, on obtient l'équation de Navier-Stokes.

Au sein d'un milieu poreux, la conservation de la quantité de mouvement est obtenue en analogie avec l'équation de Navier-Stokes, mais avec des termes supplémentaires qui traduisent la résistance exercée par la matrice solide contre l'écoulement d'air. Les lecteurs intéressés par davantage de détails peuvent se reporter aux livres de références traitant des transferts de chaleur et de masse dans les fluides et les milieux poreux [Nield and Bejan, 2006, Bird et al., 2002].

La forme générale de l'équation de conservation de la quantité de mouvement dans les milieux poreux s'écrit :

$$\begin{aligned}
= & \underbrace{-\nabla P}_{\text{force de pression}} + \underbrace{\rho_{air}g}_{\text{force de gravité}} - \underbrace{\mu_{air}k_{mat}^{-1}u}_{\text{terme de Darcy}} - \underbrace{c_F k_{mat}^{-1/2} \rho_{air}|u|u}_{\text{terme de Forchheimer}} + \underbrace{\frac{\rho_{air}}{\varepsilon} \frac{\partial u}{\partial t}}_{\text{acceleration locale}} + \underbrace{\frac{\rho_{air}}{\varepsilon^2} (u \cdot \nabla)(u)}_{\text{acceleration advective}} + \underbrace{\frac{1}{\varepsilon} \mu_{eff} \Delta u}_{\text{terme de Brinkman}} \quad (2.19)
\end{aligned}$$

où P [Pa] est la pression d'air totale, μ_{air} [Pa.s] la viscosité dynamique de l'air, μ_{eff} [Pa.s] une viscosité effective, k_{mat} [m²] la perméabilité intrinsèque du matériau, et c_F un coefficient de frottement sans dimension. Quelques compléments sont donnés dans les paragraphes suivants.

Cette équation (2.19) peut être simplifiée, selon les vitesses d'air et le niveau de détail voulu pour la simulation. Le nombre de Reynolds de pore fournit une information sur le régime d'écoulement dans le milieu poreux.

$$Re_p = \frac{L_c \rho_{air} u}{\mu_{air}} \quad (2.20)$$

La longueur caractéristique L_c [m] de l'écoulement est généralement approximée par la racine carrée de la perméabilité intrinsèque :

$$L_c = \sqrt{k_{mat}} \quad (2.21)$$

Pour des applications en physique du bâtiment, le régime d'écoulement dans le milieu poreux reste laminaire. Cependant, l'expression de la force de frottement dépend de la valeur de Re_p . Pour Re_p de l'ordre de l'unité, cette force est proportionnelle à la vitesse, et se réduit au terme de Darcy. En revanche, pour $Re_p > 10$, la dépendance devient quadratique avec la vitesse, nécessitant l'ajout du terme de Forchheimer.

Le terme de Brinkman est une force de frottement visqueux, similaire au terme en Laplacien dans l'équation de Navier-Stokes. Il est nécessaire lorsque la condition de non glissement au voisinage d'un mur imperméable à l'air doit être capturée. Une viscosité effective $\tilde{\mu}$ [Pa.s] est introduite, qui est proche de la viscosité dynamique de l'air pour les matériaux à haute porosité. Étant donné que nous n'avons pas besoin d'une description très fine de la couche limite aux interfaces du mur, le terme de Brinkman ne sera pas considéré dans notre modèle.

Puisque les vitesses mises en jeu sont faibles, l'accélération advective (parfois appelé « terme inertiel ») est généralement petite comparé aux termes de frottement (Darcy et Brinkman) [Nield and Bejan, 2006]. De plus, des travaux de recherche récents ont prouvé qu'il est justifié de négliger l'effet transitoire du transfert d'air, car il présente des constantes de temps bien plus petites que celles des transferts de chaleur et d'humidité [Langmans et al., 2012]. Cette hypothèse est adoptée pour le modèle nouvellement développé.

Pour un écoulement d'air stationnaire, l'équation de la conservation de quantité de mouvement se réduit donc à la forme générale de la loi de Darcy :

$$u = -\frac{k_{mat}}{\mu_{air}} (\nabla P - \rho_{air}(T)g) \quad (2.22)$$

où g [m/s²] est l'accélération de la gravité. L'axe vertical (selon y) est orienté vers le haut. La force de gravité, bien qu'elle soit faible comparée à celle dans les liquides, peut à priori avoir une contribution significative dans le débit d'air total. Cette force de gravité peut être considérée comme constante, ou fonction de la température lorsque la convection naturelle doit être capturée. La convection naturelle est causée par un gradient de masse volumique de l'air, lui-même créé par une différence de température (ou dans une moindre mesure, d'humidité). Si l'on prend en compte la dépendance à la température de la masse volumique de l'air dans toutes les équations de conservation, la résolution du système global s'en trouve considérablement plus complexe. L'approximation de Boussinesq permet de capturer la convection naturelle "à moindre coût numérique", en restreignant la variation de la masse volumique de l'air avec la température à un terme de flottabilité dans l'équation de la quantité de mouvement, comme le montre (eq. 2.22). Dans le cadre de cette approximation, la dépendance à la température de la masse volumique peut être linéarisée en utilisant un développement limité d'ordre un au voisinage d'une température d'équilibre T_0 , en faisant l'hypothèse de petites variations autour de cette valeur.

$$\rho_{air}(T) = \rho_{air}(1 - b(T - T_0)) \quad (2.23)$$

avec b [K⁻¹] le coefficient de dilatation thermique de l'air.

Pour exprimer la masse volumique de l'air, il est également possible d'utiliser directement la loi des gaz parfaits, en utilisant la masse molaire de l'air M_{air} [kg/mol], une pression d'équilibre P_0 , la constante des gaz parfaits R [J/(mol.K)] et la température absolue T en Kelvin.

$$\rho_{air}(T) = \frac{P_0 M_{air}}{R T} \quad (2.24)$$

Cependant, cette expression de la masse volumique de l'air n'est pas linéaire avec la température, et donc potentiellement plus difficile à résoudre.

Les différences de pression résultantes de part et d'autre de l'enveloppe du bâtiment sont les potentiels moteurs du transfert d'air. Ces différences de pression sont dues à l'effet combiné du vent, du tirage thermique et du système de ventilation mécanique. Les valeurs communément rencontrées se situent dans la plage [0-10 Pa] selon [Abadie et al., 2002]. Pour donner un ordre de grandeur, une différence de pression de 10 Pa appliquée à une épaisseur de 160 mm d'isolant thermique à haute perméabilité (fibre de verre, $\rho_{mat} = 16$ kg/m³, $k_{mat} = 3,85 \times 10^{-9}$ m² [ASHRAE, 2013]), génère une vitesse d'air de 13 mm/s et un Reynolds de pore de 0,055. Cela prouve la validité de la loi Darcy pour les matériaux de construction classiques dans des conditions standards.

Par ailleurs, puisque le modèle n'est pas dédié à des conditions climatiques extrêmes avec des différences de températures dépassant 40°C, il est raisonnable de négliger la convection naturelle dans les milieux poreux [Langlais et al., 1990].

Notons que négliger la convection naturelle simplifie fortement le problème car le champ de

vitesse est découplé du champ hygrothermique. Cela permet de résoudre le premier préalablement au second, ce qui réduit le temps de simulation, tout en maintenant une bonne précision des résultats.

Pour une application de HAM-Lea dans les milieux poreux, nous faisons l'hypothèse que la contribution de la force de gravité dans le débit d'air total est négligeable. La loi de Darcy se simplifie alors en :

$$u = -\frac{k_{mat}}{\mu_{air}} \nabla P \quad (2.25)$$

Afin de résoudre l'équation, il faut y ajouter des conditions aux limites. Une pression ou une vitesse d'air est appliquée en entrée d'air, tandis qu'une pression de référence est imposée en sortie. Dans la plupart des cas, l'écart de pression résultant entre l'intérieur et l'extérieur peut être mesuré sur le terrain. Parfois, il est plus facile d'accéder aux vitesses d'air en entrée, en particulier pour des montages expérimentaux où l'air est injecté à un débit contrôlé à travers un défaut d'étanchéité [Belleudy et al., 2014b]. Que ce soit la pression ou la vitesse qui est imposée en entrée d'air, il est important de fixer une pression de référence en un point du domaine, pour garantir que le problème soit bien posé.

Une condition de glissement est écrite sur les frontières imperméables, en cohérence avec la loi de Darcy :

$$u \cdot n = 0 \quad (2.26)$$

où n est le vecteur normal à la surface pointant vers l'extérieur.

Bilan d'humidité dans les milieux poreux

L'équation de conservation de l'humidité dans les milieux poreux s'écrit :

$$\frac{\partial w(\varphi)}{\partial t} = -\nabla \cdot g_{diff} - \nabla \cdot g_{adv} - \nabla \cdot g_{liq} \quad (2.27)$$

Comme mentionné dans le paragraphe (2.1.3), les expressions des flux d'humidité g_{diff} et g_{liq} sont données par les équations (2.4) et (2.8). L'équation (2.27) prend en compte la vapeur transportée par un flux d'air. Le flux correspondant est noté g_{adv} et appelé flux advectif.

$$g_{adv} = \rho_{vap}(T, \varphi) u \quad (2.28)$$

Dans le milieu poreux, l'air humide est considéré comme un mélange de gaz parfaits, contenant de l'air sec et de la vapeur d'eau, et son humidité absolue s'exprime par la loi des gaz parfaits (2.2).

Le terme de stockage $\partial w(\varphi)/\partial t$ peut être obtenu à partir de la courbe de sorption (fig. 2.2).

Le choix du potentiel moteur adapté pour les transferts d'humidité fait l'objet de discussions dans la littérature. Néanmoins, un point important est de garantir la continuité du potentiel moteur à travers les interfaces entre matériaux. A cet égard, la pression partielle de vapeur d'eau et l'humidité relative sont tous deux des fonctions continues à l'interface entre deux matériaux. L'écriture de l'équation de conservation de l'humidité sous une forme générale (eq. 2.32) a

semblé plus aisée en utilisant l'humidité relative comme potentiel. Par exemple, le terme de stockage exprimé avec l'humidité relative s'écrit :

$$\frac{\partial w(\varphi)}{\partial t} = \frac{\partial w(\varphi)}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad (2.29)$$

Où $\partial w(\varphi)/\partial t$ est directement la pente de l'isotherme de sorption. De plus, [Galbraith et al., 1997, Janssen, 2014] recommandent d'utiliser l'humidité relative comme potentiel moteur pour des raisons physiques et numériques. Bien sûr, le choix des potentiels moteur n'impacte pas les résultats physiques, comme souligné par [Galbraith et al., 1997, Janssen, 2014, Funk and Wakili, 2008]. Pour toutes ces raisons, l'humidité est utilisée comme potentiel moteur pour tous les mécanismes de transfert d'humidité.

Parmi les nombreuses corrélations existantes pour calculer $P_{sat}(T)$, c'est la suivante, tirée de [Hens, 2012] a été implémentée dans HAM-Lea :

$$P_{sat}(T) = \exp \left(23,5771 - \frac{4042,9}{T - 37,58} \right) \quad (2.30)$$

Comme nous l'avons précédemment évoqué, la courbe de sorption donne la teneur en eau d'équilibre d'un matériau en équilibre avec l'air environnant, et l'impact de la température est souvent négligé en physique du bâtiment. De plus, dans un souci de simplification, nous ne considérerons pas le phénomène d'hystérésis entre la sorption et la désorption.

En remplaçant les expressions des flux (2.4), (2.28) et (2.8) dans (2.27), l'équation de conservation de l'humidité s'écrit :

$$\frac{\partial w(\varphi)}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} = -\nabla \cdot \left(\underbrace{-\delta_{mat}(\varphi) \nabla p_v(T, \varphi)}_{g_{diff}} + \underbrace{\rho_{vap}(T, \varphi) u}_{g_{adv}} - \underbrace{D_w(\varphi) \frac{\partial w(\varphi)}{\partial \varphi} \nabla \varphi}_{g_{iq}} \right) \quad (2.31)$$

Notons que $g_{iq}(\varphi)$ peut aussi s'exprimer via (eq. 2.8), en prenant $T = T_{ref}$ dans l'expression de la pression de succion P_{suc} .

Pour implémenter cette équation dans COMSOL, elle est développée de manière à faire apparaître l'humidité relative φ , puis les termes sont réarrangés selon une forme générale d'équation aux dérivées partielles (eq. 2.32) :

$$\alpha_1 \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot (-\alpha_2 \nabla \varphi - \alpha_3 \varphi + \alpha_4) + \alpha_5 \cdot \nabla \varphi + \alpha_6 \varphi = \alpha_7 \quad (2.32)$$

Le développement et le réarrangement des termes pour obtenir les différents coefficients est détaillé en annexe C.

L'équation (eq. 2.31) doit être assortie de conditions aux limites. A l'entrée d'air, l'humidité relative est imposée. On note u_{inlet} la vitesse d'entrée, φ_{amb} et φ_{surf} les humidité relatives de

l'ambiance et de la surface en contact avec l'ambiance respectivement :

$$\varphi_{surf} = \varphi_{amb} \quad (2.33)$$

Alternativement, le flux entrant d'humidité peut être imposé. Cela peut s'avérer utile, notamment lorsqu'un flux d'humidité dû à la pluie battante doit être inclus. L'écriture de cette condition aux limites de type Neumann traduit la continuité du flux à l'interface :

$$\begin{aligned} -n \cdot [g_{diff}(T_{surf}, \varphi_{surf}) + g_{adv}(T_{surf}, \varphi_{surf}) + g_{liq}(\varphi_{surf})] = \\ \beta_{amb} [p_v(T_{amb}, \varphi_{amb}) - p_v(T_{surf}, \varphi_{surf})] + u_{inlet} \rho_{vap}(T_{amb}, \varphi_{amb}) \end{aligned} \quad (2.34)$$

Le terme faisant intervenir la vitesse est souvent omis dans la littérature [Li et al., 2009, van Schijndel, 2009, Langmans et al., 2012], car il est négligeable dans le cas de matériaux peu perméables à l'air soumis à de faibles écarts de pression. Cependant, nous conserverons ce terme pour notre modèle.

En sortie d'air, l'air est à la température de la frontière extérieure, ce qui donne la condition aux limites de Neumann suivante :

$$\begin{aligned} -n \cdot [g_{diff}(T_{surf}, \varphi_{surf}) + g_{adv}(T_{surf}, \varphi_{surf}) + g_{liq}(\varphi_{surf})] = \\ \beta_{amb} [p_v(T_{amb}, \varphi_{amb}) - p_v(T_{surf}, \varphi_{surf})] + u_{outlet} \rho_{vap}(T_{surf}, \varphi_{surf}) \end{aligned} \quad (2.35)$$

Cette condition aux limites est également valable pour les interfaces étanches à l'air mais perméables à la vapeur. Sur les interfaces étanches à la vapeur, le flux d'humidité est nul :

$$-n \cdot [g_{diff}(T_{surf}, \varphi_{surf}) + g_{adv}(T_{surf}, \varphi_{surf}) + g_{liq}(\varphi_{surf})] = 0 \quad (2.36)$$

L'expression de ces conditions aux limites selon le formalisme de (eq. 2.32) est présentée dans l'annexe C.

Bilan de chaleur dans les milieux poreux

Dans le cas général, une approche à deux températures doit être utilisée pour traiter des transferts de chaleur dans un milieu poreux contenant une phase solide et une phase gazeuse. Des méthodes existent pour déterminer le coefficient d'échange convectif interfacial dans le milieu poreux [Kuwahara et al., 2001]. En physique du bâtiment, étant donné les faibles débits d'air traversant les défauts d'étanchéité et les hautes porosités des matériaux isolants perméables à l'air, l'équilibre thermique entre l'air et la matrice solide est atteint après une faible distance face à la dimension de la paroi, comme démontré par [Buchanan and Sherman, 2000]. C'est la raison pour laquelle il est légitime de considérer une approche avec une température moyenne, et ainsi une seule équation pour la conservation de l'énergie.

L'énergie totale est la somme de l'énergie interne, cinétique et potentielle. En physique du bâtiment, les variations d'énergie potentielle et cinétique sont communément négligées dans

les calculs. De plus, au vu des faibles différences de pression mises en jeu, l'approximation suivante peut être faite :

$$dU = d\left(H - \frac{P}{\rho_{air}}\right) \approx dH \quad (2.37)$$

où H est l'enthalpie d'un volume de contrôle et U son énergie interne. Dans un milieu poreux :

$$dH = [\rho_{mat}c_{mat} + w(\varphi)c_w] dT \quad (2.38)$$

La variation temporelle de l'enthalpie d'un VER est due à trois flux : le flux conductif q_{cond} , le flux convectif d'air sec q_{conv} , et le flux de chaleur latente et sensible transportés par l'humidité q_{moist} , exprimés en $[W/m^2]$.

$$\frac{\partial H}{\partial t} = -\nabla \cdot q_{cond} - \nabla \cdot q_{conv} - \nabla \cdot q_{moist} \quad (2.39)$$

D'après la loi de Fourier, le flux conductif s'écrit :

$$q_{cond} = -\lambda_{mat}(\varphi)\nabla T \quad (2.40)$$

Dans un matériau poreux, on définit une conductivité thermique équivalente, qui inclut les effets de la convection d'air à l'échelle des pores et ceux du rayonnement entre les parois des pores. Cette conductivité thermique équivalente $\lambda_{mat}(\varphi)$ $[W/(m.K)]$ est fonction de l'humidité.

q_{conv} est le flux de chaleur dû à la convection d'air sec.

$$q_{conv} = \rho_{air}c_{p_{air}}T u \quad (2.41)$$

Le flux total d'humidité $g_{moist} = g_{diff} + g_{adv} + g_{liq}$ induit à la fois un flux sensible et latent, qui sont parfois inclus dans un terme source, comme mentionné dans (eq. 2.14). Le flux de chaleur latente et sensible transporté par le flux d'humidité s'écrit :

$$q_{moist} = g_{liq} c_w T + (g_{diff} + g_{adv})(c_{p_{vap}}T + L_v) \quad (2.42)$$

L_v $[J/kg]$ est la chaleur latente de sorption approximée par la chaleur latente d'évaporation de l'eau liquide. De manière similaire à plusieurs modèles de la littérature, le modèle HAM-Lea néglige la part sensible face à la part latente (voir tableau récapitulatif de l'annexe B).

Dans ce cas, le flux de chaleur induit par le transport d'humidité se réduit à :

$$q_{moist} \approx q_{latent} = L_v(g_{adv} + g_{diff}) \quad (2.43)$$

Pareillement à l'équation de conservation d'humidité, l'équation de conservation de l'énergie (eq. 2.39) peut être réécrite en remplaçant les expressions des flux (2.40), (2.41) et (2.43) :

$$(\rho_{mat}c_{mat} + w(\varphi)c_w) \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot \left[\underbrace{-\lambda_{mat}(\varphi)\nabla T}_{q_{cond}} + \underbrace{\rho_{air}c_{p_{air}}T u}_{q_{conv}} + \underbrace{L_v(g_{adv}(T, \varphi) + g_{diff}(T, \varphi))}_{q_{latent}} \right] \quad (2.44)$$

L'équation générale implémentée dans COMSOL est de la forme :

$$\alpha'_1 \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (-\alpha'_2 \nabla T - \alpha'_3 T + \alpha'_4) + \alpha'_5 \cdot \nabla T + \alpha'_6 T = \alpha'_7 \quad (2.45)$$

L'obtention des différents coefficients est détaillée dans l'annexe D.

Par analogie avec les conditions aux limites des transferts d'humidité, la température (2.46) ou le flux entrant (2.47) peut être imposé en entrée d'air :

$$T_{surf} = T_{amb} \quad (2.46)$$

ou

$$\begin{aligned} -n \cdot [q_{cond}(T_{surf}, \varphi_{surf}) + q_{conv}(T_{surf}) + q_{lat}(T_{surf}, \varphi_{surf})] = \\ h_{amb}(T_{amb} - T_{surf}) + L_v \beta_{amb} [p_v(T_{amb}, \varphi_{amb}) - p_v(T_{surf}, \varphi_{surf})] \\ + \rho_{air}c_{p_{air}} u_{inlet} T_{amb} + L_v u_{inlet} \rho_{vap}(T_{amb}, \varphi_{amb}) \end{aligned} \quad (2.47)$$

Le terme faisant intervenir la vitesse, bien que parfois omis dans la littérature (raisons évoquées dans la section précédente), sera pris en compte dans notre modèle. En sortie d'air, la condition aux limites se réduit à :

$$\begin{aligned} -n \cdot [q_{cond}(T_{surf}, \varphi_{surf}) + q_{conv}(T_{surf}) + q_{lat}(T_{surf}, \varphi_{surf})] = \\ h_{amb}(T_{amb} - T_{surf}) + \rho_{air}c_{p_{air}} T_{surf} u_{outlet} + \\ L_v \beta_{amb} [p_v(T_{amb}, \varphi_{amb}) - p_v(T_{surf}, \varphi_{surf})] + L_v u_{outlet} \rho_{vap}(T_{surf}, \varphi_{surf}) \end{aligned} \quad (2.48)$$

Cette condition aux limites est également valable pour les interfaces non adiabatiques perméables à la vapeur.

A partir de HAM-Lea, nous définissons un modèle HA-Lea en retirant l'équation de conservation de l'humidité (eq. 2.31) et en supprimant la dépendance des propriétés des matériaux à l'humidité. Le système d'équations se réduit alors à l'équation de la chaleur ainsi simplifiée (eq. 2.49), couplée aux équations (2.17) et (2.25) qui régissent le champ de vitesse.

$$\rho_{mat}c_{mat} \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot \left[\underbrace{-\lambda_{mat}\nabla T}_{q_{cond}} + \underbrace{\rho_{air}c_{p_{air}}T u}_{q_{conv}} \right] \quad (2.49)$$

2.2.5 Implémentation dans COMSOL Multiphysics

Les équations du modèle HA-Lea et HAM-Lea décrites dans les parties précédentes sont implémentées dans le logiciel commercial COMSOL Multiphysics [COMSOL, 2014], via son interface graphique. L'utilisateur peut soit construire directement la géométrie ou importer un fichier CAD externe. Les propriétés constantes des matériaux et autres constantes peuvent être entrées comme des paramètres, tandis que les coefficients variables peuvent être définis comme des fonctions analytiques, ou comme une liste de valeurs discrètes pour générer une interpolation.

L'interface de maillage intégrée de COMSOL est utilisée et le maillage est affiné dans les régions étroites, ainsi que dans celles où des forts gradients de température et de vitesse sont à prévoir. La densité du maillage est augmentée jusqu'à ce que les flux et les champs calculés deviennent stables.

Lorsqu'il est considéré, le champ de vitesse est résolu préalablement aux champs de température et d'humidité. Les équations de conservation de la chaleur et de l'humidité sont résolues simultanément via le solveur intégré MUMPS de COMSOL. Ce solveur est basé sur la méthode des éléments finis avec un schéma explicite dont le pas de temps est variable. Il est possible de définir un pas de temps maximal, coïncidant avec celui donné par les conditions aux limites. Lorsque des problèmes de convergence se présentent, certains paramètres du solveur peuvent être ajustés, comme le facteur de relaxation, la tolérance relative ou le nombre d'itérations.

2.3 Validation 1D de HAM-Lea par benchmarks numériques

Dans cette partie, nous allons valider la version mono-dimensionnelle de notre modèle HAM à l'aide de benchmarks numériques. Ils ont été conçus dans le cadre du projet européen HAMSTAD (*Heat Air and Moisture Standards Development*), pour fournir un outil de référence 1D d'évaluation des modèles HAM [Hagentoft et al., 2004]. Même si les modèles HAM se basent sur les mêmes équations de conservations, ils diffèrent notamment par les potentiels moteurs choisis, la méthode numérique, la stratégie de discrétisation, la manière dont les propriétés des matériaux sont implémentées : fonctions analytiques ou liste de valeurs discrètes interpolées. Ce dernier point peut par exemple fortement impacter les résultats, notamment car certaines propriétés présentent de grandes variations avec l'humidité. HAMSTAD contient cinq cas d'étude, dont un seul possède une solution analytique. Nous allons traiter trois cas qui permettent de réaliser une validation du modèle pas à pas, en introduisant les couplages de manière progressive. Les noms originaux des benchmarks en anglais sont indiqués entre parenthèse dans le titre de chaque sous-section.

2.3.1 Redistribution d'humidité isotherme : cas analytique (« *homogeneous wall* »)

Ce benchmark met en jeu un mur homogène, donc la température reste constante à $T_0=20^\circ\text{C}$. Le mur est étanche à l'air. L'humidité relative initiale dans le mur est $\varphi = 0,95$, soit une teneur en eau de $w = 84,8 \text{ kg/m}^3$. A l'instant initial l'humidité relative chute à 0,65 du côté intérieur et à 0,45 côté extérieur, ce qui correspond à des teneurs en eau respectives de $30,5 \text{ kg/m}^3$ et $19,5 \text{ kg/m}^3$. Un coefficient d'échange thermique de $25 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ et un coefficient d'échange par diffusion de vapeur de $1,0 \times 10^{-3} \text{ s/m}$ sont appliqués sur les faces intérieures et extérieures du mur. Une redistribution de l'humidité a lieu dans le mur, par des mécanismes de diffusion de vapeur et de transport d'eau liquide par capillarité, dont la force motrice est le gradient de la pression partielle de vapeur.

Puisque les conditions sont isothermes, et que les propriétés δ_{mat} et λ_{mat} sont prises constantes (pas de variation avec l'humidité), les équations de conservation de l'humidité et de l'énergie sont découplées. Pour ne pas complètement supprimer le terme de flux latent dans l'équation de l'énergie mais lui donner un poids très réduit, le benchmark use d'un artifice de calcul en fournissant une valeur très réduite de la chaleur latente de sorption ($\tilde{L}_v = 56,8 \text{ J/kg}$ au lieu de $L_v = 2,5 \times 10^6 \text{ J/kg}$). Une suppression pure et simple de ce terme pourrait mener à des problèmes numériques dans certains codes. Les deux équations de conservation de l'humidité (2.50) et de l'énergie (2.51) ainsi découplées sont brièvement rappelées ci-dessous :

$$\frac{\partial w(\varphi)}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} = -\nabla \cdot \left(-\delta_{mat} \nabla p_v - D_w \frac{\partial w(\varphi)}{\partial \varphi} \nabla \varphi \right) \quad (2.50)$$

$$0 = -\nabla \cdot \left(-\lambda_{mat} \nabla T - \tilde{L}_v \delta_{mat} \nabla p_v \right) \quad (2.51)$$

On trace alors les profils de teneur en eau dans le mur fournis par le modèle à 100 h, 300 h et 1000 h, puis on compare les résultats à ceux du benchmark (fig. 2.8). Sur cette figure, le côté extérieur est situé à gauche de l'axe des abscisses, tandis que le côté intérieur est situé à droite. On obtient une très bonne concordance entre les profils analytiques et simulés.

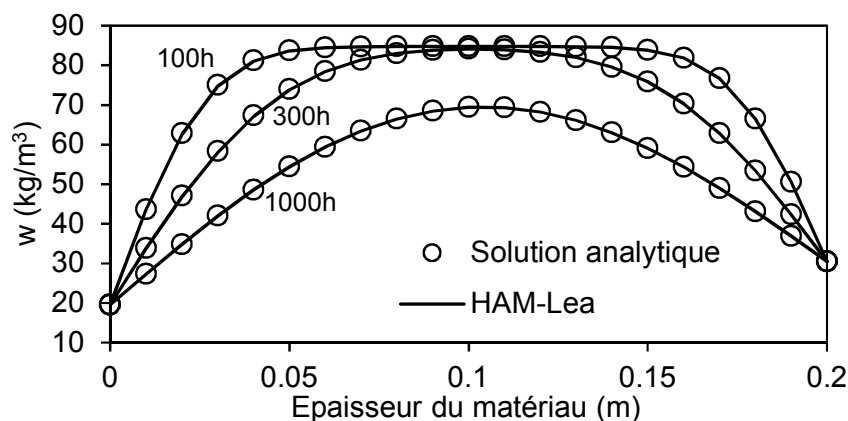


FIGURE 2.8 – Profils d'humidité dans le mur à 100 h, 300 h et 1000 h calculés analytiquement et avec le modèle HAM-Lea

2.3.2 Mur isolé par l'intérieur : couplage HM en régime variable (« *insulated roof* »)

Ce benchmark traite de la condensation interstitielle qui peut se produire à l'interface entre deux matériaux. La configuration de paroi choisie n'a pas pour vocation première à être réaliste, mais plutôt à être « à risque » vis à vis de l'humidité pour aboutir à des condensations, et ainsi pouvoir tester la capacité des modèles à en rendre compte. On considère donc un mur porteur isolé côté intérieur, avec un pare vapeur placé côté extérieur. L'ensemble est considéré parfaitement étanche à l'air. Le mur porteur est hygroscopique et capillaire tandis que l'isolation est peu hygroscopique et non capillaire. Comme nous l'avons évoqué dans la section (2.2), une condensation de vapeur est prévisible à l'interface entre le mur porteur et l'isolant. Ce benchmark va donc notamment nous permettre de tester le comportement du modèle dans le domaine de la saturation capillaire, en l'absence de transfert d'air.

La simulation est réalisée sur une durée de cinq ans. Des conditions aux limites variables en température et en humidité sont considérées. La teneur en eau totale dans le mur porteur est comparée avec celle fournie par le benchmark (fig. 2.9). On observe une certaine dispersion des résultats, mais la courbe issue de HAM-Lea est située dans l'enveloppe formée par les courbes provenant des autres organismes de recherche. Nous obtenons donc une bonne concordance entre le benchmark et le modèle.

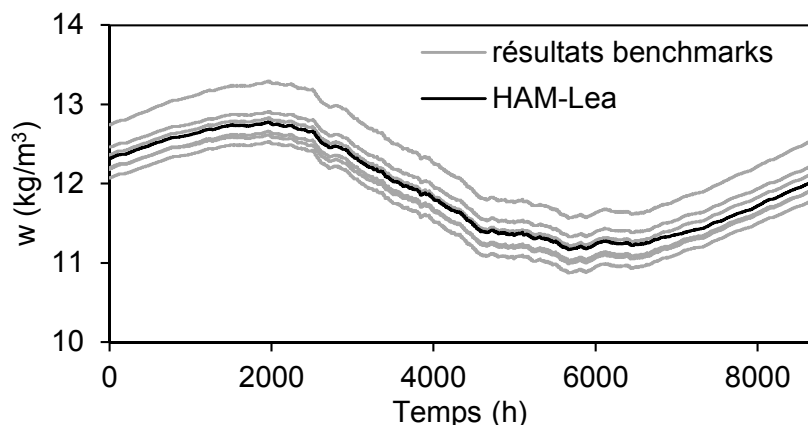


FIGURE 2.9 – Variation de la teneur en eau moyenne dans le matériau porteur au cours de la quatrième année de simulation

2.3.3 Mur monocouche soumis à des transferts HAM (« *lightweight wall* »)

Le troisième benchmark que nous avons considéré traite du transfert couplé HAM monodimensionnel à travers une couche de matériau de 200 mm d'épaisseur. Le transfert d'humidité se fait par advection avec le flux d'air, mais aussi par les gradients de température et de pression partielle de vapeur de part et d'autre de la paroi. La face interne (à gauche) est ouverte à l'air et à la vapeur, tandis que la face externe (à droite) est ouverte à l'air mais imperméable à la vapeur.

Durant les 20 premiers jours (i.e. 480 h), on simule une exfiltration, l'air circule de l'intérieur vers l'extérieur. Ensuite, le sens de l'air est inversé pour simuler une infiltration.

L'évolution de la teneur en eau moyenne du matériau est tracée sur la figure 2.10. On observe que le matériau se charge en humidité dans la phase d'exfiltration, car cette humidité advectée par l'air ne peut pas sortir côté extérieur du fait de l'imperméabilité à la vapeur de cette interface. En phase d'infiltration, on observe un séchage de la paroi. Les résultats trouvés sont concordants avec ceux du benchmark.

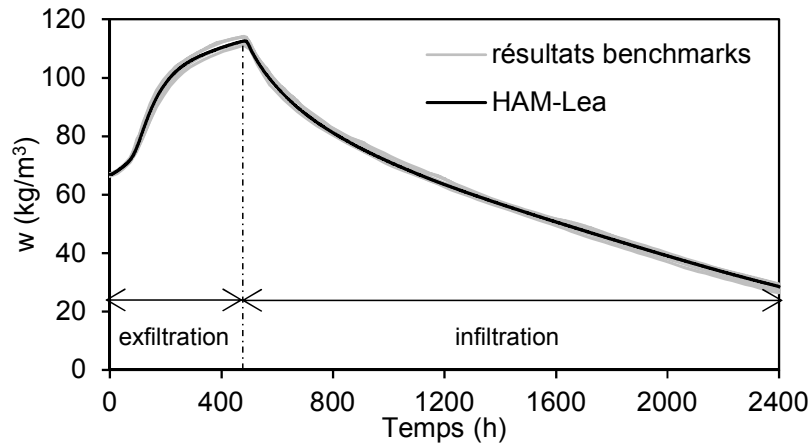


FIGURE 2.10 – Variation de la teneur en eau moyenne dans le matériau porteur au cours de la quatrième année de simulation

En conclusion, les résultats des simulations avec le modèle HAM-Lea sont en bonnes concordance avec ceux des trois benchmarks HAMSTAD choisis. Cela constitue une première validation numérique 1D du modèle HAM-Lea, et nous permet en particulier de valider la manière dont les équations ont été implémentées dans COMSOL.

2.4 Comparaison des modèles HA-Lea et HAM-Lea avec mesures expérimentales

En continuité logique de la validation numérique précédente, cette partie a pour but de fournir une validation expérimentale du modèle, pour des transferts HAM dans des milieux poreux 2D. Dans ce but, une comparaison entre mesures expérimentales et résultats du modèle est entreprise. Ces mesures ont été réalisées au Canada, à l'Université Concordia de Montréal, dans le département « *Building, Civil and Environmental Engineering* », dans le cadre d'un séjour de recherche de six mois financé par une bourse EXPLO'RA DOC de la région Rhône Alpes.

2.4.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est une maison test construite dans la chambre climatique de l'Université Concordia de Montréal (fig. 2.11, gauche). Cette maison test fait partie d'un programme de recherche visant à analyser la faisabilité de combles non ventilés dans les climats extrêmes, plus spécifiquement le nord du Canada [Kayello et al., 2013]. Afin de mieux comprendre les problématiques de ce projet de recherche, il convient ici de décrire brièvement les

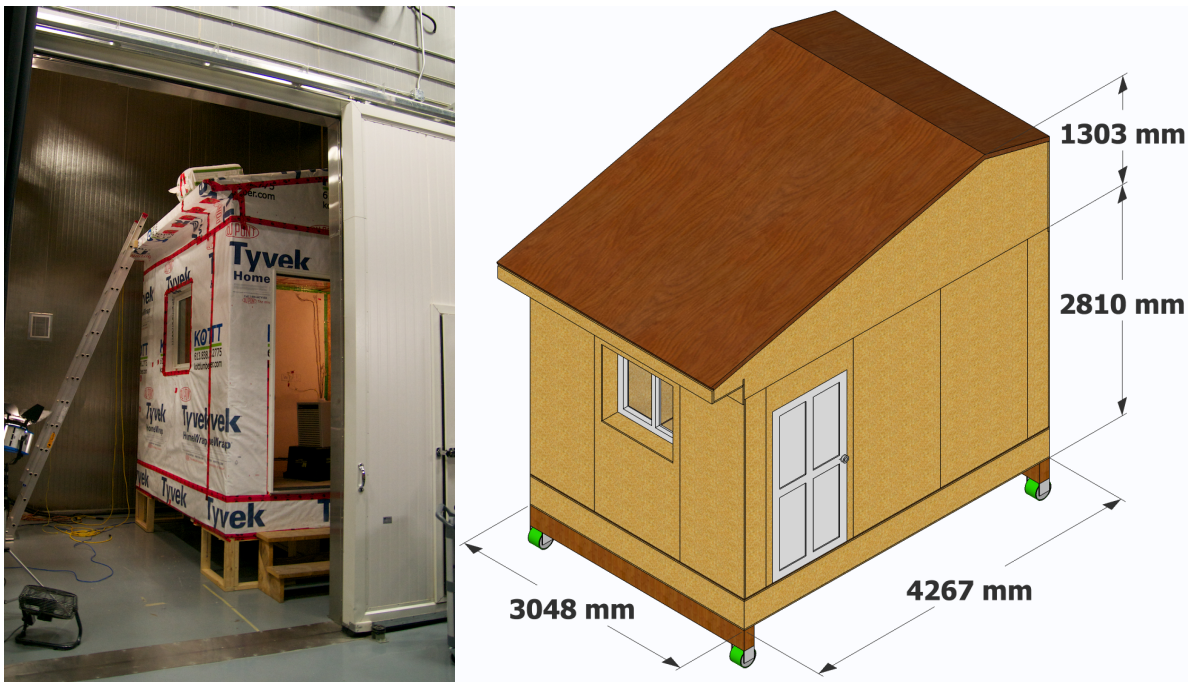


FIGURE 2.11 – Maison test placée dans la Chambre Climatique de l’Université Concordia (gauche), vue isométrique et dimensions de la maison (droite)

deux principales méthodes pour isoler les toitures : l’isolation des combles aménagés ou isolation des combles perdus. Dans la première, l’isolation est placée dans les cavités entre les chevrons. Dans la seconde, une couche verticale d’isolant est placée immédiatement au dessus du plafond, qui sépare le volume inférieur chauffé, du volume supérieur non chauffé. Cela permet d’atteindre des niveaux d’isolation plus importants que pour les combles aménagés, et réduit la taille du volume à chauffer. Les combles perdus sont généralement ventilés mais dans un contexte de climat froid canadien, de fines particules de neige peuvent s’introduire via l’air entrant et former une épaisseur de glace au dessus de la couche d’isolant, d’où la nécessité de démontrer la faisabilité des combles perdus non ventilés. Dans ce but, les combles perdus de la maison test ont été séparés en deux zones : une zone ventilée et une zone non ventilée.

Dans le cadre de l’étude expérimentale effectuée dans le cadre de cette thèse, nous n’utilisons que la zone non ventilée des combles.

La chambre climatique a une surface de 4,66 m sur 8,77 m pour une hauteur de 7,17 m. La température dans la chambre climatique peut être contrôlée entre -40°C et 50°C . La maison test occupe une surface au sol de 4,27 m sur 3,05 m (fig. 2.11, droite). Elle contient une zone de combles perdus non ventilés isolés avec 380 mm de ouate de cellulose en vrac insufflée par voie sèche (fig. 2.12). La ouate de cellulose repose sur un plafond formé d’une plaque de polyisocyanurate (PIR) de 38 mm d’épaisseur. Le PIR joue un rôle de pare air et de pare vapeur pour le plafond.

Il a été possible d’enrichir le dispositif expérimental du projet de recherche de manière à reproduire un défaut d’étanchéité à l’air réaliste. Pour cela, des pompes de prélèvement sont installées dans l’espace intérieur pour injecter de l’air intérieur dans les combles à travers l’isolation avec un débit contrôlé, comme illustré sur (fig. 2.13).



FIGURE 2.12 – Combles de la maison test isolés avec de la ouate de cellulose en vrac

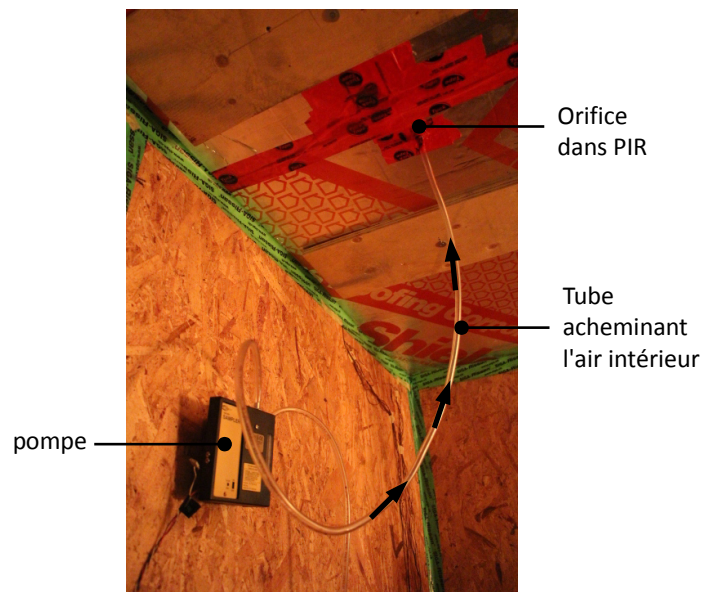


FIGURE 2.13 – Pompe et tube reliés aux combles

L'air est fourni à la base de l'isolation en cellulose à travers un orifice dans le PIR en utilisant un tube de 6,4 mm de diamètre intérieur. Dans le cas où il n'y a pas de débit d'air vers les combles, l'orifice du tube est étanché avec de l'adhésif, à la base du PIR. La (fig. 2.14) donne la position des capteurs de température et d'humidité relative dans l'espace intérieur, la cellulose et les combles. RH/T_{att} et RH/T_{int} sont les thermo-hygromètres, placés dans les combles et dans l'espace intérieur respectivement. Une façon de « cartographier » indirectement un chemin d'air fuite d'air à travers un composant de construction est de mesurer la température au voisinage de la fuite d'air [Desmarais et al., 2000]. Dans ce but, des capteurs sont placés dans la cellulose à différentes hauteurs et horizontalement à différentes distances de l'axe de l'orifice dans le PIR.

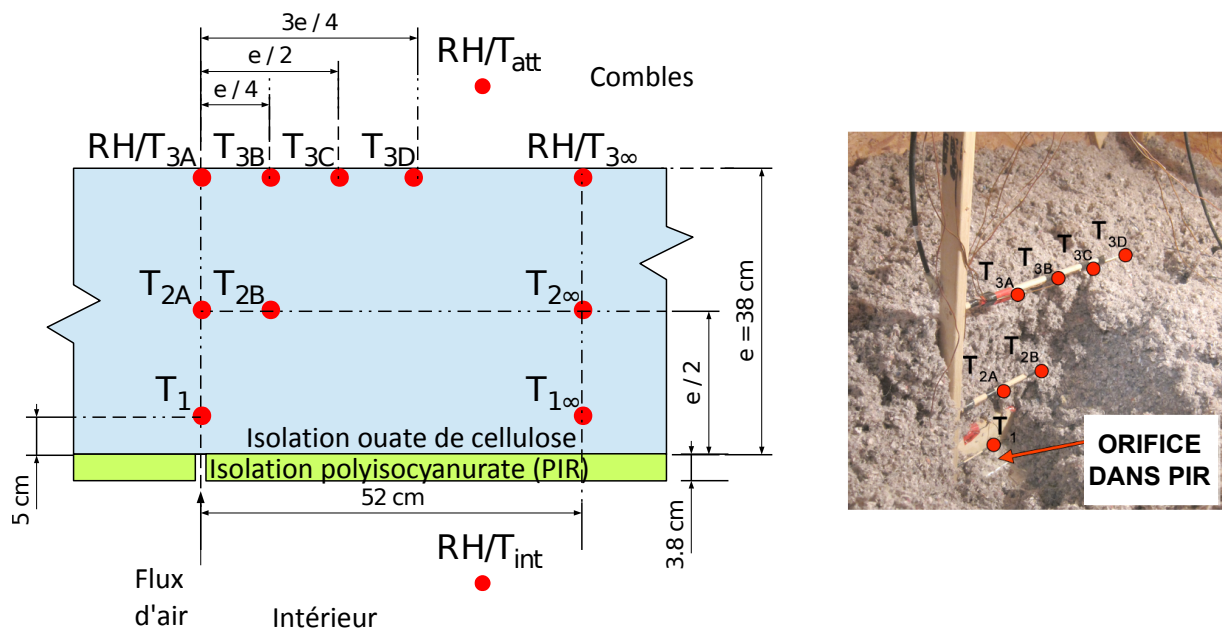


FIGURE 2.14 – Position des thermocouples dans la ouate de cellulose (gauche), maintenus par un support en bois (droite)

RH/T_{3A} et $RH/T_{3\infty}$ sont des thermo-hygromètres installés sous la surface libre supérieure de la cellulose. Pour ces capteurs, la mesure de l'humidité relative a une précision de 4% tandis que la température est mesurée à $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ près. Les autres températures sont mesurées par des thermocouples (Type T, 30 gauge) avec une précision de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$. Les capteurs dans la cellulose sont maintenus par une fine structure en bois pour assurer un placement précis sans risque de déplacement (fig. 2.14, droite). Les capteurs sont fixés à de fines tiges en bois de diamètre inférieur à 10 mm, pour chacune des trois hauteurs dans l'isolation en ouate de cellulose. Ces tiges horizontales sont elles-mêmes fixées à baguettes verticales, éloignée d'au moins 100 mm des capteurs.

2.4.2 Conditions aux limites de l'expérience

Le volume intérieur de la maison test est maintenu à 22°C et 60% d'humidité relative, tandis que le volume de la chambre climatique est maintenu à 5°C et 70% d'humidité relative. Les débits de fuite d'air utilisés sont 0, 2 et 5 L/min. Avec les pompes utilisées, il était difficile d'assurer un débit d'air constant en deçà de 2 L/min. Des simulations supplémentaires ont montré que les débits de fuite de 2 L/min et 5 L/min correspondent respectivement à des différences de pression de part et d'autre du plafond de 10 Pa et 26 Pa. D'après [Abadie et al., 2002], les différences de pressions types à travers les enveloppes des bâtiment sont généralement dans l'intervalle [0,10 Pa]. Par conséquent, les débits d'air expérimentaux choisis sont proches des valeurs mesurées en pratique.

Un résumé des conditions aux limites est présenté (fig. 2.15).

La durée totale de l'expérience est de 638 heures et l'acquisition des mesures se fait toutes les minutes.

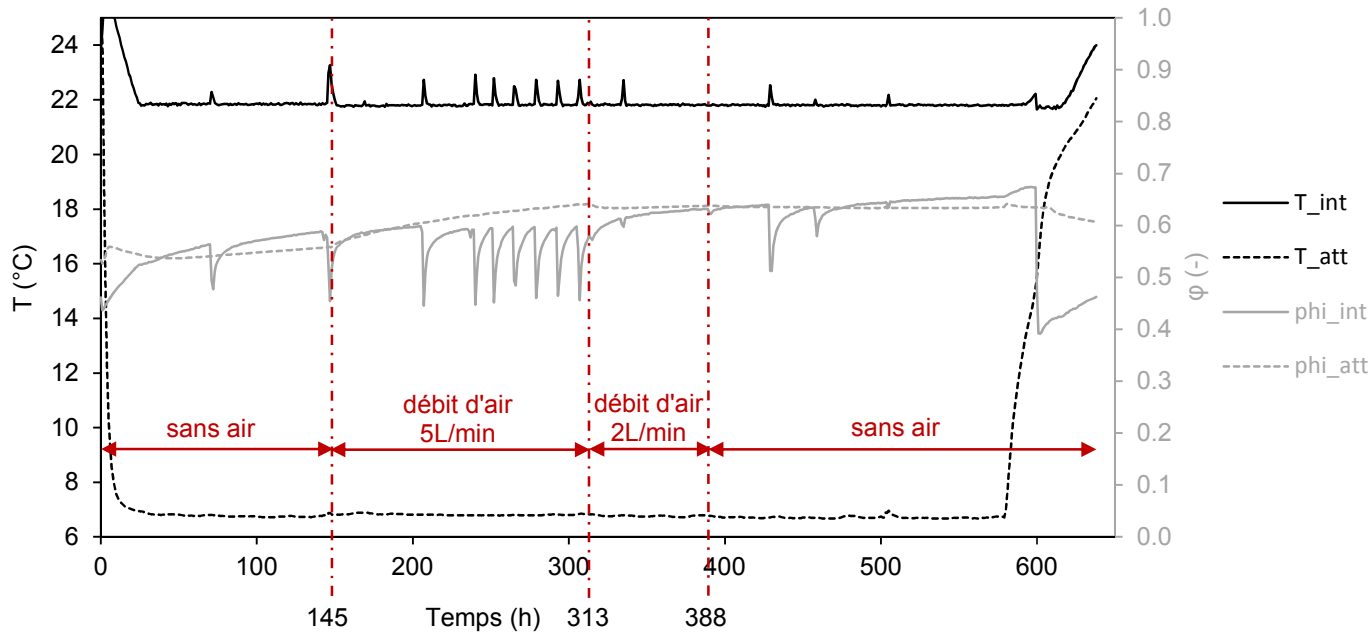


FIGURE 2.15 – Conditions aux limites : température intérieure et température des combles (en noir), et humidités relatives (en gris), débit d’air imposé à l’orifice dans le PIR (indiqué en rouge)

2.4.3 Modélisation par HAM-Lea

Cette section détaille l’implémentation du défaut étudié dans HAM-Lea. Pour réduire le temps de calcul, la géométrie présentée (fig. 2.14, gauche) est considérée comme axisymétrique selon l’axe partant du centre de l’orifice et pointant vers le haut. Cette hypothèse d’axisymétrie signifie que les champs sont considérés invariants par rotation autour de cet axe. On néglige ainsi l’effet de pont thermique induit par le montant en bois supportant les capteurs (fig. 2.14, droite).

Une autre simplification sur la géométrie consiste à réduire la couche d’isolant de polyisocyanurate (étanche à l’air et à la vapeur) à un segment de droite, et à prendre en compte sa résistance thermique $R_{polyiso}$ via un coefficient de d’échange thermique surfacique équivalent à l’interface avec l’air intérieur :

$$h_{eq} = \frac{1}{R_{polyiso} + \frac{1}{h_{int}}} \quad (2.52)$$

Suite à ces simplifications, la géométrie se réduit à un domaine de calcul 2D axisymétrique, où sont écrites les différents équations de conservation et les conditions aux limites associées, déjà détaillées section (2.2.4). Précisons ici que nous optons pour une vitesse imposée en entrée d’air, puisque cette valeur est fixée par la pompe. Un résumé des équations et des conditions aux limites est donné (fig. 2.16).

L’étape suivante est de définir les propriétés hygrothermiques des matériaux. Elles sont soit issues des données du fabricant, ou tirées de la base [ASHRAE, 2013] et de la base de données Fraunhofer IBP disponible dans le logiciel WUFI [Künzel, 1995]. Les propriétés

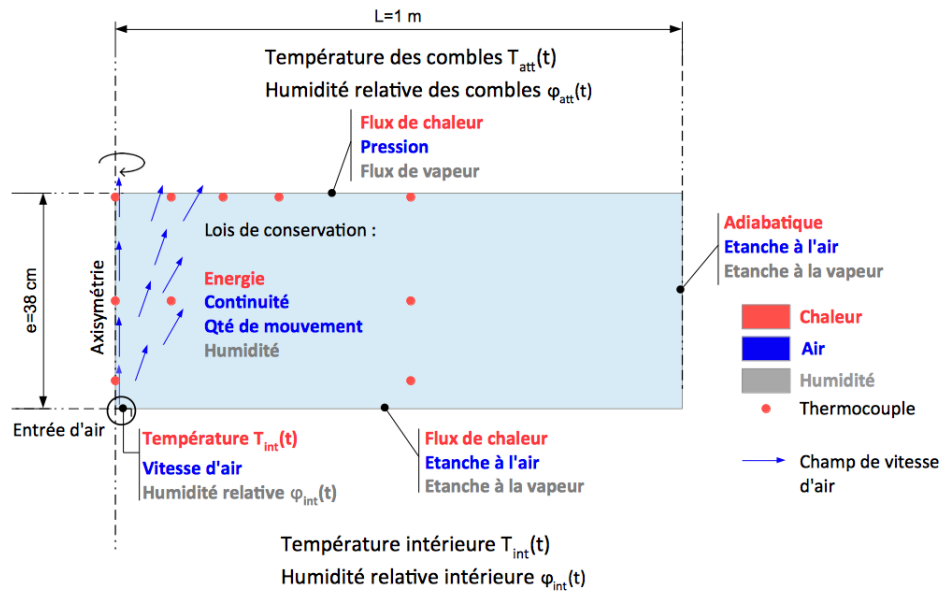


FIGURE 2.16 – Géométrie, équations de conservations et conditions aux limites dans HAM-Lea

hydrothermiques et autres paramètres sont présentés de manière détaillée dans l'annexe E.

Enfin, on procède au maillage de la géométrie. Le maillage, constitué de 5927 mailles triangulaires, a été raffiné jusqu'à obtenir une indépendance de la solution. La simulation HAM de 638 h nécessite environ 3 minutes de calcul sur une station de calcul Intel Xeon E5-1650 CPU v2 à 3,5 GHz. et exploite 1,50 GB de RAM.

2.4.4 Résultats et discussion

Dans cette section, les résultats expérimentaux sont présentés avec les valeurs obtenues par simulation numérique. Les modèles HA-Lea et HAM-Lea sont tous deux utilisés pour déterminer si la prise en compte de l'humidité augmente la concordance avec les mesures expérimentales. Ensuite, HAM-Lea est utilisé comme outil numérique pour évaluer de manière détaillée l'impact du flux d'air humide sur le champ hydrothermique.

Températures sur le plan médian de l'isolation en ouate cellulosique : comparaison entre simulations et mesures

Une première comparaison entre simulations et mesures est réalisée en examinant la température T_{2A} , située sur le plan médian dans la cellulose. Ce plan est un endroit pertinent pour évaluer la précision du modèle, car il est à la position la plus éloignée des deux interfaces horizontales (plans haut et bas de l'isolant ouate de cellulose), où les conditions aux limites sont imposées. La valeur de température au point T_{2A} , calculée avec les modèles HAM-Lea et HA-Lea, et mesurée expérimentalement sont tracées (fig. 2.17). Avant de comparer finement les données simulées et mesurées, les tendances générales des graphes sont expliquées au regard des conditions aux limites de l'expérience, pour faciliter la compréhension de l'impact des

conditions aux limites sur T_{2A} .

À l'instant initial, le dispositif expérimental est à une température de 25°C. Les systèmes CVC (Chauffage, Ventilation et Conditionnement d'air) de la chambre climatique ainsi que ceux situés à l'intérieur de la maison test sont enclenchés à $t = 0$. La température de consigne est de 5°C dans la chambre climatique et 22°C dans la maison test. La température mesurée dans les combles (6,8°C) est supérieure à celle de la chambre climatique du fait de la résistance thermique du toit. Un gradient de température est ainsi créé dans l'isolation en ouate de cellulose. T_{2A} est située sur le plan médian de la couche d'isolation en cellulose, ce qui explique pourquoi les valeurs de températures mesurées et simulées en ce point sont dans l'intervalle [5,22°C] pendant toute la durée de l'expérience. A $t = 145$ h, de l'air intérieur chauffé est injecté par un orifice dans le PIR dans la cellulose à un débit de 5 L/min, ce qui provoque une augmentation de T_{2A} . Le débit d'air, assuré par une pompe, est changé à 2 L/min à $t = 313$ h : moins d'air chaud est alors soufflé à travers la cellulose, d'où une diminution de la température. 75 heures plus tard, à la 388^{ème} heure, la pompe est arrêtée, ce qui mène à une diminution de T_{2A} . Enfin, peu avant 600 h, tous les systèmes CVC sont éteints : toutes les températures retrouvent leurs valeurs initiales. Des écarts ponctuels entre température de consigne et température mesurée sont à noter, dus à des difficultés expérimentales à assurer un niveau stable d'humidité relative. Puisque les conditions aux limites ont été précisément mesurées et ensuite utilisées dans le modèle, ces écarts n'impactent pas la réponse du modèle. La figure (2.17) présente l'évolution de la température dans le plan médian de la cellulose mesurée expérimentalement et calculée utilisant deux modèles : HA-Lea et HAM-Lea.

Lorsque l'on compare de manière plus fine les différents graphes, (fig. 2.17) montre clairement que les sorties du modèle HAM-Lea sont plus proches des résultats expérimentaux que celles de HA-Lea. La même tendance est observée pour les autres températures, telles T_{2B} et $T_{2\infty}$ situées elles aussi sur le plan médian dans l'isolant en cellulose. Ces résultats confirment que prendre en compte les transferts d'humidité en plus des transferts d'air et de chaleur améliore la précision du modèle. Le flux de chaleur latente, qui est pris en compte uniquement dans le modèle HAM, joue un rôle significatif dans le transfert de chaleur global. Cet effet de chaleur latente a été également observé par [Labat et al., 2015] pour des matériaux hygroscopiques soumis à des transferts hygrothermiques.

Jusqu'à la 388^{ème} heure, la différence entre les sorties de HAM-Lea et les mesures expérimentales est inférieure à la précision du capteur. Cependant, après la 388^{ème} heure, HAM-Lea surestime les mesures expérimentales d'environ 1°C. Cet écart pourrait être dû à une incapacité du modèle à détecter une accumulation d'humidité pour des hauts niveaux d'humidité relative. Une telle accumulation a été déjà recensée pour une configuration de défaut similaire, soumis à des conditions hivernales [Derome, 2005]. Ce scénario semble peu probable dans notre cas car l'humidité relative ne dépasse pas 67%, et cette valeur est déjà atteinte au voisinage de l'entrée d'air avant la 388^{ème} heure. Une explication plus vraisemblable de cet écart serait une modification locale de la masse volumique de la ouate de cellulose, suite à un flux d'air maintenu pendant plus de 200 heures, menant à une altération de ses propriétés physiques. Des investigations

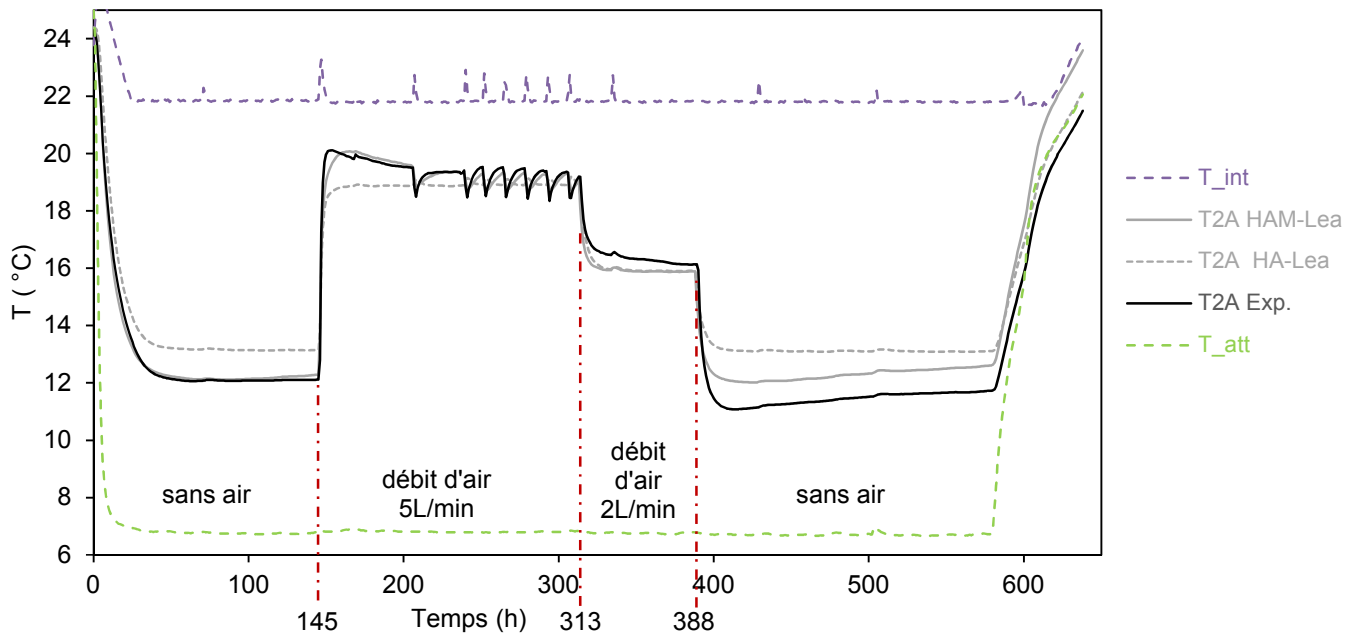


FIGURE 2.17 – Comparaison entre la température T_{2A} mesurée et celles simulées par les modèles HA et HAM développés

expérimentales, indiquant que les conditions extérieures et les vibrations mécaniques peuvent influencer le tassement de la ouate de cellulose, viennent soutenir cette hypothèse [Böck et al., 2015].

Pour évaluer davantage la plausibilité de cette hypothèse, les températures expérimentales T_{2A} , T_{2B} et $T_{2\infty}$ ont été tracées (fig. 2.18). T_{2B} et $T_{2\infty}$ sont situées sur le plan médian de la couche d'isolant en cellulose, à une distance de 9 cm et 52 cm de T_{2A} respectivement. Les graphes montrent que les mesures de $T_{2\infty}$ sont identiques juste avant la 145^{ème} heure et après la 388^{ème} heure, ce qui coïncide avec les périodes sans débit d'air. Cela implique que la structure de la couche d'isolant en ouate de cellulose n'a pas été altérée dans cette région, moins impactée par le flux d'air, contrairement au voisinage de l'orifice dans le PIR où se situent T_{2A} et T_{2B} .

Analyse du champ hygrothermique dans l'isolant en ouate de cellulose soumis au flux d'air humide

Dans la section 2.4.4, nous avons comparé les températures mesurées et simulées dans le plan médian de l'isolant en ouate de cellulose. La bonne concordance mesures-simulations nous fournit des premiers éléments de validation expérimentale du modèle HAM-Lea. Dans cette section, HAM-Lea est utilisé pour simuler des champs hygrothermiques (pression de vapeur et teneur en eau) dans la ouate de cellulose.

Les pressions partielles de vapeur calculées par le modèle HAM-Lea à différentes hauteurs dans l'isolant sont présentées (fig. 2.19). Elles ont été calculées à partir des mesures de température et d'humidité relative (T_{int} , T_{att} , φ_{int} , φ_{att}), ou par simulation (T_1 , T_{2A} , T_{3A} , φ_1 , φ_{2A} , φ_{3A}). Les valeurs de pression partielle s'étendent de 500 Pa dans combles, à 1400 Pa au niveau du volume intérieur chauffé de la maison test. Par voie de conséquence, un gradient de pression par-

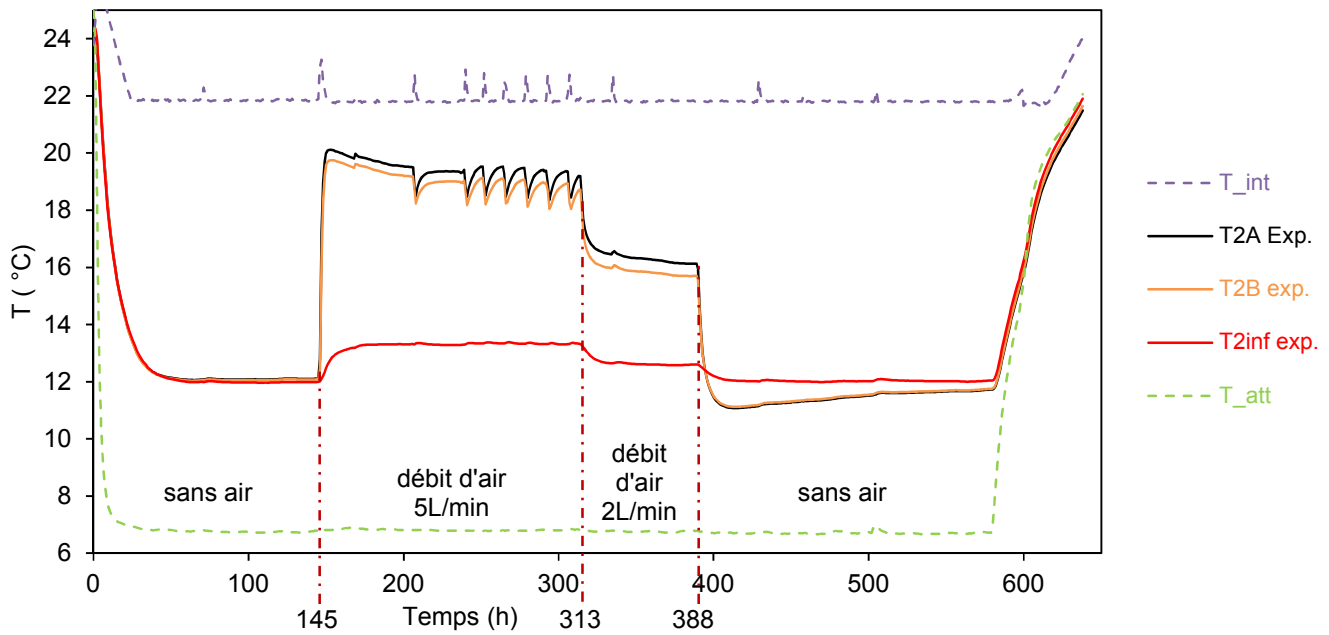


FIGURE 2.18 – Comparaison entre températures mesurées T_{2A} , T_{2B} et $T_{2\infty}$ qui est notée T2inf sur le graphe

tielle s'établit dans l'isolant : la position relative des courbes $p_{v_{int}} > p_{v_1} > p_{v_{2A}} > p_{v_{3A}} > p_{v_{att}}$ est donc cohérente. Les portions du graphique où le débit injecté est nul ([0-145 h] et après la 388^{eme} heure) mettent en évidence que le gradient de pression partielle est principalement concentré dans l'épaisseur de la plaque de PIR, ce qui est cohérent avec sa fonction de pare vapeur.

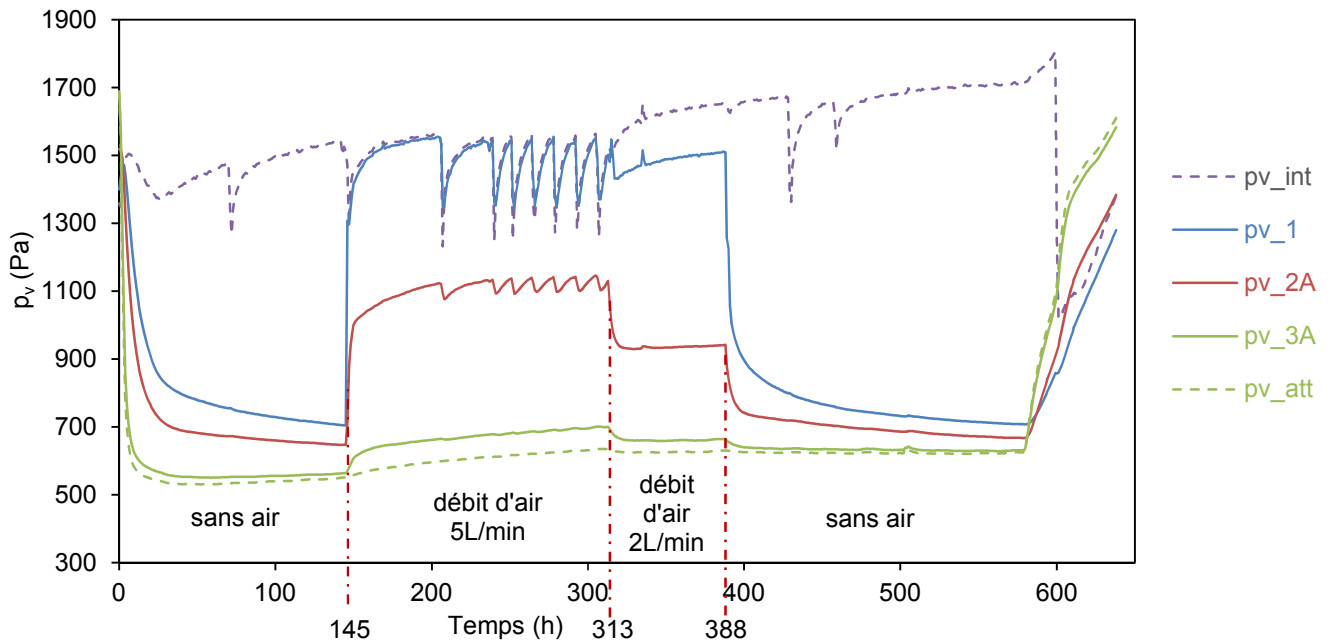


FIGURE 2.19 – Pressions partielles de vapeur obtenues par simulation à différents hauteurs à l'aplomb de l'entrée d'air dans la cellulose. $p_{v_{int}}$ et $p_{v_{att}}$ sont obtenues à partir des mesures expérimentales (T_{int} , φ_{int}) et (T_{att} , φ_{att})

A cause du flux d'air humide, la teneur en eau de la cellulose varie en fonction du temps.

Avec HAM-Lea, la teneur en eau peut être évaluée en tout point de la couche de cellulose. Sa teneur en eau moyenne peut être calculée de la manière suivante :

$$w_{moy}(t) = \frac{\iint_S w(x, y, t) dx dy}{S} \quad (2.53)$$

où S est la surface de la section. $w_{moy}(t)$ et $w_{2\infty}$ sont tracées en fonction du temps sur (fig. 2.20). Il apparaît que le flux d'air cause une augmentation significative de la teneur en eau moyenne dans la cellulose. Cette augmentation est plus prononcée dans les régions proches de l'entrée d'air, c'est pourquoi $w_{2A} > w_{2\infty}$.

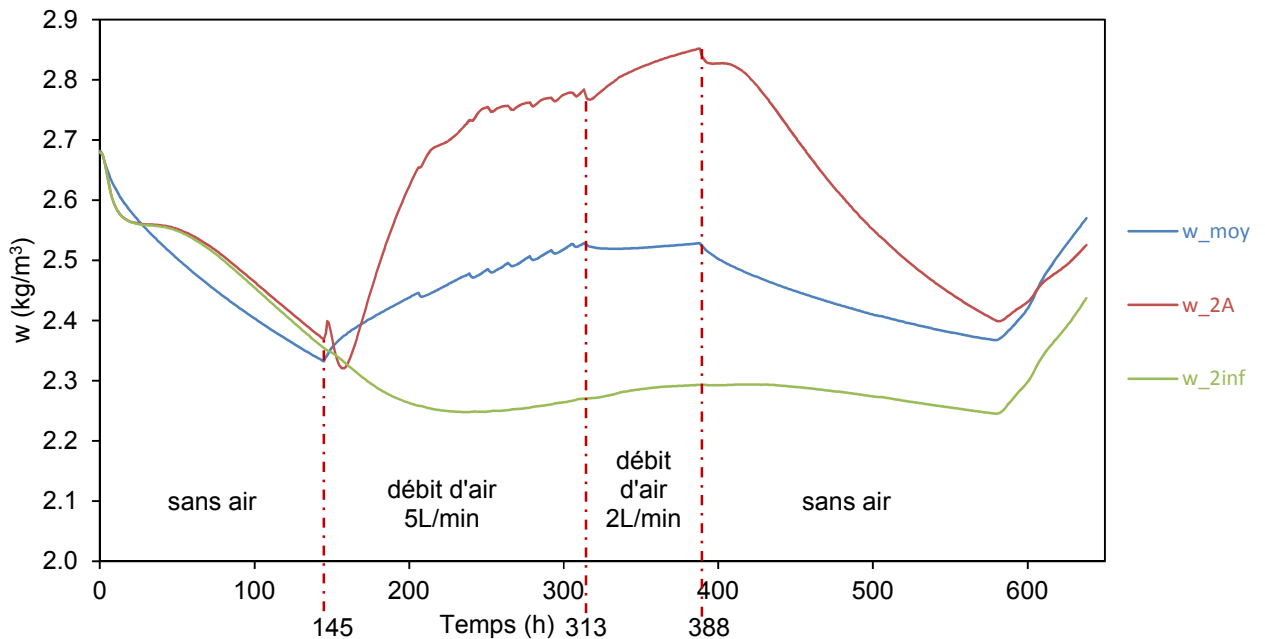


FIGURE 2.20 – Évolution de la teneur en eau moyenne w_{moy} de la couche d'isolant en cellulose, ainsi que des teneurs en eau ponctuelles w_{2A} et $w_{2\infty}$. $w_{2\infty}$ est notée w_{2inf} sur le graphe. Les valeurs sont obtenues par simulation avec HAM-Lea

Pour avoir une vue d'ensemble des phénomènes de transfert mis en jeu, il a semblé pertinent d'analyser des instantanés des champs de température, de pression partielle et de teneur en eau, à trois instants donnés ($t = 100$ h, 200 h, 350 h, 550 h). Dans le cas où il n'y a pas de débit d'air, les isothermes sont équidistants dans la couche d'isolant en cellulose (a1. et a4.). Le flux d'air déplace les isothermes vers le haut, perpendiculairement à l'axe de l'orifice, formant ainsi des courbes en cloche (a2. et a3.). Logiquement, l'augmentation de température dans la cellulose est d'autant plus prononcée que le débit d'air est important. Ces instantanés mettent aussi en lumière la différence de constante de temps entre les transferts de chaleur et d'humidité. Après l'extinction de la pompe à la 388^{eme} heure, le champ de température à la 550^{eme} heure (a4.) est identique à celui à la 100^{eme} heure alors que le champ de la teneur en eau ne l'est pas (c4.). Cela montre clairement que le transfert d'humidité est un processus beaucoup plus lent que le transfert de chaleur.

Dans cette section, nous avons évalué l'impact d'un défaut d'étanchéité sur le champ hygrothermique au sein d'un isolant en ouate de cellulose, séparant un volume intérieur chauffé

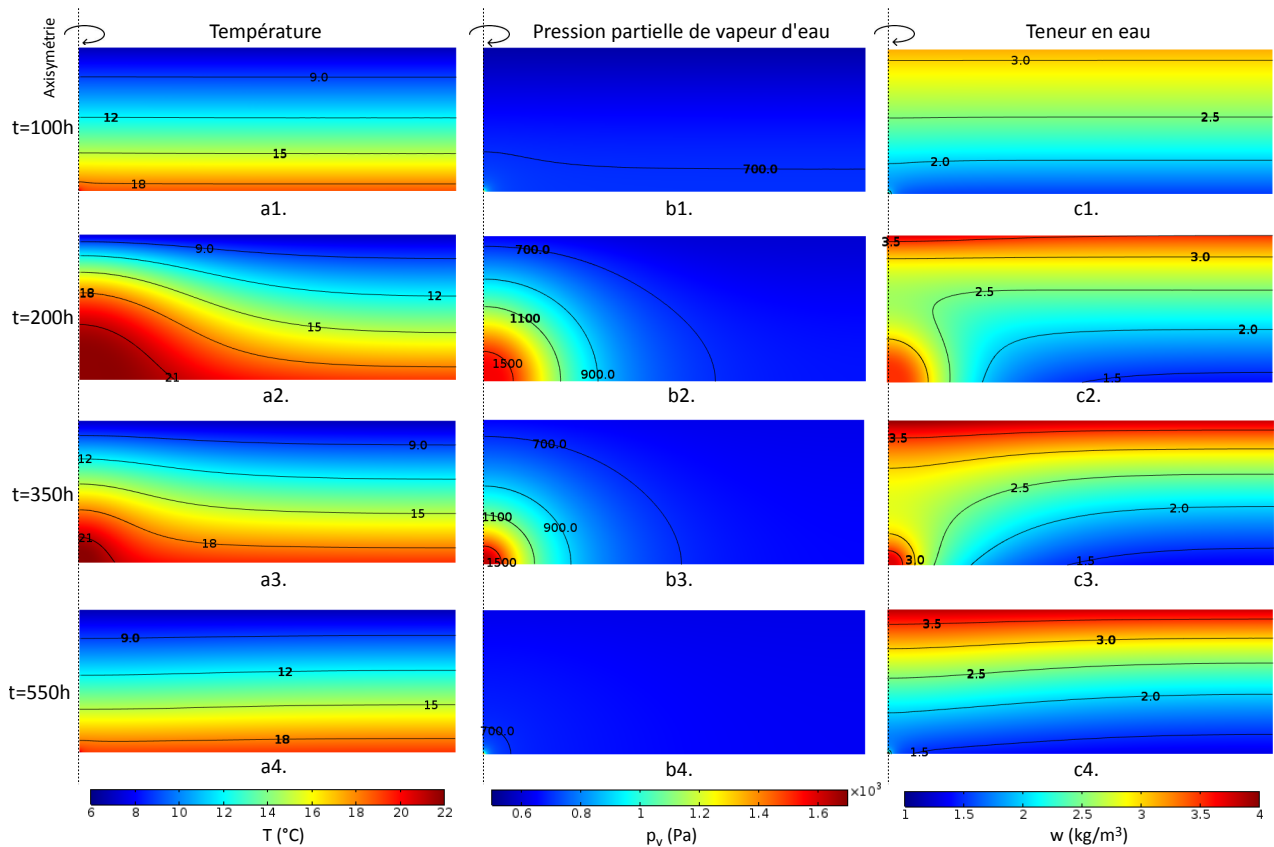


FIGURE 2.21 – Snapshots 2D et isovaleurs de température (a1-a4), pression partielle de vapeur (b1-b4) et teneur en eau (c1-c4) à différents instants : $t = 100$ h (sans débit d'air), $t = 200$ h (débit d'air 5 L/min), $t = 350$ h (débit d'air 2 L/min), et $t = 550$ h (sans débit d'air)

de combles non chauffés. Des thermocouples situés dans l'isolant à différentes distances de l'entrée d'air permettent de détecter le passage de l'air. Les résultats expérimentaux sont en bon accord avec les prédictions des modèles numériques nouvellement développés HA-Lea et HAM-Lea, en ce qui concerne les tendances globales. Cependant, le modèle HAM-Lea reproduit plus précisément les variations de températures dans l'isolant, avec un écart maximal de un degré par rapport aux mesures expérimentales, ce qui suggère que le flux de chaleur latente a un rôle significatif dans le transfert de chaleur global.

Cette comparaison fructueuse constitue une première validation expérimentale du modèle HAM-Lea, dans le cas de transferts HAM dans un milieu poreux 2D.

2.5 Conclusion du chapitre

Dans le présent chapitre, nous avons introduit un système d'équations aux dérivées partielles assorti de conditions aux limites, pour décrire les transferts couplés HAM dans les milieux poreux. Le modèle est implémenté dans COMSOL Multiphysics, puis testé dans des configurations monodimensionnelles sur trois benchmarks numériques de complexité croissante. Le premier correspond à un transfert d'humidité isotherme au sein d'un mur mono-couche, et la solution analytique est connue puisque les équations de la chaleur et de l'humidité sont découplées. Le second benchmark permet de tester la capacité du modèle à décrire la réponse

hygrothermique d'un assemblage soumis à des conditions aux limites variables en température et en humidité, sans flux d'air. Enfin, le troisième benchmark permet d'examiner le couplage des transferts d'air, en infiltration et en exfiltration, aux transferts hygrothermiques. Dans les trois cas, le modèle développé est en très bonne concordance avec les résultats des benchmarks. Dans la suite logique de cette validation 1D numérique du modèle, une comparaison avec des mesures expérimentales, dans une configuration bidimensionnelle peut être envisagée. Cette configuration est fournie par un défaut d'étanchéité à l'air situé au sein d'une maison test instrumentée, placée dans la chambre climatique de l'Université Concordia. Ce défaut consiste en une couche d'isolant en ouate de cellulose, séparant une ambiance chauffée de combles non chauffés. Un flux d'air dont l'humidité est contrôlée est injecté à la base de cette couche d'isolant, et les températures sont mesurées à plusieurs endroits du chemin d'air. Une comparaison de ces mesures avec d'une part le modèle HA, puis le modèle HAM, permet de constater que l'effet induit par l'humidité est notable, et le modèle HAM permet de prédire avec davantage de précision l'évolution du champ de température impacté par le flux d'air humide. Suite à cette validation expérimentale, l'outil de modélisation peut alors être enrichi afin de traiter des géométries de défaut plus complexes et donc plus réalistes : c'est l'objet du chapitre qui va suivre.

Chapitre 3

Traitement des défauts 2D complexes

Comme nous l'avons vu dans la partie précédente, un flux d'air humide traversant un matériau poreux perméable à l'air peut fortement perturber son champ hygrothermique. Les défauts d'étanchéité à l'air couramment rencontrés en physique du bâtiment consistent en des chemins d'air complexes à travers des fines lames d'air et des isolants poreux.

Dans ce chapitre, nous présenterons les approches de modélisations existantes de la littérature pour traiter les transferts HAM à travers de tels défauts, pour aboutir *in fine* à une approche de modélisation innovante qui permettra d'enrichir notre modèle HAM-Lea. Le modèle ainsi amélioré est testé sur une configuration réelle 2D de défaut d'étanchéité issu du projet de recherche MININFIL. Le défaut est soumis à des conditions aux limites variables en température et en humidité, pour un scénario d'infiltration et d'exfiltration d'air. L'impact de l'air est analysé en terme de modification du champ hygrothermique à l'intérieur de l'assemblage, mais aussi en terme de modification des flux de chaleur traversants. Pour pouvoir dégager des tendances claires et élargir la portée des résultats, des études de sensibilités sont entreprises sur les conditions aux limites extérieures et sur certaines propriétés clé des matériaux.

3.1 Physique des transferts HAM dans les fines lames d'air

3.1.1 État de l'art et approche adoptée

Pour traiter les transferts HAM dans les milieux poreux et les fines lames d'air, on trouve différentes stratégies dans la littérature, récapitulées (fig. 3.1). Il existe deux grands types d'approches de modélisation : l'approche mono-domaine et l'approche bi-domaine. Dans la première, un seul système d'équations est résolu sur l'ensemble des domaines, incluant à la fois les milieux poreux et les lames d'air, avec des coefficients variant selon la position. Par exemple, le transfert d'air est modélisé avec une approche mono-domaine sur (fig. 3.1d et e). Dans la seconde approche, des équations de transport différentes sont utilisées dans chaque domaine (par exemple la loi de Darcy dans les milieux poreux et l'équation de Navier-Stokes dans les lames d'air), et par conséquent une condition d'interface doit être écrite pour lier les deux domaines de calcul.

L'approche mono-domaine permet une implémentation plus aisée dans un outil de simulation car un seul solveur est nécessaire pour résoudre les équations sur les deux domaines (pas de couplage nécessaire à l'interface). Le lecteur peut se référer à [Aguilar-Madera et al., 2011] pour davantage de détails concernant ces deux approches. Sur la (fig. 3.1), les domaines de calcul relatifs aux transferts d'air sont présentés dans la première rangée et ceux relatifs aux transferts de chaleur et d'humidité dans la deuxième rangée. Chaque domaine régi par un système donné d'équations aux dérivées partielles (EDP) est délimité par une ligne pleine. À l'intérieur de certains domaines, les lignes pointillées séparent les régions ayant des propriétés différentes. Dans le cas de fines lames d'air en contact avec des milieux poreux étanches

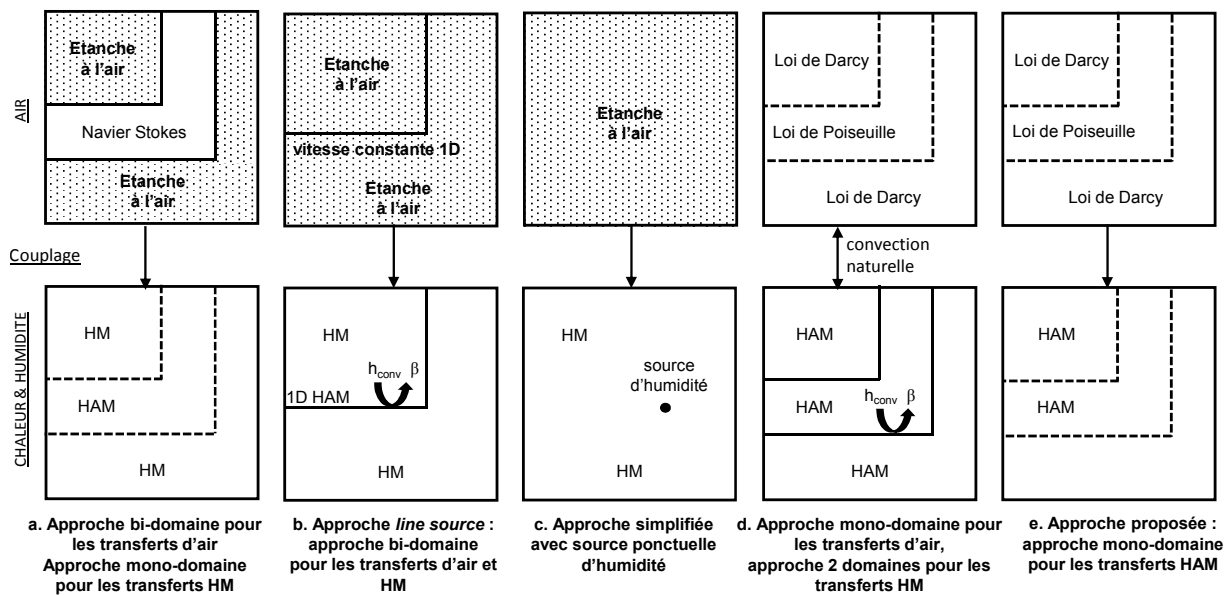


FIGURE 3.1 – Stratégies de modélisation

à l'air, [Nespoli et al., 2013] compare une approche mono-domaine (fig. 3.1a.) avec approche dite *line-source* (fig. 3.1b.). La première consiste à résoudre le champ de vitesse 2D dans la fine lame d'air à l'aide d'un code CFD (*Computational Fluid Dynamics*), puis de résoudre simultanément les champs de température et d'humidité dans la fine lame d'air et le milieu poreux adjacent. Ainsi, aucun coefficient de transfert à l'interface n'est nécessaire pour coupler le domaine fluide avec le milieu poreux étanche à l'air. L'approche *line-source* est une approche bi-domaine, et a pour principal atout de réduire l'effort de calcul, ce qui est bénéfique pour les simulations sur des temps longs (typiquement plusieurs années, pour percevoir l'impact de l'humidité). Son principe de base est de décrire la fine lame d'air en 1D, avec une vitesse d'air constante calculée via une loi macroscopique telle la loi puissance. Ensuite, le transfert convectif d'humidité et d'énergie est modélisé le long de la fine lame d'air par des équations de conservation 1D avec des coefficients d'échange surfaciques constants issus de la littérature. Les résultats obtenus avec l'approche *line-source* sont globalement en bon accord avec ceux de l'approche mono-domaine, excepté au voisinage des angles (coudes et changements de direction), où l'effet induit par les recirculations d'air sur le champ hygrothermique ne peut pas être capturé. L'approche *line-source* a été comparée avec succès avec des mesures expérimentales pour évaluer l'effet d'un flux d'air parasite transitant dans l'interstice entre une poutre en bois

et un mur porteur [Janetti, 2014].

Une autre manière de modéliser l'effet du flux d'air sur le champ hygrothermique est d'ajouter une source d'humidité fonction du temps dans l'assemblage [Künzel, 2012]. L'air n'est alors plus modélisé en tant que tel, mais indirectement par son effet en terme d'apport d'humidité. La position de cette source d'humidité doit être déterminée d'après l'expérience pratique de terrain¹ (fig. 3.1c.). Ce type de méthodologie a été mise en œuvre pour simuler l'impact d'un défaut d'étanchéité sur des parois anciennes isolées par l'intérieur, et ainsi formuler des recommandations sur les isolants adaptés. [Héberlé, 2011, Héberlé et al., 2014]. Le débit traversant le défaut d'étanchéité est calculé de manière simplifiée via une loi d'orifice, ce qui permet de déduire un débit massique d'eau de condensation entre l'isolant et la paroi ancienne. Cette source d'humidité est ensuite ajoutée sur cette interface dans le logiciel WUFI 2D.

Des campagnes de mesures réalisées sur un grand nombre de bâtiments en France par le CEREMA prouvent que les chemins d'air à travers l'enveloppe consistent en des écoulements à travers des milieux poreux perméable à l'air, et des fines lames d'air, dues aux défauts de mise en œuvre et aux tolérances de construction. De plus, pour un défaut d'étanchéité à l'air donné, l'entrée et la sortie ne sont pas nécessairement proches l'une de l'autre, ce qui rend les chemins d'air à travers l'enveloppe multidimensionnels et difficile à identifier. Très peu de modèles HAM de la littérature sont en mesure de traiter de telles configurations complexes.

Une des approches de modélisation les plus détaillées pour traiter ce type de configurations est proposée par [Janssens, 1998] et a été récemment améliorée et implémentée dans le logiciel DELPHIN par [Langmans et al., 2012]. Il s'agit d'une approche mono-domaine vis à vis des transferts d'air car le même type de loi est utilisée pour calculer le champ de vitesse dans le milieu poreux perméable à l'air et dans la fine lame d'air : la loi de Darcy dans le premier cas, et la loi de Poiseuille moyennée dans le second. La convection naturelle est prise en compte via l'approximation de Boussinesq. Les transferts de chaleur et d'humidité dans les milieux poreux et fines lames d'air sont traités avec l'approche bi-domaine, en utilisant des coefficients d'échange surfaciques constants au niveau des interfaces pour le couplage (fig. 3.1d.). Dans le cas de fines lames d'air 2D présentant des angles dus à des changements de directions, la question de la validité de l'hypothèse des coefficients d'échange superficiels constants se pose. En effet, ces coefficients sont en théorie très différents au niveau des sections rectilignes et des coudes, qui sont le siège d'une intensification des transferts. Il est possible de s'affranchir de ces conditions d'interfaces et de gagner ainsi en précision en modélisant les transferts HAM dans les fines lames d'air et les milieux poreux à l'aide d'un seul système d'équations. Une telle approche mono-domaine sera adoptée dans le modèle HAM-Lea (fig. 3.1e.).

3.1.2 Équations de conservation dans les fines lames d'air

Cette partie présente les équations de conservation qui régissent les transferts HAM dans les fines lames d'air en contact avec des milieux poreux perméables à l'air, dans le cadre de

1. Par exemple à l'interface entre un isolant intérieur et un plan froid (maçonnerie, panneau de contreventement)

l'approche mono-domaine implémentée dans HAM-Lea. Les équations sont énoncées sous leur forme générale avant d'être simplifiées grâce à certaines hypothèses.

Bilan d'air

L'équation de continuité décrit la conservation de la masse d'air dans les fines lames d'air. Comme dans les milieux poreux, l'hypothèse de l'écoulement incompressible permet d'aboutir à la forme simplifiée (eq. 2.17), rappelée ci dessous :

$$\nabla \cdot u = 0$$

L'équation de conservation de la quantité de mouvement appliquée à une particule de fluide constitue l'équation de Navier-Stokes. La variation de quantité de mouvement pendant un temps dt est égal à la somme des forces volumiques extérieures appliquées à cette particule. Elles sont constituées par la force de pression hydrostatique, la force de gravité et une force de frottement visqueux due à la viscosité du fluide. Pour un fluide newtonien en écoulement incompressible, l'équation de Navier-Stokes s'écrit :

$$\rho_{air} \left(\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)(u) \right) = -\nabla P + \rho_{air}g + \mu_{air}\Delta u \quad (3.1)$$

Les équations de conservation de la quantité de mouvement dans les lames d'air (eq. 3.1) et dans un milieu poreux (eq. 2.19) sont très similaires. Dans les fines lames d'air, la porosité est égale à l'unité et les termes de frottement se limitent au terme visqueux $\mu_{air}\Delta u$. Comme évoqué dans le chapitre 2, les termes transitoires peuvent être omis dans (eq. 3.1). Dans les fines lames d'air, on considère une force de gravité constante, alors que nous avons négligé cette force dans les milieu poreux au chapitre 2. En effet, dans un volume d'air, cette force peut avoir une contribution significative dans le débit d'air total. On introduit la pression motrice résultante, $P^* = P - \rho_{air}gy$, avec l'axe (Oy) orienté vers le haut.

Finalement, l'équation (3.1) peut se simplifier en la loi de Poiseuille [Bejan, 2013], valide pour un écoulement laminaire pleinement développé 2D dans une conduite cylindrique ou entre deux plaques planes infinies. Projetée en coordonnées cartésiennes selon l'axe x orienté dans le sens de l'écoulement, et en utilisant la pression motrice P^* la loi de Poiseuille s'écrit :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu_{air}} \frac{\partial P^*}{\partial x} \quad (3.2)$$

Dans le cas d'un écoulement entre deux plaques planes infinies, (eq. 3.2) peut être résolue sur une section normale à la direction de l'écoulement :

$$u(y) = \frac{1}{2\mu_{air}} \frac{\partial P^*}{\partial x} (y^2 - ey) \quad (3.3)$$

Le nombre de Reynolds est écrit en utilisant l'épaisseur e [m] de la lame d'air comme longueur

caractéristique. Pour garantir le régime laminaire on doit avoir :

$$Re = \frac{e \rho_{air} u}{\mu_{air}} < 2000 \quad (3.4)$$

L'hypothèse du régime pleinement développé est satisfaite suffisamment loin de l'entrée d'air ou des coudes. Si cette distance rectiligne est notée L , la règle suivante peut être appliquée [Bejan, 2013] :

$$\frac{L}{e} > 0,05 Re \quad (3.5)$$

Si l'on fait l'hypothèse d'une vitesse d'air inférieure ou égale à 0,5 m/s [Chan et al., 2003] dans une fine lame d'air de 2 mm d'épaisseur, le nombre de Reynolds résultant est $Re = 67$. Selon (3.5), la condition $L/e > 3$ doit être satisfaite pour que l'hypothèse de l'écoulement pleinement développé soit valide. Cette condition est satisfaite à 7 mm de l'entrée d'air ou d'un coude. Ce niveau de précision est jugé satisfaisant en regard des longueurs caractéristiques mises en jeu dans les défauts d'étanchéité à l'air.

Une vitesse moyenne peut être exprimée lorsque l'on intègre le profil parabolique de vitesse (3.3) sur une section perpendiculaire à la direction de l'écoulement. Cette vitesse fait apparaître une perméabilité équivalente pour la lame d'air, en analogie avec la perméabilité d'un matériau k_{mat} de la loi de Darcy :

$$u = -\frac{k_{eq}}{\mu_{air}} \nabla P^* \quad \text{with} \quad k_{eq} = \frac{e^2}{12} \quad (3.6)$$

Cependant, l'utilisation de la loi de Poiseuille pour modéliser des flux d'air dans des lames d'air en contact avec de milieux poreux perméables doit être rejustifiée, car la condition de non glissement à l'interface n'est plus vérifiée. L'expression d'une condition de glissement entre le fluide et le milieu poreux perméable à l'air a été introduite par [Beavers and Joseph, 1967] :

$$\frac{du_f}{dy} = \frac{\alpha_{bj}}{\sqrt{k_{mat}}} (u_{surf} - u_{mat}) \quad (3.7)$$

où α_{bj} est un paramètre adimensionnel dépendant de la structure du milieu poreux perméable à l'air, u_f , u_{mat} et u_{surf} les composantes selon y de la vitesse de l'air dans la lame d'air, le matériau et à l'interface respectivement. Par conséquent, les valeurs des débits d'air prédits dans la lame d'air et de la perméabilité équivalente k_{eq} sont supérieures à celles calculées avec la loi de Poiseuille. Lorsque l'on résout (3.2) avec $u = 0$ et (3.7) comme conditions aux limites aux parois de la lame d'air, on obtient l'expression suivante pour la vitesse moyenne :

$$u = -(1 + \phi) \frac{k_{eq}}{\mu} \nabla P^* \quad \text{avec} \quad \phi = \frac{3(\sigma + 2\alpha_{bj})}{\sigma(1 + \alpha_{bj}\sigma)} \quad \text{et} \quad \sigma = \frac{e}{\sqrt{k_{mat}}} \quad (3.8)$$

Si α_{bj} est pris de l'ordre de l'unité, comme suggéré par [Beavers and Joseph, 1967], une lame d'air de 2 mm en contact avec un milieu poreux très perméable à l'air (fibre de verre, $\rho_{mat} = 16 \text{ kg/m}^3$, $k_{mat} = 3,85 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ [ASHRAE, 2013]) donne $\phi \approx 0,1$ ce qui correspond

à une augmentation de débit de 10 % comparé à celui calculé avec (3.2). Ceci est un cas défavorable extrême, pour des matériaux isolants moins perméables à l'air ($k_{mat} \approx 10^{-10} \text{ m}^2$), cette augmentation de débit reste sous les 3 %. Puisque nous nous intéressons davantage à l'ordre de grandeur de ce débit plutôt qu'à sa valeur exacte, la loi de Poiseuille sera utilisée dans le modèle pour calculer la perméabilité équivalente de la lame d'air dans l'expression (3.6).

Bilan d'humidité

Le transport d'humidité dans les fines lames d'air est dû à l'advection de vapeur par le flux d'air et la diffusion de vapeur dans l'air. La forme de l'équation de conservation est similaire à (eq. 2.27), en considérant l'air comme matériau et en omettant le flux capillaire.

$$\frac{\partial \rho_{vap}(T, \varphi)}{\partial t} = -\nabla \cdot g_{diff} - \nabla \cdot g_{adv} \quad (3.9)$$

Dans un matériau poreux, nous avons fait l'hypothèse que la teneur en eau est indépendante de la température dans un intervalle réduit propre au bâtiment, d'où l'appellation d'isotherme de sorption. De la même façon, on omet ici la variation de l'humidité absolue de l'air avec la température, i.e. $\partial \rho_{vap} / \partial T = 0$, uniquement dans le terme de stockage de l'équation (eq. 3.9). Cette simplification est d'autant plus légitime que l'humidité absolue de l'air est généralement de plusieurs d'ordres de grandeur inférieure à la teneur en eau des matériaux de construction. L'équation de conservation de l'humidité (eq. 2.27) s'écrit :

$$\frac{M_w}{RT} P_{sat}(T) \frac{\partial \varphi}{\partial t} = -\nabla \cdot \left(\underbrace{-\delta_0 \nabla p_v(T, \varphi)}_{g_{diff}} + \underbrace{\rho_{vap}(T, \varphi) u}_{g_{adv}} \right) \quad (3.10)$$

L'expression de cette équation sous la forme générale propre à COMSOL est donnée dans l'annexe C.

Bilan d'énergie

Dans les lames d'air, la forme de l'équation de conservation de l'énergie est similaire à celle utilisée dans les milieux poreux (eq. 2.39), en considérant l'air comme matériau. La conductivité thermique de l'air sec est notée λ_0 . Dans la lame d'air, on exprime l'enthalpie d'un volume de contrôle par :

$$dH = \rho_{air} c_{p_{air}} dT \quad (3.11)$$

négligeant ainsi la contribution de la vapeur dans la capacité thermique de l'air humide. Ainsi, l'équation (eq. 2.39) devient :

$$\rho_{air} c_{p_{air}} \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot \left[\underbrace{-\lambda_0 \nabla T}_{q_{cond}} + \underbrace{\rho_{air} c_{p_{air}} T u}_{q_{conv}} + \underbrace{L_v (g_{adv}(T, \varphi) + g_{diff}(T, \varphi))}_{q_{latent}} \right] \quad (3.12)$$

L'expression de cette équation sous la forme générale propre à COMSOL est donnée dans l'annexe D.

3.2 Application du modèle HAM à une géométrie complexe 2D

3.2.1 Description du cas d'étude

Un défaut d'étanchéité type propre aux bâtiments ossature bois est choisi comme cas d'étude. Ce défaut est tiré d'un carnet de détails constructifs, élaboré en 2010 par le CEREMA à l'adresse des professionnels du bâtiment [CETE de Lyon, 2010]. Cette configuration combine des milieux poreux - perméable ou non à l'air - et des fines lames d'air. Une coupe verticale donne la composition de l'assemblage étudié (fig. 3.2) et une autre ses dimensions (fig. 3.3). L'isolation thermique est assurée par de la fibre de bois, sauf au voisinage de la dalle en béton, où de l'isolant XPS est utilisé. En conséquence d'une mauvaise mise en œuvre, les joints flexibles

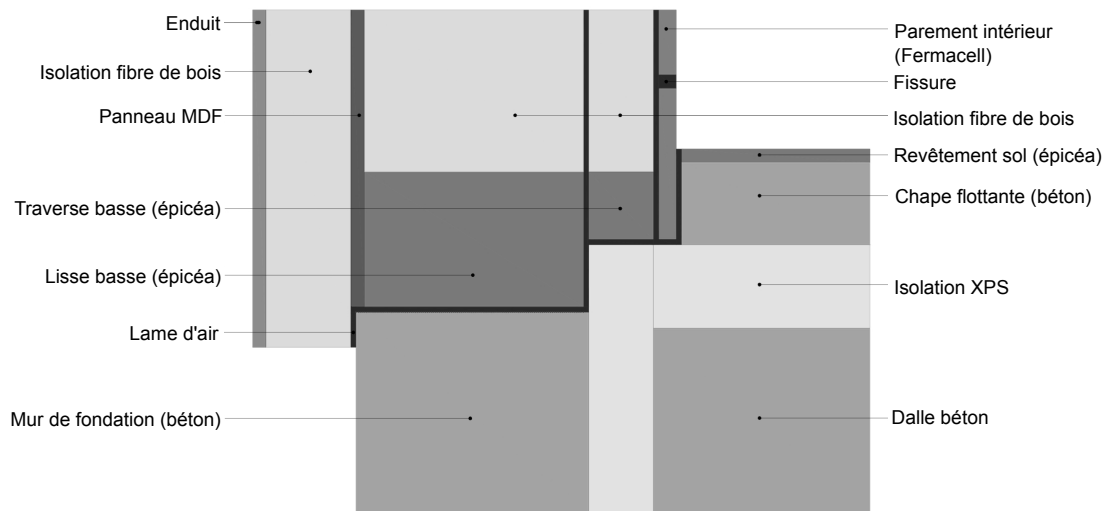


FIGURE 3.2 – Matériaux

d'étanchéité peuvent être omis, et le pare vapeur mal étanché, ce qui crée des chemins d'air potentiels entre la lisse basse et le mur de fondation en béton. Ainsi, on fait l'hypothèse qu'une fine lame d'air de 2 mm créée par les tolérances entre les matériaux, relie les ambiances intérieure et extérieure. Le pare vapeur a été retiré pour reproduire les effets de fortes discontinuités. Une autre approximation est faite concernant l'isolation entre ossatures. Puisque cet isolant n'est pas directement soumis à un gradient de pression, il a été supposé étanche à l'air pour limiter le domaine de calcul du champ de vitesse. Ces hypothèses nous permettent d'identifier clairement les entrées et sorties d'air, ainsi que le domaine de calcul du champ de vitesse de l'air pour la simulation (fig. 3.4). On suppose également que le béton, le bois et l'isolant XPS sont étanches à l'air. Puisque la convection naturelle n'est pas prise en compte, le champ de vitesse peut être résolu préalablement au champ de température et d'humidité. L'isolant XPS n'étant ni hygroscopique, ni capillaire, sa teneur en eau est approximée par l'humidité absolue de l'air qu'il contient. Les propriétés issues du Fraunhofer-IBP disponibles dans WUFI sont utilisées (voir [Künzel, 1995] et l'annexe F). Cette configuration de défaut est soumise à des conditions

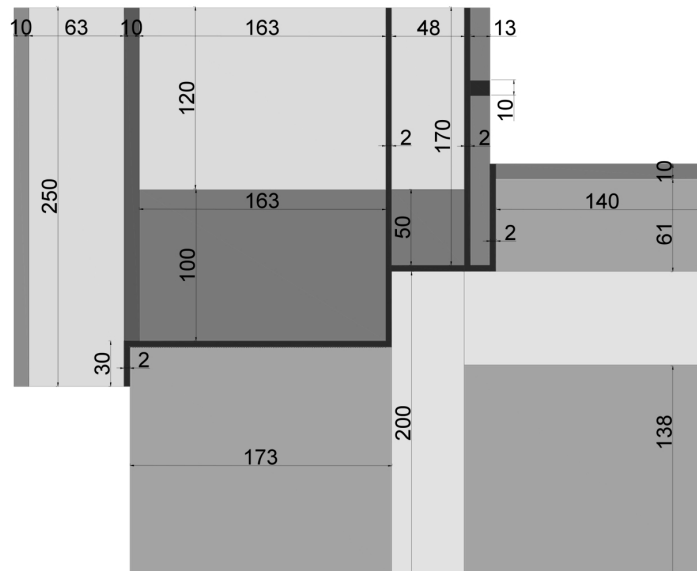


FIGURE 3.3 – Dimensions [mm]

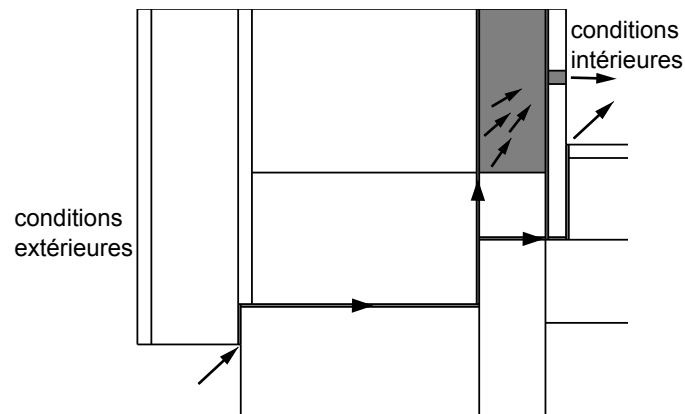


FIGURE 3.4 – Domaine de calcul du champ de vitesse d'air. Le chemin d'air en cas d'infiltration est indiqué par les flèches

aux limites variables en chaleur et humidité. Les simulations sont réalisées sur des temps longs (quatre ans), pour des scénarios d'infiltration et d'exfiltration et avec des débits d'air différents.

3.2.2 Conditions aux limites et réglages du solver

Profils d'humidité et de température

Pour reproduire des conditions potentiellement problématiques, un scénario à forte humidité issu de la base de données WUFI est utilisé. Il fournit les profils moyens annuels de température et d'humidité relative décrits par des fonctions sinusoïdales. Ces profils annuels sont dupliqués et juxtaposés pour réaliser des simulations sur quatre ans (fig. 3.5). La température intérieure oscille entre 20°C en hiver à 22°C en été. L'humidité absolue de l'air intérieur est supérieure à celle de l'air extérieur, car l'air intérieur contient plus de vapeur d'eau que l'air extérieur. Les tendances sont inversées pour l'humidité relative, du fait des températures extérieures plus

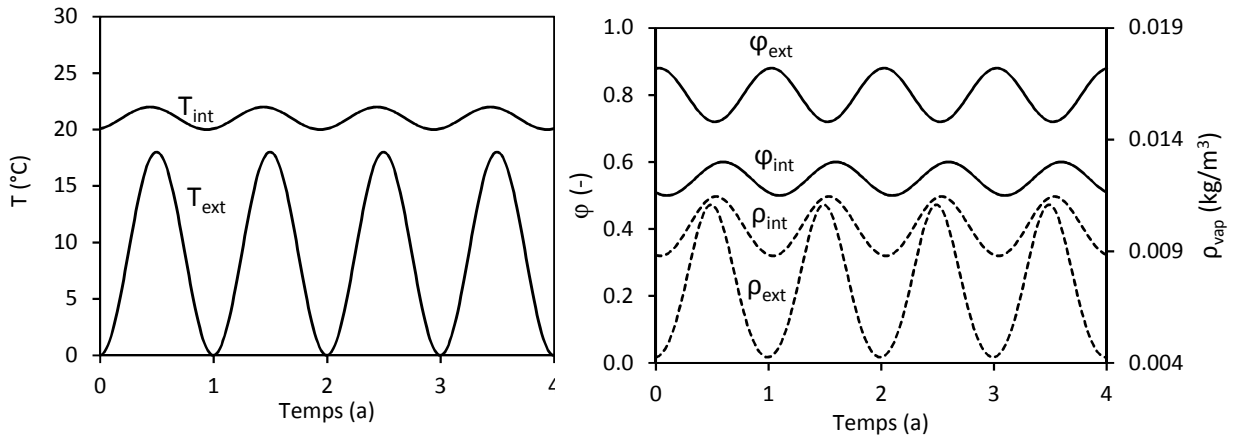


FIGURE 3.5 – Profils de température (à gauche) et d’humidité relative (à droite) utilisés comme conditions aux limites

basses.

Aucune source d’humidité due à la pluie battante n’est considérée. L’humidité relative est fixée à 0,8 initialement dans l’ensemble de l’assemblage. La température initiale est fixée à $[T_{int}(t = 0) + T_{ext}(t = 0)]/2 = 10^\circ\text{C}$ pour l’ensemble de l’assemblage. Comme décrit dans les sections (2.2.4 et 3.1.2), des conditions aux limites de Dirichlet sont utilisées aux entrées d’air pour les équations de conservation de l’énergie et de l’humidité. Des coefficients d’échange superficiels par diffusion de vapeur sont utilisés aux interfaces en contact avec l’air ambiant. Des valeurs types de coefficients d’échange issues de [Hens, 2012] sont utilisées :

$$\beta_{int} = 18,5 \cdot 10^{-9} \text{ s/m} \quad \beta_{ext} = 140 \cdot 10^{-9} \text{ s/m} \quad (3.13)$$

Les coefficients d’échange thermique global sont tirés des normes européennes [Hens, 2012] :

$$h_{int} = 7,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad h_{ext} = 25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (3.14)$$

Conditions aux limites en pression - influence de la force de gravité

La différence de pression est fixée entre l’entrée et la sortie d’air. Deux différences de pression seront testées, correspondant à deux débits d’air. Comme mentionné précédemment, les différences de pression entre l’intérieur et l’extérieur d’un bâtiment sont en général en dessous de 10 Pa, et des valeurs faibles sont davantage susceptibles d’être maintenues sur de longues périodes. C’est pourquoi nous avons choisi des différences de pression de 0,1 Pa et 1 Pa pour les simulations.

Si nous calculons les champs de vitesse en utilisant les lois de Darcy dans les milieux poreux (eq. 2.25) et de Poiseuille dans les fines lames d’air (eq. 3.2), nous n’obtenons pas le même débit en infiltration et en exfiltration pour une différence de pression $P_{entree} - P_{sortie}$. Cela est dû au terme de gravité, qui est une pression hydrostatique correspondant à un poids de colonne d’air. Puisque l’orifice de la lame d’air côté extérieur est plus bas que celui côté intérieur, une force motrice due au poids de la colonne d’air agit de haut en bas, et génère un flux d’air de l’intérieur

vers l'extérieur.

Afin de pouvoir dégager des tendances générales de l'impact de l'air sur les transferts HAM en infiltration et exfiltration, il est important de travailler avec un seul débit d'air pour une différence de pression donnée. C'est pourquoi, bien que le terme de gravité crée une contribution non négligeable dans le débit de fuite à travers la lame d'air, nous négligerons ce terme dans les analyses qui vont suivre.

Lorsque le terme de gravité n'est pas pris en compte, les débits calculés sont égaux à $0,04 \text{ m}^3/\text{h}$ et $0,4 \text{ m}^3/\text{h}$ pour une différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur de $0,1 \text{ Pa}$ et 1 Pa respectivement.

Pour chaque débit, les scénarios d'infiltration et d'exfiltration sont testés. La simulation est réalisée sur quatre ans. Durant la première année, il n'y a pas de transfert d'air, seuls les transferts de chaleur et d'humidité ont lieu. A la fin de la première année, une différence de pression est appliquée, ce qui génère un flux d'air à travers l'assemblage. Le champ hygrothermique à la fin de la première année est utilisé comme condition initiale pour une simulation de 3 ans en exfiltration et en infiltration. Un aperçu du déroulement des simulations est donné (fig. 3.6). Les conditions aux limites sont détaillées (fig. 3.7).

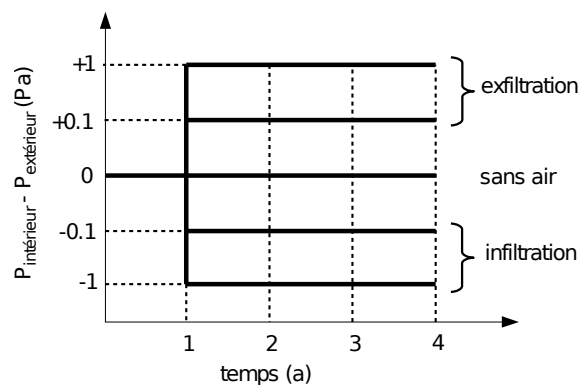


FIGURE 3.6 – Conditions aux limites en pression pour les 5 scénarii traités

La géométrie a un total de 250 000 mailles, le maillage étant généré via l'interface dédiée de COMSOL. Le maillage est raffiné dans les zones étroites, et plus généralement dans les régions où de forts gradients sont attendus - par exemple au voisinage de la lame d'air - et des interfaces en contact avec l'air ambiant. Le modèle HAM nécessite en moyenne deux heures de calcul pour terminer une simulation annuelle. Les calculs sont réalisés sur une station de calcul Intel Xeon E5-1650 CPU v2 à 3.5 GHz et 128 Go RAM. La quantité de mémoire vive (RAM) sollicitée pour les calculs dépend principalement du nombre de la densité du maillage et du degré de couplage des équations (un calcul HAM nécessite plus de ressources qu'un calcul HM). Cette quantité s'échelonne entre 2 et 20 Go pour cette géométrie. Les temps de calculs sont eux aussi très variables, pouvant nécessiter jusqu'à une quinzaine d'heures.

3.2.3 Expression des flux de chaleur

Dans la suite, nous avons besoin de calculer le flux thermique total à travers l'assemblage. Tous les flux inclus dans l'équation de conservation de l'énergie sont évalués en intégrant les

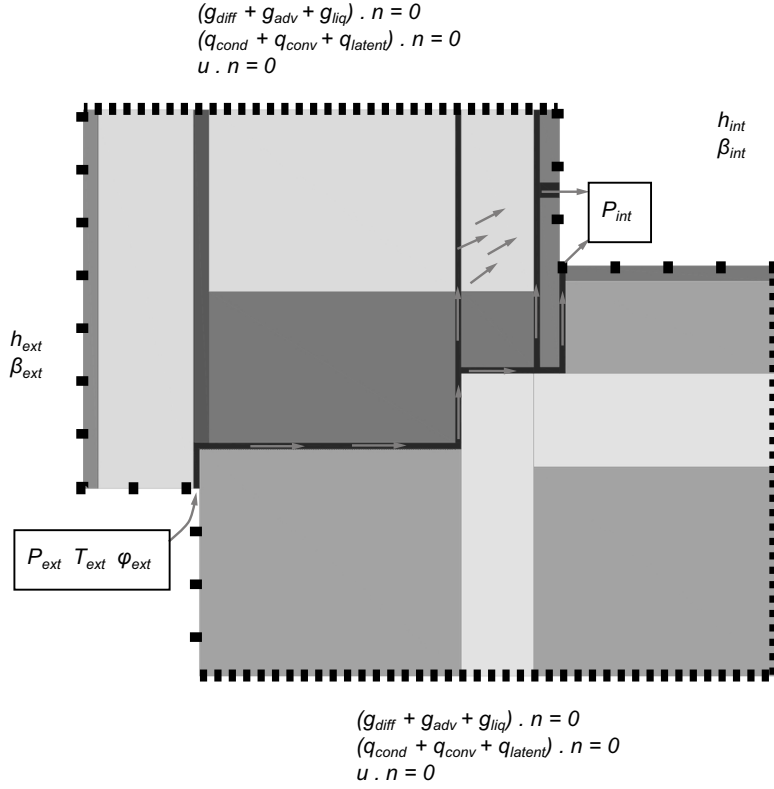


FIGURE 3.7 – Conditions aux limites du modèle en infiltration d’air

densités de flux correspondantes - q_{cond} , q_{conv} , $q_{lat-diff}$, $q_{lat-adv}$ - le long de la surface intérieure de l’assemblage. Les transferts de chaleur entre l’assemblage et l’air intérieur se déroulent sur cette surface. Le signe des flux de chaleur calculés indique s’ils contribuent à chauffer l’air intérieur (flux positif) ou à le refroidir (flux négatif).

Sur la section 2D du défaut, la surface intérieure est composée de 5 segments (fig. 3.8). L’intégration est réalisée sur chaque segment, ce qui définit un flux total :

$$\begin{aligned} \Phi_{tot} = & \int_1 (q_{cond} + q_{lat-diff}) \cdot e_y \, dx + \int_2 (q_{cond} + q_{conv} + q_{lat-diff} + q_{lat-adv}) \cdot e_y \, dx \\ & + \int_3 (q_{cond} + q_{lat-diff}) \cdot e_x \, dy + \int_4 (q_{cond} + q_{conv} + q_{lat-diff} + q_{lat-adv}) \cdot e_x \, dy \quad (3.15) \\ & + \int_5 (q_{cond} + q_{lat-diff}) \cdot e_x \, dy \end{aligned}$$

L’expression des différentes densités de flux a été donnée dans le chapitre précédent. Cependant, les expressions du flux convectif d’air sec et du flux advectif de vapeur vont être ramenées aux conditions intérieures, comme indiqué (eqs. 3.16 et 3.17) :

$$q_{conv} = \rho_{air} c_{p_{air}} u (T - T_{int}) \quad (3.16)$$

$$q_{lat-adv} = [\rho_{vap}(T, \varphi) - \rho_{vap}(T_{int}, \varphi_{int})] u \quad (3.17)$$

La justification de ces expressions va être donnée dans les paragraphes suivants.

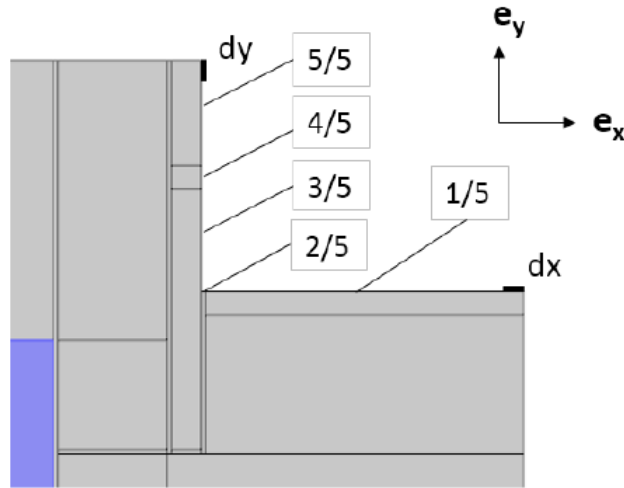


FIGURE 3.8 – Détails des cinq segments correspondant à la surface intérieure de l’assemblage étudié

Expression du flux convectif d’air sec

Dans l’équation de conservation de l’énergie appliquée à un poreux ou à une lame d’air (eq. 3.12), le flux convectif net entrant à travers un EVR s’écrit :

$$-\nabla \cdot q_{conv} = -\nabla \cdot (\rho_{air} c_{p_{air}} u T) \quad (3.18)$$

avec q_{conv} la densité de flux thermique par convection d’air sec. Celle-ci traduit un transport enthalpique et nécessite donc de fixer une température de référence (point d’enthalpie nulle), contrairement au flux conductif qui est lui généré par un gradient de température. Lorsque la densité de flux convectif est utilisée dans l’équation de conservation de l’énergie de HAM-Lea pour un défaut d’étanchéité, le choix de la température de référence n’a pas d’incidence, puisqu’on évalue la divergence de cette densité de flux :

$$\nabla \cdot (\rho_{air} c_{p_{air}} u T) = \nabla \cdot (\rho_{air} c_{p_{air}} u (T - T_{ref})) \quad (3.19)$$

En revanche, calculer des flux convectifs nécessite une évaluation ponctuelle de la densité de flux thermique (en 1D), ou son intégration le long d’une interface (en 2D) : le choix d’une température de référence T_{ref} est alors requis. Il est important de préciser que parmi les flux apparaissant dans la conservation de l’énergie (eq. 3.12), seul le flux thermique par convection d’air sec fait intervenir T_{ref} . Le flux de chaleur sensible dû au transfert de vapeur par diffusion et par advection de vapeur fait certes lui aussi intervenir T_{ref} , mais il a été négligé par rapport au flux de chaleur latente (voir chapitre 2).

Nous allons calculer des flux convectifs en utilisant quatre températures de références possibles $T_{ref} = (0 \text{ K}, 0^\circ\text{C}, T_{int}, T_{ext})$, et nous retiendrons celle qui est la plus cohérente pour la description des transferts à travers l’enveloppe. Considérons un carré de $L = 1 \text{ m}$ de côté représentant un isolant poreux perméable à l’air séparant une ambiance intérieure côté gauche

($T_{int} = 30^{\circ}\text{C}$) d'une ambiance extérieure côté droit ($T_{ext} = 10^{\circ}\text{C}$). Pour simplifier tout en conservant la validité de la démarche, on impose des conditions de Dirichlet aux interfaces avec ces ambiances plutôt que des conditions d'échange surfaciques. Un flux nul correspondant à une condition adiabatique est fixé sur les sections hautes et basse (fig. 3.9). Dans cette configuration 1D, on utilise un modèle air-chaleur pour simuler le champ de température en régime stationnaire, dans un scénario d'exfiltration et d'infiltration. L'exfiltration correspond ici à une pression relative de 1 Pa à l'intérieur et de 0 Pa à l'extérieur, tandis que l'infiltration est obtenue en fixant une pression relative de 1 Pa à l'extérieur et de 0 Pa à l'intérieur. L'air traverse l'isolant poreux et on fait hypothèse de l'équilibre thermique entre les fibres de l'isolant et l'air, pour décrire le champ de température dans l'isolant avec une seule température moyenne. Les expressions des flux thermiques calculés en tout point de l'axe x sont détaillées ci-dessous :

- le flux conductif sans flux d'air : $-\lambda_{mat}(T_{int} - T_{ext})/L = 0.8 \text{ W/m}^2$
- le flux conductif avec flux d'air : $-\lambda_{mat} dT/dx$
- le flux convectif calculé avec $T_{ref} = T_{0K} = 0\text{K}$: $\rho_{air}c_{p_{air}}u(T - T_{0K})$
- le flux convectif calculé avec $T_{ref} = T_{0^{\circ}\text{C}} = 0^{\circ}\text{C}$: $\rho_{air}c_{p_{air}}u(T - T_{0^{\circ}\text{C}})$
- le flux convectif calculé avec $T_{ref} = T_{int}$: $\rho_{air}c_{p_{air}}u(T - T_{int})$
- le flux convectif calculé avec $T_{ref} = T_{ext}$: $\rho_{air}c_{p_{air}}u(T - T_{ext})$

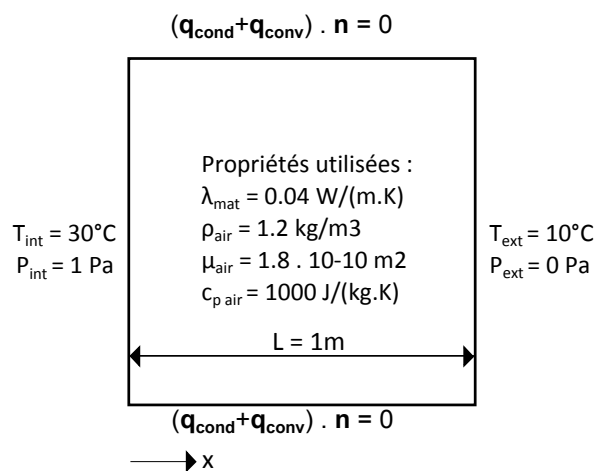


FIGURE 3.9 – Propriétés et conditions aux limites du modèle HA dans le cas d'une exfiltration

Tout d'abord, sur les champs de température présentés (fig. 3.10a.), on constate que le gradient de température se concentre au voisinage de la face intérieure en infiltration, et au voisinage de la face extérieure en exfiltration. Ce comportement a également été observé lorsque l'on impose une condition d'échange surfacique aux interfaces avec les ambiances. L'air ressort à la température de la surface, qui est voisine de celle de l'ambiance.

Ainsi, les flux conductifs sont maximaux dans ces régions à fort gradient thermique, tandis qu'ils tendent vers zéro dans les régions où la température est uniforme. Pour chaque valeur de T_{ref} choisie, il est visible sur la (fig. 3.10b.) que la somme du flux conductif (en vert) et du flux convectif considéré (bleu, rouge, magenta ou cyan), appelé flux total par la suite, reste constante le long de l'axe x, ce qui traduit la conservation du flux thermique total.

Le flux convectif calculé avec $T_{ref} = 0 \text{ K}$ est en valeur absolue supérieur d'environ un

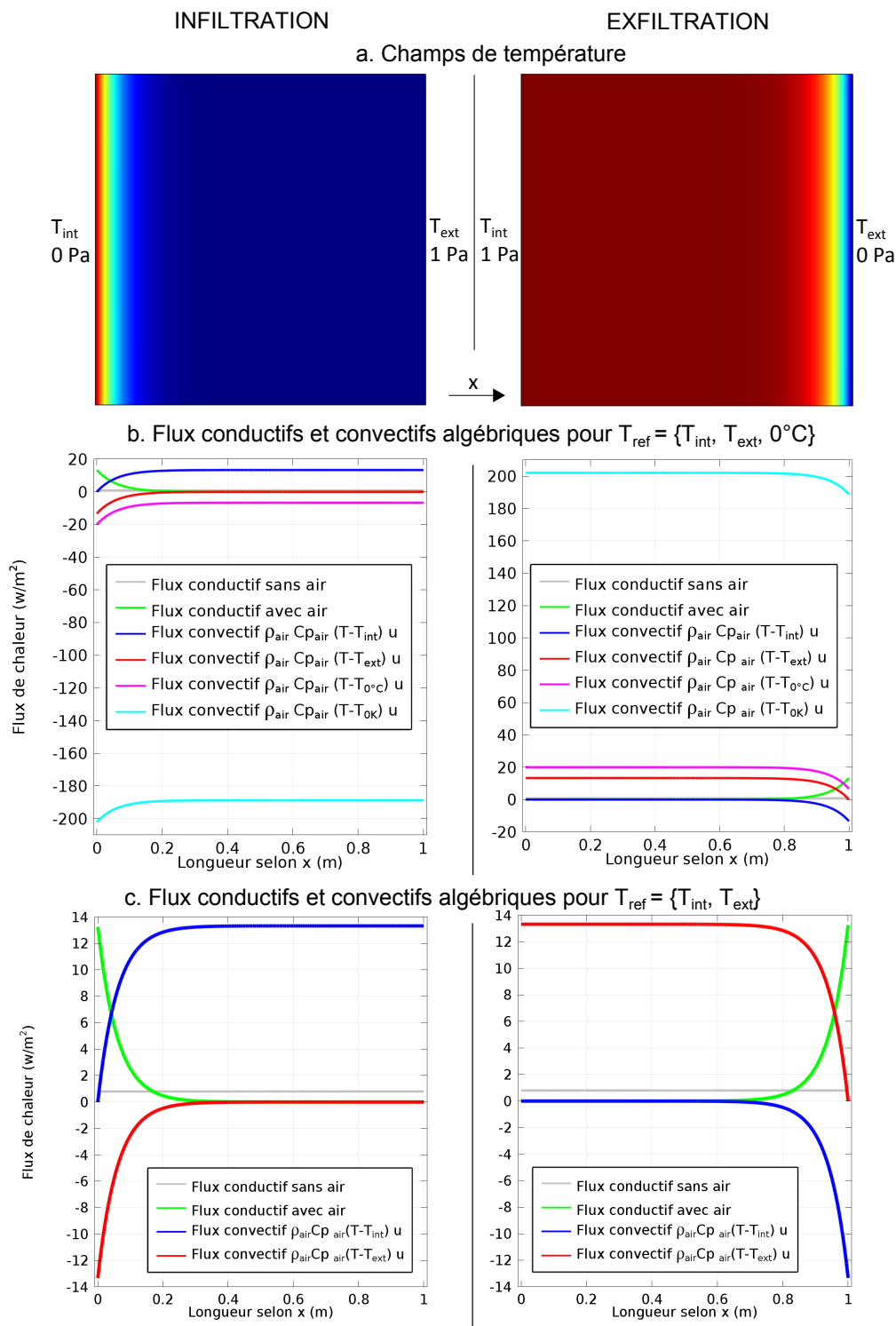


FIGURE 3.10 – Champ de température et flux de chaleur calculés en infiltration (g.) et en exfiltration (d.)

ordre de grandeur aux autres flux, à cause de l'importance du facteur $T - T_{ref}$. Cette T_{ref} semble d'autant moins pertinente qu'elle est située bien en dehors de la gamme de températures usuelles du bâtiment, alors même que les équations du modèle ont été écrites avec comme hypothèse que la température se situe dans cette plage.

La température intérieure T_{int} peut être vue comme une température de consigne qui permet de garantir le confort des occupants. Maintenir T_{int} en période de chauffe, implique de compen-

ser les déperditions à travers l'enveloppe en fournissant un flux thermique. Ainsi un flux d'air infiltré donc la température de soufflage dans le volume d'air intérieur est égale à T_{int} , donne un flux convectif nul, tandis qu'un flux d'air infiltré arrivant à T_0 , avec $T_{ext} \leq T_0 \leq T_{int}$ représente un flux déperditif égal à $\rho_{air} c_{p_{air}} u (T_0 - T_{int})$, qui doit être compensé pour maintenir T_{int} dans le bâtiment. Avec la même approche en exfiltration, le flux convectif d'air sec est nul, car la température en entrée d'air vaut T_{int} . Cela n'est pas surprenant, car la perte thermique associée est déjà prise en compte à l'échelle d'une zone de bâtiment, au niveau des entrées d'air.

Expression du flux advectif de vapeur

De la même façon que le flux convectif d'air sec, le flux advectif de vapeur est ramené aux conditions intérieures. Si le flux d'air infiltré contient moins d'humidité que le l'air intérieur, i.e. $\rho_0 < \rho_{int}$, ce flux d'air correspond alors à une perte thermique qu'il faut compenser par une génération de vapeur à l'intérieur de la zone du bâtiment pour maintenir l'humidité de consigne. Le flux de chaleur associé est égal à $L_v [\rho_{vap}(T_0, \varphi_0) - \rho_{vap}(T_{int}, \varphi_{int})]$.

3.2.4 Études de sensibilité au maillage et à la longueur des tronçons

Maillage

Pour assurer une indépendance de la solution au maillage, celui-ci est affiné jusqu'à ce que les résultats des simulations restent stables. Trois maillages différents sont considérés : un maillage de 254 989 mailles, appelé maillage de base, un maillage 10% plus dense avec 289 263 mailles et enfin un dernier maillage 57% plus dense avec 401 403 mailles. Pour évaluer l'écart entre résultats de simulations réalisées sur des maillages différents, on définit plusieurs indicateurs. Le premier est la teneur en eau moyenne de la lisse basse. Cette partie de l'assemblage borde la lame d'air, et est donc particulièrement impactée par le flux d'air qui la traverse.

$$w_{moy}(t) = \frac{\iint_S w(x, y, t) dx dy}{S} \quad (3.20)$$

où S est la surface de la section.

Le second indicateur est le flux de chaleur total à travers la surface en contact avec l'ambiance intérieure. Il s'exprime sous la forme :

$$\Phi_{tot} = \int_{\Gamma} (q_{cond} + q_{conv} + q_{latent}) ds \quad (3.21)$$

Φ_{tot} s'exprime en W/m. Le flux convectif est exprimé avec T_{int} comme température de référence :

$$q_{conv} = \rho_{air} c_{p_{air}} u (T - T_{int}) \quad (3.22)$$

Le flux latent est lui-même la somme du flux latent par diffusion de vapeur et du flux latent par

advection de vapeur. L'expression de ce flux, déjà détaillé en partie 2, est rappelée ici :

$$q_{latent} = L_v(-\delta_{mat}\nabla p_v + \rho_{vap} u) = L_v \left(-\delta_{mat}\varphi \frac{\partial P_{sat}}{\partial T} \nabla T - \delta_{mat} P_{sat}(T) \nabla \varphi \right) + L_v \left(\frac{M_w}{RT} \varphi P_{sat}(T) u \right) \quad (3.23)$$

Pour chaque maillage, on réalise successivement une simulation HM annuelle (simulation 1), puis une simulation en régime stationnaire du champ de vitesse en exfiltration avec $P_{entree} - P_{sortie} = 1 \text{ Pa}$ (simulation 2). Enfin, on lance une simulation HAM annuelle (simulation 3) en utilisant comme conditions initiales le champ hygrothermique obtenu à la fin de la simulation 1, et les résultats de la simulation 2 pour calculer les termes convectifs.

Les indicateurs décrits plus haut sont calculés à l'issue de la simulation 3 sur l'ensemble de l'année à des pas de temps espacés de 120 h. Entre deux simulations successives, les écarts entre les indicateurs respectifs sont évalués à chaque pas temps, ainsi qu'un écart moyen annuel, présenté (tab. 3.1). On observe que l'écart entre les résultats des simulations réalisées avec les

	écart relatif moyen sur w_{moy} (%)	écart relatif moyen sur Φ_{tot} (%)
maillage 2 / maillage 1	0,016	0,064
maillage 3 / maillage 2	0,078	0,82

TABLE 3.1 – Écarts moyens annuels entre indicateurs pour l'étude de sensibilité au maillage

différents maillages est inférieur à 1%, ce qui prouve que le maillage 1 (254 989 mailles) est suffisamment affiné pour garantir une indépendance au maillage de la solution. C'est donc le maillage choisi pour poursuivre l'étude.

Longueur des tronçons

On souhaite prendre en compte l'ensemble de la perturbation induite sur le champ hygrothermique par le flux d'air parasite. Il nous faut considérer le voisinage de la fuite elle-même, mais aussi une certaine longueur de tronçon de mur de part et d'autre de la fuite, pour que les lignes isovaleurs retrouvent leur valeur "non perturbées" aux niveaux des sections. Ce problème se retrouve dans le calcul de pont thermiques, où il est d'ordinaire de choisir des longueurs de tronçons de l'ordre de deux à trois fois l'épaisseur de la paroi, de part et d'autre du pont thermique. Dans notre configuration, nous allons déterminer cette longueur du tronçon vertical à partir de laquelle les résultats des simulations restent stables. La longueur du tronçon horizontal, quant à elle, sera fixée pour deux raisons principales :

- la partie basse de la géométrie est particulière car elle comporte deux sections adiabatiques perpendiculaires : il faudrait donc augmenter conjointement les longueurs des tronçons horizontal et vertical inférieur pour stabiliser les résultats, ce qui augmenterait de façon significative le temps de calcul.
- cette portion basse de la géométrie n'est pas soumise aux transferts d'air et ne constitue donc pas le cœur de notre sujet.

La teneur en eau w_{moy} reste stable entre les trois configurations, tandis que le flux total Φ_{tot} ne se stabilise qu'à partir de la configuration (b.). Nous travaillerons donc avec cette géométrie

dans la suite.

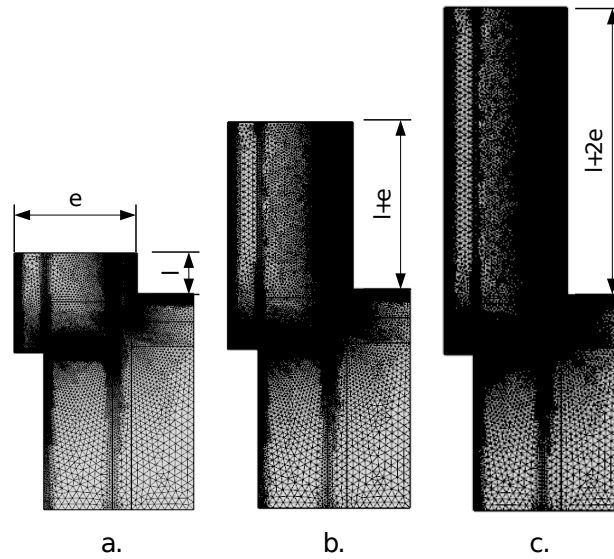


FIGURE 3.11 – Variation de la longueur du tronçon vertical : (config. a.) base (254 989 mailles), (config. b.) ajout d’une épaisseur (423 403 mailles), (config. c.) ajout de deux épaisseurs (592 441 mailles)

	écart relatif moyen sur w_{moy} (%)	écart relatif moyen sur Φ_{tot} (%)
config. b. / config. a.	0,81	7,6
config. c. / config. b.	0,62	1,4

TABLE 3.2 – Écarts moyens entre indicateurs pour l’étude de sensibilité à la longueur du tronçon vertical

Étude de maillage sur la configuration retenue

Afin de terminer ces études préliminaires sur le maillage et la longueur de tronçon, il est nécessaire de tester rapidement la sensibilité au maillage de la configuration (b.).

La configuration de base est cette fois ci celle décrite par (fig. 3.11 b.) et comporte 423 403 mailles (configuration b.). Nous allons tester une géométrie identique avec un maillage 12% plus dense (476 338 mailles, notée configuration d.) Les écarts sont évalués comme précédemment à l’aide des indicateurs w_{moy} et Φ_{tot} et présentés (tab. 3.3).

	écart relatif moyen sur w_{moy} (%)	écart relatif moyen sur Φ_{tot} (%)
config. d. / config. b.	0,80	1,3

TABLE 3.3 – Écarts moyens entre indicateurs pour l’étude de sensibilité au maillage de la géométrie finale

On constate que l’écart relatif entre les indicateurs des deux configurations b. et d. restent sous la barre des 2%. Par conséquent, le maillage de la configuration b. est suffisamment affiné pour capturer les phénomènes étudiés et sera retenu pour les études qui vont suivre.

3.2.5 Résultats et discussion sur le cas de base

Dans une perspective physique du bâtiment, nous avons choisi d'analyser l'impact du flux d'air sur le champ d'humidité et sur le flux de chaleur total.

Humidité

L'impact de l'air sur le champ d'humidité peut être analysé en considérant la teneur en eau moyenne de la lisse basse w_{moy} , déjà présentée dans la section 3.2.4. L'évolution de cette teneur en eau est tracée pour des scénarios d'infiltration (fig. 3.12, gauche) et d'exfiltration d'air (fig. 3.12, droite), avec des écarts de pression intérieur-extérieur de 0,1 et 1 Pa. Sans débit d'air, la lisse basse atteint un équilibre hygrique au bout d'une année, avec une teneur en eau moyenne de 81 kg/m³.

En revanche, dans les cas d'infiltration ou d'exfiltration d'air, deux ans sont nécessaires pour atteindre cet équilibre (fig. 3.12). Lors d'une infiltration d'air, w_{moy} diminue, ce qui indique que le flux d'air sèche l'assemblage (fig. 3.12, gauche). Puisque l'air extérieur est préchauffé dans l'assemblage, l'humidité relative de l'air infiltré diminue, ce qui lui permet de récupérer de l'humidité dans l'assemblage. Au contraire, une humidification de l'assemblage a lieu pour l'exfiltration d'air (fig. 3.12, droite). L'air intérieur, chaud et humide, est refroidi dans l'assemblage, ce qui augmente son humidité relative et peut causer des condensations interstitielles si le point de rosée est atteint. Il apparaît aussi que le processus d'humidification est bien plus marqué que celui de séchage pour des débits similaires. Ceci est dû à la non-linéarité de la courbe de sorption (la capacité hygrique est d'autant plus grande que le matériau est humide), et aussi au flux capillaire d'eau liquide qui devient significatif pour les hautes humidités relatives. En traçant sur (fig. 3.12) la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur $\Delta T = T_{int} - T_{ext}$, cela nous permet de comprendre à quelle vitesse les champs hygrothermiques réagissent aux conditions aux limites. Les risques liés à l'humidité sont attendus pour un ΔT maximum, ce qui correspond à la température extérieure la plus basse. Il faut noter que sans air, la teneur en eau maximale est atteinte environ trois mois après que le ΔT soit maximal (20°). En exfiltration, pour $\Delta P=1$ Pa, cet intervalle est divisé par deux. Une tendance similaire est observée en infiltration mais à un degré moindre. Ces phénomènes peuvent s'expliquer par le fait que sans flux d'air, l'humidité est transférée par diffusion uniquement, tandis qu'un flux d'air crée une advection d'humidité qui intensifie la migration d'humidité.

Pour analyser le champ hygrothermique plus localement, on considère la teneur en eau au point A (voir 3.4). Ce point est situé dans la lisse basse, au voisinage du coude formé avec la lame d'air. La (fig. 3.13) montre que le champ hygrothermique est bien plus impacté par le flux d'air au voisinage de la lame d'air.

Ces tendances opposées en infiltration et exfiltration sont représentées par des instantanés du champ d'humidité relative 2D au début de la quatrième année (fig. 3.14). Les lignes isovaleurs, tracées en noir, permettent de visualiser précisément les secteurs

D'après les recommandations du CSTB, le risque de condensation dans une paroi peut être considéré comme hautement probable si l'humidité relative de 0,98 est atteinte en un point.

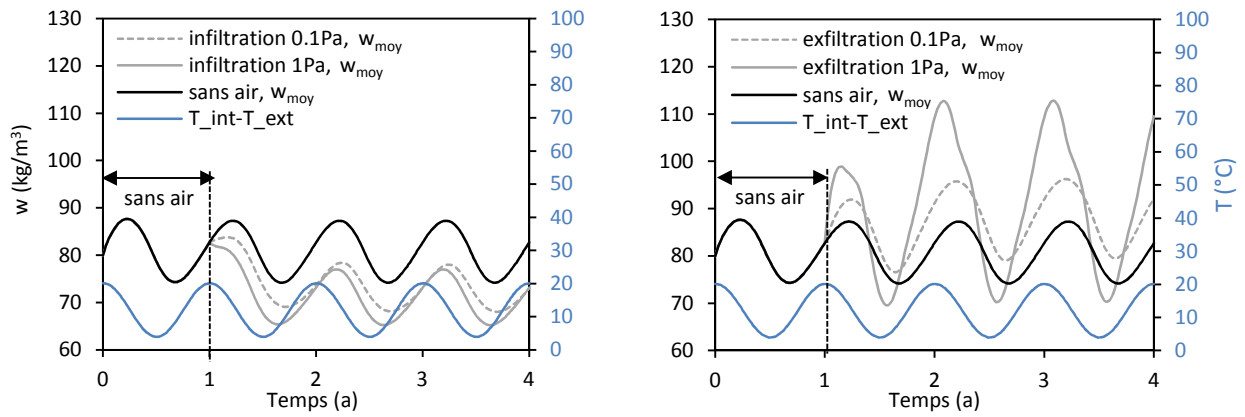


FIGURE 3.12 – Teneur en eau moyenne de la lisse basse sans fuite d’air (en noir), en infiltration (gauche) et en exfiltration (droite) pendant quatre ans

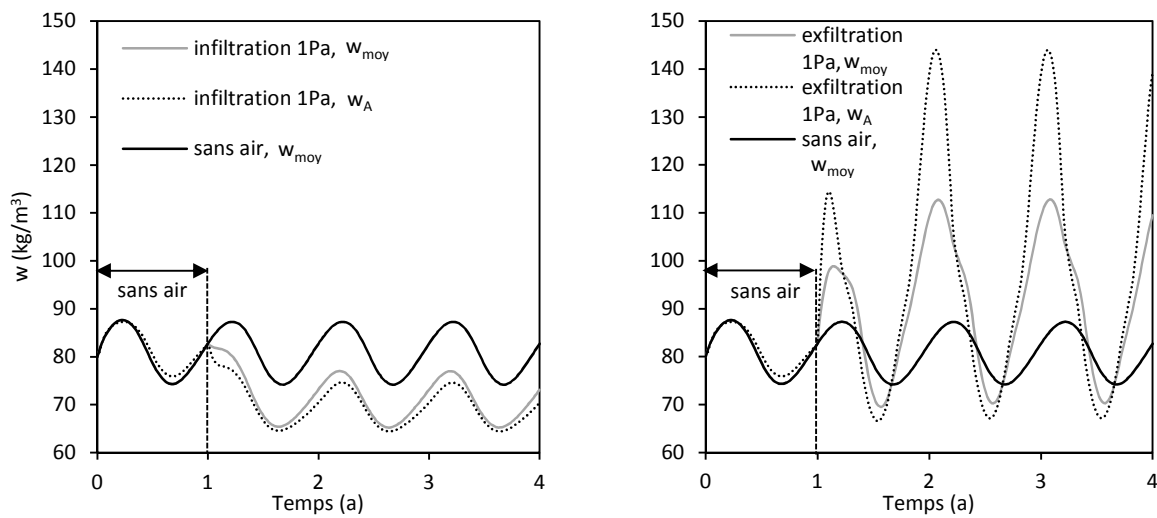


FIGURE 3.13 – Teneur en eau au point A en infiltration (gauche) et en exfiltration (droite), pour $\Delta P = 1Pa$

Concernant les risques de pourrissement des matériaux biosourcés, le FCBA stipule que « un élément de la paroi contenant des produits biosourcés, pour être jugée satisfaisant, ne pourra être que occasionnellement (moins de 8 semaines par an) supérieure à 23% en masse ». Le graphique accompagnant cette recommandation est reproduit (fig. 3.15) : la teneur en eau massique s’obtient en divisant la teneur en eau volumique du matériau par sa masse volumique sèche. Pour l’épicéa, dont la masse volumique de l’épicéa est prise à 455 kg/m^3 , une teneur en eau massique de 23% correspond à une teneur en eau volumique de 105 kg/m^3 .

Ce seuil n’est pas dépassé lorsque l’assemblage n’est pas soumis à un flux d’air (en valeur moyenne et ponctuelle). En revanche le seuil est dépassé pendant une durée supérieure à 8 semaines, pour le scénario d’exfiltration. Dans ce cas de figure, la fuite d’air crée donc un risque supplémentaire lié à l’humidité, qui met en péril la durabilité de l’assemblage.

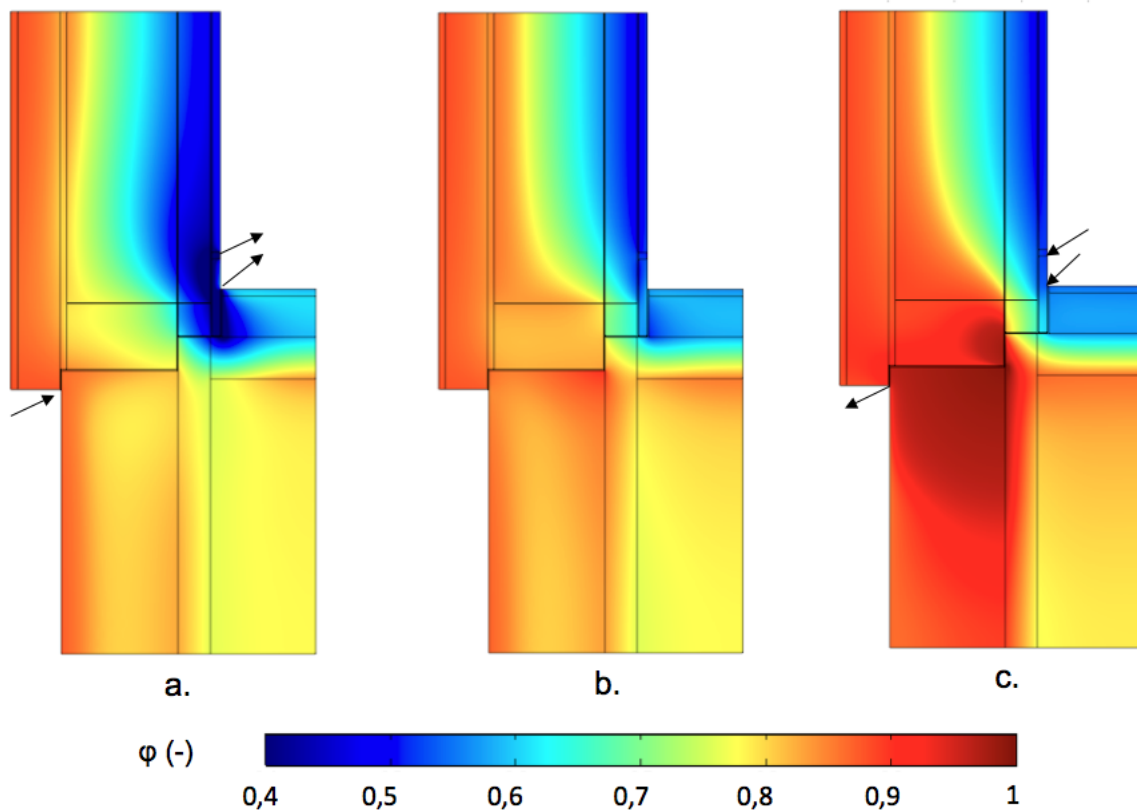


FIGURE 3.14 – Champ d’humidité relative au début de la quatrième année : dans le scénario d’infiltration (a.) et d’exfiltration (c.) avec $|P_{inside} - P_{outside}| = 1 \text{ Pa}$, et sans air (b.)

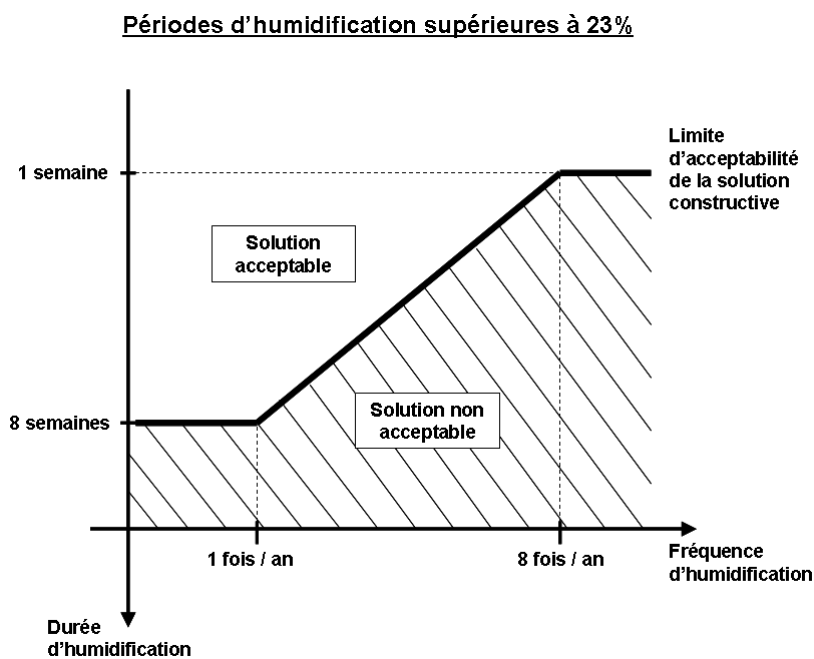


FIGURE 3.15 – Représentation des limites d’humidification des matériaux

Flux de chaleur

Après avoir analysé l’impact de l’air sur le champ hygrothermique, nous allons examiner l’impact sur les flux de chaleur, tels qu’ils ont été définis dans la sous-section (3.2.3). On considère trois cas de figure : une simulation pendant quatre ans sans flux d’air (fig. 3.16), une si-

mulation d'un an sans flux d'air suivi de 3 années en infiltration ou en exfiltration sous un écart de pression $|\Delta P| = 1 \text{ Pa}$ (fig. 3.17). Tout d'abord, on voit que contrairement à la réponse en

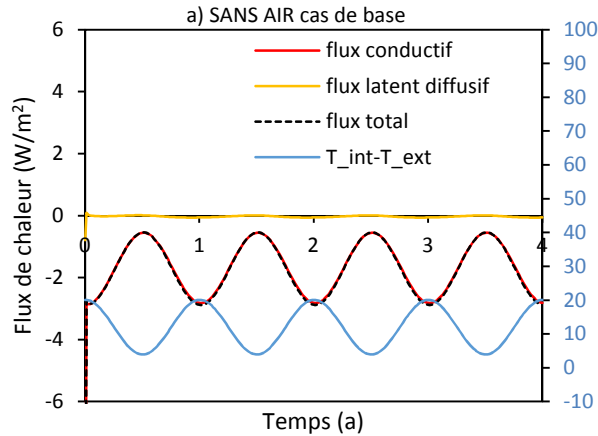


FIGURE 3.16 – Flux de chaleur sans air sur quatre ans

humidité, les flux de chaleur moyens se stabilisent dès la première année, ce qui atteste que les transferts de chaleur ont des constantes de temps bien plus faibles que les transferts d'humidité. Sans air (fig. 3.16), la perte thermique est principalement due à la conduction thermique, avec une valeur moyenne de $-1,6 \text{ W/m}$. La perte thermique maximale coïncide avec le ΔT maximum. Le flux latent diffusif est négligeable, du fait de la forte résistance à la diffusion de vapeur de l'assemblage multicouche étudié. Lorsque l'air s'infiltré dans l'assemblage avec $\Delta P = 1 \text{ Pa}$,

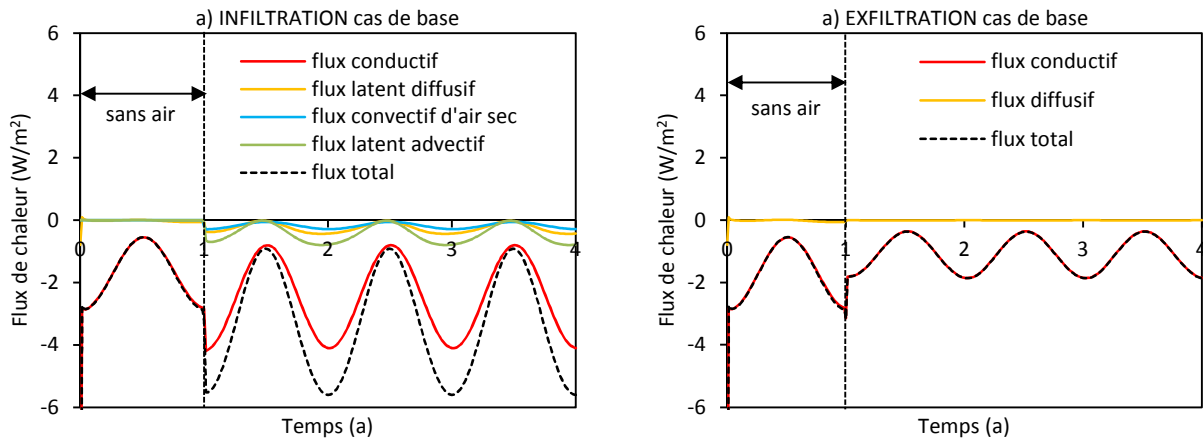


FIGURE 3.17 – Flux de chaleur en infiltration (à gauche) et exfiltration (à droite) sur quatre ans

le flux déperditif conductif moyen augmente à -2.5 W/m (fig. 3.17, gauche). Cela est cohérent avec le fait que l'air infiltré refroidit le mur et concentre ainsi le gradient de température au voisinage de sa surface intérieure, ce qui augmente la perte thermique conductive évaluée à cet endroit. Le flux de chaleur convectif est lui aussi déperditif (valeur moyenne de $-0,17 \text{ W/m}$), car la température en sortie d'air est inférieure à T_{int} . Pour les flux latents, le flux de diffusion est toujours d'importance mineure (valeur moyenne de $-0,25 \text{ W/m}$), mais il est légèrement supérieur à celui du cas sans air, puisque les gradients de température et de pression de vapeur sont déplacés vers l'interface intérieure. Le flux de chaleur latent advectif est déperditif (valeur

moyenne de $-0,45$ W/m), car l'air infiltré sortant côté intérieur est plus sec que l'air intérieur ambiant. Au total, le flux déperditif total en infiltration (valeur moyenne de $-3,3$ W/m) est deux fois plus élevé que celui sans air.

Lorsque l'air s'exfiltre, la perte thermique conductive diminue à $-1,1$ W/m, car la surface côté intérieur de l'assemblage est chauffée par le flux d'air, d'où une diminution du gradient de température à cet endroit. Il est rappelé ici que le flux convectif d'air sec et le flux latent advectif sont nuls, conformément au choix de T_{int} et φ_{int} comme température et humidité relative de référence. Le flux latent diffusif est inférieur à celui en infiltration, car les gradients de température et de pression partielle de vapeur sont déplacés vers le côté extérieur. Avec cette approche, la perte thermique totale en exfiltration (valeur moyenne de $-1,1$ W/m) est plus faible que celle en infiltration et de celle sans flux d'air.

3.3 Études de sensibilité aux conditions aux limites et aux propriétés des matériaux

Afin de confirmer les tendances observées sur les résultats présentés dans la partie précédente, des études de sensibilités sont entreprises. Elles portent sur différents paramètres.

- Température maximale extérieure : celle ci oscillera entre 0 à 28°C au lieu de 0 à 18°C .
- Facteur de résistance à la vapeur du matériau de la lisse basse : en plus de la valeur de base choisie $\mu = 4,3$ (épicéa longitudinal), deux autres valeurs seront testées : $\mu = 100$ pour l'épicéa radial et $\mu = 30$ comme valeur intermédiaire.
- conductivité thermique de la fibre de bois : on testera l'effet d'une conductivité thermique multipliée par deux.

Les simulations seront réalisées dans des scénarios d'exfiltration et d'infiltration utilisés précédemment, avec une différence de pression de 1 Pa.

3.3.1 Température extérieure

La première analyse de sensibilité porte sur la température extérieure, en gardant par ailleurs inchangés les profils d'humidité relative côtés intérieur et extérieur, et le profil de température intérieur. Ces profils sont tracés (fig. 3.18). Choisir une température extérieure qui varie de 0 à 28°C nous permet d'inclure des séquences de simulation où la température extérieure est supérieure à la température intérieure. En pratique, cette situation peut se rencontrer durant des périodes estivales. Comme nous l'avons fait dans le cas de base, nous analyserons l'effet de ce nouveau profil de température, en terme d'humidité puis en terme de flux de chaleur.

Humidité

Les variations de w_{moy} en infiltration et en exfiltration pour les deux profils de température extérieure considérés, sont présentées (fig. 3.19). Une température extérieure plus élevée combinée avec un profil d'humidité relative inchangé, mène à un air extérieur plus humide comparé

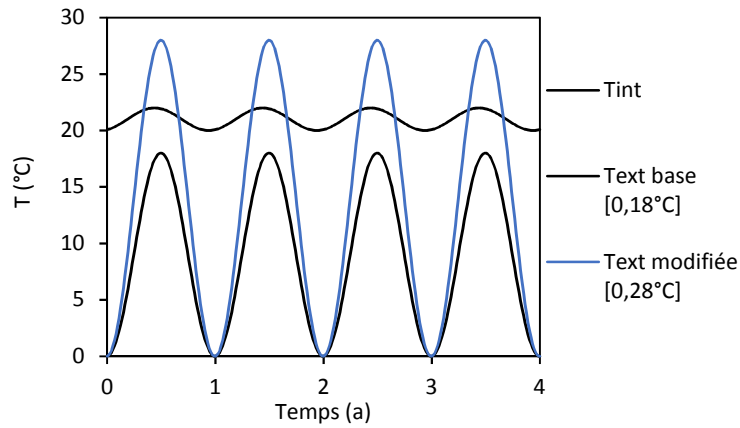


FIGURE 3.18 – Profil de températures

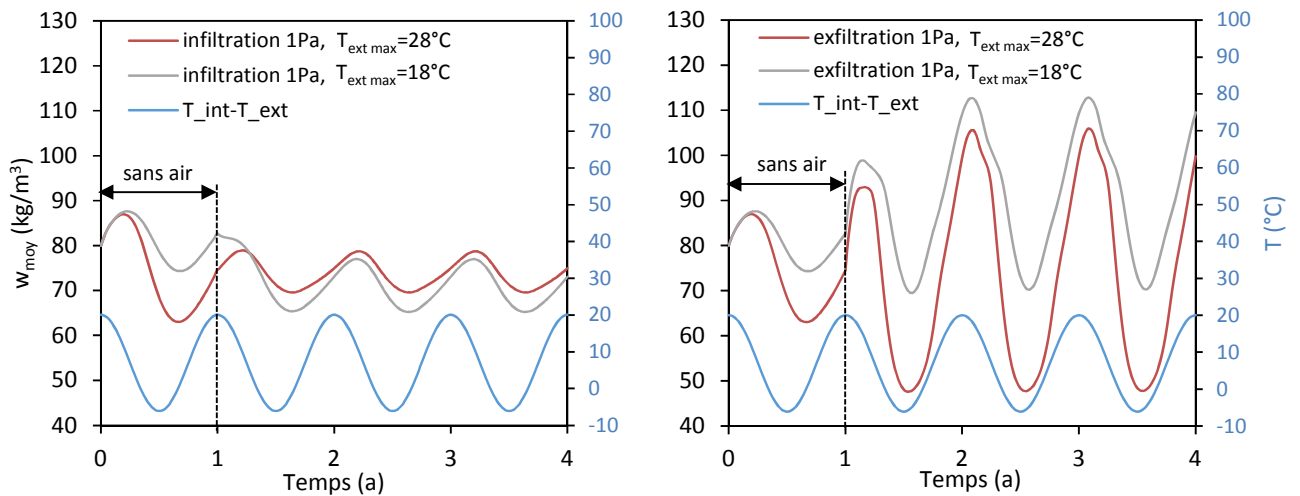


FIGURE 3.19 – Teneur en eau moyenne w_{moy} en infiltration (gauche) et exfiltration (droite) pour une différence de pression de 1 Pa et pendant quatre ans. La différence de température $\Delta T = T_{ext} - T_{int}$ est tracée en bleu pour T_{ext} variant dans $[0, 28^\circ]$ au lieu de $[0, 18^\circ]$

au cas de base (autrement dit, la pression partielle de vapeur dans l'air extérieur a augmenté). C'est la raison pour laquelle w_{moy} du cas modifié est moins élevée en infiltration que celle du cas de base. En exfiltration, l'assemblage est moins humidifié, car une température plus élevée réduit l'humidité relative du matériau et par conséquent sa teneur en eau.

Flux de chaleur

En changeant la plage de variation de la température extérieure de $[0, 18^\circ\text{C}]$ à $[0, 28^\circ\text{C}]$, on diminue l'écart moyen de température entre l'intérieur et l'extérieur, et également la perte moyenne par conduction sans flux d'air (fig. 3.20). Lorsque T_{ext} est supérieure à la température intérieure, le flux conductif est inversé. Il devient positif ce qui correspond à un gain de chaleur pour l'intérieur. En infiltration, (fig. 3.21), le flux latent advectif devient positif peu de temps après que le ΔT soit minimal (ce qui correspond à $T_{ext} = 28^\circ\text{C}$ et $T_{int} = 22^\circ\text{C}$). Cela traduit le fait que l'air infiltré arrivant côté intérieur contient plus d'humidité que l'air ambiant intérieur. Considérer une température moyenne extérieure plus élevée en conservant le profil d'humidité

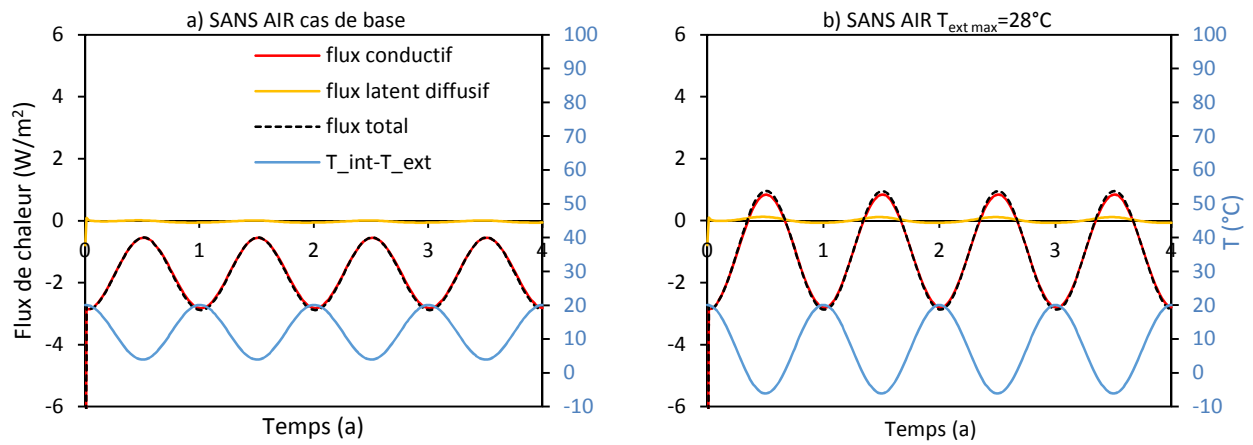


FIGURE 3.20 – Flux de chaleur sans air pendant quatre ans, dans le cas de base (gauche), et dans le cas $T_{ext\ max}$ modifiée (droite)

relative de base, résulte d'un air extérieur plus humide comparé au cas de base. Le flux de chaleur latent diffusif est inférieur à celui observé dans le cas de base, car le gradient de pression partielle de vapeur entre l'intérieur et l'extérieur est plus faible. En exfiltration (fig. 3.22), l'effet

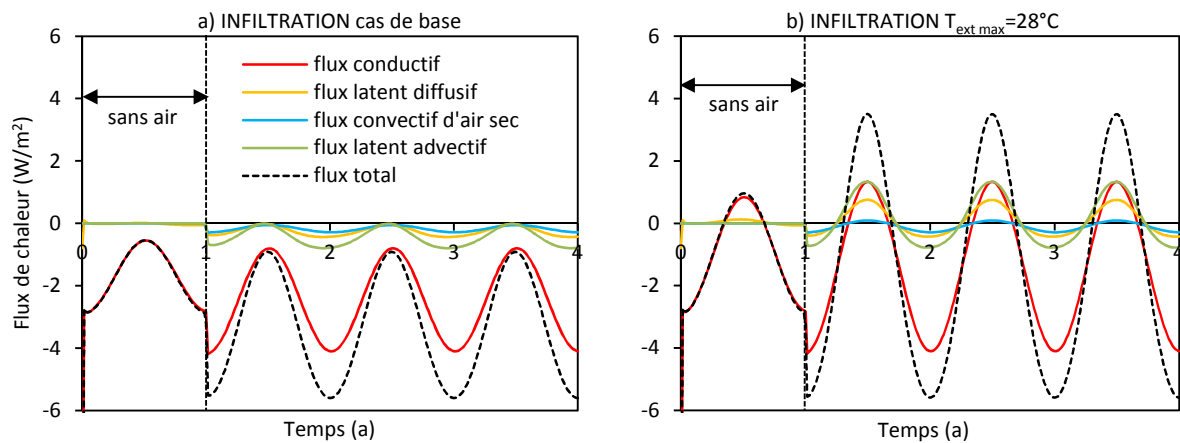


FIGURE 3.21 – Flux de chaleur en infiltration, dans le cas de base (gauche) et dans le cas de la $T_{ext\ max}$ modifiée (droite)

de la diminution du gradient de température apparaît clairement, comme dans le cas sans flux d'air (fig. 3.20).

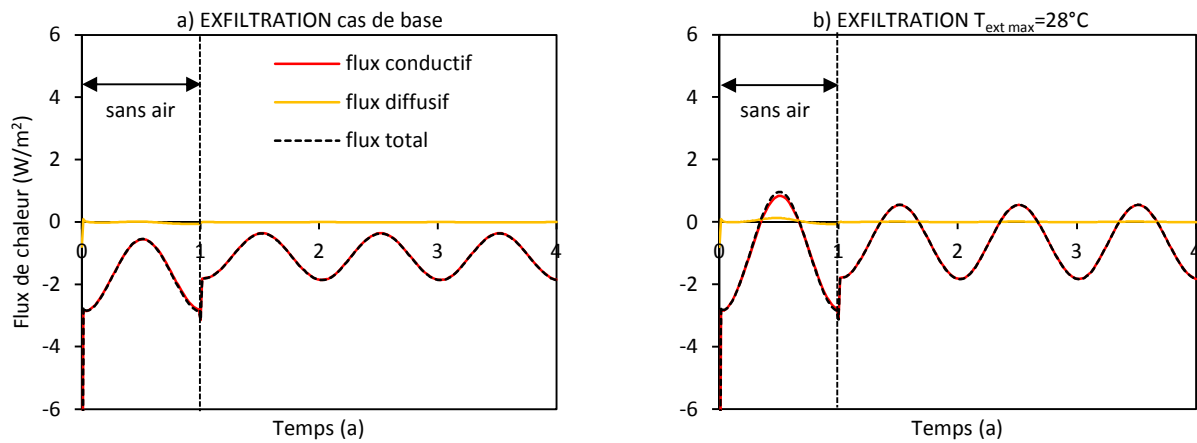


FIGURE 3.22 – Flux de chaleur en exfiltration, dans le cas de base (gauche) et dans le cas de la $T_{ext\ max}$ modifiée (droite)

3.3.2 Isotherme de sorption

Cette étude de sensibilité consiste à faire varier l’isotherme de sorption de l’épicéa, constituant la lisse basse, autour de sa valeur de base de plus ou moins 20% (fig. 3.23). Les teneurs en

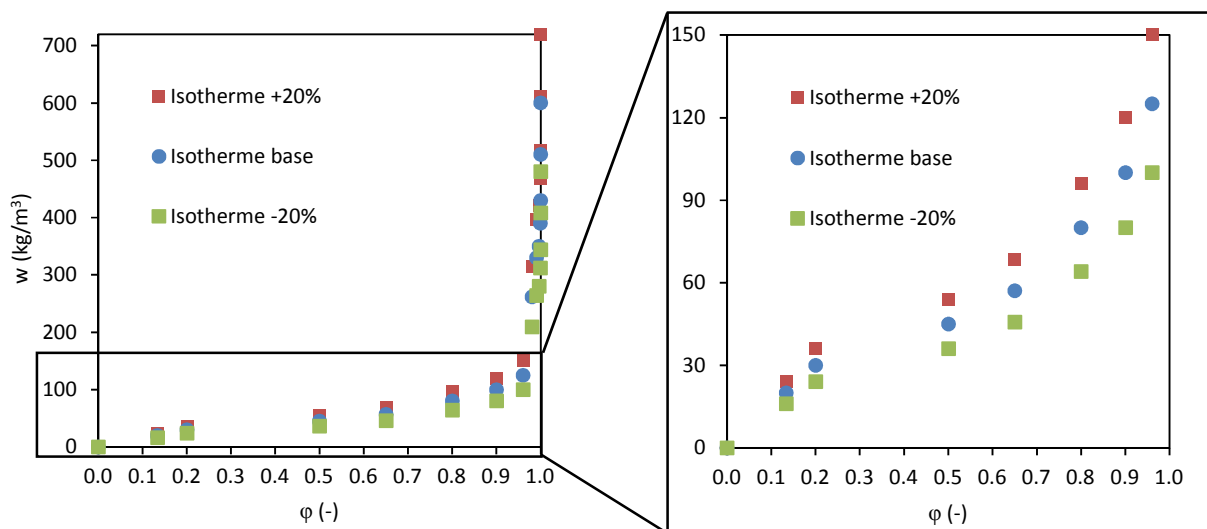


FIGURE 3.23 – Isothermes de sorption considérés pour l’étude de sensibilité. A droite, un agrandissement de la portion $0 < \varphi < 0.95$

eau calculées sont modifiées proportionnellement à l’isotherme considéré, en infiltration comme en exfiltration (fig. 3.24). Sur la (fig. 3.25), on constate que l’humidité relative moyenne de la lisse basse reste inchangée pour les trois isothermes. Selon l’isotherme considéré, une humidité relative donnée correspondra à une teneur en eau.

Les flux de chaleur calculés ne changent pas selon l’isotherme de sorption considéré.

3.3.3 Facteur de résistance à la diffusion de vapeur

Plus la résistance à la diffusion de vapeur de l’épicéa est élevée, moins la teneur en eau lisse basse varie rapidement en fonction des conditions aux limites variables. Alors qu’un déphasage

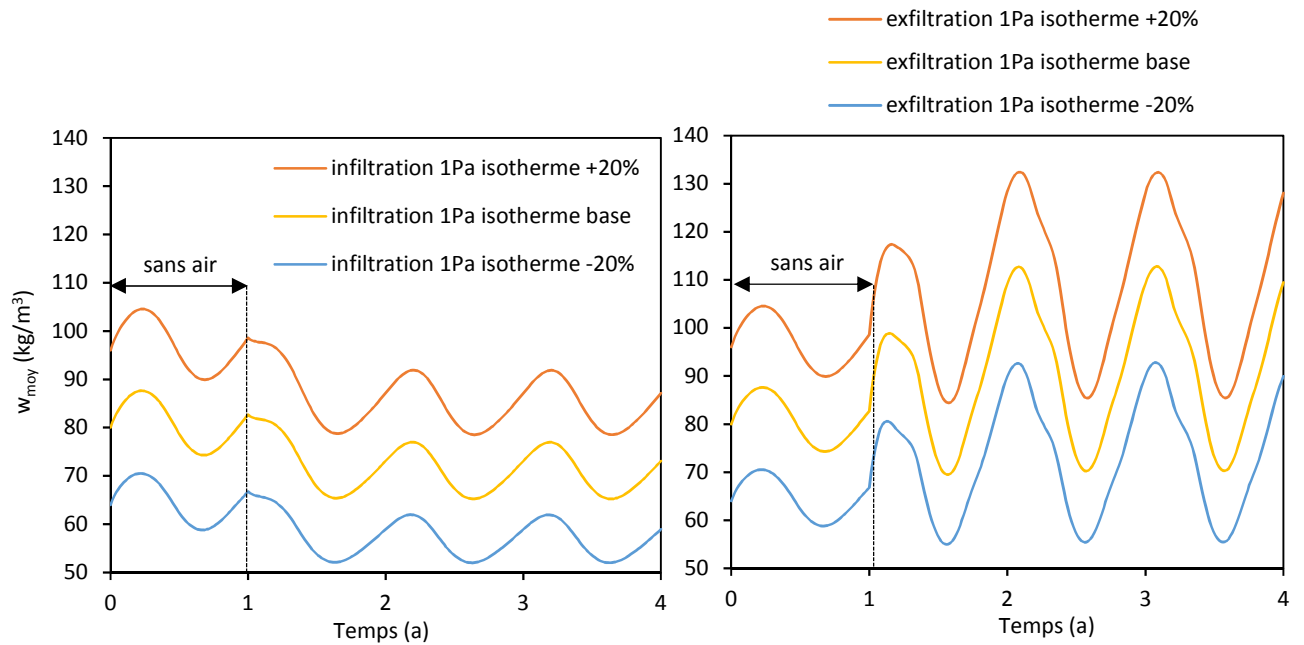


FIGURE 3.24 – Teneur en eau moyenne en infiltration et en exfiltration pour trois isothermes de sorption différents

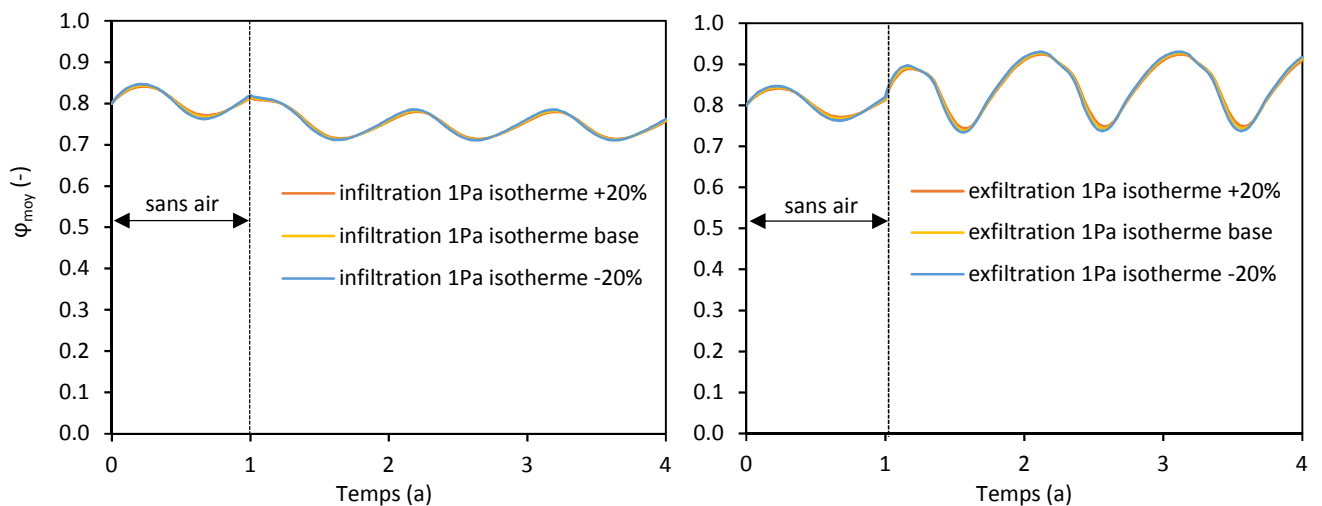


FIGURE 3.25 – Humidité relative moyenne en infiltration et en exfiltration pour trois isothermes de sorption différents

est observé entre les les courbes de w_{moy} correspondant à $\mu = 4, 3$ et $\mu = 30$, aucun déphasage ne subsiste entre les courbes de w_{moy} correspondant à $\mu = 30$ et $\mu = 100$. Cela traduit le fait qu'en terme de mécanisme de transfert de vapeur, l'advection est dominante par rapport à la diffusion. Il faudrait avoir des valeurs de facteurs de résistance à la diffusion beaucoup plus faibles (i.e. des valeurs perméabilités à la vapeur beaucoup plus élevées), pour renverser la tendance. Mais ce cas de figure ne correspondrait pas à un matériau de structure en bois, puisque les matériaux possédant des μ voisins de 1 sont les isolant fibreux peu denses.

Le facteur de résistance à la diffusion de vapeur a peu d'influence sur la teneur en eau de la lisse basse ainsi que sur les flux de chaleur traversants.

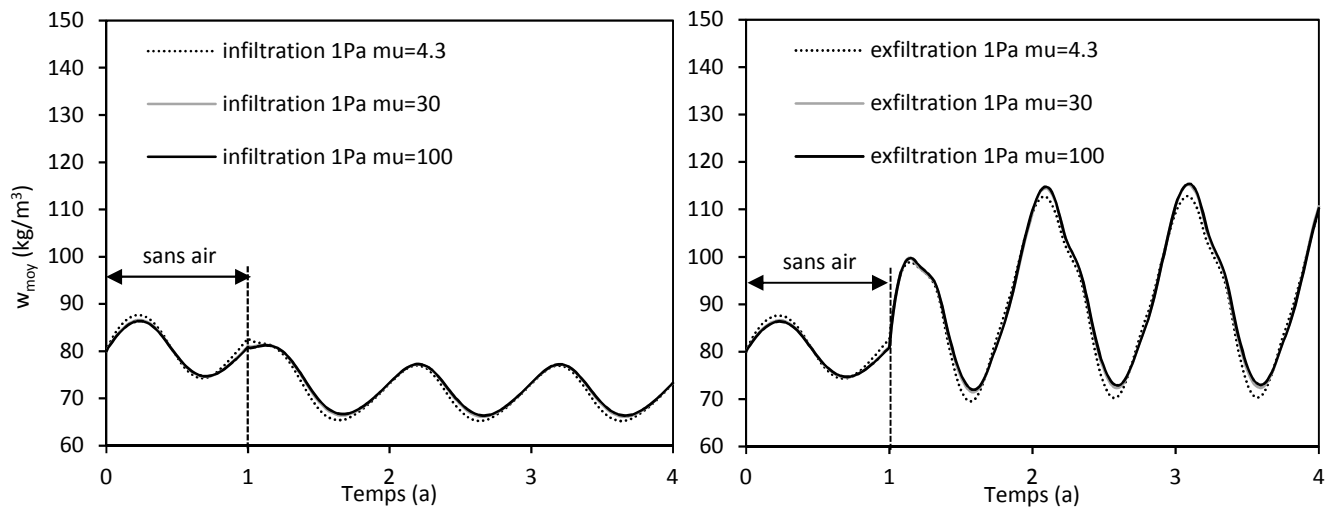


FIGURE 3.26 – Teneur en eau de la lisse basse pendant quatre ans pour différentes perméabilités à la vapeur

3.3.4 Conductivité thermique du matériau

Il a paru pertinent de tester l'impact de la résistance thermique de l'assemblage sur le champ hygrothermique. La paroi est isolée avec de la fibre de bois en partie verticale, il a donc été décidé de faire varier la conductivité thermique de cet isolant. Nous allons comparer les teneurs en eau dans la lisse basse et les flux de chaleur traversants pour une conductivité doublée par rapport au cas de base. Sur la (fig. 3.27), il apparaît que la teneur en eau de la lisse basse est peu impactée par la conductivité thermique de la fibre de bois, sans air, en infiltration comme en exfiltration. Ce résultat traduit le fait que l'échange d'humidité au niveau de la lisse basse est gouverné majoritairement par l'advection de vapeur par le flux d'air, et peu par la diffusion de vapeur à travers la paroi.

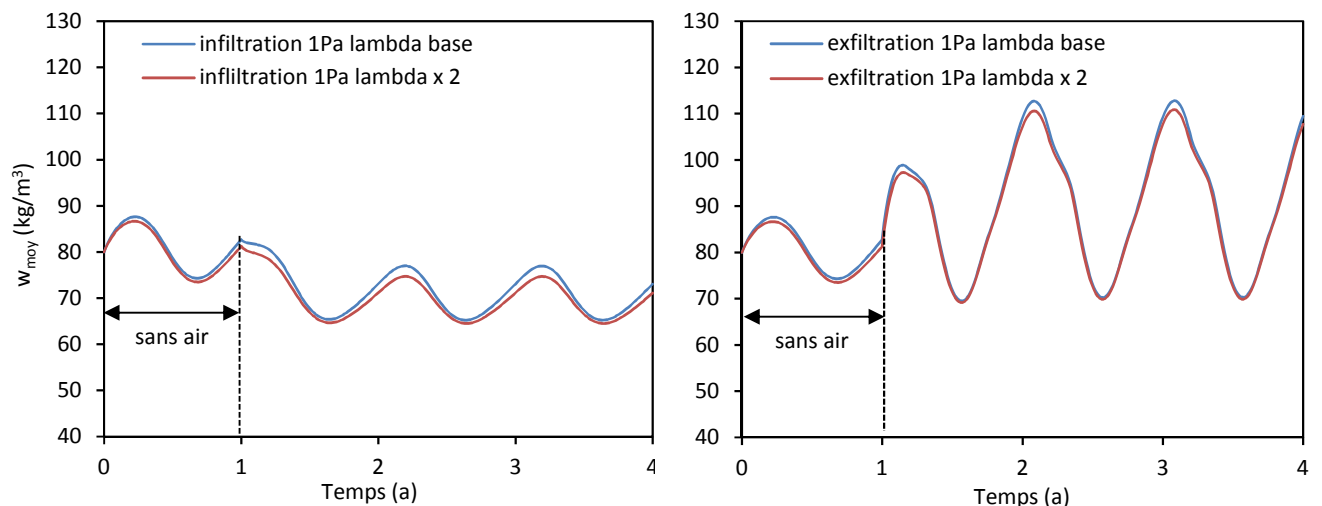


FIGURE 3.27 – Teneur en eau de la lisse basse pendant quatre ans pour différentes conductivités thermiques de la fibre de bois

En ce qui concerne les flux de chaleur, on observe que la conductivité de la fibre de bois a une influence mineure sur le flux total traversant, en infiltration et en exfiltration, comme le

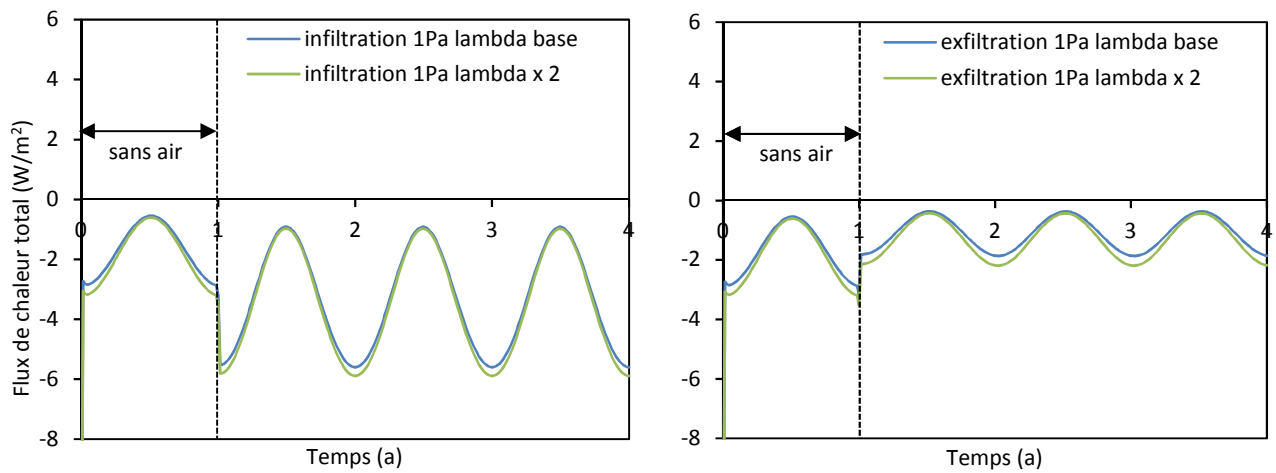


FIGURE 3.28 – Flux de chaleur total en infiltration et exfiltration pour différentes conductivités thermiques

montre (fig. 3.28). Le faible décalage entre les deux courbes est dû à une faible variation du flux conductif, comme le montre (fig. 3.29).

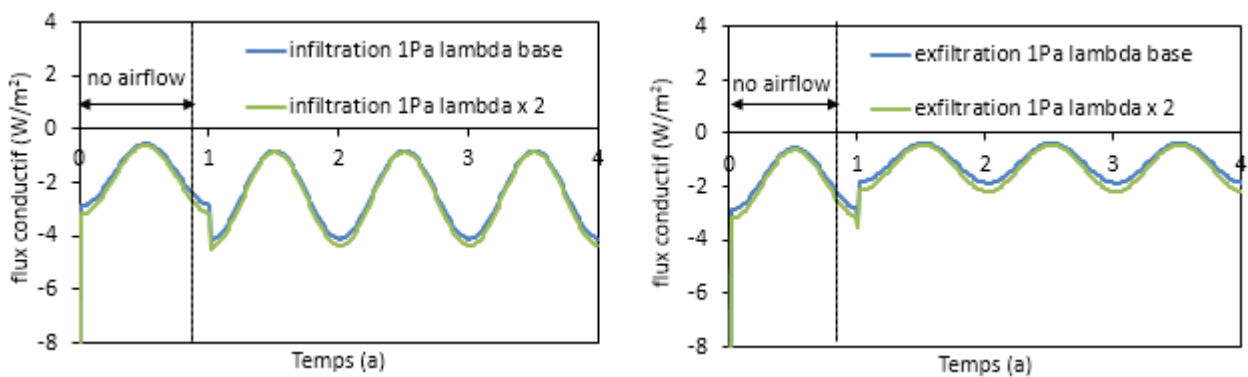


FIGURE 3.29 – Flux de chaleur conductif en infiltration et en exfiltration pour différentes conductivités thermiques de l'isolant en fibre de bois

En doublant la conductivité thermique de l'isolant, on pourrait s'attendre à réduire d'un même facteur le flux conductif, mais ce n'est pas le cas. Pour en comprendre la raison, il convient de décomposer le flux conductif sur les cinq segments constituant l'interface entre la géométrie étudiée et l'air intérieur (fig. 3.8). Le calcul de ces flux est présenté dans la (fig. 3.30).

On constate que dans les trois cas, 70% du flux conductif traverse au niveau du segment 1/5, du fait de la présence d'un pont thermique à cet endroit. Le flux conductif traversant l'isolant en fibre de bois est certes affecté par le changement de conductivité thermique de la fibre de bois, mais celui ci représente une part faible dans le flux total. Cette analyse nous permet de comprendre la faible sensibilité du flux total traversant à la conductivité thermique de l'isolant en fibre de bois.

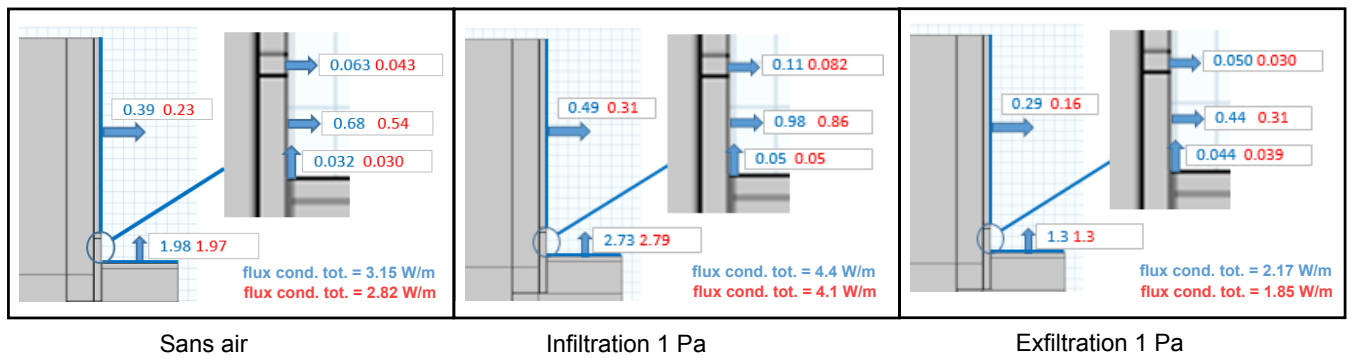


FIGURE 3.30 – Flux conductifs [W/m] sur chacun des cinq segments de l'interface intérieure avec $\lambda_{\text{fibre de bois}} = \lambda_{\text{base}}$ en rouge, et avec $\lambda_{\text{fibre de bois}} = 2 \lambda_{\text{base}}$ en bleu

3.4 Conclusion du chapitre

Ce chapitre a permis d'élargir l'utilisation du modèle HAM-Lea à des géométries de défauts d'étanchéité plus complexes, comportant des fines lames d'air et des milieux poreux. Pour traiter ce type de géométrie, on modélise les transferts HAM avec une approche mono-domaine, c'est à dire à l'aide un seul système d'équations aux dérivées partielles commune aux différents domaines. Cette approche a été appliquée sur un défaut réaliste, couramment observé dans les maisons à ossature bois. Ce défaut est soumis à des conditions aux limites variables en température et humidité, sans transfert d'air, en exfiltration et en infiltration. Des simulations réalisées sur des temps longs (4 ans) permettent de dégager des tendances vis à vis du risque lié à l'humidité et au flux de chaleur total.

Il ressort clairement que des risques liés à l'humidité sont à craindre en exfiltration d'air, même pour des débits d'air faibles, correspondant à des écarts de pression de l'ordre de 1 Pa.

Une méthodologie pour évaluer les flux de chaleur traversant la géométrie est proposée. Les flux sont calculés sur la surface du défaut en contact avec l'air intérieur, et les conditions intérieures sont choisies par convention comme références pour évaluer les flux convectif d'air sec et advectif de vapeur. Avec ces conventions, l'impact de la fuite d'air sur le flux thermique peut être analysé. Le flux thermique total par infiltration est supérieur au flux total sans fuite d'air, tandis que le flux thermique total par exfiltration est inférieur au flux total sans fuite d'air.

Enfin, des analyses de sensibilité sur plusieurs paramètres clés gouvernant ces transferts montrent que ces tendances se conservent.

Chapitre 4

Vers une meilleure prise en compte des défauts d'étanchéité à l'échelle bâtiment

Le modèle numérique HAM-Lea que nous avons développé est un outil fin pour simuler les transferts couplés de chaleur, d'air et d'humidité dans des géométries 2D de défauts d'étanchéité.

Cet outil a été utilisé dans le chapitre 2 pour prédire les champs de température au sein d'un défaut d'étanchéité instrumenté, et une bonne concordance a été obtenue avec les mesures expérimentales réalisées. Il a été noté que la fuite d'air a un impact significatif sur le champ hygrothermique local. Dans le chapitre 3, un défaut d'étanchéité plus complexe est étudié, combinant des milieux poreux perméables à l'air et des fines lames d'air. En plus de la caractérisation des champs hygrothermiques locaux par le modèle, une méthodologie a été proposée pour évaluer le flux thermique total traversant, en infiltration et exfiltration d'air. Nous avons montré que le passage de l'air impacte les différents flux thermiques déjà existants en l'absence de fuite d'air (flux conductif et flux latent diffusif), et induit des flux thermiques supplémentaires (flux convectif d'air sec et flux latent advectif).

Pour prendre en compte l'impact de ces défauts sur la déperdition thermique d'un bâtiment, une simulation fine HAM de l'ensemble de l'enveloppe en 2D ou 3D serait trop lourde à mettre en œuvre et trop coûteuse en temps de calcul. Il faut donc imaginer des méthodes intermédiaires, qui constituent un compromis entre les temps de calcul, la précision des résultats, et la simplicité de mise en œuvre. Une proposition est donnée dans le présent chapitre. Pour cela, nous allons d'abord passer en revue les approches existantes puis proposer une approche qui exploite le modèle HAM-Lea développé.

4.1 Traitement existant des points singuliers

Pour calculer la déperdition globale d'un bâtiment, la plupart des codes de Simulation Thermique Dynamique de bâtiment (STD) font l'hypothèse de flux conductifs 1D à travers l'enveloppe. On peut notamment citer EnergyPlus (www.energyplus.net), TRNSYS (www.trnsys.com) ou COMETH (www.cometh-cstb.fr). Les points singuliers de l'enveloppe, que sont par exemple

les ponts thermiques et les défauts d'étanchéité à l'air, sont pris en compte de manière simplifiée. Dans les deux sous-parties qui vont suivre, nous allons détailler les approches les plus courantes pour traiter ces points singuliers dans les codes existants.

4.1.1 Ponts thermiques

Rappelons que la conduction thermique à travers l'enveloppe d'un bâtiment est en réalité un phénomène 3D. Comme précédemment évoqué, la conduction est généralement traitée par une approche 1D dans les parois courantes, et par une approche spécifique aux points singuliers où les transferts thermiques sont fortement multidimensionnels. Ces points singuliers sont couramment appelés « ponts thermiques ».

Pour reprendre la définition proposée par [CSTB, 2012], un pont thermique désigne « une partie de l'enveloppe du bâtiment où la résistance thermique, par ailleurs uniforme, est modifiée de façon sensible par :

- la pénétration totale ou partielle de l'enveloppe du bâtiment par des matériaux ayant une conductivité thermique différente comme par exemple les systèmes d'attache métalliques qui traversent une couche isolante
et/ou
- un changement local de l'épaisseur des matériaux de la paroi ce qui revient à changer localement la résistance thermique
et/ou
- une différence entre les surfaces intérieure et extérieure, comme il s'en produit aux liaisons entre parois »

Les ponts thermiques sont donc des points singuliers de l'enveloppe où la densité de flux thermique est localement plus élevée. Comme cela a été mentionné au chapitre 1, l'importance relative des ponts thermiques dans la déperdition thermique globale d'un bâtiment est d'autant plus grande que les parois courantes sont fortement isolées [Ge et al., 2013], d'où la nécessité de quantifier leur impact. La densité de flux plus élevée au niveau d'un pont thermique mène à une température de surface intérieure plus basse, créant un risque de condensation superficielle (atteinte du point de rosée de l'air humide sur la surface).

On distingue deux grandes familles de ponts thermiques :

- les ponts thermiques linéaires, comme une liaison mur-plancher en isolation thermique intérieure (fig. 4.1, gauche). Ils sont décrits par un coefficient de transmission thermique linéique ψ_H [W/(m.K)]
- les ponts thermiques ponctuels, comme une cheville traversant l'isolation (fig. 4.1, droite). Ils sont décrits par un coefficient de transmission thermique ponctuel χ_H [W/K]

L'indice H (de l'anglais *heat*) est utilisé pour désigner les transferts de chaleur par conduction. Nous exposons ici brièvement la méthode de calcul d'un coefficient ψ_H caractérisant le pont thermique linéaire de longueur l (selon z), présenté sur la (fig. 4.2). L'expression de ψ_H est :

$$\psi_H = \frac{\Phi_H^{2D} - \Phi_H^{1D}}{l \Delta T} = \frac{\Phi_H^{2D} - (U_1 l_1 + U_2 l_2) \Delta T}{l \Delta T} \quad (4.1)$$

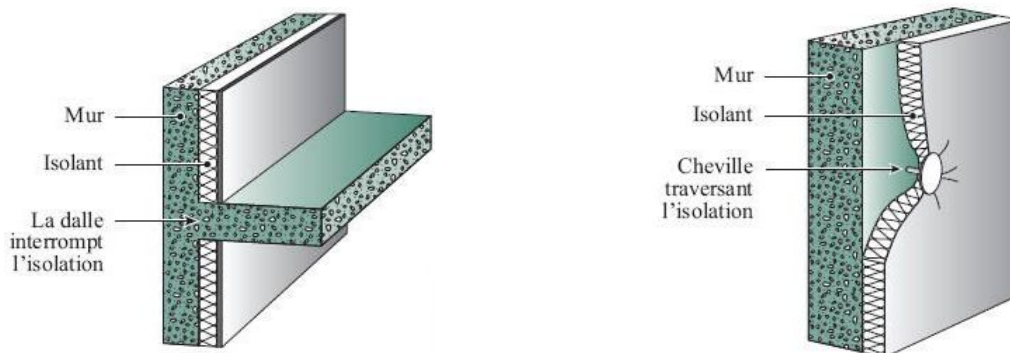


FIGURE 4.1 – Représentation schématique d’un pont thermique linéaire (à gauche) et d’un pont thermique ponctuel (à droite). Source : [Bouteville, 2012]

Φ_H^{2D} est le flux thermique conductif total, et est obtenu par calcul numérique en 2D (méthode des différences finies ou des éléments finis), à l’aide d’un programme dédié. Parmi les plus utilisés, on peut notamment citer [THERM, 2015] et [HEAT3, 2015]. Notons que le symbole Δ , utilisé dans l’ensemble de ce chapitre, désigne un écart.

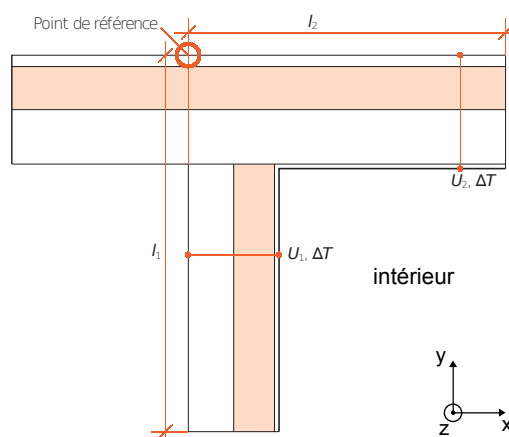


FIGURE 4.2 – Détail d’une liaison entre mur et toiture plate.
Exemple de calcul d’un pont thermique linéaire. Source : [Infomind, 2003]

Le Φ_H^{1D} est le flux conductif 1D traversant les éléments « non perturbés », c’est à dire sans l’effet multidimensionnel dû à la singularité. Ce flux nécessite la définition d’un point de référence, qui permet d’obtenir la longueur l_1 et l_2 des tronçons. Une valeur de ψ_H est associée au point de référence pour lequel elle a été calculée. Dans l’exemple présenté (fig. 4.2), les dimensions sont prises du côté extérieur, mais se baser sur les dimensions intérieures est également possible, et aurait mené à une valeur de ψ_H différente. Dans l’expression de ψ_H , la soustraction $\Phi_H^{2D} - \Phi_H^{1D}$ vise à isoler le flux thermique supplémentaire induit par la présence du pont thermique. De plus, ce flux thermique supplémentaire est proportionnel à l’écart de température entre l’intérieur et l’extérieur ΔT .

Les géométries de ponts thermiques les plus courants et les coefficients ψ_H ou χ_H associés sont consignés dans des catalogues de ponts thermiques. Dans le cadre d’un calcul réglementaire en bureau d’étude, ces catalogues sont couramment utilisés, et les coefficients ne sont recalculés que dans le cas d’une configuration spécifique.

Ainsi, en régime permanent, la perte thermique par conduction à travers l'ensemble de l'enveloppe d'un bâtiment, comportant N_l types de ponts thermiques linéaires, N_p types de ponts thermiques ponctuels, et N_c types de parois courantes, est caractérisée par le coefficient de transmission thermique du bâtiment :

$$U_{bat} = \frac{\overbrace{\sum_{i=1}^{N_c} S_i U_i}^{\text{parois courantes}} + \overbrace{\sum_{j=1}^{N_l} l_j \psi_{H_j}}^{\text{ponts thermiques lineaires}} + \overbrace{\sum_{k=1}^{N_p} \chi_{H_k}}^{\text{ponts thermiques ponctuels}}}{S_{tot}} \quad (4.2)$$

Avec $S_{tot} = \sum_{i=1}^{N_c} S_i$ la surface totale de l'enveloppe. Il convient de préciser que dans cette approche, les ponts thermiques sont pris en compte en régime permanent, et que les effets 2D ou 3D sur le transfert de chaleur n'y sont que partiellement capturés. Des travaux menés par exemple par [Gao et al., 2008] permettent d'évaluer les ponts thermiques de manière plus précise en réalisant une réduction de modèle, à partir d'un modèle de pont thermique 2D ou 3D en régime variable, de manière à conserver un temps de calcul raisonnable.

4.1.2 Défauts d'étanchéité à l'air

Après les ponts thermiques, les défauts d'étanchéité à l'air constituent la deuxième catégorie des points singuliers de l'enveloppe d'un bâtiment.

Approche classique découplée

En régime permanent, la perte thermique totale Φ_{tot} d'un bâtiment est la somme de la perte par conduction à travers l'enveloppe, traduite par le U_{bat} , et de la perte par renouvellement d'air, qui fait intervenir un débit d'air net et une différence de température. La perte par renouvellement d'air comprend la perte Φ_{ventil} due au système de ventilation mécanique (dépend de la technologie utilisée), et de celle due aux fuites d'air parasites $\Phi_{defauts}$, appelées souvent « infiltrations », indépendamment du sens de ce transfert d'air. Dans la plupart des codes de STD bâtiment, $\Phi_{defauts}$ est calculée à partir d'un débit d'air total Q_{vtot} transitant à travers les défauts et d'un écart de température entre l'intérieur et l'extérieur. On a alors :

$$\Phi_{tot} = U_{bat} S_{tot} (T_{int} - T_{ext}) + \Phi_{ventil} + \underbrace{\rho_{air} c_{p,air} Q_{vtot} (T_{int} - T_{ext})}_{\Phi_{defauts}} \quad (4.3)$$

Ce débit total Q_{vtot} est déterminé à partir de la perméabilité à l'air globale du bâtiment, mesurée lors d'un test de type « porte soufflante » et exprimée de manière normalisée à l'aide d'indicateurs comme le $Q_{4Pa,surf}$ [$\text{m}^3/(\text{h m}^2)$] (aussi appelé I_4 : débit de fuite sous 4 Pa divisé par la surface de parois froides, hors plancher bas), ou le n_{50} [h^{-1}] (débit de fuite sous 50 Pa divisé par le volume chauffé, aussi appelé taux de renouvellement d'air sous 50 Pa).

Dans cette approche classique, le flux conductif Φ_{cond} et le flux convectif $\Phi_{defauts}$ sont découplés : tout se passe comme si l'air n'interagissait pas thermiquement avec les défauts d'étan-

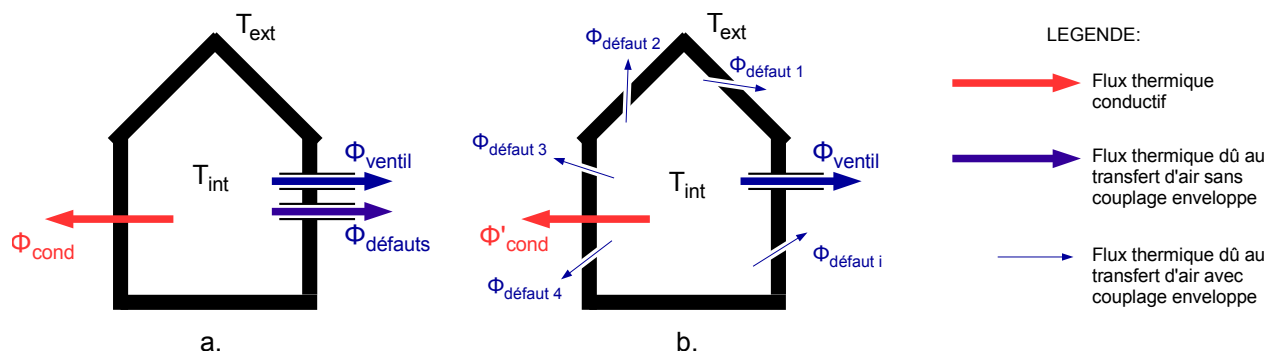


FIGURE 4.3 – Représentation schématique de la prise en compte des défauts d’étanchéité dans le bilan thermique d’un bâtiment : a. approche découplée, b. approche couplée

chété qu’il traverse (fig. 4.3 a.). En réalité, l’air qui transite par un défaut d’étanchéité échange de la chaleur avec la paroi environnante, ce qui modifie le champ de température dans celle ci, et donc le Φ_{cond} . L’air est préchauffé en infiltration, tandis qu’il est refroidi en exfiltration.

Une étude de [Buchanan and Sherman, 2000] a montré que l’effet du couplage, appelé « recouvrement » n’est pas négligeable à l’échelle bâtiment puisque la méthode conventionnelle (découplée) a tendance à surestimer la déperdition totale de 20% en moyenne par rapport à la méthode couplée, pour un bâtiment soumis à des infiltrations d’air.

Approche de [Svoboda, 1999] couplée

Afin d’améliorer la prise en compte des défauts d’étanchéité à l’air, [Svoboda, 1999] introduit une méthode pour coupler ces défauts avec l’enveloppe, en faisant une analogie avec les ponts thermiques.

Après avoir développé un modèle HA couplé (nommé « WIND »), Svoboda étudie l’impact du transfert de chaleur convectif sur la déperdition totale d’une paroi comportant un défaut d’étanchéité à l’air en infiltration. L’assemblage étudié consiste en une couche de laine minérale de 120 mm située entre deux plaques de plâtre de 13 mm (fig. 4.4). Cet assemblage sépare une ambiance chauffée à $T_{int} = 20^{\circ}\text{C}$ d’une ambiance froide à $T_{ext} = -15^{\circ}\text{C}$. Ces températures sont imposées aux interfaces. Une différence de pression $\Delta P = 10 \text{ Pa}$ est appliquée de part et

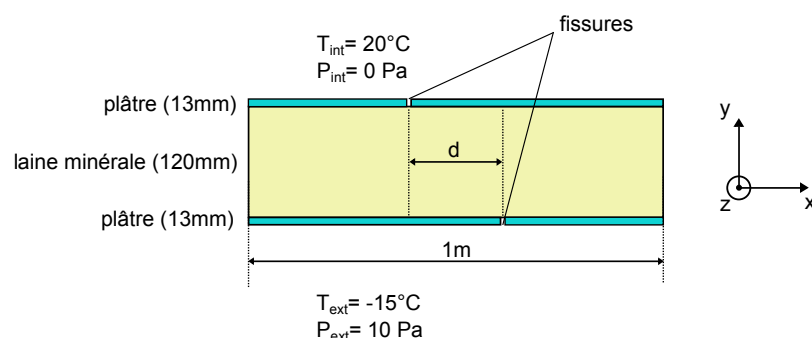


FIGURE 4.4 – Défaut d’étanchéité étudié par [Svoboda, 1999]

d’autre de l’assemblage ($P_{int} = 10 \text{ Pa}$ et $P_{ext} = 0 \text{ Pa}$). Les perméabilités à l’air des matériaux constituant la paroi sont prises en compte ($k_{platre} = 10^{-12} \text{ m}^2$ et $k_{laine\ minerale} = 10^{-9} \text{ m}^2$).

Plusieurs simulations en régime stationnaire sont réalisées pour différentes variantes de géométrie :

- assemblage sans fissure
- présence d'une fissure de 1 mm à travers une seule des deux plaques de plâtre
- présence d'une fissure à travers chacune des plaques de plâtres et variation de la distance de décalage d entre ces deux fissures.

Pour quantifier l'impact de l'air sur le flux thermique global, Svoboda introduit un facteur que nous appellerons « Coefficient de transmission Thermique linéique lié au Défaut d'Étanchéité » à ΔP fixé, $\psi_{HA,\Delta P}$ [W/(m.K)] (noté CTDE linéique à ΔP fixé dans la suite), en analogie à un coefficient de transmission thermique linéique de pont thermique. L'indice HA désigne l'approche thermo-aéraulique, de l'anglais 'Heat-Air'.

Ce CTDE à ΔP fixé est défini par :

$$\psi_{HA,\Delta P} = \frac{\Phi_{HA}^{2D} - \Phi_H^{1D}}{l \Delta T} \quad (4.4)$$

Le flux conductif non perturbé 1D, Φ_H^{1D} [W], est calculé analytiquement avec l'écart de température et la résistance thermique de chaque couche (les résistances thermiques de surface sont négligées ici). l désigne le linéaire de défaut considéré, selon z .

$$\Phi_H^{1D} = \frac{S \Delta T}{R_{platre} + R_{laine\ minerale} + R_{platre}} \quad (4.5)$$

Le Φ_{HA}^{2D} , quant à lui, est calculé par simulation numérique avec le modèle WIND en 2D en prenant en compte le couplage entre transfert conductif et transfert convectif dû au flux d'air. L'expression employée par Svoboda pour calculer le flux Φ_{HA}^{2D} n'est cependant pas documentée. Le $\psi_{HA,\Delta P}$ est propre à la géométrie du défaut, mais aussi à l'écart de pression considéré. Les résultats des simulations sont reproduits (tab. 4.1).

TABLE 4.1 – Résultats des calculs de [Svoboda, 1999]

Description de la géométrie		$\psi_{HA,10Pa}$ [W/(m.K)]	Q_v [m ³ /s]
sans fissure		0,009	$2,9 \times 10^{-5}$
fissure dans une plaque de plâtre		0,017	$5,4 \times 10^{-5}$
fissure dans chaque plaque de plâtre	d=0	0,367	$20,9 \times 10^{-5}$
	d=50 mm	0,342	$20,8 \times 10^{-5}$
	d=100 mm	0,249	$19,8 \times 10^{-5}$
	d=200 mm	0,174	$19,0 \times 10^{-5}$
	d=500 mm	0,094	$15,0 \times 10^{-5}$

On constate que le flux thermique supplémentaire dû à la fuite d'air est d'autant plus grand que le débit d'air traversant l'assemblage est élevé, c'est à dire que la perte de charge est faible. Ainsi le $\psi_{HA,10Pa}$ est maximal lorsque les deux fissures sont alignées, alors qu'il est minimal pour l'assemblage sans fissures (mais avec un débit d'air à travers les matériaux).

4.2 Vers une approche simplifiée de prise en compte des défauts d'étanchéité à l'air

4.2.1 Vue d'ensemble

L'approche de Svoboda est intéressante car elle permet de rendre compte du couplage défaut-enveloppe, avec une méthodologie similaire à celle employée pour les ponts thermiques. Dans cette partie, nous allons enrichir et généraliser cette approche.

Pour illustrer nos propos, nous allons cibler un défaut ponctuel, que constitue le défaut d'étanchéité expérimental précédemment étudié et reproduit sur (fig. 4.5). De plus, cette géométrie présente l'avantage d'avoir servi pour valider expérimentalement le modèle HAM-Lea (voir chapitre 2).

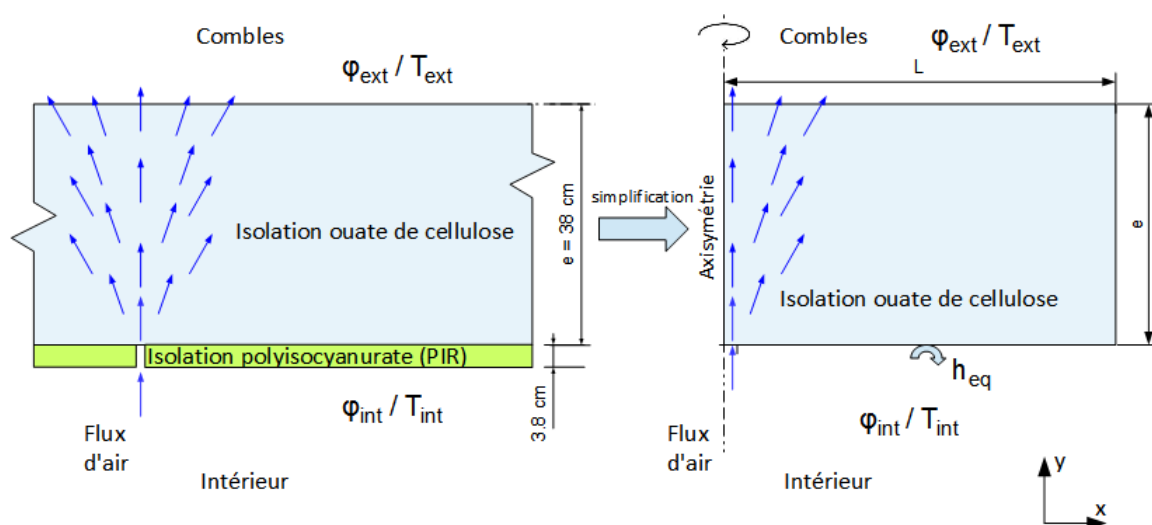


FIGURE 4.5 – Défaut d'étanchéité à l'air à travers un isolant en ouate de cellulose, en situation d'exfiltration d'air, étudié dans le chapitre 2. Pour simplifier les notations dans ce chapitre, la température et l'humidité relative dans les combles sont notées respectivement T_{ext} et φ_{ext}

La géométrie consiste en une plaque de polyisocyanurate (PIR) de 3,8 cm d'épaisseur, surmontée d'une couche de 38 cm de ouate de cellulose insufflée par voie sèche. La plaque de PIR, étanche à l'air et à la vapeur, est percée d'un orifice de 6,4 mm de diamètre. Cet assemblage sépare une ambiance chauffée (sous la plaque de polyisocyanurate), d'une ambiance non chauffée (au dessus de la ouate de cellulose). Les paramètres physiques des matériaux sont donnés dans les tableaux (E.1 et E.2) de l'annexe (E). Pour rappel, cette géométrie est considérée comme axisymétrique par rapport à l'axe de l'orifice, et la couche de PIR est prise en compte via un coefficient d'échange thermique surfacique h_{eq} , dont l'expression est donnée par (eq. 2.52).

Dans un premier temps, nous allons étudier les phénomènes thermo-aérauliques (HA) sans prendre en compte l'humidité, et mettre en place l'approche simplifiée dans ce cadre. On définit les coefficients de perte thermique ponctuels, χ_{HA}^{inf} et χ_{HA}^{exf} [W/(Pa.K)] caractérisant la perte thermique supplémentaire induite par ce défaut d'étanchéité à l'air, respectivement en infiltra-

tion et en exfiltration d'air. L'expression générique de χ_{HA} est :

$$\chi_{HA}\Delta P\Delta T = \Phi_{HA}^{2D} - \Phi_H^{1D} \quad (4.6)$$

Le groupement $\chi_{HA}\Delta P$ [W/K] est similaire au coefficient $\psi_{HA,\Delta P}$ [W/K] de Svoboda mais pour un défaut ponctuel.

Dans un second temps, nous envisagerons une approche hygro-thermo-aéraulique (HAM) pour calculer les flux thermiques, et nous examinerons l'impact de cette approche sur la valeur de coefficients de perte ponctuels intégrant l'effet de l'humidité et notés χ_{HAM}^{inf} et χ_{HAM}^{exf} [W/(Pa.K)]. L'expression générique de χ_{HAM} est :

$$\chi_{HAM}\Delta P\Delta T = \Phi_{HAM}^{2D} - \Phi_H^{1D} \quad (4.7)$$

Pour tous ces coefficients, rassemblés dans le tableau (4.2), les flux Φ sont évalués en régime permanent, et le flux supplémentaire dû au défaut est toujours évalué par rapport au flux 1D conductif pur (calcul analytique, noté 1D H).

TABLE 4.2 – Récapitulatif des coefficients de perte thermique introduits

Coefficient (symbole et unité)	Type de défaut	Modèle complet de référence	Modèle simplifié de référence	Signification
χ_H [W/K]	pont thermique ponctuel	2D H	1D H	Flux supplémentaire induit par la conduction multidimensionnelle
$\psi_{HA-\Delta P}^{inf}$ [W/m.K]	défaut d'étanchéité à l'air linéique de [Svoboda, 1999]	WIND (modèle 2D HA)	1D H	Flux supplémentaire induit par la fuite d'air, pour ΔP fixé, approche thermo-aéraulique
$\chi_{HA}^{inf}, \chi_{HA}^{exf}$ [W/(K.Pa)]	défaut d'étanchéité à l'air ponctuel	HA-Lea (modèle 2D HA)	1D H	Flux supplémentaire induit par la fuite d'air, approche thermo-aéraulique
$\chi_{HAM}^{inf}, \chi_{HAM}^{exf}$ [W/(K.Pa)]	défaut d'étanchéité à l'air ponctuel	HAM-Lea (modèle 2D HAM)	1D H + 1D M	Flux supplémentaire induit par la fuite d'air, approche hygro-thermo-aéraulique

Dans cette partie, nous comparerons aussi les flux supplémentaires dus à la fuite d'air, évalués selon une approche couplée multidimensionnelle, à ceux évalués par l'approche découplée classique.

4.2.2 Approche thermo-aéraulique

Vérifications préliminaires du modèle

En premier lieu, il faut s'assurer de la robustesse du modèle de référence vis-à-vis des paramètres numériques. Ainsi, le maillage de la géométrie est raffiné jusqu'à ce que les flux thermiques calculés restent stables. A l'issue de cette étude de sensibilité au maillage, la géométrie comporte 23600 mailles.

Ensuite, pour évaluer les flux qui permettront de calculer les coefficients χ_{HA}^{inf} et χ_{HA}^{exf} , il est

important de considérer une géométrie qui inclut une surface suffisamment étendue autour de ce défaut, pour retrouver un flux non perturbé 1D aux bords. Cette précaution se traduit dans le calcul des ponts thermiques en travaillant sur une géométrie incluant des tronçons de paroi d'au moins 1 m autour du point singulier. Pour examiner ce phénomène dans le calcul du CTDE, nous imposons un fort écart de pression et de température ($\Delta P = 20$ Pa, $\Delta T = 20$ K), pour avoir un impact étendu du défaut sur la paroi avoisinante, et nous faisons varier la longueur L , qui correspond au rayon du cylindre considéré (se reporter à la géométrie axisymétrique fig. 4.5). La variation du CTDE χ_{HA} est tracée en fonction de la longueur L choisie, en exfiltration et en infiltration (fig. 4.6).

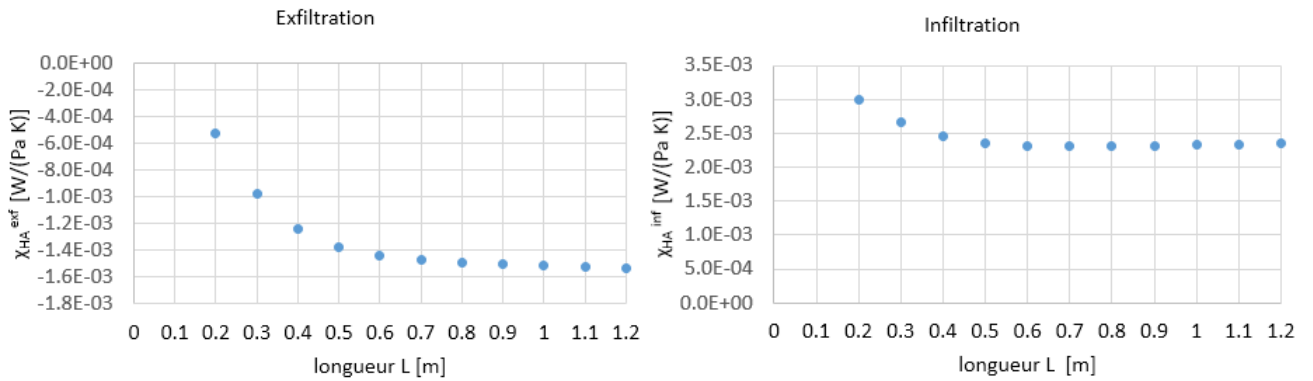


FIGURE 4.6 – Influence de la taille de la géométrie sur le coefficient de perte thermique convectif du défaut.

Ces graphes montrent que les coefficients χ_{HA}^{inf} et χ_{HA}^{exf} se stabilisent à partir de $L = 0,7$ m, ce qui traduit le fait que l'impact de la perturbation sur le champ de température avoisinant a été capturé en totalité. Choisir $L = 1$ m est donc suffisant pour calculer les coefficients χ_{HA}^{inf} et χ_{HA}^{exf} .

Calcul du coefficient de perte thermique convectif

Première approche : On considère la géométrie présentée (fig. 4.5), implémentée dans HA-Lea. Le CDTE ponctuel à ΔP fixé, peut se définir de la manière suivante :

$$\chi_{HA,\Delta P} = \frac{\Phi_{HA}^{2D} - \Phi_H^{1D}}{\Delta T} \quad (4.8)$$

Le flux Φ_{HA}^{2D} désigne le flux thermique total calculé avec HA-Lea en intégrant la composante normale de la densité de flux total sur la surface inférieure S du cylindre représentant la géométrie. Dans une approche HA, le flux total inclut une composante conductive et une composante convective. Ce flux convectif est évalué en prenant comme référence la température intérieure, comme cela a été précédemment défini dans le chapitre 3. Par conséquent, en infiltration d'air,

ce flux s'exprime :

$$\begin{aligned}\Phi_{HA,inf}^{2D} &= \iint_S n \cdot [q_{cond} + q_{conv}] d\Sigma \\ &= \iint_S n \cdot [-\lambda_{cellulose} \nabla T + \rho_{air} c_{p,air} u (T - T_{int})] d\Sigma\end{aligned}\quad (4.9)$$

tandis qu'en exfiltration d'air, la composante convective est nulle, car la température de l'air en entrée de défaut vaut $T = T_{int}$:

$$\begin{aligned}\Phi_{HA,exf}^{2D} &= \iint_S n \cdot q_{cond} d\Sigma \\ &= \iint_S n \cdot [-\lambda_{cellulose} \nabla T] d\Sigma\end{aligned}\quad (4.10)$$

Le flux Φ_H^{1D} est quant à lui calculé de manière analytique :

$$\Phi_H^{1D} = \frac{S \Delta T}{R_{int} + R_{cellulose} + R_{polyiso} + R_{ext}} = \frac{S \Delta T}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{e_{cellulose}}{\lambda_{cellulose}} + \frac{e_{polyiso}}{\lambda_{polyiso}} + \frac{1}{h_{ext}}}\quad (4.11)$$

La différence entre Φ_{HA}^{2D} , prenant en compte l'impact de la fuite d'air en 2D, et Φ_H^{1D} ne prenant en compte que la conduction thermique sans fuite d'air, correspond à l'augmentation du flux thermique due à la fuite d'air.

Pour calculer $\chi_{HA,10Pa}$ selon (eq. 4.8), nous évaluons Φ_{HA}^{2D} avec HA-Lea pour $\Delta P = 10$ Pa et $\Delta T = \{0, 5, 10, 15, 20^\circ\text{C}\}$, et calculons Φ_H^{1D} avec (eq. 4.11). Les résultats obtenus en infiltration et en exfiltration sont présentés dans les tableaux (4.3).

TABLE 4.3 – Calcul du coefficient de perte thermique convectif pour $\Delta P = 10$ Pa en exfiltration et en infiltration

Exfiltration			
ΔT [°C]	$\Phi_{HA,exf}^{2D}$ [W]	Φ_H^{1D} [W]	$\chi_{HA,10Pa}^{exf}$ [W/K]
0	0	0	-
5	1,22	1,31	-0,0171
10	2,45	2,62	-0,0171
15	3,67	3,93	-0,0171
20	4,90	5,24	-0,0171
Infiltration			
ΔT [°C]	$\Phi_{HA,inf}^{2D}$ [W]	Φ_H^{1D} [W]	$\chi_{HA,10Pa}^{inf}$ [W/K]
0	0	0	-
5	1,42	1,31	0,0228
10	2,85	2,62	0,0228
15	4,27	3,93	0,0228
20	5,70	5,24	0,0228

A travers ce tableau, on confirme comme dans les travaux de Svoboda qu'à ΔP fixée, la perte thermique due au défaut d'étanchéité à l'air $\Phi_{HA}^{2D} - \Phi_H^{1D}$ est proportionnelle à ΔT . Il est

donc légitime de définir un CTDE ponctuel $\chi_{HA,10Pa}$ qui vaut $\chi_{HA,10Pa}^{exf} = -0,0171$ W/K en exfiltration et $\chi_{HA,10Pa}^{inf} = 0,0228$ W/K en infiltration. Nous retrouvons aussi les conclusions formulées au chapitre 3 concernant l'évaluation des flux sur la surface intérieure de la paroi. Le flux thermique total par exfiltration est inférieur à celui sans transfert d'air (car $\chi_{HA,10Pa}^{exf}$ est négatif) tandis que le flux thermique total par infiltration est supérieur à celui sans transfert d'air (car $\chi_{HA,10Pa}^{inf}$ est positif).

Tentative de généralisation : Si l'on considère une géométrie de défaut d'étanchéité et un écart de pression d'air (en valeur absolue), nous venons de voir que nous pouvons définir un CTDE par infiltration et par exfiltration $\chi_{HA,\Delta P}^{inf}$ et $\chi_{HA,\Delta P}^{exf}$.

Nous allons maintenant étudier la variation du coefficient $\chi_{HA,\Delta P}$ en fonction de l'écart de pression algébrique $\Delta P = P_{int} - P_{ext}$, comme cela est représenté par la courbe noire sur (fig. 4.7). Une infiltration d'air correspond à ΔP négatif et une exfiltration d'air à un ΔP positif.

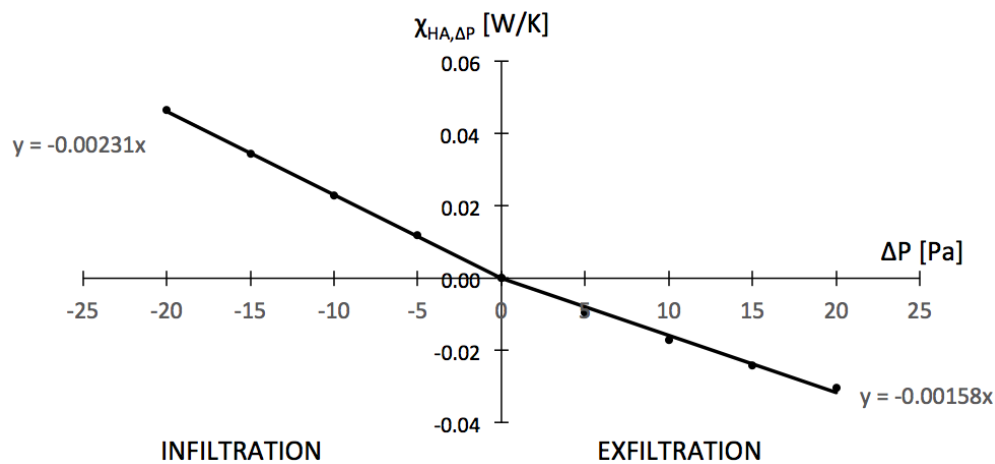


FIGURE 4.7 – Variation du CTDE en fonction de l'écart de pression algébrique $\Delta P = P_{int} - P_{ext}$

Comme nous nous y attendions, le coefficient $\chi_{HA,\Delta P}$ varie linéairement avec ΔP mais la pente de la droite diffère en infiltration et en exfiltration. Autrement dit, la perte thermique supplémentaire due au passage de l'air à travers le défaut d'étanchéité est proportionnelle à l'écart de température et à l'écart de pression d'air, cependant la valeur du coefficient varie en fonction du sens de l'écoulement.

En gardant l'expression de l'écart de pression en valeur absolue, on peut donc définir pour ce défaut deux CTDE, ramenés à l'écart de pression et de température :

- en infiltration $\chi_{HA}^{inf} = 0,00231$ W/(Pa.K)
- en exfiltration $\chi_{HA}^{exf} = -0,00158$ W/(Pa.K)

Analyse de l'impact des couplages thermo-aérauliques

Dans ce paragraphe, nous allons évaluer l'impact de la prise en compte du couplage entre et les transferts de chaleur et d'air sur l'évaluation du flux thermique total. En somme, il s'agit

de déterminer si une approche couplée (CTDE) apporte un gain de précision par rapport à une approche classique découplée.

Comme nous l'avons évoqué au début de ce chapitre, la manière conventionnelle de prendre en compte l'impact des défauts d'étanchéité dans le calcul du flux déperditif total est d'ajouter au flux conductif Φ_H^{1D} un flux enthalpique découplé Φ_A^{0D} proportionnel au débit d'air traversant et à la différence de température entre les deux ambiances. On a alors :

$$\Phi_{HA}^{decouple} = \Phi_H^{1D} + \Phi_A^{0D} \quad (4.12)$$

où

- Φ_H^{1D} est défini selon (eq. 4.11)
- Φ_A^{0D} est défini comme suit (eq. 4.13)

Selon les conventions choisies, le flux enthalpique découplé Φ_A^{0D} est nul en exfiltration, et vaut en infiltration :

$$\Phi_A^{0D} = \rho_{air} c_{p_{air}} Q_v (T_{int} - T_{ext}) \quad (4.13)$$

En réalité, l'air qui transite par un défaut d'étanchéité échange de la chaleur avec la paroi environnante, ce qui modifie le champ de température dans celle-ci ; en infiltration, l'air est réchauffé tandis qu'en exfiltration il est refroidi. Le flux Φ_{HA}^{2D} qui en résulte, n'est en général pas égal à $\Phi_{HA}^{decouple}$.

Ainsi nous pouvons comparer le CTDE $\chi_{HA,\Delta P}$ (calculé avec l'approche couplée), avec son « équivalent » calculé avec l'approche découplée. Par ailleurs, conformément aux conventions retenues, ce coefficient découplé revient à calculer simplement le rapport $\Phi_A^{0D} / \Delta T$, ou encore $\rho_{air} c_{p_{air}} Q_v$.

Les résultats présentés dans la (fig. 4.8) permettent d'identifier les tendances suivantes :

- en infiltration, l'approche découplée surestime systématiquement la perte thermique supplémentaire due au défaut par rapport à une approche couplée HA (61 % d'écart relatif dans notre cas)
- en exfiltration, l'approche découplée prévoit un impact nul de l'air tandis que l'approche couplée prévoit une perte supplémentaire négative, c'est à dire une perte thermique totale inférieure à celle sans flux d'air.

Dans les deux cas nous constatons bien que le couplage thermo-aéraulique impacte fortement les flux traversant l'enveloppe. L'approche découplée surestime les déperditions. Notons que ce dernier point a déjà été soulevé par plusieurs auteurs [Babin and Inard, 2010, Buchanan and Sherman, 2000]. Le terme 'recouvrement', introduit par [Bhattacharyya and Clardige, 1995], est souvent utilisé pour le désigner. Ce phénomène est valorisé dans les techniques dites de "l'isolation dynamique" étudiées par exemple par [Taylor and Imbabi, 1998, Qiu and Haghghat, 2007]. Effectivement, nous pouvons ainsi obtenir une réduction globale des besoins du bâtiment. Cependant des problèmes de durabilité, liés notamment à l'humidité, sont un frein important à l'application pratique.

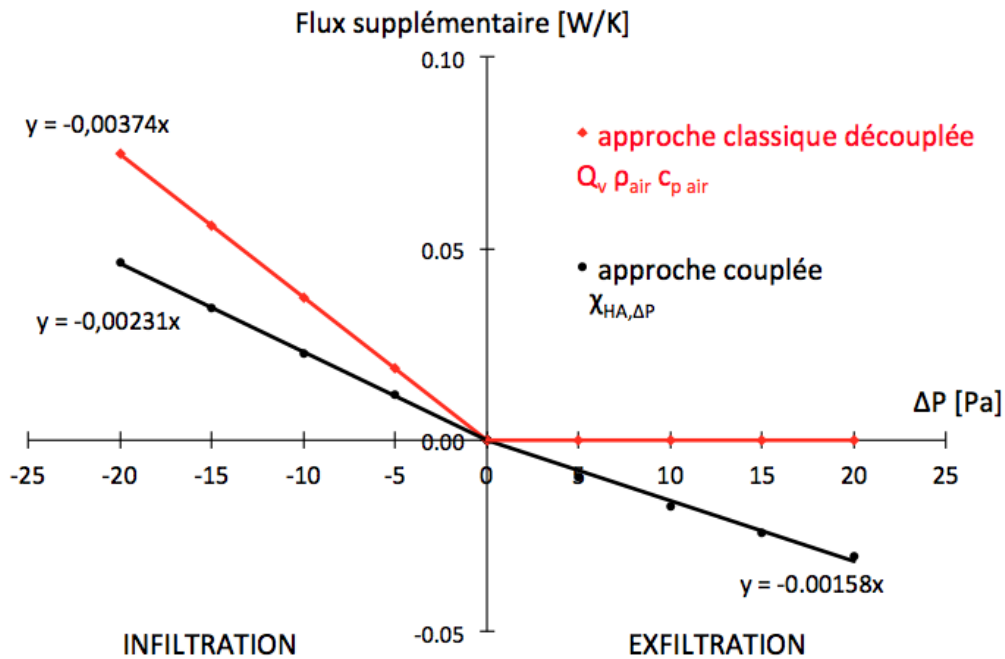


FIGURE 4.8 – Comparaison de l'évolution en fonction de l'écart de pression des flux supplémentaires dus à la fuite d'air entre une approche couplée et découplée

Impact des variantes géométriques

Le CTDE que nous avons défini dépend à priori de la géométrie du défaut d'étanchéité à l'air. Nous proposons donc d'étudier l'impact d'un changement de géométrie sur le coefficient χ_{HA} : plusieurs simulations sont réalisées en faisant varier l'épaisseur e de la couche d'isolant en ouate de cellulose du défaut étudié (fig. 4.5). Nous considérerons une épaisseur doublée ($2e = 76$ cm), divisée par deux ($e/2 = 19$ cm) ou divisée par quatre ($e/4 = 9,5$ cm). La variation du $\chi_{HA, \Delta P}$ en fonction de l'écart de pression algébrique est représentée en orange pour l'épaisseur d'isolant doublée, et en bleu pour l'épaisseur d'isolant divisée par deux et en rouge pour l'épaisseur d'isolant divisée par quatre (fig. 4.9). Les différentes valeurs de χ_{HA} sont récapitulées dans le tableau (tab. 4.4).

TABLE 4.4 – Influence de l'épaisseur d'isolant sur le CTDE χ_{HA}

	χ_{HA} [W/(Pa.K)]	
	Infiltration	Exfiltration
$e/4$	0,00378	-0,000946
$e/2$	0,00283	-0,00129
e	0,00231	-0,00158
$2e$	0,00212	-0,00171

Augmenter l'épaisseur d'isolant augmente la perte de charge à travers le défaut et donc réduit le débit traversant, ce qui réduit la perte thermique supplémentaire due à l'air en infiltration et en exfiltration.

Cette étude de sensibilité sur l'épaisseur d'isolant montre que la description d'un défaut par un CTDE ramené à un écart de température et de pression est potentiellement généralisable à

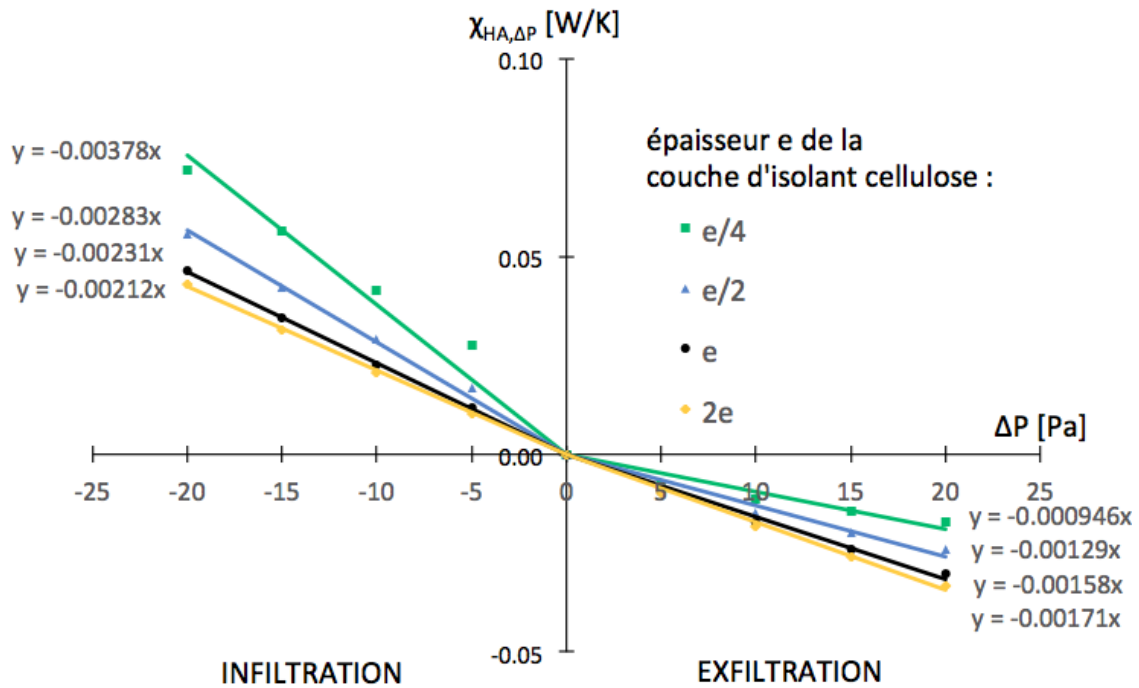


FIGURE 4.9 – Variation du CTDE en fonction de l'écart de pression algébrique $\Delta P = P_{int} - P_{ext}$ pour différentes épaisseurs de couche d'isolant

d'autres types de défauts.

Synthèse sur l'approche thermo aéraulique

Pour récapituler cette étude du défaut d'étanchéité à l'air selon une approche thermo-aéraulique, nous pouvons rappeler plusieurs résultats :

- La perte thermique supplémentaire induite par le défaut d'étanchéité à l'air peut être caractérisée à l'aide d'un coefficient de perte thermique propre au défaut, et s'exprimant en $[W/(m.Pa.K)]$ pour un défaut linéique et en $[W/(Pa.K)]$ pour un défaut ponctuel.
- L'approche classique découplée surestime la perte thermique totale par rapport à l'approche prenant en compte le couplage avec l'enveloppe. Dans notre configuration de défaut, l'approche classique découplée surestime jusqu'à 60% le flux additionnel dû au flux d'air par rapport à une approche couplée.

4.2.3 Approche hygro-thermo-aéraulique

Dans cette partie nous allons déterminer si les tendances observées avec une approche thermo-aéraulique sont conservées en adoptant une approche hygro-thermo-aéraulique, notamment sur la définition d'un CTDE et l'influence du couplage sur le flux total.

Nous allons réaliser une étude de sensibilité sur le flux Φ_{HAM}^{2D} , calculé avec le modèle HAM-Lea, en faisant varier l'un après l'autre quatre paramètres gouvernant les transferts de chaleur et de masse (tab. 4.5).

La gamme de variation de chaque paramètre a été choisie de manière à être représenta-

TABLE 4.5 – Paramètres de l'étude de sensibilité et leurs gammes de variation

Paramètres	Valeurs		
T_{int} [°C]	15	20	25
T_{ext} [°C]	0	5	10
φ_{int} [-]	0,4	0,5	0,6
φ_{ext} [-]	0,7	0,8	0,9
ΔP [Pa]	5	10	15

tive des variations types dans nos climats tempérés en période de chauffe. Ainsi, la gamme de température et d'humidité relative intérieures correspondent aux conditions de confort de hygrothermique, représentées par le polygone coloré en vert sur la (fig. 4.10).

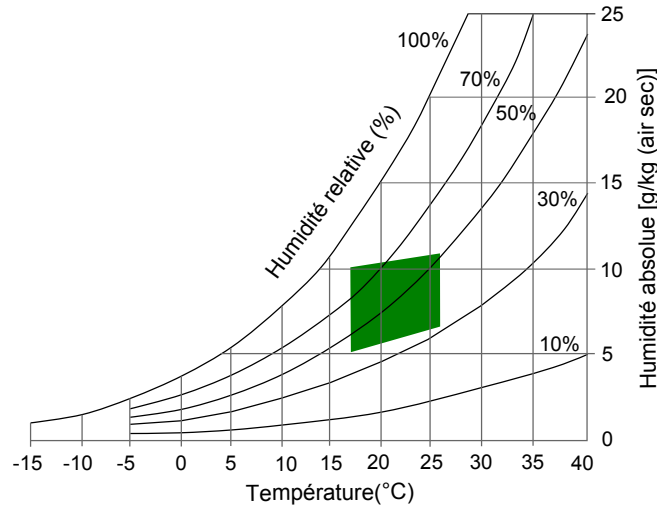


FIGURE 4.10 – Diagramme de l'air humide et polygone de confort hygrothermique, en vert.
Source : [Fauconnier, 1992] via [energieplus, 2015]

Nous avons réalisé 11 simulations correspondant aux 11 quintuplets $(T_{int}; T_{ext}; \varphi_{int}; \varphi_{ext}; \Delta P)$ listés dans le tableau (4.6). Précisons que lorsqu'un paramètre varie, les autres paramètres sont égaux à la valeur médiane de leur plage de variation respective.

Le flux Φ_{HAM}^{2D} désigne le flux thermique total calculé avec HAM-Lea en intégrant la composante normale de la densité de flux sur la surface inférieure S du cylindre représentant la géométrie (eqs. 4.14 et 4.15). On peut signaler que les termes faisant apparaître la vitesse d'air u sont non nuls uniquement au niveau de l'orifice dans la plaque de polyisocyanurate (représenté par un segment de droite dans (fig. 2.16)). En infiltration, le flux Φ_{HAM}^{2D} s'exprime :

$$\begin{aligned}
 \Phi_{HAM,inf}^{2D} = & \iint_S n \cdot \left[\underbrace{-\lambda_{cellulose}(\varphi) \nabla T}_{q_{cond}} + \underbrace{\rho_{air} c_{p,air} u (T - T_{int})}_{q_{conv}} \right] \\
 & + \underbrace{L_v \delta_{cellulose}(\varphi) \nabla p_v(T, \varphi)}_{q_{lat-diff}} + \underbrace{L_v u (\rho_{vap}(T, \varphi) - \rho_{vap}(T_{int}, \varphi_{int}))}_{q_{lat-adv}} \Big] d\Sigma \quad (4.14)
 \end{aligned}$$

TABLE 4.6 – Quintuplets de paramètres considérés pour les 11 simulations. Pour le quintuplet n° 1, tous les paramètres sont à leur valeur médiane

n°	T_{int} [°C]	T_{ext} [°C]	φ_{int} [-]	φ_{ext} [-]	ΔP [Pa]
1	20	5	0,5	0,8	10
2	15	5	0,5	0,8	10
3	25	5	0,5	0,8	10
4	20	0	0,5	0,8	10
5	20	10	0,5	0,8	10
6	20	5	0,4	0,8	10
7	20	5	0,6	0,8	10
8	20	5	0,5	0,7	10
9	20	5	0,5	0,9	10
10	20	5	0,5	0,8	5
11	20	5	0,5	0,8	15

En exfiltration :

$$\Phi_{HAM,exf}^{2D} = \iint_S n \cdot \left[\underbrace{-\lambda_{cellulose}(\varphi) \nabla T}_{q_{cond}} + \underbrace{L_v \delta_{cellulose}(\varphi) \nabla p_v(T, \varphi)}_{q_{lat-diff}} \right] d\Sigma \quad (4.15)$$

Calcul du coefficient de perte thermique

Dans le cadre d'une approche HAM, nous pouvons tenter de évaluer un CTDE noté χ_{HAM} , dont l'expression générale non simplifiée est :

$$\chi_{HAM} = \frac{\Phi_{HAM}^{2D} - \Phi_H^{1D} - \Phi_{LAT-DIFF}^{1D}}{\Delta T \Delta P} \quad (4.16)$$

Au numérateur, pour isoler l'effet induit par la fuite d'air, il faut soustraire au flux total le flux conductif 1D non perturbé Φ_H^{1D} et le flux latent diffusif non perturbé $\Phi_{LAT-DIFF}^{1D}$. Ces deux flux se calculent de manière analytique : avec la résistance thermique de chaque couche et l'écart de température total pour Φ_H^{1D} , avec la résistance à la diffusion de vapeur de chaque couche et l'écart de pression partielle total pour $\Phi_{LAT-DIFF}^{1D}$. Pour notre géométrie de défaut, $\Phi_{LAT-DIFF}^{1D}$ est nul car la plaque de polyisocyanurate rend la face inférieure de l'assemblage parfaitement étanche à la vapeur en l'absence de défaut d'étanchéité à l'air. Cela nous permet simplifier l'expression de χ_{HAM} telle qu'elle est donnée au début du chapitre par (eq. 4.7).

Notons ici que puisque dans le modèle HAM-Lea, la conductivité thermique de la cellulose $\lambda_{cellulose}(\varphi)$ est fonction de l'humidité (voir tab. E.2), nous devons choisir une conductivité moyenne pour évaluer le flux conductif Φ_H^{1D} de référence. Nous prendrons $\lambda_{cellulose} = \lambda_{cellulose}(\varphi = 0,6) = 0.039$ [W/(m.K)]. Dans la partie précédente, nous avons pris $\lambda_{cellulose} = 0,038$ [W/(m.K)]

Les 11 simulations sont réalisées une fois pour les exfiltrations d'air, et une seconde fois pour les infiltrations d'air et permettent de calculer 11 coefficients χ_{HAM}^{exf} et 11 coefficients χ_{HAM}^{inf} qui sont reportés sur la (fig. 4.11).

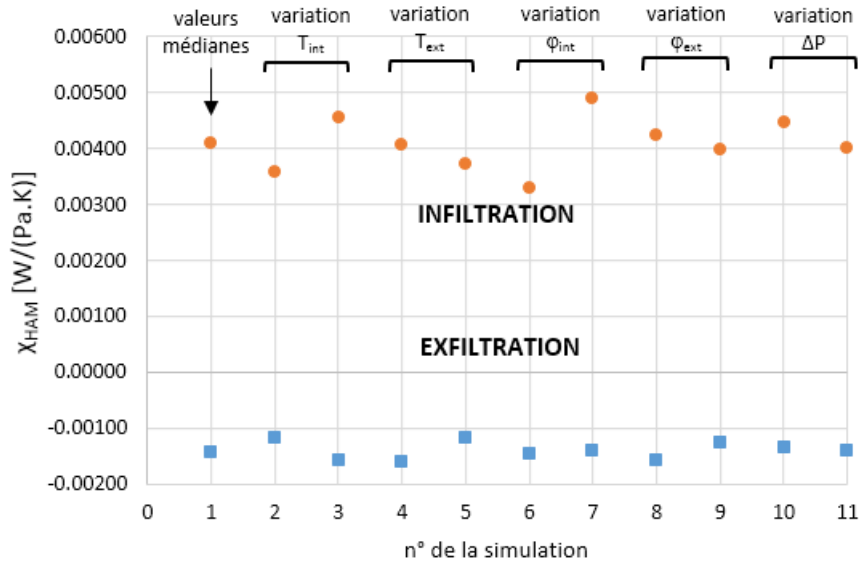


FIGURE 4.11 – Coefficients χ_{HAM} calculés pour l’analyse de sensibilité, en infiltration et en exfiltration

Les valeurs de χ_{HAM}^{exf} se répartissent autour de la valeur médiane $\chi_{HAM}^{exf} = -0,00142$ [W/(m.K)] à $\pm 0,0002$ [W/(m.K)] près, tandis que les valeurs de χ_{HAM}^{inf} se répartissent autour de la valeur médiane $\chi_{HAM}^{inf} = 0,00409$ [W/(m.K)] à $\pm 0,0008$ [W/(m.K)] près.

Ainsi, la (fig. 4.11) montre que la perte thermique supplémentaire due au passage de l’air peut être considérée comme proportionnelle à l’écart de température et de pression, pour un sens d’écoulement donné, mais la dispersion est plus importante que dans une approche thermo-aéraulique.

Cette dispersion observée dans l’approche hygro-thermo-aéraulique, traduit un effet non linéaire accentué par la prise en compte de l’humidité (effet de la chaleur latente, variation des propriétés des matériaux avec l’humidité). Ainsi, les flux thermiques calculés ne dépendent pas uniquement des écarts entre les paramètres (ΔT , ΔP ...) mais aussi de leur valeur.

Les CDTE évalués avec une approche thermo-aéraulique dans la partie précédente ($\chi_{HA}^{inf} = 0.00231$ [W/(m.K)] et $\chi_{HA}^{exf} = -0.00158$ [W/(m.K)]) sont inférieurs à ceux évalués avec une approche hygro-thermo-aéraulique (valeurs médianes $\chi_{HAM}^{inf} = 0.00409$ [W/(m.K)] et $\chi_{HAM}^{exf} = -0.00142$ [W/(m.K)]). Cette augmentation du flux thermique dans l’approche hygro-thermo-aéraulique s’explique d’une part par une augmentation de $\lambda_{cellulose}$ en présence d’humidité, et du flux chaleur latente induit par l’advection de vapeur.

Analyse de l’impact des couplages hygro-thermo-aérauliques

Comme dans la partie thermo-aéraulique, il est pertinent de quantifier l’influence du couplage HAM sur le flux thermique total par rapport à une approche non couplée. Cela nous permettra de savoir si, comme dans le cas HA, l’approche découplée surestime les flux thermiques totaux.

Nous définissons un flux thermique total découplé :

$$\Phi_{HAM}^{decouple} = \Phi_H^{1D} + \Phi_A^{0D} + \Phi_M \quad (4.17)$$

Le flux Φ_M est le flux latent induit par le flux de vapeur d'eau, en l'absence de défaut d'étanchéité à l'air, et se divise en deux composantes :

$$\Phi_M = \Phi_{LAT-ADV}^{0D} + \Phi_{LAT-DIFF}^{1D} \quad (4.18)$$

La première composante désigne le flux thermique latent advectif. A la manière du flux Φ_A^{0D} , le flux $\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$ est calculé à partir des conditions des ambiances :

$$\begin{aligned} \Phi_{LAT-ADV}^{0D} &= L_v Q_v [\rho_{vap}(T_{int}, \varphi_{int}) - \rho_{vap}(T_{ext}, \varphi_{ext})] && \text{en infiltration} \\ \Phi_{LAT-ADV}^{0D} &= 0 && \text{en exfiltration} \end{aligned}$$

Le flux $\Phi_{LAT-DIFF}^{1D}$ se calcule analytiquement mais est nul dans notre cas, comme précédemment expliqué. On a donc :

$$\Phi_M = \Phi_{LAT-ADV}^{0D} \quad (4.19)$$

Pour visualiser l'influence du couplage, nous pouvons comparer le CDTE χ_{HAM} , calculé avec l'approche couplée, avec son équivalent calculé avec l'approche découplée. Selon les conventions retenues, ce coefficient découplé revient à calculer $(\Phi_{HAM}^{decouple} - \Phi_H^{1D})/(\Delta P \Delta T)$, c'est à dire $(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV}^{0D})/(\Delta P \Delta T)$.

Les résultats, représentés sur la (fig. 4.12), montrent que la perte thermique est surestimée lorsqu'elle est évaluée avec une approche découplée par rapport à une approche couplée. Ceci confirme la tendance déjà observée lors de l'étude thermo-aéraulique. L'ensemble des résultats obtenus dans cette partie sont présentés en détail dans les tableaux présentés dans l'annexe G.

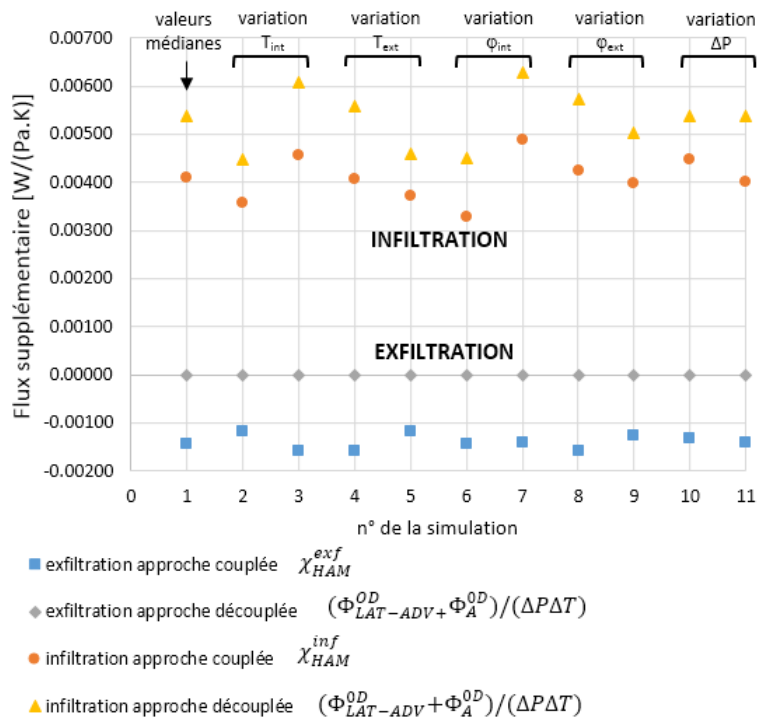


FIGURE 4.12 – Comparaison des flux supplémentaires dus à la fuite d’air entre une approche couplée et découplée

Synthèse sur l’approche hygro-thermo-aéraulique

Récapitulons cette étude du défaut d’étanchéité à l’air selon une approche hygro-thermo-aéraulique en rappelant plusieurs résultats :

- En première approximation, la perte thermique supplémentaire induite par le défaut d’étanchéité à l’air peut être caractérisée à l’aide d’un coefficient de perte thermique propre au défaut, et s’exprimant en $[W/(m.Pa.K)]$ pour un défaut linéique et en $[W/(Pa.K)]$ pour un défaut ponctuel. La prise en compte de l’humidité induit a priori une augmentation de la déperdition thermique, par rapport à l’approche thermo-aéraulique précédente. Cette augmentation est due à l’augmentation du flux conductif en présence d’humidité, et à l’apparition d’un flux de chaleur latente induit par le transfert de vapeur.
- L’approche hygro-thermo-aéraulique est marquée par l’apparition d’une relation non-linéaire entre les écarts des paramètres des ambiances et les flux, qui rend la simplification moins précise.
- La tendance de l’approche classique découplée à surestimer la perte thermique totale par rapport à l’approche prenant en compte le couplage avec l’enveloppe est toujours observée dans une approche hygro-thermo-aéraulique.

4.3 Conclusion du chapitre

Nous avons cherché ici à simplifier la modélisation HAM pour la rendre compatible avec la simulation annuelle des bâtiments. Une méthodologie de simplification, inspirée de la modélisation des ponts thermiques a été proposée.

La perte thermique supplémentaire due à un défaut d'étanchéité peut être prise en compte de manière simplifiée via une approche HA, en définissant un coefficient de perte thermique linéique ou ponctuel du défaut, ramené à un écart de température et de pression entre les ambiances de part et d'autre de l'enveloppe. L'approche classique découplée a tendance à surestimer les flux par rapport à l'approche couplée faisant intervenir les coefficients de perte thermique du défaut.

La prise en compte de l'humidité induit une augmentation du coefficient de perte thermique calculé, du fait de l'augmentation du flux conductif avec l'humidité et de l'apparition du flux de chaleur latente. Tout comme dans l'approche HA, l'approche classique découplée HAM a tendance à surestimer les flux par rapport à l'approche couplée HAM.

Les approches proposées, thermo-aérauliques ou hygro-thermo aérauliques, présentent des limites car elles font l'hypothèse du régime permanent. La contribution en régime dynamique n'est donc pas capturée. De plus, de tels coefficients ne permettent pas d'évaluer la durabilité face au risque lié à l'humidité. Enfin, la question de la pertinence d'une approche HAM en régime permanent peut se poser, les phénomènes de transfert de chaleur et d'humidité ayant des constantes de temps très différentes. Ainsi, prendre en compte les transferts d'humidité pour calculer les coefficients de perte thermique liés aux défauts n'apporte pas nécessairement un gain en précision sur l'évaluation du flux thermique.

Conclusions et Perspectives

Dans le cadre de ce travail de thèse, nous avons développé un modèle numérique, capable de simuler les transferts couplés de chaleur, d'air, et d'humidité à travers l'enveloppe d'un bâtiment. Nous nous sommes d'abord placés à l'échelle de la paroi, pour étudier l'impact d'un défaut d'étanchéité à l'air sur la paroi avoisinante. Ce modèle numérique s'inscrit dans une problématique majeure dans le milieu du bâtiment : celle de la maîtrise de l'étanchéité à l'air de l'enveloppe. Malgré une prise de conscience progressive de cet enjeu par les acteurs de la construction, des défauts de mise en œuvre subsistent sur les enveloppes. Ces fuites d'air parasites sont responsables d'une surconsommation énergétique, ainsi que de problèmes supplémentaires liés à l'humidité transportée par l'air. Ces deux impacts sont certes bien connus qualitativement, mais des outils de modélisation font défaut pour estimer cet impact de manière quantitative. Le modèle numérique développé est destiné aux maisons ossatures bois, très sensibles aux transferts d'air, du fait de leur structure multicouche et des nombreux joints. Le modèle numérique air chaleur humidité est d'abord comparé à trois benchmarks numériques 1D issus de la littérature, permettant ainsi une première vérification de la cohérence du système d'équations, et de la bonne prise en compte des couplages. Les résultats du modèle sont en très bonne concordance avec ceux des benchmarks dans chacun des trois cas étudiés.

Un défaut d'étanchéité à l'air, reproduit sur une maison test placée en chambre climatique, sert de support expérimental pour une validation du modèle numérique, dans le cas d'un flux d'air humide traversant un milieu poreux [Belleudy et al., 2015]. Cette étude a été menée dans le cadre d'un séjour de recherche à l'université Concordia à Montréal, au Canada. Des capteurs de température sont placés dans une couche d'isolant en ouate de cellulose, qui sépare l'ambiance intérieure chauffée des combles non chauffés. Lorsqu'un flux d'air humide intérieur est injecté à la base de la couche d'isolant, les capteurs permettent de capturer l'effet induit sur le champ hygrothermique. Une comparaison est menée entre les mesures expérimentales de température et les valeurs issues des modèles « air chaleur » (HA) et « air chaleur humidité » (HAM) développés. Cette expérience amène plusieurs conclusions. Il apparaît tout d'abord que flux d'air humide perturbe notablement le champ hygrothermique dans l'isolant, dans une région assez étendue autour de l'axe de l'entrée d'air. D'autre part, le modèle HAM reproduit mieux les variations de température mesurées que la modèle HA, avec un écart relatif avec les mesures de l'ordre de 1°C. Cela suggère que le flux latent induit par le flux de vapeur d'eau a un effet significatif sur le champ hygrothermique, ce qui va dans le sens d'observations faites par plusieurs auteurs. De plus, une différence d'ordre de grandeur des constantes de temps entre

les transferts de chaleur et d'humidité a été observée. Cela laisse penser que les fuites d'air à travers des défauts d'étanchéité, même intermittentes, peuvent avoir une influence durable sur le comportement hygrothermique des parois.

Après cette validation 2D du modèle, une géométrie plus complexe de défaut d'étanchéité à l'air est étudiée, davantage représentative des défauts réels. En effet, les études du CEREMA [Fournier et al., 2005, CETE de Lyon, 2010] font état de la complexité des chemins d'air dans les parois, et identifient des géométries de défauts types. Une de ces géométries a été choisie pour appliquer notre modèle HAM : la liaison entre une lisse basse et un mur de fondation. Un tel défaut met en jeu des écoulements d'air dans des milieux poreux perméables à l'air en contact avec de fines lames d'air. Pour traiter un tel défaut, une approche mono-domaine est mise en œuvre, de manière à utiliser le même système d'équations de conservation dans les deux domaines, s'affranchissant ainsi des coefficients d'échange superficiels de vapeur et de chaleur pour coupler les deux domaines [Belleudy et al., 2016]. Des simulations sont menées sur des temps longs avec des conditions aux limites types variables en température et en humidité, en absence de fuite d'air, en infiltration puis en exfiltration d'air. Des faibles écarts de pression entre les deux ambiances sont choisis (0,1 Pa et 1 Pa), représentatifs des écarts moyens. Il est montré que l'exfiltration d'air mène à une humidification de l'assemblage, et la limite de développement de pathologie est dépassée dans notre cas. Ce résultat, dû à une atteinte du point de rosée de l'air dans l'assemblage a été observé sur le terrain, mais le modèle permet maintenant une estimation quantitative de la quantité d'eau accumulée, et ainsi de mieux évaluer le risque. A l'inverse, l'infiltration d'air mène à un séchage de l'assemblage. Ce risque en exfiltration d'air doit être considéré, notamment dans le cas de la rénovation du bâti ancien : l'installation de systèmes de ventilation par insufflation y est courant, et peut mener à des problèmes d'humidité si la perméabilité à l'air de l'enveloppe est médiocre.

Une méthode est proposée pour calculer les flux de chaleur convectif et latent advectif traversant l'assemblage : on évalue les échanges sur la surface intérieure de l'enveloppe, et on choisit les conditions intérieures comme référence pour calculer les flux de chaleur liés à l'écoulement d'air. Avec cette convention, en infiltration d'air, le flux de chaleur total déperditif à travers le défaut est supérieur à celui sans transfert d'air. Notamment, le flux conductif est majoré en infiltration car l'écoulement d'air concentre le gradient de température sur la surface intérieure de l'enveloppe. Toujours avec cette convention, le flux total déperditif par exfiltration d'air est inférieur à celui sans transfert d'air. Cela s'explique par le fait que les flux convectifs et latent advectifs sont nuls, et par le fait que le gradient de température est concentré sur la surface extérieure, réduisant d'autant le flux conductif. En complément, une étude de sensibilité sur des propriétés des matériaux de l'assemblage a été menée pour s'assurer de la généralité des tendances observées.

A partir des modèles HA et HAM fins, une méthode simplifiée est proposée, pour évaluer l'impact des défauts d'étanchéité à l'air à l'échelle bâtiment. Cette approche est une alternative à l'approche classique utilisée par la plupart des codes de simulation bâtiment, où les transferts conductifs sont traités de manière indépendante des transferts d'air. Or cette approche clas-

sique, complètement découplée « 1D thermique » + « 0D aéraulique », n'est pas équivalente à une approche multidimensionnelle thermo-aéraulique. Les modèles numériques développés thermo-aérauliques et hygro-thermo-aérauliques, permettent de rendre compte de l'interaction air-enveloppe. Dans tous les cas, il apparaît que l'approche classique de calculer la perte thermique totale surestime systématiquement la déperdition réelle, comme déjà constaté dans des travaux antérieurs. Avec une approche thermo-aéraulique, il est montré que le flux thermique supplémentaire dû au passage de l'air à travers le défaut peut être ramené à l'écart total de pression et de température entre l'intérieur et l'extérieur, définissant ainsi un coefficient de perte thermique lié au défaut d'étanchéité, et au sens du flux d'air (infiltration ou exfiltration). Lorsque l'humidité est prise en compte, le flux supplémentaire augmente, mais peut être ramené à l'écart de température et de pression avec une bonne approximation. Ces deux approches présentent cependant le défaut d'être en régime permanent, et ne capturent donc pas l'impact des effets transitoires sur le flux thermique.

Plusieurs pistes de travail peuvent être formulées dans la continuité de cette thèse. Le modèle « air chaleur humidité » pourrait être appliqué à d'autres défauts d'étanchéité à l'air pour évaluer le risque lié à l'humidité. Les géométries de défaut types à simuler pourraient être choisies dans le catalogue issu du projet MININFIL [CETE de Lyon, 2010]. Cette étude permettrait par exemple d'établir une hiérarchie des défauts en fonction du risque associé à l'humidité.

En ce qui concerne le modèle air chaleur humidité dans la configuration « milieux poreux perméable à l'air en contact avec de fines lames d'air », une validation additionnelle est nécessaire. A notre connaissance, aucun benchmark de la littérature ne reprend notre configuration. Cependant, un dispositif expérimental pourrait être mis en place en adaptant le banc expérimental monté par Nolwenn Hurel dans le cadre de sa thèse [Belleudy et al., 2014a]. Une autre piste consisterait à comparer les résultats de notre modèle à ceux d'un modèle de référence sur la géométrie de défaut étudiée au chapitre 3. Le modèle développé par [Langmans, 2013] et implémenté dans DELPHIN, pourrait faire office de modèle de référence.

La convection naturelle étant facilement implémentable dans le modèle développé, il serait intéressant de quantifier son impact sur le comportement hygrothermique d'une paroi légère. Dans ce même souci de traiter des cas d'applications concrets du modèle, il serait pertinent de tester des conditions aux limites variables en pression, issues de fichiers météo.

L'approche simplifiée pour prendre en compte l'impact des défauts d'étanchéité sur la déperdition thermique d'un bâtiment pourrait être mise en œuvre sur un bâtiment simple. Tout d'abord, des coefficients de perte thermique liés à quelques défauts d'étanchéité types pourraient être calculés. Une fois ces défauts répartis sur l'enveloppe, une simulation annuelle avec un code bâtiment intégrant l'impact de l'air via ces nouveaux coefficients (approche couplée) pourrait fournir un ordre de grandeur de l'impact des transferts d'air sur l'évaluation de la consommation globale, par rapport à une approche classique découplée.

Annexe A

Surfaces équivalentes de fuite

Valeur de référence RT2005	$I_4=0.8 \text{ m}^3/(\text{h.m}^2)$ 308 cm²
Valeur exigée RT2012	$I_4=0.6 \text{ m}^3/(\text{h.m}^2)$ 231 cm²
Passivhaus Minergie-P	$I_4=0.16 \text{ m}^3/(\text{h.m}^2)$ 56 cm²

FIGURE A.1 – Indicateur de perméabilité à l'air $Q_{APa,surf}$ (noté I_4) et surface équivalente de fuite, pour différents standards de performance, dans le cas d'une maison individuelle. Données issues de Jobert [2012].

Annexe B

Revue des modèles HA et HAM de la littérature

REFERENCE	DIM	DOM.	TRANSFERT DE CHALEUR DANS LES MILIEUX POREUX	TRANSFERT D'AIR DANS LES MILIEUX POREUX	TRANSFERT D'HUMIDITÉ DANS LES MILIEUX POREUX	POTENTIEL MOTEUR HUMIDITÉ
[REF] : nom du modèle	1D, 2D, 3D	P : poreux A : volume d'air LA : lame d'air	<p>En plus du flux conductif et du flux convectif d'air sec.</p> <p>Lat : prise en compte du flux latent associé au flux de vapeur d'eau $L_v(g_{diff} + g_{adv})$</p> <p>Sens-vap : prise en compte du flux sensible associé au flux de vapeur $c_{p_{vap}}T(g_{diff} + g_{adv})$</p> <p>Sens-liq prise en compte du flux sensible associé au flux d'eau liquide par capillarité $c_{liq}Tg_{liq}$</p>	<p>D : loi de Darcy (convection forcée)</p> <p>N : prise en compte de la convection naturelle</p>	<p>V : diffusion de vapeur</p> <p>L : transfert d'eau liquide par capillarité</p>	<p>$p_v, w, \varphi, P_{suc},$ te- neur en eau massique</p>

REFERENCE	DIM	DOM.	TRANSFERT DE CHALEUR MILIEUX POREUX	TRANSFERT D'AIR MILIEUX POREUX	TRANSFERT D'HUMIDITÉ MILIEUX POREUX	POTENTIEL MOTEUR HUMIDITÉ
[Ojanen and Kohonen, 1989] : TCCC2D	2D	P	-	D, N	V	p_v
[Cunningham, 1990]	3D	P	Lat	D	V L	p_v
[Grunewald, 1997] [Langmans, 2013] : DELPHIN	2D	P LA	Lat Sens-vap Sens-liq	D N	V L	p_v (vap) P_{suc} (liq)
[Janssens, 1998]	2D	P LA	Lat Sens-vap	D N	V	p_v
[Wang and Hagentoft, 1999] : WINDHAM 2D	2D	P	Lat	D N	V	p_v
[Hagentoft and Blomberg, 2000] : 1D-HAM	1D	P	Lat	D	V	w
[Karagiozis, 2001b,a] : MOISTURE-EXPERT	2D	P A	Lat (+glace)	D N	V L	p_v (vap) φ (liq)
[Maref et al., 2002] : hygIRC	2D	P A	Lat (+glace)	D N	V L	teneur en eau massique
[Hagentoft et al., 2004] : HAM-STAD project	1D	P	Lat	D	V L	p_v ou w ou φ
[van Schijndel, 2009]	3D	P	-	D	V L	p_v
[dos Santos and Mendes, 2009]	2D	P	Lat Sens-vap Sens-liq	D	V L	p_v
[Li et al., 2009] : HAM-BE	2D	P	Lat	D N	V L	P_{succ}
[Tariku et al., 2010] : HAMFit	1D	P	Lat Sens-vap Sens-liq	D	V L	φ

Annexe C

Etablissement de l'équation de conservation de l'humidité dans les milieux poreux et dans les fines lames d'air sous sa forme générale

C.1 Démonstration dans le cas d'un milieu poreux

La forme à obtenir est :

$$\alpha_1 \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot (-\alpha_2 \nabla \varphi - \alpha_3 \varphi + \alpha_4) + \alpha_5 \nabla \varphi + \alpha_6 \varphi = \alpha_7$$

On part de l'équation de conservation de l'humidité dans les milieux poreux :

$$\frac{\partial w(\varphi)}{\partial t} = -\nabla \cdot g_{diff}(T, \varphi) - \nabla \cdot g_{adv}(T, \varphi) - \nabla \cdot g_{liq}(\varphi)$$

On remplace les flux par leur expressions respectives :

$$\frac{\partial w(\varphi)}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} = -\nabla \cdot [-\delta_{mat}(\varphi) \nabla p_v(T, \varphi) + \rho_{vap}(T, \varphi) u - K_l(\varphi) \nabla P_{suc}(\varphi)]$$

On fait apparaître les variables T et φ (la dépendance des grandeurs à la température et/ou à l'humidité relative n'est pas indiquée dans la suite pour alléger les notations) :

$$\frac{\partial w}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} = -\nabla \cdot \left[-\delta_{mat} \nabla(\varphi P_{sat}) + \frac{M_w}{RT} \varphi P_{sat} u - K_l \nabla \left(\frac{\rho_w R}{M_w} T_{ref} \ln \varphi \right) \right]$$

On développe les expressions placées dans les opérateurs ∇ :

$$\frac{\partial w}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} = -\nabla \cdot \left[-\delta_{mat} \left(P_{sat} \nabla \varphi + \varphi \frac{dP_{sat}}{dT} \nabla T \right) + \frac{M_w}{RT} \varphi P_{sat} u - \frac{K_l \rho_w R T_{ref}}{M_w \varphi} \nabla \varphi \right]$$

On réordonne les termes :

$$\frac{\partial w}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot \left[- \left(\delta_{mat} P_{sat} + \frac{K_l \rho_w R T_{ref}}{M_w \varphi} \right) \nabla \varphi - \left(\delta_{mat} \frac{dP_{sat}}{dT} \nabla T - \frac{M_w}{RT} P_{sat} u \right) \varphi \right] = 0$$

Le terme en rouge peut être simplifié via l'hypothèse de l'écoulement incompressible (eq. 2.17) en le sortant de l'opérateur $\nabla \cdot$:

$$\frac{\partial w}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot \left[- \left(\delta_{mat} P_{sat} + \frac{K_l \rho_w R T_{ref}}{M_w \varphi} \right) \nabla \varphi - \left(\delta_{mat} \frac{dP_{sat}}{dT} \nabla T \right) \varphi \right] + \frac{M_w}{R} u \cdot \nabla \left(\frac{\varphi P_{sat}}{T} \right) = 0$$

Développons l'opérateur $\nabla \cdot$:

$$\begin{aligned} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot \left[- \left(\delta_{mat} P_{sat} + \frac{K_l \rho_w R T_{ref}}{M_w \varphi} \right) \nabla \varphi - \left(\delta_{mat} \frac{dP_{sat}}{dT} \nabla T \right) \varphi \right] \\ + \frac{M_w}{R} u \cdot \left[- \frac{\varphi P_{sat}}{T^2} \nabla T + \frac{\varphi}{T} \frac{dP_{sat}}{dT} \nabla T + \frac{P_{sat}}{T} \nabla \varphi \right] = 0 \end{aligned}$$

Les différents termes peuvent être finalement réordonnés puis identifiés :

$$\underbrace{\frac{\partial w}{\partial \varphi}}_{\alpha_1} \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot \left[- \underbrace{\left(\delta_{mat} P_{sat} + \frac{K_l \rho_w R T_{ref}}{M_w \varphi} \right)}_{\alpha_2} \nabla \varphi - \underbrace{\left(\delta_{mat} \frac{dP_{sat}}{dT} \nabla T \right)}_{\alpha_3} \varphi \right] \\ + \underbrace{\left(\frac{M_w P_{sat}}{RT} u \right)}_{\alpha_5} \cdot \nabla \varphi + \underbrace{\left[\frac{M_w u \cdot \nabla T}{R} \left(\frac{1}{T} \frac{dP_{sat}}{dT} - \frac{P_{sat}}{T^2} \right) \right]}_{\alpha_6} \varphi = \underbrace{0}_{\alpha_7}$$

$$\alpha_1 = \frac{\partial w(\varphi)}{\partial \varphi}$$

$$\alpha_2 = \delta_{mat}(\varphi) P_{sat}(T) + \frac{K_l(\varphi) \rho_w R T_{ref}}{\varphi M_w}$$

$$\text{ou } \alpha_2 = \delta_{mat}(\varphi) P_{sat}(T) + D_w(\varphi) \frac{\partial w(\varphi)}{\partial \varphi}$$

$$\alpha_3 = \delta_{mat}(\varphi) \frac{dP_{sat}(T)}{dT} \nabla T$$

$$\alpha_4 = 0$$

$$\alpha_5 = \frac{M_w P_{sat}(T)}{RT} u$$

$$\alpha_6 = \frac{M_w \nabla T \cdot u}{R} \left(\frac{1}{T} \frac{dP_{sat}(T)}{dT} - \frac{P_{sat}(T)}{T^2} \right)$$

$$\alpha_7 = 0$$

Lorsque le flux d'eau liquide est exprimé par $g_{liq} = -D_w \frac{\partial w}{\partial \varphi} \nabla \varphi$ au lieu de $g_{liq} = -K_l \nabla P_{suc}$, alors seul le coefficient α_2 est modifié dans l'équation ci-dessus, et s'exprime sous la forme :

$$\alpha_2 = \delta_{mat} P_{sat} + D_w \frac{\partial w}{\partial \varphi}$$

C.2 Cas des fines lames d'air

Les seuls coefficients différents sont α_1 , α_2 , et α_3 :

$$\begin{aligned}
 \alpha_1 &= \frac{M_w}{RT} P_{sat}(T) \\
 \alpha_2 &= \delta_0 P_{sat}(T) \\
 \alpha_3 &= \delta_0 \frac{dP_{sat}(T)}{dT} \nabla T \\
 \alpha_4 &= 0 \\
 \alpha_5 &= \frac{M_w P_{sat}(T)}{RT} u \\
 \alpha_6 &= \frac{M_w \nabla T \cdot u}{R} \left(\frac{1}{T} \frac{dP_{sat}(T)}{dT} - \frac{P_{sat}(T)}{T^2} \right) \\
 \alpha_7 &= 0
 \end{aligned}$$

C.3 Conditions aux limites

Selon ce formalisme, l'écriture du flux d'humidité en entrée d'air selon s'écrit :

$$\begin{aligned}
 & -n \cdot (-\alpha_2 \nabla \varphi - \alpha_3 \varphi + \alpha_4) = \\
 & \beta_{amb} [p_v(T_{amb}, \varphi_{amb}) - p_v(T_{surf}, \varphi_{surf})] + u_{inlet} [\rho_{vap}(T_{amb}, \varphi_{amb}) - \rho_{vap}(T_{surf}, \varphi_{surf})] \quad (\text{C.1})
 \end{aligned}$$

Le flux d'humidité en sortie d'air ainsi qu'aux interfaces étanches à l'air mais perméables à la vapeur :

$$-n \cdot (-\alpha_2 \nabla \varphi - \alpha_3 \varphi + \alpha_4) = \beta_{amb} [p_v(T_{amb}, \varphi_{amb}) - p_v(T_{surf}, \varphi_{surf})]$$

La condition d'étanchéité à la vapeur d'une interface s'écrit :

$$-n \cdot (-\alpha_2 \nabla \varphi - \alpha_3 \varphi + \alpha_4) = 0$$

Annexe D

Établissement de l'équation de conservation de l'énergie dans les milieux poreux et dans les fines lames d'air sous sa forme générale

D.1 Démonstration dans le cas d'un milieu poreux

La forme à obtenir est :

$$\alpha'_1 \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (-\alpha'_2 \nabla T - \alpha' T + \gamma') + \beta' \nabla T + a' T = f'$$

On part de l'équation de conservation de l'énergie dans les milieux poreux :

$$[\rho_{mat} c_{mat} + w(\varphi) c_w] \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot q_{cond}(T, \varphi) - \nabla \cdot q_{conv}(T) - \nabla \cdot q_{lat}(T, \varphi)$$

On remplace les flux par leur expressions respectives :

$$[\rho_{mat} c_{mat} + w(\varphi) c_w] \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot [-\lambda_{mat}(\varphi) \nabla T + \rho_{air} c_{p_{air}} T u + L_v (\rho_{vap}(T, \varphi) u - \delta_{mat}(\varphi) \nabla p_v(T, \varphi))]$$

On fait apparaître les variables (T, φ) (la dépendance des grandeurs à la température et/ou à l'humidité relative n'est pas indiquée dans la suite pour alléger les notations) :

$$[\rho_{mat} c_{mat} + w c_w] \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot \left[-\lambda_{mat} \nabla T + \rho_{air} c_{p_{air}} T u + L_v \frac{M_w}{RT} \varphi P_{sat} u - L_v \delta_{mat} \nabla(\varphi P_{sat}) \right]$$

Développons l'opérateur ∇ du dernier terme :

$$[\rho_{mat} c_{mat} + w c_w] \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot \left[-\lambda_{mat} \nabla T + \rho_{air} c_{p_{air}} T u + L_v \frac{M_w}{RT} \varphi P_{sat} u - L_v \delta_{mat} \left(\varphi \frac{dP_{sat}}{dT} \nabla T + P_{sat} \nabla \varphi \right) \right]$$

Réordonnons les termes :

$$[\rho_{mat} c_{mat} + w c_w] \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot \left[- \left(\lambda_{mat} + L_v \delta_{mat} \varphi \frac{dP_{sat}}{dT} \right) \nabla T - L_v \delta_{mat} P_{sat} \nabla \varphi + \rho_{air} c_{p_{air}} T u + L_v \frac{M_w}{RT} \varphi P_{sat} u \right] = 0$$

Les termes contenant la vitesse u peuvent être sortis de l'opérateur $\nabla \cdot$ pour prendre en compte l'hypothèse d'écoulement incompressible (eq. 2.17) :

$$[\rho_{mat}c_{mat} + w c_w] \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot \left[- \left(\lambda_{mat} + L_v \delta_{mat} \varphi \frac{dP_{sat}}{dT} \right) \nabla T - L_v \delta_{mat} P_{sat} \nabla \varphi \right] + \rho_{air} c_{pair} u \cdot \nabla T + \frac{L_v M_w}{R} u \cdot \nabla \left(\frac{\varphi P_{sat}}{T} \right) = 0$$

Développons le dernier terme :

$$[\rho_{mat}c_{mat} + w c_w] \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot \left[- \left(\lambda_{mat} + L_v \delta_{mat} \varphi \frac{dP_{sat}}{dT} \right) \nabla T - L_v \delta_{mat} P_{sat} \nabla \varphi \right] + \rho_{air} c_{pair} u \cdot \nabla T + \frac{L_v M_w}{R} u \cdot \left(- \frac{\varphi P_{sat}}{T^2} \nabla T + \frac{\varphi}{T} \frac{dP_{sat}}{dT} \nabla T + \frac{P_{sat}}{T} \nabla \varphi \right) = 0$$

Les différents termes peuvent être finalement réordonnés puis identifiés :

$$\underbrace{(\rho_{mat}c_{mat} + w c_w)}_{\alpha'_1} \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot \left[\underbrace{- \left(\lambda_{mat} + L_v \delta_{mat} \varphi \frac{dP_{sat}}{dT} \right) \nabla T}_{\alpha'_2} - \underbrace{L_v \delta_{mat} P_{sat} \nabla \varphi}_{\alpha'_3} \right] + \underbrace{\left(\rho_{air} c_{pair} - \frac{L_v M_w \varphi P_{sat}}{RT^2} + \frac{L_v M_w \varphi}{RT} \frac{dP_{sat}}{dT} \right) u \cdot \nabla T}_{\alpha'_5} = \underbrace{- \frac{L_v M_w P_{sat}}{RT} \nabla \varphi}_{\alpha'_7}$$

$$\alpha'_1 = \rho_{mat} \left(c_{mat} + \frac{w(\varphi)}{\rho_{mat}} c_w \right)$$

$$\alpha'_2 = \lambda_{mat}(\varphi) + L_v \delta_{mat}(\varphi) \varphi \frac{dP_{sat}(T)}{dT}$$

$$\alpha'_3 = 0$$

$$\alpha'_4 = -L_v \delta_{mat}(\varphi) P_{sat}(T) \nabla \varphi$$

$$\alpha'_5 = \left(\rho_{air} c_{pair} + \frac{L_v M_w \varphi}{RT} \frac{dP_{sat}(T)}{dT} - \frac{L_v M_w \varphi P_{sat}(T)}{RT^2} \right) u$$

$$\alpha'_6 = 0$$

$$\alpha'_7 = - \frac{L_v M_w P_{sat}(T)}{RT} u \cdot \nabla \varphi$$

D.2 Cas des fines lames d'air

Seuls les coefficients α'_1 , α'_2 , et α'_4 sont modifiés.

$$\begin{aligned}
 \alpha'_1 &= \rho_{air} c_{p_{air}} \\
 \alpha'_2 &= \lambda_0 + L_v \delta_0 \varphi \frac{dP_{sat}(T)}{dT} \\
 \alpha'_3 &= 0 \\
 \alpha'_4 &= -L_v \delta_0 P_{sat}(T) \nabla \varphi \\
 \alpha'_5 &= \left(\rho_{air} c_{p_{air}} + \frac{L_v M_w \varphi}{RT} \frac{dP_{sat}(T)}{dT} - \frac{L_v M_w \varphi P_{sat}(T)}{RT^2} \right) u \\
 \alpha'_6 &= 0 \\
 \alpha'_7 &= -\frac{L_v M_w P_{sat}(T)}{RT} u \cdot \nabla \varphi
 \end{aligned}$$

D.3 Conditions aux limites

La condition de flux thermique imposé en entrée d'air s'écrit :

$$\begin{aligned}
 & -n \cdot (-\alpha'_2 \nabla T - \alpha'_3 T + \alpha'_4) = \\
 & h_{amb}(T_{amb} - T_{surf}) + L_v \beta_{amb} [p_v(T_{amb}, \varphi_{amb}) - p_v(T_{surf}, \varphi_{surf})] \\
 & + \rho_{air} c_{p_{air}} u_{inlet}(T_{amb} - T_{surf}) + L_v u_{inlet} [\rho_{vap}(T_{amb}, \varphi_{amb}) - \rho_{vap}(T_{surf}, \varphi_{surf})]
 \end{aligned}$$

En sortie d'air, ainsi que sur les interfaces non adiabatiques perméables à la vapeur, on a :

$$\begin{aligned}
 & -n \cdot (-\alpha'_2 \nabla T - \alpha'_3 T + \alpha'_4) = h_{amb}(T_{amb} - T_{surf}) \\
 & + L_v \beta_{amb} [p_v(T_{amb}, \varphi_{amb}) - p_v(T_{surf}, \varphi_{surf})]
 \end{aligned}$$

Annexe E

Propriétés des matériaux utilisées dans l'étude expérimentale du chapitre 2

TABLE E.1 – Paramètre d'entrée constants

Paramètre	Symbole	Unité	Valeur	Référence/Note
Conductivité thermique cellulose (pour HA-Lea)	$\lambda_{cellulose}$	W/(m.K)	0.038	ASHRAE [2013]
Conductivité thermique du PIR	$\lambda_{polyiso}$	W/(m.K)	0.022	ASHRAE [2013]
Conductivité thermique de l'air	λ_{air}	W/(m.K)	0.026	à 20°C
Capacité thermique de la cellulose	$c_{cellulose}$	J/(kg.K)	1400	base de donnée WUFI
Capacité thermique de l'air	c_{pair}	J/(kg.K)	1006	supposé constant
Capacité thermique de l'eau liquide	c_w	J/(kg.K)	4.18	-
Masse volumique de la ouate de cellulose	$\rho_{cellulose}$	kg/m ³	30	ASHRAE [2013]
Masse volumique de l'air	ρ_{air}	kg/m ³	1.2	à 20°C
Masse volumique de l'eau liquide	ρ_w	kg/m ³	1000	-
Perméabilité de la cellulose	$k_{cellulose}$	m ²	4.35×10^{-9}	ASHRAE [2013]
Perméabilité à la vapeur de l'air	δ_0	kg/(s.m.Pa)	1.96×10^{-10}	Janssens [1998]
Viscosité dynamique de l'air	μ_{air}	Pa.s	1.8×10^{-5}	à 20°C
Chaleur de sorption	L_v	J/kg	2491×10^3	Abelé et al. [2009]
Masse molaire de l'eau	M_w	kg/mol	18×10^{-3}	-
Constante des gaz parfaits	R	J/(K.mol)	8.314	-
Coefficient d'échange surfacique par diffusion dans les combles	β_{att}	kg/(s.m.Pa)	18.5×10^{-9}	Hens [2012]
Coefficient d'échange thermique (intérieur)	h_{int}	W/(m ² .K)	4.32	ASHRAE [2013]
Coefficient d'échange thermique (combles)	h_{att}	W/(m ² .K)	9.26	ASHRAE [2013]

TABLE E.2 – Propriétés variables de la ouate de cellulose Klimaflock® cellulose, base de donnée matériaux Fraunhofer IBP de WUFI

Paramètre	Symbole	Unité	Humidité relative [-]					
			0	0.5	0.8	0.9	0.98	1
Teneur en eau de la cellulose	$w_{cellulose}$	kg/m ³	0	2.7	5.5	6.6	10.1	426
Conductivité thermique de la cellulose (pour HAM-Lea)	$\lambda_{cellulose}$	W/(m.K)	0.038	0.039	0.040	0.041	0.043	0.200
Liquid water coefficient	D_w	m ² /s ($\times 10^{-10}$)	0	9.82	20.0	21.3	25.3	500
Perméabilité à la vapeur de la cellulose	$\delta_{cellulose}$	kg/(s.m.Pa) ($\times 10^{-10}$)	3.53	3.53	3.53	3.53	3.53	0

Annexe F

Propriétés des matériaux utilisées dans le chapitre 3

Paramètre	Matériau	Humidité relative φ [-]						
		0	0.5	0.8	0.9	0.98	1	
teneur en eau $w(\varphi)$ [kg/m ³]	béton C12/15	0	35.0	53.0	73.8	149	175	
	Fermacell	0	10.3	15.8	21.0	41.4	502	
	fibre de bois	0	8.10	19.0	23.4	36.7	980	
	panneau MDF	0	50.0	70.0	85.0	145	667	
	enduit extérieur	0	1.58	6.20	13.5	57.7	220	
	épicéa	0	45.0	80.0	100	262	600	
coefficient de résistance à la diffusion de vapeur $\mu - factor$ [-]	béton C12/15	92						$+\infty$
	Fermacell	16						$+\infty$
	XPS	100						$+\infty$
	fibre de bois	3						$+\infty$
	panneau MDF	12						$+\infty$
	enduit extérieur	8.1						$+\infty$
diffusivité hygrique $D_w(\varphi)$ [m ² /s] ($\times 10^{-12}$)	béton C12/15	20.0	200	217	237	14200	70000	
	Fermacell	0	104	160	160	160	160	
	XPS	0						
	fibre de bois	0	85.3	200	290	565	20000	
	panneau MDF	0	0.0532	0.0745	0.0904	44100	500000	
	enduit extérieur	0	0.0331	0.130	0.466	2.50	10	
	épicéa	0	23.3	53.3	70.5	209	500	
conductivité thermique $\lambda_{mat}(\varphi)$ [W/(m.K)]	béton C12/15	1.60	1.80	1.91	2.03	2.47	2.62	
	Fermacell	0.32						
	XPS	0.03						
	fibre de bois	0.042	0.043	0.045	0.045	0.047	0.175	
	panneau MDF	0.10	0.114	0.120	0.124	0.141	0.289	
	enduit extérieur	0.9	0.908	0.933	0.971	1.21	2.06	
	épicéa	0.23	0.26	0.28	0.30	0.40	0.62	
capacité thermique sèche c_{mat} [J/(kg.K)]	béton C12/15	850						
	Fermacell	1200						
	XPS	1500						
	fibre de bois	2000						
	panneau MDF	2000						
	enduit extérieur	850						
	épicéa	1500						
masse volumique sèche ρ_{mat} [kg/m ³]	béton C12/15	2200						
	Fermacell	1153						
	XPS	40						
	fibre de bois	155						
	panneau MDF	528						
	enduit extérieur	1360						
	épicéa	455						

$$\mu_{air} = 1,8 \times 10^{-5} \text{ [Pa.s]}, c_{p_{air}} = 1006 \text{ [J/(kg.K)]}, \rho_{air} = 1,2 \text{ [kg/m}^3\text{]}, R = 8,314 \text{ [J/(mol.K)]},$$

$$\delta_0 = 1.96 \times 10^{-10} \text{ [s]}, \rho_w = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}, c_w = 4,18 \text{ [J/(kg.K)]}, L_v = 2491 \times 10^3 \text{ [J/kg]},$$

$$M_w = 0,018 \text{ [kg/mol]}, \lambda_{air} = 0,026 \text{ [W/(m.K)]}, k_{fibre\ bois} = 2.8 \times 10^{-10} \text{ [m}^2\text{]}$$

Annexe G

Étude paramétrique approche HAM bâtiment (chapitre 4)

TABLE G.1 – T_{int} variable, $\Delta P = 10$ Pa, $\varphi_{int} = 0,5$, $\varphi_{ext} = 0,8$, $T_{ext} = 5^\circ\text{C}$
Unités : ΔP [Pa], φ [-], T [$^\circ\text{C}$], Φ [W], w [kg/m^3]

Exfiltration								
n°	T_{int}	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{exf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
1	20	3,80	4,02	-0,00142	0	0	4,02	0
2	15	2,56	2,68	-0,00117	0	0	2,68	0
3	25	5,04	5,35	-0,00158	0	0	5,35	0
Infiltration								
n°	T_{int}	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{exf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
1	20	4,63	4,02	0,00409	0,560	0,247	4,82	0,00538
2	15	3,03	2,68	0,00357	0,374	0,0753	3,13	0,00449
3	25	6,26	5,35	0,00455	0,747	0,468	6,57	0,00608

TABLE G.2 – T_{ext} variable, $\Delta P = 10$ Pa, $\varphi_{int} = 0, 5$, $\varphi_{ext} = 0, 8$, $T_{int} = 20^\circ\text{C}$

Exfiltration								
n°	T_{ext}	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{exf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
4	0	5,04	5,35	-0,00159	0	0	5,35	0
5	10	2,56	2,68	-0,00117	0	0	2,68	0
Infiltration								
n°	T_{ext}	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{exf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
4	0	6,17	5,35	0,00406	0,747	0,367	6,47	0,00557
5	10	3,05	2,68	0,00371	0,374	0,0867	3,14	0,00460

TABLE G.3 – φ_{int} variable, $\Delta P = 10$ Pa, $T_{int} = 20^\circ\text{C}$, $T_{ext} = 5^\circ\text{C}$, $\varphi_{ext} = 0, 7$

Exfiltration								
n°	φ_{int}	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{exf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
6	0,4	3,80	4,02	-0,00145	0	0	4,02	0
7	0,6	3,81	4,02	-0,00140	0	0	4,02	0
Infiltration								
n°	φ_{int}	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{inf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
6	0,4	4,51	4,02	0,00329	0,56	0,114	4,69	0,00449
7	0,6	4,75	4,02	0,00489	0,56	0,380	4,96	0,00627

TABLE G.4 – φ_{ext} variable, $\Delta P = 10$ Pa, $T_{int} = 20^\circ\text{C}$, $T_{ext} = 5^\circ\text{C}$, $\varphi_{int} = 0,5$

Exfiltration								
n°	φ_{ext}	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{inf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
8	0,7	3,78	4,02	-0,00158	0	0	4,02	0
9	0,9	3,83	4,02	-0,00125	0	0	4,02	0
Infiltration								
n°	φ_{ext}	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{exf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
8	0,7	4,65	4,02	0,00424	0,560	0,300	4,88	0,00573
9	0,9	4,61	4,02	0,00397	0,560	0,195	4,77	0,00503

TABLE G.5 – ΔP variable, $\varphi_{int} = 0,5$, $T_{int} = 20^\circ\text{C}$, $\varphi_{ext} = 0,8$, $T_{ext} = 10^\circ\text{C}$

Exfiltration								
n°	ΔP	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{exf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
10	5	3,92	4,02	-0,00133	0	0	4,02	0
11	15	3,70	4,02	-0,00141	0	0	4,02	0
Infiltration								
n°	ΔP	Φ_{HAM}^{2D}	Φ_H^{1D}	χ_{HAM}^{inf}	Φ_A^{0D}	$\Phi_{LAT-ADV}^{0D}$	$\Phi_{HAM}^{decouple}$	$(\Phi_A^{0D} + \Phi_{LAT-ADV})/(\Delta T \Delta P)$
10	5	4,35	4,02	0,00448	0,280	0,124	4,42	0,00538
11	15	4,92	4,02	0,00400	0,840	0,371	5,23	0,00538

Publications

Revue internationale avec comité de lecture

- Clément Belleudy, Ahmad Kayello, Monika Woloszyn, Hua Ge. Experimental and numerical investigations of the effects of air leakage on temperature and moisture fields in porous insulation, *Building and Environment*, 94, pages 457-466, December 2015, DOI : 10.1016/j.buildenv.2015.10.009
- Clément Belleudy, Monika Woloszyn, Marx Chhay, Matthieu Cosnier. A 2D model for coupled heat, air, and moisture transfer through porous media in contact with air channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95, pages 453-465, April 2016, DOI : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.030

Conférences internationales

- Clément Belleudy, Ahmad Kayello, Monika Woloszyn, Hua Ge, Paul Fazio, Marx Chhay, Daniel Quenard. A heat-airflow model for simulating the effects of air leakage on the temperature field in porous insulation, *10th Nordic Symposium on Building Physics*, Lund, Sweden, June 2014, DOI : 10.13140/RG.2.1.1508.0409
- Clément Belleudy, Monika Woloszyn, Matthieu Cosnier. Detailed numerical modelling of moist air flow through a complex airtightness defect, *36th AIVC Conference*, Madrid, September 2015, DOI : 10.13140/RG.2.1.1713.4803

Conférence nationale

- Clément Belleudy, Nolwenn Hurel, Marx Chhay, Mickaël Pailha, Monika Woloszyn, Daniel Quenard, Géraldine Garnier. Démarche pour l'étude de l'impact des transferts d'air liés aux défauts d'étanchéité sur le comportement de l'enveloppe des bâtiments à ossature bois, *Conférence IBPSA France*, Arras, May 2014, DOI : 10.13140/RG.2.1.2556.6166
(Prix du meilleur article)

Bibliographie

- Marc Olivier Abadie, Elizabeth U. Finlayson, and Ashok J. Gadgil. Infiltration heat recovery in building walls : Computational fluid dynamics investigations results. Technical report, Lawrence Berkeley National Laboratory, 2002. URL <http://escholarship.org/uc/item/6qd1b6bh>. 34, 39, 51
- Charlotte Abelé, Bernard Abraham, Jean-Luc Salagnac, José Fontan, Daniel Quenard, Stéphane Gilliot, and Claude Pompéo. *Transferts d'humidité à travers les parois - Guide Technique CSTB*. Centre scientifique et technique du bâtiment, September 2009. 125
- ADEME. Chiffres Clés du Bâtiment, 2013. URL <http://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/chiffres-cles-batiment-edition-2013-8123.pdf>. 18
- AFNOR. NF DTU 31.2 P1-1- Construction de maisons et bâtiments à ossature en bois - Partie 2 : Cahier des clauses techniques types, 2011. 23
- Carlos G. Aguilar-Madera, Francisco J. Valdés-Parada, Benoît Goyeau, and J. Alberto Ochoa-Tapia. One-domain approach for heat transfer between a porous medium and a fluid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9-10) :2089–2099, April 2011. ISSN 00179310. doi : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.12.020. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S001793101000712X>. 61
- ASHRAE. Chapter 25 - Heat, air and moisture control in building assemblies - fundamentals. In *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. 2013. 39, 52, 64, 125
- Hilaire Babin and Christian Inard. Étude numérique du taux de recouvrement thermique des débits d'air d'infiltration au sein de parois de bâtiments. *Annales du bâtiment et des travaux publics*, pages 31–38, 2010. 34, 101
- Adeline Bailly, Gaelle Guyot, and Valérie Leprince. 6 years of envelope airtightness measurements performed by french certified operators : analyses of about 65000 tests. In *36th AIVC Conference*, Madrid, 2015. 20
- H. Barhoun and G. Guarracino. Influence of air leakage in building's walls on heat transmission loss through its envelope. In *27th conference on technologies & sustainable policies for a radical decrease of the energy consumption in buildings*, Lyon, France, volume 3, pages

20–22, 2006. URL http://vip-ademe.integra.fr/theses-fichiers/428_EPIC06_Barhoun.pdf. 35

G.S. Beavers and D. D. Joseph. Boundary conditions at a natural permeable wall. *Journal of Fluid Mechanics*, 30 :197–207, 1967. doi : 10.1017/S0022112067001375. 64

Adrian Bejan. *Convection heat transfer*. Wiley, Hoboken, New Jersey, fourth edition edition, 2013. ISBN 978-0-470-90037-6. 63, 64

Clément Belleudy, Nolwenn Hurel, Marx Chhay, Mickaël Pailha, Monika Woloszyn, Daniel Quenard, and Géraldine Garnier. Démarche pour l'étude de l'impact des transferts d'air liés aux défauts d'étanchéité sur le comportement de l'enveloppe des bâtiments à ossature bois. In *Conférence IBPSA France-Arras-2014*, 2014a. 112

Clément Belleudy, Ahmad Kayello, Monika Woloszyn, Hua Ge, Paul Fazio, Marx Chhay, and Daniel Quenard. A heat-airflow model for simulating the effects of air leakage on the temperature field in porous insulation. In *10th Nordic Symposium on Building Physics*, pages 79–86, Lund, Sweden, 2014b. 40

Clément Belleudy, Ahmad Kayello, Monika Woloszyn, and Hua Ge. Experimental and numerical investigations of the effects of air leakage on temperature and moisture fields in porous insulation. *Building and Environment*, 94 :457–466, December 2015. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2015.10.009. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360132315301487>. 110

Clément Belleudy, Monika Woloszyn, Marx Chhay, and Matthieu Cosnier. A 2d model for coupled heat, air, and moisture transfer through porous media in contact with air channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 95 :453–465, April 2016. ISSN 00179310. doi : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.12.030. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S001793101501073X>. 111

S. Bhattacharyya and D. E. Clardige. The energy impact of air leakage through insulated walls. *Journal of Solar Engineering*, 117(3) :167–172, 1995. doi : 10.1115/1.2847761. URL <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=3665798>. 34, 101

Robert Byron Bird, Warren E. Stewart, and Edwin N. Lightfoot. *Transport phenomena*. Wiley, New York, 2nd edition edition, 2002. ISBN 0-471-41077-2 0-471-41077-2 0-471-36474-6. 37

Andreas Böck, Sebastian Treml, and Max Engelhardt. Long-term settlement behavior of loose-fill cellulose insulation under different types of exposure. *European Journal of Wood and Wood Products*, 73(5) :705–707, September 2015. ISSN 0018-3768, 1436-736X. doi : 10.1007/s00107-015-0949-2. URL <http://link.springer.com/10.1007/s00107-015-0949-2>. 55

- Ursula Bouteville. *La construction, comment ça marche ? Toutes les techniques de construction en images*. Le moniteur edition, 2012. ISBN 978-2-281-11562-8. 92
- Christopher R. Buchanan and Max H. Sherman. A mathematical model for infiltration heat recovery. Report LBNL-44294, Lawrence Berkeley National Laboratory, May 2000. 34, 35, 42, 94, 101
- François Rémi Carrié. Réussir l'étanchéité à l'air de l'enveloppe et des réseaux Elaboration et application d'une démarche qualité. Technical report, CETE de Lyon, 2008. 22
- François Rémi Carrié and Sylvain Berthault. Etanchéité à l'air des bâtiments : un aspect incontournable pour les bâtiments à basse consommation d'énergie. Rapport, CETE de Lyon, 2008. URL http://www.cr-bourgogne.fr/download.php?voir=0&document_id=2838. 19
- CETE de Lyon. Carnets Prebat Mininfil, Mémento étanchéité - Construction Ossature Bois - Isolation Thermique Intégrée. Report, CETE de Lyon, November 2010. 66, 111, 112
- Wanyu R. Chan, Phillip N. Price, Michael D. Sohn, and Ashok J. Gadgil. Analysis of US residential air leakage database. Report LBNL-53367, Lawrence Berkeley National Laboratory, 2003. URL <http://escholarship.org/uc/item/6pk6r4gs.pdf>. 64
- Sandrine Charrier and Jocelyne Ponthieux. Airtightness quality management approach in France : end and birth of a scheme. Previous and new schemes overview and analysis. In *36th AIVC Conference*, Madrid, 2015. 22
- COMSOL. COMSOL Multiphysics User's Guide- version 5.0, October 2014. URL <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.230.5293&rep=rep1&type=pdf>. 45
- Pascale Corcier. Maison à ossature bois - Présentation. *Techniques de l'ingénieur*, (ref. article : tba1720), 2015. fre. 22
- CSTB. Règles Th U Ponts Thermiques. In *Règlementation Thermique 2012*. CSTB Editions, 2012. ISBN 978-2-86891-510-8. URL <http://bit.ly/1Hqu0IR>. 91
- Malcolm J. Cunningham. Modelling of moisture transfer in structures—I. A description of a finite-difference nodal model. *Building and Environment*, 25(1) :55–61, 1990. doi : 10.1016/0360-1323(90)90041-O. 118
- Paul Dahan. Pathologie de l'humidité. Parois revêtues en bâtiment : Isolation thermique, 2008. URL <http://cat.inist.fr/?aModele=afficheN&cpsidt=21728665>. 31
- Dominique Derome. Moisture Accumulation in Cellulose Insulation Caused by Air Leakage in Flat Wood Frame Roofs. *Journal of Building Physics*, 28(3) :269–287, January 2005. ISSN 1744-2591. doi : 10.1177/1097196305048597. URL <http://jen.sagepub.com/cgi/doi/10.1177/1097196305048597>. 36, 54

- Guylaine Desmarais, Dominique Derome, and Paul Fazio. Mapping of Air Leakage in Exterior Wall Assemblies. *Journal of Thermal Envelope and Building Science*, 24(2) :132–154, October 2000. ISSN 10971963. doi : 10.1106/BWH8-9D3J-R939-957E. URL <http://jen.sagepub.com/cgi/doi/10.1106/BWH8-9D3J-R939-957E>. 35, 50
- Tadiwos Zerihun Desta, Jelle Langmans, and Staf Roels. Experimental data set for validation of heat, air and moisture transport models of building envelopes. *Building and Environment*, 46(5) :1038–1046, May 2011. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2010.11.002. 33, 36
- Gerson Henrique dos Santos and Nathan Mendes. Heat, air and moisture transfer through hollow porous blocks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(9-10) :2390–2398, April 2009. ISSN 00179310. doi : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.11.003. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931008006224>. 118
- energieplus. energieplus-lesite.be, le confort thermique, 2015. URL <http://bit.ly/1LbyFPb>. 104
- R. Fauconnier. L'action de l'humidité de l'air sur la santé dans les bâtiments tertiaires. *Chauffage, Ventilation, Conditionnement d'air*, 10, 1992. ISSN 0009-2029. 104
- Wolfgang Feist. Passivhaus Institut, 2015. URL <http://www.passivhaus-institut.de/>. 19
- M. Fournier, A. Voeltzel, and F. Richieri. Perméabilité à l'air des constructions en bois - Analyse d'un échantillon de 31 logements et caractérisation in situ de 4 maisons individuelles. Dossier LRA n°16053, November 2005. 23, 111
- Max Funk and Karim Ghazi Wakili. Driving Potentials of Heat and Mass Transport in Porous Building Materials : A Comparison Between General Linear, Thermodynamic and Micromechanical Derivation Schemes. *Transport in Porous Media*, 72(3) :273–294, April 2008. ISSN 0169-3913, 1573-1634. doi : 10.1007/s11242-007-9150-3. URL <http://link.springer.com/10.1007/s11242-007-9150-3>. 41
- Graham H. Galbraith, R. C. McLean, and J. Guo. The selection of appropriate flow potentials for moisture transport models. In *Proceedings of the 6th IBPSA Conference, Prague, Czech Republic September*, pages 8–10, 1997. 41
- Y. Gao, J.J. Roux, L.H. Zhao, and Y. Jiang. Dynamical building simulation : A low order model for thermal bridges losses. *Energy and Buildings*, 40(12) :2236–2243, January 2008. ISSN 03787788. doi : 10.1016/j.enbuild.2008.07.003. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378778808001515>. 93
- Hua Ge, Victoria Ruth McClung, and Shenshu Zhang. Impact of balcony thermal bridges on the overall thermal performance of multi-unit residential buildings : A case study.

- Energy and Buildings*, 60 :163–173, May 2013. ISSN 03787788. doi : 10.1016/j.enbuild.2013.01.004. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378778813000212>. 91
- H. Glaser. Temperatur und Dampfdruckverlauf in einer homogenen Wand bei Feuchteausscheidung. *Kältetechnik*, pages 174–181, 1958. 31
- John Grunewald. *Diffusiver und konvektiver Stoff- und Energietransport in kapillarporösen Baustoffen*. Ph.D. Thesis, Technischen Universität Dresden, 1997. 32, 118
- Carl-Eric Hagentoft and Thomas Blomberg. 1d-HAM : Coupled Heat, Air and Moisture Transport in Multi-layered Wall Structures. Technical report, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, October 2000. URL www.buildingphysics.com/manuals/1dham.pdf. 118
- Carl-Eric Hagentoft, A. S. Kalagasidis, B. Adl-Zarrabi, S. Roels, J. Carmeliet, H. Hens, J. Grunewald, M. Funk, R. Becker, D. Shamir, O. Adan, H. Brocken, K. Kumaran, and R. Djebbar. Assessment Method of Numerical Prediction Models for Combined Heat, Air and Moisture Transfer in Building Components : Benchmarks for One-dimensional Cases. *Journal of Building Physics*, 27(4) :327–352, April 2004. ISSN 1744-2591. doi : 10.1177/1097196304042436. URL <http://jen.sagepub.com/cgi/doi/10.1177/1097196304042436>. 30, 33, 45, 118
- Stéphane Hameury. Moisture buffering capacity of heavy timber structures directly exposed to an indoor climate : a numerical study. *Building and Environment*, 40(10) :1400–1412, October 2005. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2004.10.017. 36
- HEAT3. HEAT3 program, 2015. URL <http://www.buildingphysics.com/index-filer/Page691.htm>. 92
- Élodie Héberlé. *Prise en compte des infiltrations d’air dans l’étude de la performance hygrothermique de l’isolation pat l’intérieur*. Mémoire de Master, ENTPE, 2011. 62
- Elodie Héberlé, Julien Borderon, Julien Burholzer, and Richard Cantin. Influence d’un défaut d’étanchéité à l’air sur la teneur en eau de quatre types de murs traditionnels rénovés. In *Conference IBPSA France*, Arras, 2014. 62
- Hugo Hens. *Building Physics - Heat, Air and Moisture : Fundamentals and Engineering Methods with Examples and Exercises*. Ernst & Sohn, Berlin, Germany, 2012. ISBN 978-3-433-60130-3. 31, 41, 68, 125
- Nolwenn Hurel, Max Sherman, and Iain Walker. Simplified Methods for Combining Natural and Mechanical Ventilation. Report, Lawrence Berkeley National Laboratory, 2015. URL <http://1.usa.gov/1FTnuiM>. 21
- Infomind. Catalogue des ponts thermiques, 2003. 92

- International Energy Agency, editor. *Transition to sustainable buildings : strategies and opportunities to 2050*. IEA Publ, Paris, 2013. ISBN 978-92-64-20241-2 978-92-64-20241-2. 18
- Jean-Marc Jancovici. Manicore, 2015. URL www.manicore.com. 18
- Michele Bianchi Janetti. Assessment of the moisture risk in constructions including convection inside air cavities. In *10th Nordic Symposium on Building Physics*, pages 1038–1044, Lund, Sweden, June 2014. ISBN 978-91-88722-53-9. 62
- Hans Janssen. Simulation efficiency and accuracy of different moisture transfer potentials. *Journal of Building Performance Simulation*, 7(5) :379–389, September 2014. ISSN 1940-1493, 1940-1507. doi : 10.1080/19401493.2013.852246. URL <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/19401493.2013.852246>. 41
- Arnold Janssens. *Reliable control of interstitial condensation in lightweight roof systems : calculation and assesement methods*. Ph.D. Thesis, Departement of Civil Engineering, KU Leuven, Belgium, 1998. 62, 118, 125
- Romuald Jobert. Perméabilité à l’air de l’enveloppe des bâtiments Généralités et sensibilisation. Report, CEREMA, 2006. 21
- Romuald Jobert. Bois et construction : Le restaurant administratif du CETE de Lyon, une construction bois à ossature poteaux-poutres et isolation croisée. Technical report, CETE de Lyon, 2007. URL http://www.centre-est.cerema.fr/IMG/pdf/Construction_a_ossature_bois_cle519cel.pdf. 22
- Romuald Jobert. *Perméabilité à l’air de l’enveloppe. Réglementation, risques, mesure et amélioration. En application de la RT 2012*. CSTB Editions, 2012. ISBN 978-2-86891-520-7. 116
- Romuald Jobert. Formation ADEME ReBBac - Savoir rénover des bâtiments à basse consommation d’énergie, 2013. 27
- Juha Jokisalo, Jarek Kurnitski, Minna Korpi, Targo Kalamees, and Juha Vinha. Building leakage, infiltration, and energy performance analyses for Finnish detached houses. *Building and Environment*, 44(2) :377–387, February 2009. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2008.03.014. 19
- Achilles Karagiozis. Advanced hygrothermal models and design models. In *ESIM-Canadian Conference on Building Energy Simulation*, Ottawa, Canada, June 2001a. URL <http://www.ornl.gov/~webworks/cppr/y2001/pres/111508.pdf>. 118
- Achilles Karagiozis. Advanced Hygrothermal Model MOISTURE-EXPERT. Report I, Oak Ridge National Laboratory, 2001b. 118

- Ahmad Kayello, Paul Fazio, and Jiwu Rao. Investigation of the Hygrothermal Performance of a SIP Test Hut with an Unventilated and Ventilated Attic for the Canadian North CCTC 2013. In *EIC Climate Change Technology Conference*, 2013. URL <http://bit.ly/1VDQu4T>. 48
- Hartwig M. Künzel. *Simultaneous Heat and Moisture Transport in building Component*. Ph.D. Thesis, Fraunhofer IBP, 1995. 52, 66
- Hartwig M. Künzel. Modeling Air Leakage in Hygrothermal Envelope Simulation. In *BEST 3 Conference Atlanta*, 2012. 62
- Hartwig M. Künzel and Kurt Kiessl. Calculation of heat and moisture transfer in exposed building components. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(1) :159 – 167, 1996. ISSN 0017-9310. doi : [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(96\)00084-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(96)00084-1). URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931096000841>. 32
- Fujio Kuwahara, Mitsuhiro Shirota, and Akira Nakayama. A numerical study of interfacial convective heat transfer coefficient in two-energy equation model for convection in porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(6) :1153–1159, March 2001. ISSN 0017-9310. doi : 10.1016/S0017-9310(00)00166-6. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931000001666>. 42
- Matthieu Labat, Monika Woloszyn, Géraldine Garnier, and Jean Jacques Roux. Dynamic coupling between vapour and heat transfer in wall assemblies : Analysis of measurements achieved under real climate. *Building and Environment*, 87 :129–141, May 2015. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2015.01.022. 54
- Julien Lamoulié, Claude Pompeo, and Géraldine Garnier. Etude hygrothermique de l'influence de plusieurs paramètres dans des parois à ossature bois - Rapport final. Technical report, CSTB et FCBA, 2012. URL <http://bit.ly/1W2su6t>. 33
- Catherine Langlais, Eric Arquis, and Dave J. McCaa. A theoretical and experimental study of convective effect in loose-fill thermal insulation. *Insulation Materials : testing and applications*, *ASTM STP 1030*, pages 290–318, 1990. 35, 39
- Jelle Langmans. *Feasibility of Exterior Air Barriers in Timber Frame Construction*. Ph.D. Thesis, Departement of Civil Engineering, KU Leuven, Belgium, May 2013. 112, 118
- Jelle Langmans, Andreas Nicolai, Ralf Klein, and Staf Roels. A quasi-steady state implementation of air convection in a transient heat and moisture building component model. *Building and Environment*, 58 :208–218, December 2012. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2012.07.011. 36, 38, 42, 62
- Qinru Li, Jiwu Rao, and Paul Fazio. Development of HAM tool for building envelope analysis. *Building and Environment*, 44(5) :1065–1073, May 2009. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2008.07.017. 42, 118

- Andrès Litvak. Campagne de mesure de l'étanchéité à l'air de 123 logements RT2000 - Rapport final. Report, CETE de Lyon, 2005. 23
- A.V. Luikov. *Heat and Mass Transfer in Capillary-porous Bodies*. Pergamon Press, 1966. ISBN 978-1-4832-2568-5. 32
- Wahid Maref, Kumar Kumaran, M. Lacasse, M. Swinton, and David Van Reenen. Laboratory measurements and benchmarking of an advanced hygrothermal model. volume 3, pages 117–122, Grenoble, France, August 2002. URL <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.10.1148&rep=rep1&type=pdf>. 118
- MINERGIE. Label MINERGIE, 2015. URL www.minergie.ch/standard-minergie-p-fr.html. 19
- MOB-AIR. Projet MOB-AIR : Maîtriser les transferts d'air et leur impact sur le comportement hygrothermique des Maisons à Ossature Bois, 2015. URL <http://www.agence-nationale-recherche.fr/?Projet=ANR-12-VBDU-0009>. 16
- NégaWatt. Association NégaWatt, 2015. URL www.negawatt.org. 18
- Lorenzo Nespoli, Michele Bianchi Janetti, and Fabian Ochs. Comparing Different Approaches for Moisture Transfer inside Constructions with Air Gaps. In *COMSOL Conference Rotterdam*, 2013. 61
- Andreas Nicolai. *Modeling and numerical simulation of salt transport and phase transitions in unsaturated porous building materials*. Ph.D. Thesis, Technische Universität Dresden, 2008. 32
- Donald A Nield and Adrian Bejan. *Convection in porous media*. Springer, New York, 2006. ISBN 978-0-387-33431-8 0-387-33431-9 0-387-29096-6 978-0-387-29096-6. URL <http://site.ebrary.com/id/10228647>. 37, 38
- T. Ojanen and R. Kohonen. Hygrothermal influence of air convection in wall structures. *Proc. Of Thermal Performance of the Exterior Envelopes of Buildings IV*, pages 4–7, 1989. URL <http://1.usa.gov/1LDBsSM>. 118
- Jean-Pierre Oliva and Samuel Courgey. *La conception bioclimatique : Des maisons économes et confortables en neuf et en réhabilitation*. Terre Vivante Editions, May 2006. ISBN 978-2-914717-21-2. 20
- Jean-Pierre Oliva and Samuel Courgey. *L'isolation thermique écologique : Conception, matériaux, mise en oeuvre*. Terre Vivante Editions, 2010. ISBN 978-2-914717-88-5. 33
- Olalekan F. Osanyintola and Carey J. Simonson. Moisture buffering capacity of hygroscopic building materials : Experimental facilities and energy impact. *Energy and Buildings*, 38(10) :1270 – 1282, 2006. ISSN 0378-7788. doi : <http://dx.doi.org/10.1016/j.enb.2006.05.001>.

- 1016/j.enbuild.2006.03.026. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778806000855>. 36
- European Parliament. Directive 2002/91/EC of the European Parliament and of the Council of 16 December 2002 on the energy performance of buildings, 2003. URL <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32002L0091:en:HTML>. 19
- J. R. Philip and D.A. de Vries. Moisture movement in porous materials under temperature gradients. *Transactions, American Geophysical Union*, 38(2) :222–232, 1957. doi : 10.1029/TR038i002p00222. 32
- André Pouget. *Le guide ABC - Amélioration thermique des bâtiments collectifs construits de 1850 à 1974 : le guide ABC*. Les éditions parisiennes (EDIPA), 2011. ISBN 978-2-86243-098-0. URL <http://www.edipa.fr/LibrairieTechnique/Details/432?AcceptCookies=check>. 19
- Kai Qiu and Fariborz Haghghat. Modeling the combined conduction—Air infiltration through diffusive building envelope. *Energy and Buildings*, 39(11) :1140–1150, November 2007. ISSN 0378-7788. doi : 10.1016/j.enbuild.2006.11.013. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778806003021>. 101
- QUALICHeCK. Consortium QUALICHeCK, 2015. URL <http://qualicheck-platform.eu/>. 19
- Helisoa Rafidiarison, Eric Mougel, and Alexis Nicolas. Experimental investigation of coupled heat and mass transfer in wooden building envelopes. *Mechanics & Industry*, 13(5) :347–352, January 2012. doi : <http://dx.doi.org/10.1051/meca/2012032>. 33
- RAGE. Règles de l’art Grenelle de l’Environnement 2012, 2015. URL <http://www.reglesdelart-grenelle-environnement-2012.fr/regles-de-lart.html>. 20
- Staf Roels. Annex 58 : Reliable building energy performance characterisation based on full scale dynamic measurement, 2015. URL <http://www.kuleuven.be/bwf/projects/annex58/index.htm>. 20
- Hamed Saber, Wahid Maref, Hakim Elmahdy, Michael Swinton, and Rock Glatzer. 3d heat and air transport model for predicting the thermal resistances of insulated wall assemblies. *Journal of Performance Simulation*, pages 75–91, 2012. doi : 10.1080/19401493.2010.532568. URL <http://dx.doi.org/10.1080/19401493.2010.532568>. 35
- Mihail Serkitjjs and Carl-Eric Hagentoft. The influence of natural convection on the heat transfer in an air filled porous medium bounded by an air layer. *Nordic Journal of Building Physics*, 1, 1998. URL http://web.byv.kth.se/bphys/pdf/art_0298.pdf. 35

- Anne Silberstein, Catherine Langlais, and Eric Arquis. Natural convection in light fibrous insulating materials with permeable interfaces : onset criteria and its effect on the thermal performances of the product. *Journal of Building Physics*, 14(1) :22–42, 1990. doi : 10.1177/109719639001400104. URL <http://jen.sagepub.com/content/14/1/22.short>. 35
- Marijke Steeman, Marnix Van Belleghem, Arnold Janssens, and Michel De Paepe. Coupled simulation of heat and moisture transport in air and porous materials for the assessment of moisture related damage. *Building and Environment*, 44(10) :2176–2184, October 2009. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2009.03.016. 36
- Zbynek Svoboda. The analysis of the convective-conductive heat transfert in the building constructions. volume 1, pages 329–335, Kyoto, 1999. URL http://www.ibpsa.org/proceedings/BS1999/BS99_C-08.pdf. 94, 95, 97
- Prabal Talukdar, Stephen O. Olutmayin, Olalekan F. Osanyintola, and Carey J. Simonson. An experimental data set for benchmarking 1-D, transient heat and moisture transfer models of hygroscopic building materials. Part I : Experimental facility and material property data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(23-24) :4527–4539, November 2007a. ISSN 00179310. doi : 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.03.026. URL <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931007002499>. 33, 36
- Prabal Talukdar, Olalekan F. Osanyintola, Stephen O. Olutimayin, and Carey J. Simonson. An experimental data set for benchmarking 1-D, transient heat and moisture transfer models of hygroscopic building materials. Part II : Experimental, numerical and analytical data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(25–26) :4915 – 4926, 2007b. ISSN 0017-9310. doi : <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.03.025>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931007002487>. 33, 36
- Fitsum Tariku, Kumar Kumaran, and Paul Fazio. Transient model for coupled heat, air and moisture transfer through multilayered porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(15–16) :3035 – 3044, 2010. ISSN 0017-9310. doi : <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.03.024>. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0017931010001572>. 118
- BJ Taylor and MS Imbabi. The application of dynamic insulation in buildings. *Renewable Energy Energy Efficiency, Policy and the Environment*, 15(1-4) :377–382, September 1998. ISSN 0960-1481. doi : 10.1016/S0960-1481(98)00190-6. URL <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148198001906>. 101
- Anton TenWolde and William B. Rose. Moisture control strategies for the building envelope. *Journal of Building Physics*, 19(3) :206–214, 1996. URL <http://jen.sagepub.com/content/19/3/206.short>. 21

- THERM. THERM, a program developed at Lawrence Berkeley National Laboratory, 2015. URL <http://1.usa.gov/1QP4AvZ>. 92
- M. Van Belleghem, M. Steeman, H. Janssen, A. Janssens, and M. De Paepe. Validation of a coupled heat, vapour and liquid moisture transport model for porous materials implemented in CFD. *Building and Environment*, 81 :340–353, November 2014. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2014.06.024. 36
- Marnix Van Belleghem, Ivan Verhaert, Arnold Janssens, and Michel De Paepe. Full scale validation and sensitivity analysis of a CFD-HAM model. In *10th REHVA World Congress : Sustainable energy use in buildings (Clima 2010)*, 2010. URL http://www.researchgate.net/profile/Michel_De_Paepe/publication/228657452_Full_scale_validation_and_sensitivity_analysis_of_a_CFD-HAM_model/links/00b7d5253d1d41a730000000.pdf. 36
- Marnix Van Belleghem, Marijke Steeman, A. Willockx, Arnold Janssens, and Michel De Paepe. Benchmark experiments for moisture transfer modelling in air and porous materials. *Building and Environment*, 46(4) :884–898, April 2011. ISSN 03601323. doi : 10.1016/j.buildenv.2010.10.018. 36
- A.W.M. (Jos) van Schijndel. Integrated modeling of dynamic heat, air and moisture processes in buildings and systems using SimuLink and COMSOL. *Building Simulation*, 2(2) :143–155, 2009. ISSN 1996-3599. doi : 10.1007/s12273-009-9411-x. URL <http://dx.doi.org/10.1007/s12273-009-9411-x>. 42, 118
- Helmut Wagner. Luftdichtheit und Feuchteschutz (beim Steildach mit Dämmung zwischen den Sparren). *Deutsche Bauzeitschrift, Heft 12/89*, pages 1639–1646, 1989. 33
- Paula Wahlgren. Measurements and simulations of natural and forced convection in loose-fill attic insulation. *Journal of Building Physics*, 26(1) :93–109, 2002. doi : 10.1177/0075424202026001116. URL <http://jeb.sagepub.com/content/26/1/93.short>. 35
- Jinkai Wang and Carl-Eric Hagentoft. Simplified analysis of combined heat, air and moisture transport in building components - Mathematical model and calculation strategies. In *5th Symposium on Building Physics in the Nordic Countries*, Gothenburg, Sweden, 1999. 118