

Intérêt de la modélisation 3D

Un modèle fin de thermique de bâtiment a été implémenté et validé dans le cadre de cette thèse. Ses principales spécificités résident dans le fait que les échanges énergétiques sont calculés de façon tridimensionnelle et que les apports énergétiques solaires sont calculés précisément en prenant en compte la tache solaire. Dans la partie précédente nous avons étudié l'importance des entrées de notre modèle et des temps d'échantillonnage et d'intégration sur les performances du modèle, en quantifiant les écarts aux mesures des simulations faites avec différents échantillonnages des entrées.

Nous allons nous intéresser dans ce chapitre à l'intérêt de la modélisation tridimensionnelle ainsi qu'à l'impact du mode de projection et de distribution des apports solaires dans la pièce sur la précision des calculs de températures d'air et de surfaces d'enveloppe d'un bâtiment. Comme détaillé dans la section 2.3.3, les modèles de thermique communément utilisés sont unidimensionnels et considèrent différentes hypothèses pour la distribution du rayonnement dans une pièce :

- tout le rayonnement entrant est projeté au sol
- des coefficients de distribution du rayonnement, fixes dans le temps, sont définis : par exemple, 60 % du flux qui arrive au sol et le reste est déterminé par l'utilisateur.
- dans le meilleur des cas, la tache solaire est calculée par Google SketchUp puis couplée par des méthodes de clipping à un modèle de thermique comme EnergyPlus ([Manuel d'ENERGYPLUS, 2012](#)). L'aspect 3D demeure cependant négligé.

Ainsi, afin de démontrer l'intérêt de notre modèle par rapport aux modèles thermiques usuels, deux modèles simplifiés ont été implémentés ici. Il a été décidé d'implémenter nos propres modèles unidimensionnels dans le but de garder la maîtrise sur leurs entrées et de conserver les méthodes de calculs du modèle 3D, qu'il s'agisse du schéma numérique ou du traitement des conditions aux limites dans l'équation de la chaleur. Ces modèles présentent alors deux principales différences avec le modèle 3D de cette thèse :

1. il s'agit de modèles unidimensionnels : seule la conduction transversale, perpendiculaire aux parois, est prise en compte.

2. les parois sont maillées *a minima* selon leur plan et la projection du rayonnement solaire direct se fait globalement sur les parois entières, sans tenir compte de la position exacte de la tache solaire, alors que le diffus est projeté de façon uniforme sur les autres parois.

Pour le modèle le plus simple, noté par la suite $M_{1D,sol}$, nous considérons que seul le sol reçoit le rayonnement solaire direct transmis par le vitrage. L'éclairement primaire considéré sur toute la surface du sol résulte alors du rayonnement direct normal entrant dans la pièce modulé par la surface de transmission réelle de la fenêtre et du rayonnement diffus transmis, tandis que l'éclairement primaire considéré pour les autres parois n'est composé que du rayonnement diffus frappant celles-ci :

$$\begin{cases} E_{clo}^0 = \frac{S_{fen}}{S_{sol}} \tau_b \cdot I_{b,n} + \tau_d \cdot I_{d,0} & \text{au sol} \\ E_{clo}^0 = \tau_d \cdot I_{d,\beta} & \text{pour les autres parois} \end{cases} \quad (IV.1)$$

Le facteur S_{fen}/S_{sol} permet à la fois de tenir compte de la surface de transmission réelle de la fenêtre S_{fen} , obtenue en tenant compte de l'effet de masque lié à son encastrement décrit dans la section 3.3.1, et de répartir tout l'éclairement sur la surface du sol S_{sol} . Ensuite, l'éclairement total reçu par l'ensemble des parois, tenant compte aussi des mutliréflexions, est calculé selon la relation II.46 tandis que le flux CLO est obtenu par l'équation II.45.

Notons que ce premier modèle unidimensionnel coïncide avec celui dont il est fait allusion au cours des inter-comparaisons avec les modèles usuels en introduction de la partie III. D'ailleurs, la cohérence de ses sorties, vis-à-vis des logiciels TRNSYS et DYMOLA, est montrée dans la figure III.1.

En ce qui concerne le modèle intermédiaire, noté $M_{1D,parois}$, l'éclairement primaire reçu par chaque paroi résulte du rayonnement solaire direct calculé au *pro rata* de la taille de la tache solaire et du rayonnement diffus :

$$E_{clo}^0 = \frac{S_{TS}}{S_{paroi}} \tau_b \cdot I_{b,\beta} + \tau_d \cdot I_{d,\beta} \quad (IV.2)$$

Nous allons donc comparer les résultats de simulations réalisées par les deux modèles avec ceux du modèle 3D sur BESTLab dans une première section. Pour les trois modèles expérimentés, nous nous intéresserons aux températures d'air et aux distributions des températures de surfaces internes des cellules ainsi qu'aux distributions des différents flux et leur impact sur les températures. Les performances des modèles seront alors quantifiées et comparées. L'intérêt du modèle 3D sera alors démontré dans le cadre d'une application focalisée sur la cartographie d'indices de confort dans la section.

3.1 Comparaison des sorties des modèles unidimensionnels et tridimensionnels

L'apport, en termes de précision des calculs, de notre modèle tridimensionnel avec prise en compte précise des apports solaires est l'objet de cette section. Notre démonstration sera basée sur les comparaisons des sorties du modèle 3D à celles des modèles unidimensionnels $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$.

3.1.1 Comparaison des températures d'air

Les performances globales des différents modèles sont comparées dans cette section. Dans cette optique, les températures d'air calculées par le modèle 3D, $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ sont confrontées aux mesures réalisées en Juillet 2013 dans la cellule BESTLab.

Nous pouvons observer que les trois modèles présentent des tendances similaires et donnent des résultats proches des mesures (Fig. IV.15). Les deux modèles unidimensionnels semblent cependant moins performants que le modèle 3D : les différences entre températures d'air calculées par les deux modèles 1D et les mesures peuvent atteindre $\pm 1,8$ °C alors qu'elles restent entre -1 °C et 1 °C avec le modèle 3D. D'ailleurs, les RMSE de $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ sont respectivement de 0,85 °C et 0,77 °C contre 0,53 °C pour le modèle 3D.

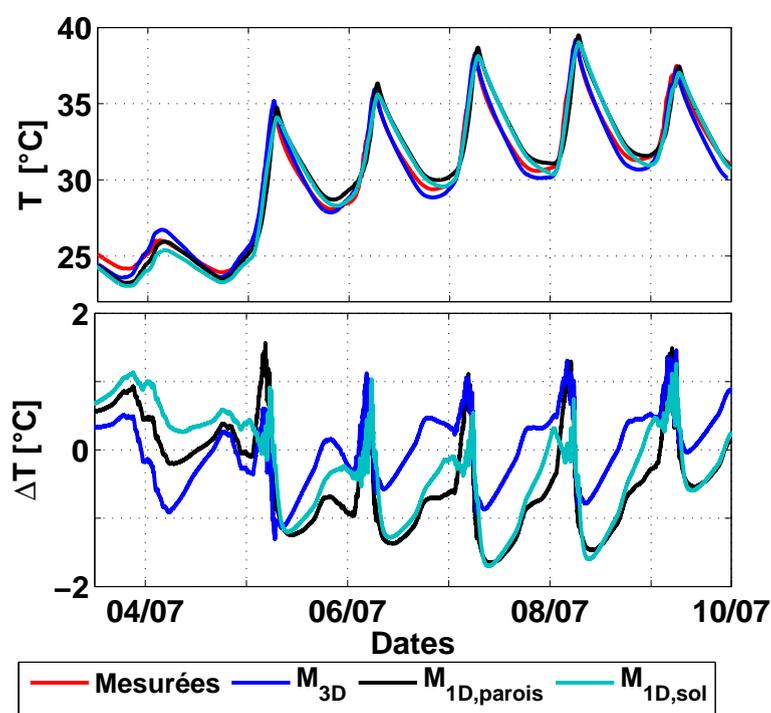


FIGURE IV.15 – Températures d'air mesurées et calculées par le modèle 3D, $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ et écarts de températures avec les mesures du 04 au 10 Juillet 2013.

Nous pouvons observer par ailleurs que même si le mode de projection du rayonnement solaire diffère entre $M_{1D,sol}$, $M_{1D,parois}$ et le modèle 3D, les densités de flux CLO moyennes absorbées par l'ensemble des parois dans les trois modèles demeurent similaires (Fig. IV.16.a).

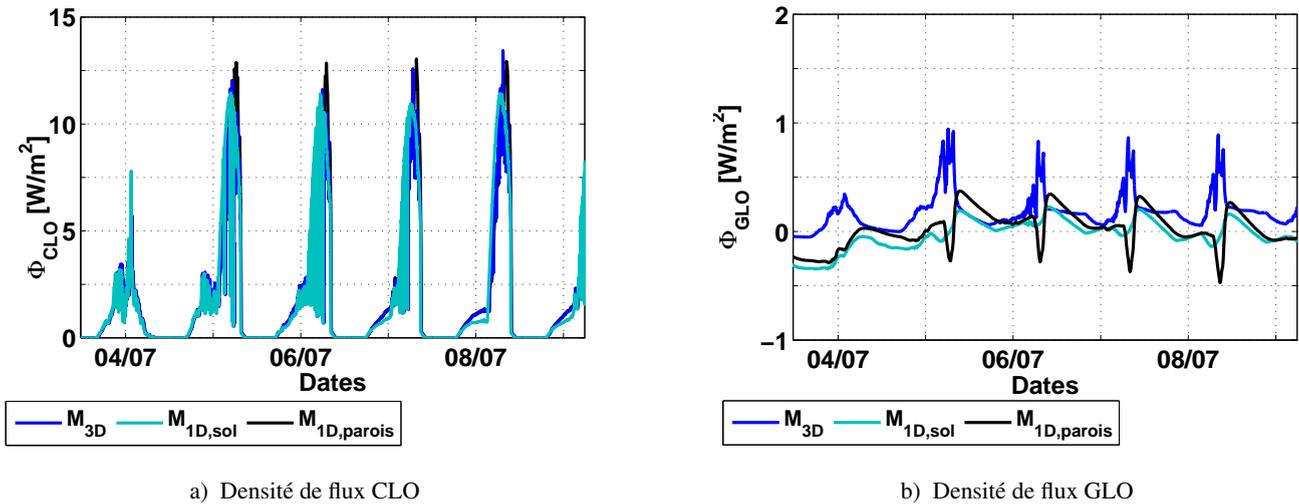


FIGURE IV.16 – Densités de flux radiatifs, moyennées sur l'ensemble des parois de la cellule, calculés avec le modèle 3D et le modèle $M_{1,sol}$

Concernant $M_{1D,parois}$ et le modèle 3D, les apports solaires considérés restent quasiment identiques : la taille de la tache solaire et la projection du rayonnement selon chaque parois sont prises en compte ; la principale différence entre les modèles étant que dans le cas du modèle 3D, seules les mailles touchées sont chauffées alors que dans le cas de $M_{1D,parois}$, le flux CLO équivalent est dilué sur toute la surface. Par contre, en ce qui concerne $M_{1D,sol}$, les flux CLO reçus par l'ensemble des parois, en après-midi, sont légèrement inférieurs au flux CLO globaux calculés dans les deux autres modèles. Ces différences résultent du fait que la surface de transmission de la fenêtre, est le plus souvent inférieure à la surface de tache solaire (Fig. IV.17). D'ailleurs, nous pouvons noter enfin qu'en après-midi, le modèle $M_{1D,sol}$ tend à légèrement moins surestimer les températures d'air que les deux autres modèles (Fig. IV.15).

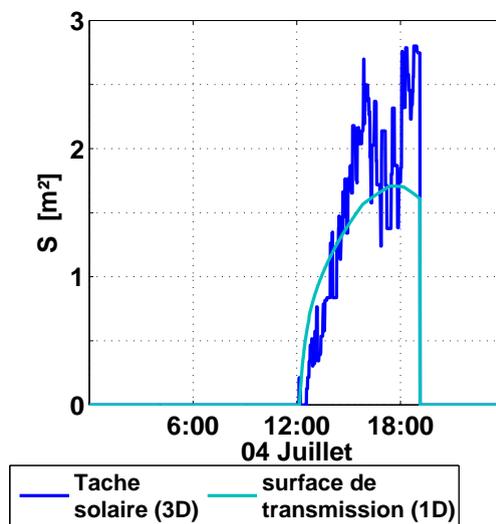


FIGURE IV.17 – Surface de transmission du rayonnement solaire pour le modèle 1D comparé à la surface de la tache solaire considérée pour le modèle 3D

Ensuite, nous pouvons constater que les densités de flux par conduction et convection calculées par le

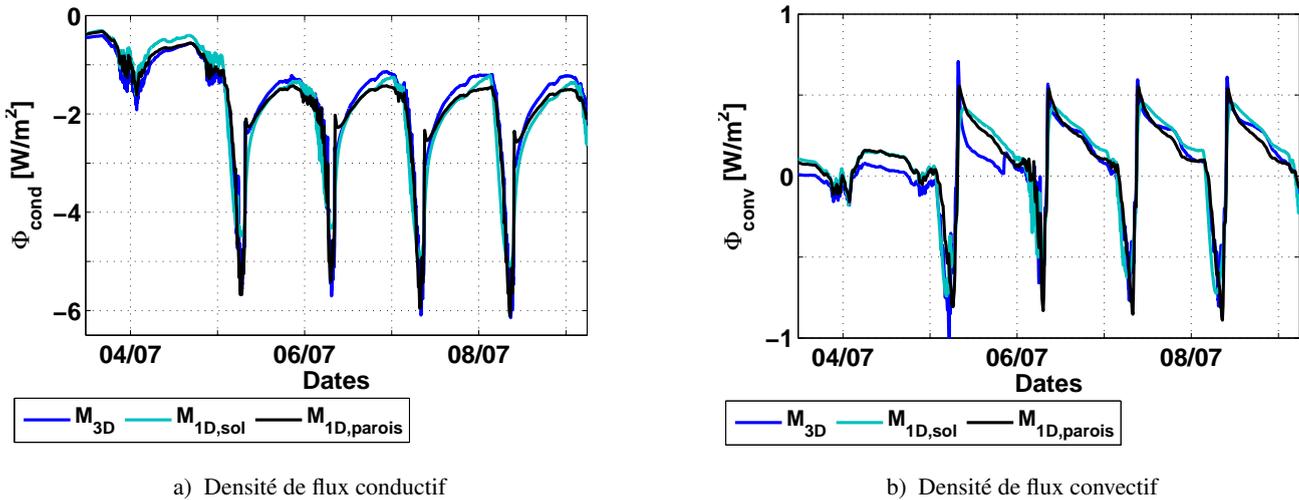


FIGURE IV.18 – Densités de flux conductif et convectif, moyennées sur l'ensemble des parois de la cellule, calculés avec le modèle 3D et le modèle $M_{1D,sol}$. Concernant les densités flux conductifs, seuls les conductions perpendiculaires aux parois, entre la maille superficielle et la maille suivante, ont été considérées. Les conductions dans le plan des parois sont négligées

modèle 3D et les deux modèles unidimensionnels ont des tendances très similaires (Fig. IV.18), alors que les flux GLO diffèrent particulièrement. En effet, en fin d'après-midi et la nuit, les échanges GLO globaux entre parois calculés par $M_{1D,parois}$ et $M_{1D,sol}$ restent proches de zéro ou légèrement positifs, montrant un équilibre relatif des transferts GLO alors que ces échanges semblent déséquilibrés pour le modèle 3D. Les déperditions par flux GLO sont donc beaucoup plus basses avec les modèles unidimensionnels, justifiant que les températures d'air baissent moins vite, en fin de journée, avec ces deux modèles qu'avec le modèle 3D.

Finalement, nous pouvons noter que les températures d'air calculées par le modèle 3D, $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ restent très proches, résultant de tendances de flux globaux CLO, GLO, conductifs et convectifs similaires. Ainsi, s'il ne s'agit de s'intéresser qu'aux températures d'air de la cellule de BESTLab, un modèle 1D avec distribution du rayonnement CLO au sol ou au *pro rata* de la taille de la tache solaire sur les parois touchées donne des performances comparables au modèle 3D en permettant cependant des calculs plus rapides. D'un autre côté, ces modèles ne permettent pas de connaître avec précision les champs de température en surface des murs, puisqu'ils ne donnent qu'une température homogène par paroi. Les incertitudes inhérentes à ces modes de calcul, pour les températures de surface, vont être évaluées dans la section à venir.

3.1.2 Comparaison des températures de surface

Les températures de surface des parois simulées par les différents modèles implémentés dans cette thèse ont fait l'objet d'une étude comparative.

Les températures calculées avec les modèles $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ sont comparées aux sorties du modèle 3D au niveau de la sonde 8 placée au sol et qui a l'intérêt de recevoir la tache solaire en milieu d'après-midi. La sonde 8 étant défectueuse, aucune mesure n'est disponible, justifiant l'utilisation du modèle 3D comme

référence. Nous pouvons observer que les différences entre les modèles 1D et le modèle 3D présentent des tendances similaires : elles tendent la plupart du temps à surestimer les températures calculées par le modèle 3D et présentent des distances euclidiennes moyennes similaires de l'ordre de $1,6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nous pouvons aussi noter que le 5 Juillet en après-midi, les températures au sol calculées par les modèles 1D sont particulièrement éloignées de celles calculées par le modèle 3D, alors que la tache solaire semble intense : lorsque la température au niveau de la sonde 8 atteint $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ selon le modèle 3D, la température calculée par $M_{1D,\text{sol}}$ est inférieure de $8,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, alors que $M_{1D,\text{parois}}$ sous-estime cette même température de respectivement $10,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Fig. IV.19).

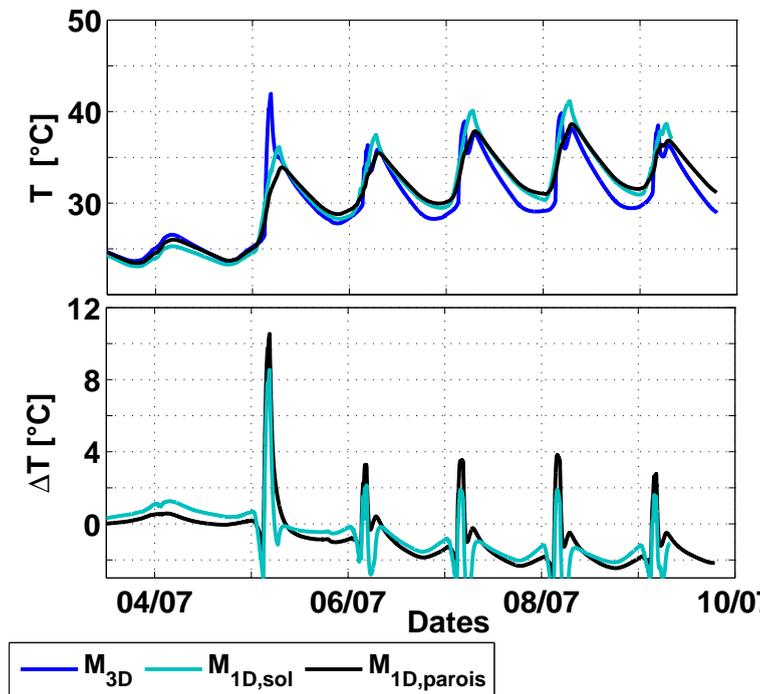


FIGURE IV.19 – Températures de surfaces calculées par le modèle 3D, $M_{1D,\text{sol}}$ et $M_{1D,\text{parois}}$ et écarts entre températures calculées avec le modèle 3D pris comme référence et les autres modèles 1D du 04 au 10 Juillet 2013 au niveau de la sonde 8 (Sol).

Ces différences sont en particulier liées au mode de projection du rayonnement solaire, sa distribution et de la prise en compte de la tache solaire. Ainsi, au niveau de la sonde 8, le flux CLO reçu considéré dans le modèle 3D reste concentré autour de la sonde et sa densité de flux, notée Φ_{clo} , est de l'ordre de 200 W/m^2 alors que pour les autres modèles, le flux est dilué sur l'ensemble de la surface du sol. Les densités de flux CLO prises en compte pour les deux modèles 1D sont alors de 35 W/m^2 , expliquant que les températures montent beaucoup moins (Fig. IV.20).

Les températures mesurées par la sonde 2 sont comparées aux températures calculées par le modèle 3D au niveau de la maille correspondante, ainsi que par $M_{1D,\text{sol}}$ et $M_{1D,\text{parois}}$ au niveau de la paroi Est (Fig. IV.21). Les erreurs quadratiques moyennes de ces trois modèles sont respectivement de $0,57\text{ }^{\circ}\text{C}$, $2,21\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $1,89\text{ }^{\circ}\text{C}$.

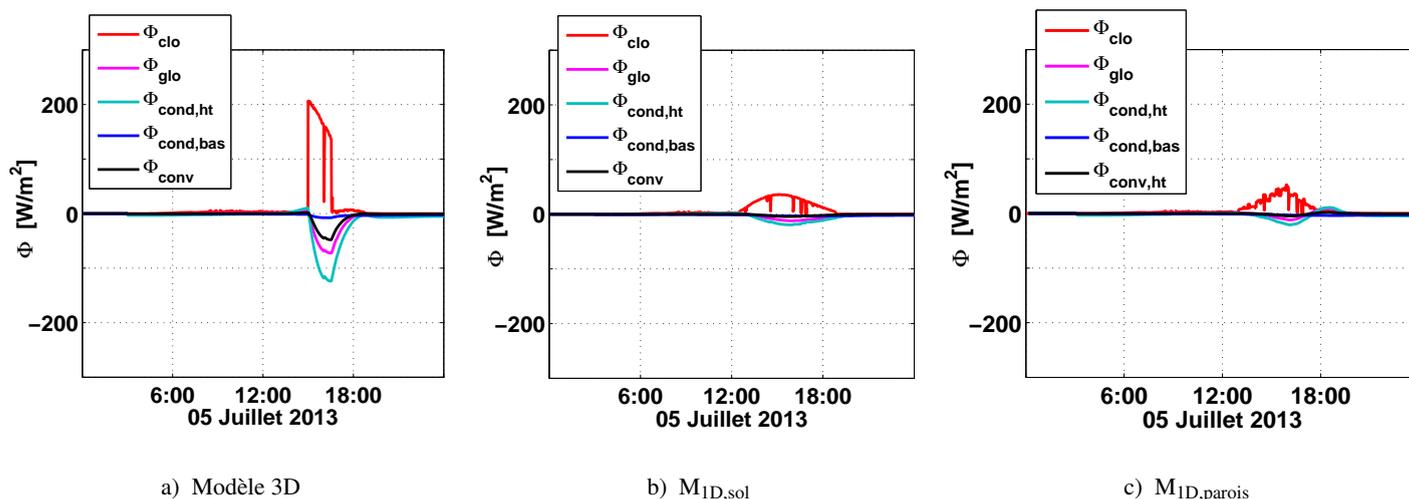


FIGURE IV.20 – Densités de flux au niveau de la sonde de surface 8 (sol). $\Phi_{cond,ht}$ désigne la densité de flux conductif de la surface du sol vers l’air, $\Phi_{cond,bas}$ la densité de flux conductif de surface vers l’intérieur du plancher.

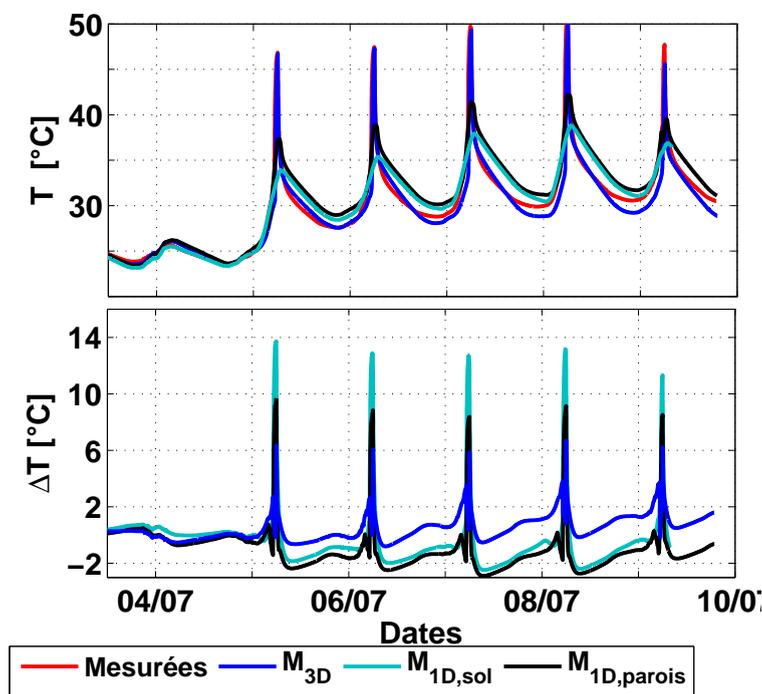


FIGURE IV.21 – Températures de surfaces mesurées et calculées par le modèle 3D, $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ et écarts de températures avec les mesures du 04 au 10 Juillet 2013 au niveau de la sonde 2 (paroi Est).

Nous pouvons noter que le modèle 3D reproduit les températures mesurées avec des différences modérées. Celles-ci peuvent cependant atteindre ponctuellement 6 °C, à certains instants, alors que les températures particulièrement élevées indiquent que la tache solaire frappe la sonde. Il ne s’agit cependant pas tant d’écarts liés aux amplitudes des températures atteintes, mais plutôt au fait que de légers décalages temporels existent entre l’arrivée de la tache solaire simulée et celle observée dans les mesures. Intrinsèquement, les écarts de température, sans ce décalage, seraient plutôt de l’ordre du degré. Aux mêmes instants, $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$

présentent des écarts de température plus importants, atteignant respectivement 14 °C et 10 °C. Cette fois-ci, ces erreurs ne sont pas attribuables à d'éventuels décalages temporels du passage de la tache solaire, mais des écarts d'amplitude des températures.

Enfin, hors des instants de passage de la tache solaire, les erreurs restent entre ± 2 °C quel que soit le modèle. Nous pouvons d'ailleurs observer que ces températures sont souvent sous-estimées avec $M_{1D,sol}$ et surestimées par $M_{1D,parois}$.

Les erreurs des modèles $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ demeurent attribuables à leur mode de projection du rayonnement solaire : les températures de la paroi Est calculées par $M_{1D,sol}$ n'augmentent que modérément jusqu'en fin d'après-midi. Cette dynamique n'est pas liée au flux CLO arrivant sur la paroi, puisque seul du rayonnement diffus, quasi nul, y est considéré, mais au flux conductif et convectif entre la surface de la paroi et l'air de l'enceinte, dont la somme des densités atteint ici 60 W/m² (Fig. IV.22.b). La température de paroi Est est donc régie par la température d'air. En ce qui concerne $M_{1D,parois}$, le modèle tient compte globalement de la tache solaire sur la paroi Est en diluant le flux CLO équivalent sur toute la paroi. Les densités de flux considérées sont alors inférieures à celles considérées si on localise la tache solaire réelle : Φ_{CLO} est de l'ordre de 60 W/m² pour $M_{1D,parois}$ contre 200 W/m² aux mêmes instants pour le modèle 3D (Fig. IV.22). Les températures en fin d'après-midi augmentent alors de façon beaucoup moins importante que lorsqu'on tient compte de la tache solaire réelle.

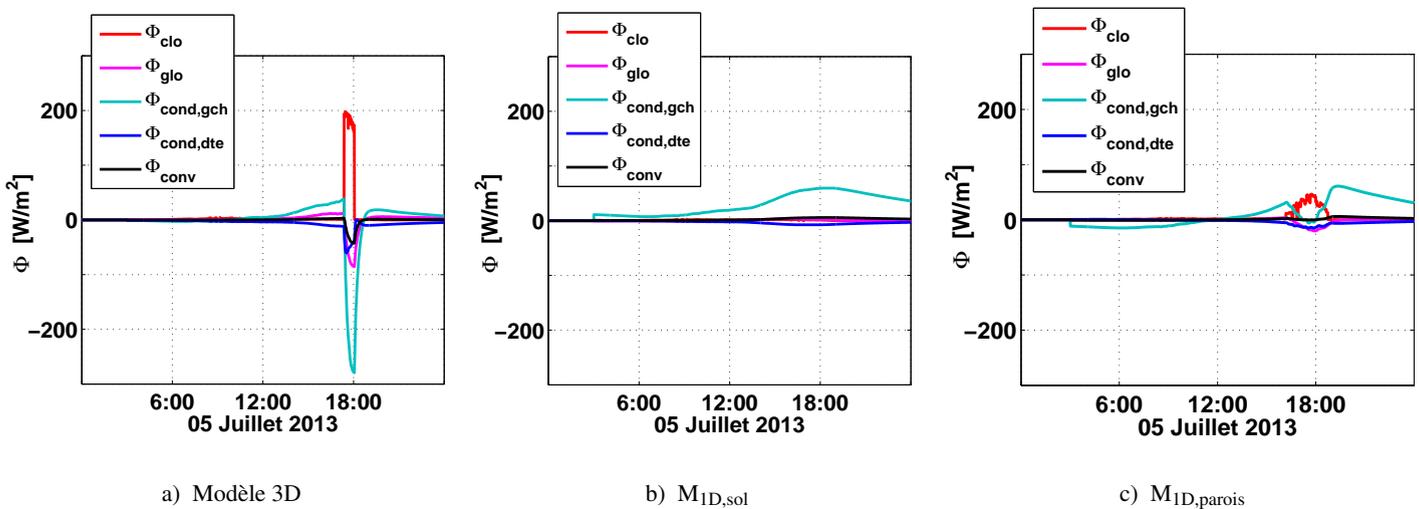


FIGURE IV.22 – Densités de flux au niveau de la sonde de surface 2 (parois Est). $\Phi_{cond,gch}$ désigne la densité de flux conductif de la surface de la paroi vers l'air, $\Phi_{cond,dte}$ la densité de flux conductif de surface vers l'intérieur du mur.

Concernant les performances globales sur les autres sondes, exprimées en erreurs quadratiques moyennes, nous pouvons observer que le modèle 3D est bien plus précis que les modèles 1D :

- quelques soit la sonde considérée, ces RMSE restent de l'ordre de 0,6 °C alors que les RMSE de $M_{1D,sol}$ varient entre 0,92 °C et 2,21 °C, avec des erreurs plus importantes au niveau des sondes 2, où $M_{1D,sol}$

sous-estime des températures de surface à un endroit où passe périodiquement la tache solaire, et au niveau de la sonde 9, où le modèle surestime des températures à un endroit où il n'y a jamais d'apport solaire.

- Pour l'ensemble des sondes surfaciques, $M_{1D,parois}$ est moins performant que le modèle 3D avec des RMSE entre 0,87 °C et 1,89°C. Il reste plus précis que $M_{1D,sol}$ au niveau des sondes régulièrement frappées par la tache solaire, ainsi qu'au niveau de la sonde 9. Enfin, il n'existe pas de franches différences entre sondes touchées par la tache solaire ou non : en effet, l'erreur moyenne au niveau de la sonde 2 est la plus importante alors que celle au niveau de la sonde 4 est la plus faible.

	N° Sondes Paroi TS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Ouest Non	Est Oui	Est Non	Sud Oui	Sud Non	Nord Non	Nord Non	Sol Oui	Sol Non	Plafond Non
Modèle 3D	RMSE [°C]	0,54	0,57	0,36	0,68	0,54	0,58	0,55	-	0,58	0,64
$M_{1D,sol}$	RMSE [°C]	1,27	2,21	1,20	0,92	0,93	1,11	0,98	-	2,09	0,92
$M_{1D,parois}$	RMSE [°C]	1,37	1,89	1,87	0,87	1,10	1,14	0,97	-	1,51	1,19

TABLE IV.5 – RMSE entre les températures mesurées par sondes placées en surfaces des différentes parois et les températures calculées avec $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ en juillet (03 au 10 Juillet 2013)

Les figures IV.23, IV.24 et IV.25 présentent l'ensemble des températures des différentes parois calculées par les trois modèles.

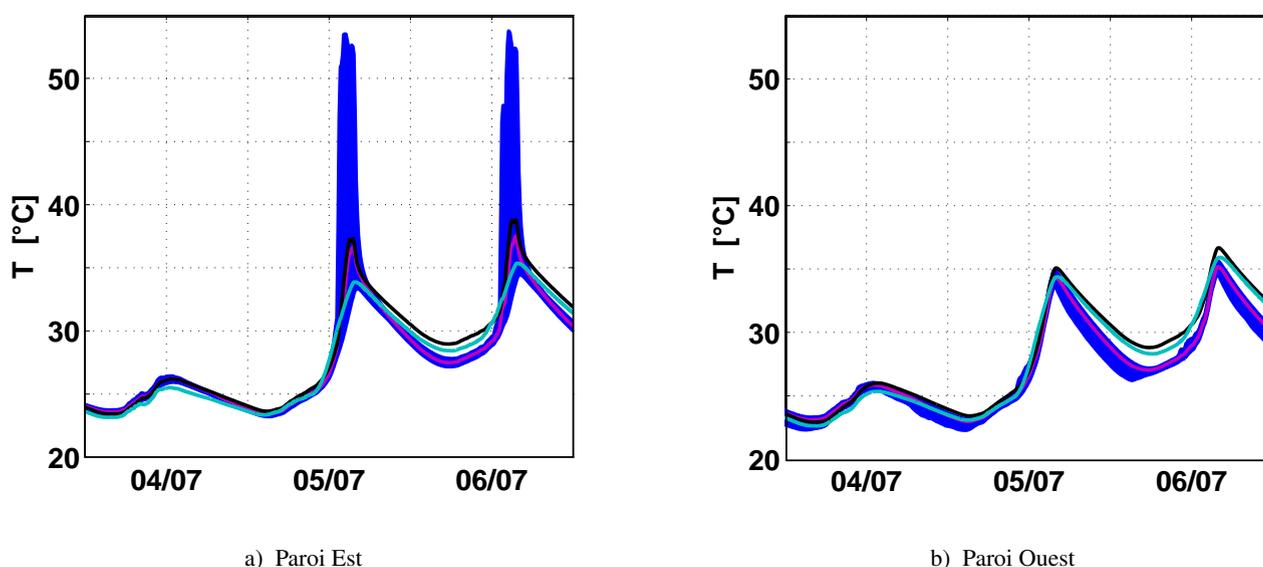


FIGURE IV.23 – Températures de surface (parois Est et Ouest) calculées avec $M_{1D,sol}$ (ligne cyan) et $M_{1D,parois}$ (ligne noire) pour la cellule BESTlab. La plage des températures calculées par le modèle 3D pour toutes les mailles d'une paroi aux instants étudiés apparaît sous forme d'une aire bleue, la température moyenne apparaissant en magenta.

Nous pouvons tout d'abord constater que le 04 juillet, le modèle 3D donne des températures homogènes, la plage de températures des mailles étant resserrée autour de la température moyenne. Dans ce cas, aucune

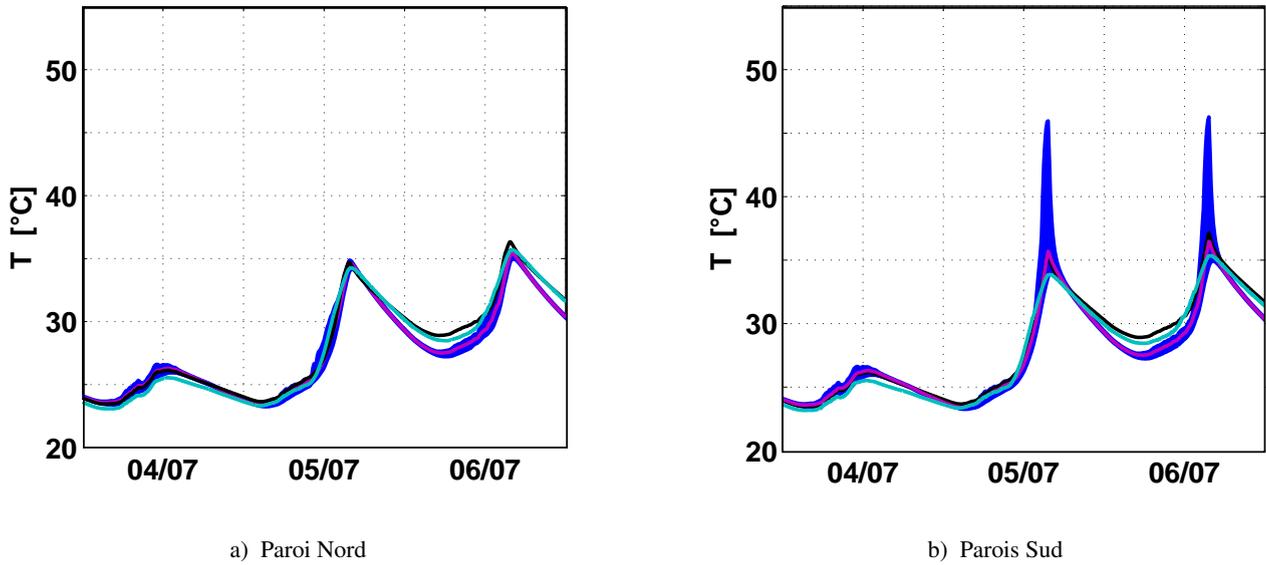


FIGURE IV.24 – Températures de surface (parois Nord et Sud) calculées avec $M_{1D,sol}$ (ligne cyan) et $M_{1D,parois}$ (ligne noire) pour la cellule BESTlab. La plage des températures calculées par le modèle 3D pour toutes les mailles d’une paroi aux instants étudiés apparaît sous forme d’une aire bleue, la température moyenne apparaissant en magenta.

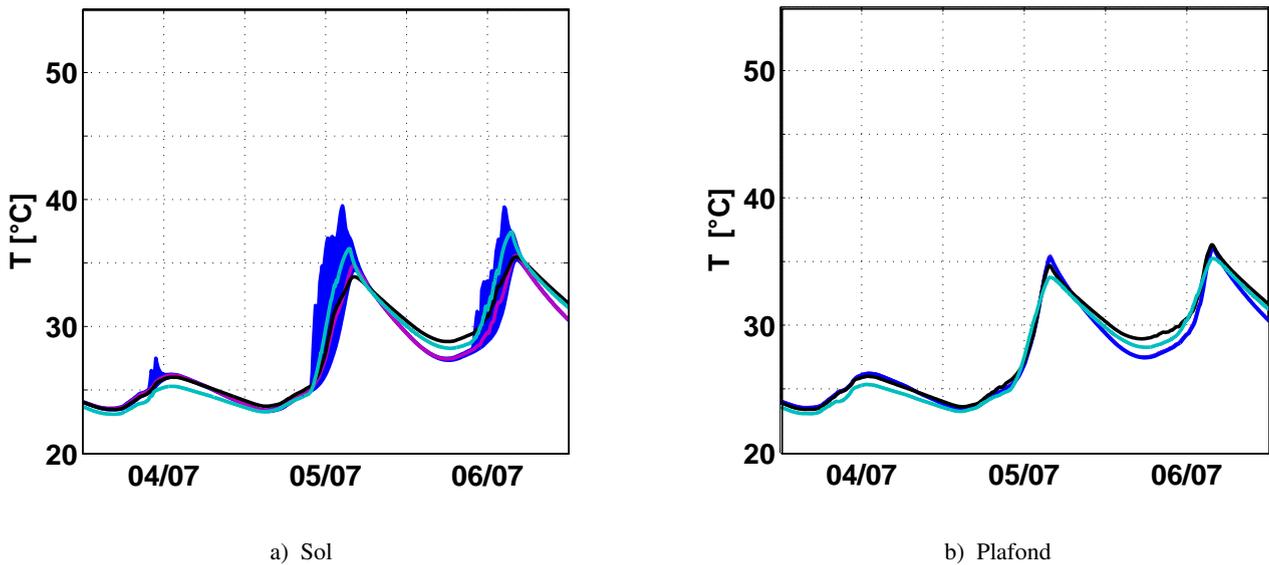


FIGURE IV.25 – Températures de surface (parois Est et Ouest) calculées avec $M_{1D,sol}$ (ligne cyan) et $M_{1D,parois}$ (ligne noire) pour la cellule BESTlab. La plage des températures calculées par le modèle 3D pour toutes les mailles d’une paroi aux instants étudiés apparaît sous forme d’une aire bleue, la température moyenne apparaissant en magenta.

tache solaire ne crée d’hétérogénéité dans les flux CLO reçus par les parois. Nous pouvons noter, d’ailleurs, que la température moyenne des mailles obtenue par le modèle 3D est très proche des températures obtenues par les deux modèles 1D. Ceci confirme que les trois modèles testés donnent les mêmes températures lors de journées ennuagées pendant lesquelles seul du rayonnement diffus pénètre dans la pièce.

Ensuite, le 05 Juillet, nous pouvons observer que les plages de températures des mailles du sol et des

parois Est et Sud peuvent être importantes lorsque ces parois sont touchées par la tache solaire : les aires bleues apparaissent plus grandes et les amplitudes entre températures maximales et minimales sont plus importantes à certains moments de la journée (Fig. IV.23.a, IV.24.b, IV.25.a) :

- en début d'après-midi, le sol présente des températures hétérogènes pendant quelques heures, les écarts entre températures maximales et minimales étant de l'ordre de 10 °C. La moyenne des températures reste relativement basse, dénotant qu'une majorité des mailles de la paroi reste froide.
- plus tard, la paroi Est est à son tour touchée par la tache solaire. Les températures des mailles simulées par le modèle 3D sont alors très hétérogènes et la plage des températures de mailles très large : on peut en effet observer des écarts de températures de l'ordre de 20 °C entre la maille la plus chaude et la maille la plus froide. La tache solaire est à ce moment de la journée particulièrement intense, le rayonnement direct étant presque perpendiculaire à la paroi qui le reçoit.
- en fin d'après-midi, la tache solaire a migré vers la paroi Sud. Nous pouvons alors observer des écarts maximums de 10 °C entre mailles chaudes et froides.

Par ailleurs, les températures des mailles de paroi ne recevant pas la tache solaire demeurent proches, les plages de température étant très resserrées. Nous pouvons cependant remarquer qu'au niveau de la paroi Ouest, les différences de température entre mailles chaudes et froides sont constamment d'environ 3 °C. Ces écarts peuvent être liés aux ponts thermiques existant autour de cette paroi.

Enfin, nous pouvons noter que quel que soit la paroi considérée, les températures calculées par $M_{1D,parois}$ restent assez proches des moyennes des températures de mailles obtenues par le modèle 3D. De la même façon, les températures calculées par $M_{1D,sol}$ tendent à suivre ces moyennes au niveau du plafond et des parois Ouest et Nord qui ne reçoivent jamais de rayonnement direct. Par contre, ce modèle donne des températures supérieures à ces moyennes au niveau du sol en après-midi, montrant que les apports solaires y sont surestimés à ces moments de la journée, tandis qu'aux mêmes instants, il donne des températures inférieures à la moyenne au niveau de la paroi Est : les apports énergétiques liés à la présence de la tache solaire ne sont alors pas pris en compte.

Finalement, nous pouvons noter que le principal apport du modèle 3D reste le calcul des champs de température de surface qui demeurent plus fidèles à la réalité. Ce modèle permet en effet de tenir compte des hétérogénéités de température pour une même paroi, qui peuvent être importantes, ce que ne permettent pas les deux modèles 1D.

3.1.3 Puissances de chauffage en hiver

Le modèle de chauffage avec régulateur PID a pu être implémenté aux deux modèles 1D développés dans cette partie. Les sorties, en termes de températures et de puissances de chauffage, pour une température de consigne de 20 °C, ont été comparées à des mesures réalisées du 09 au 16 Décembre 2013 (Fig. IV.26 et

Fig. IV.27). Pour ces tests, le débit d'infiltration a été fixé à $7,2 \text{ m}^3/\text{h}$ et le pas d'échantillonnage des données d'entrée est conservé à 1 minute.

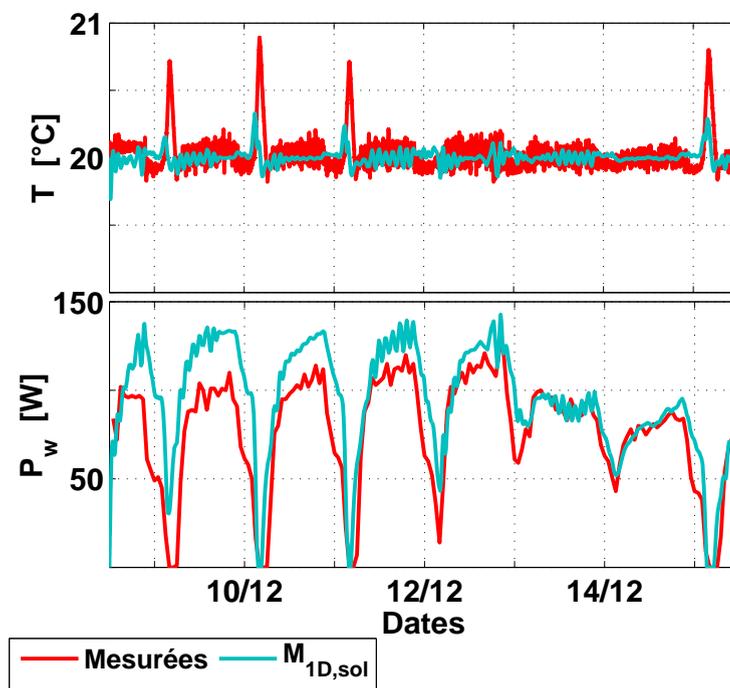


FIGURE IV.26 – Températures d’air et puissances de chauffage en hiver mesurées et simulées avec $M_{1D,sol}$

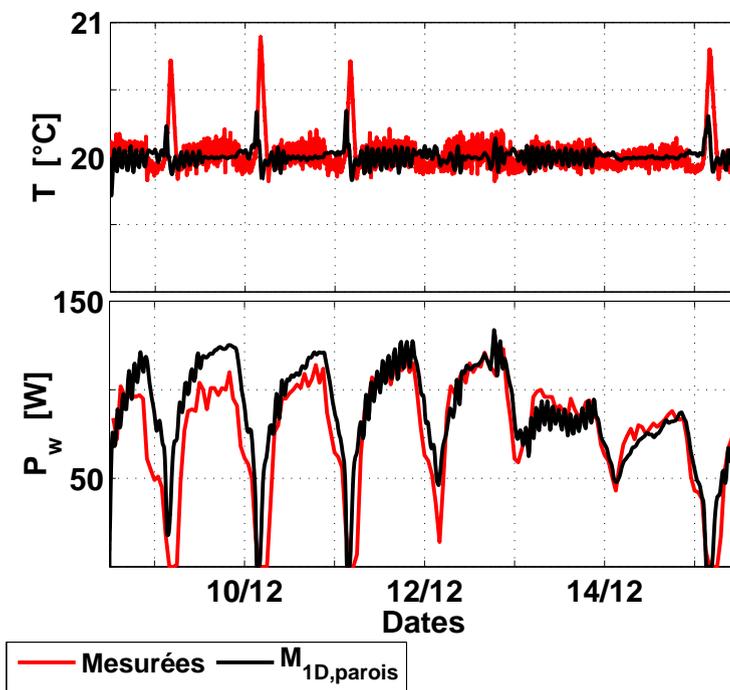


FIGURE IV.27 – Températures d’air et puissances de chauffage en hiver mesurées et simulées avec $M_{1D,parois}$

Nous pouvons tout d’abord constater que quel que soit le modèle utilisé, les températures d’air oscillent toujours de la même façon autour de la consigne, avec une amplitude n’excédant pas $\pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$. La RMSE est

de 0,12 °C avec le modèle 3D contre 0,14 °C avec $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$.

Au niveau des mesures et des températures d'air calculées par les trois modèles, nous pouvons repérer, chaque jour, des instants pour lesquels la température de consigne est dépassée, correspondant aux moments lors desquels les apports solaires sont suffisamment importants (Fig. III.62, Fig. IV.27 et Fig. IV.26). Cependant, si ces dépassements sont légèrement sous-estimés avec le modèle 3D, présentant des écarts inférieurs à 0,1 °C avec les mesures, $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ les sous-estiment plus, les différences avec les mesures étant de l'ordre de 0,5 °C.

Quant-aux puissances de chauffage injectées sur le nœud d'air, elles sont bien reproduites par le modèle 3D et surestimées par les modèles 1D. Ainsi $M_{1D,parois}$ calcul des puissances de chauffage 10 à 20 W supérieures aux mesures les premiers jours (Fig. IV.27) quand $M_{1D,sol}$ les surestime de 20 à 30 W (Fig. IV.26). Globalement, sur cette période de tests, $M_{1D,parois}$ et $M_{1D,sol}$ présentent des RMSE respectivement de 20 W (25 % de la puissance moyenne horaire mesurée) et 24 W (31 %) contre 17 W (22,1 %) pour le modèle 3D.

Les nuages de points présentés en figure IV.28 montrent la dispersion des puissances calculées par rapport aux mesures. Ils sont généralement regroupés autour de la droite $P_{w,mes} = P_{w,calc}$, montrant de bonnes corrélations entre mesures et simulations, quel que soit le modèle utilisé. D'ailleurs, les coefficients de corrélation mesures/calculs en attestent, puisqu'ils sont de 0,87 ; 0,85 et 0,84 pour le modèle 3D, $M_{1D,parois}$ et $M_{1D,sol}$ respectivement. Ainsi, quel que soit le modèle, les courbes dessinées par l'évolution temporelle des puissances suivent les mêmes allures, les variations de puissance étant en phase avec les mesures. Par ailleurs, ces nuages de points confirment la tendance de $M_{1D,sol}$ à beaucoup surestimer les puissances à injecter sur le nœud d'air, les points correspondants étant au-dessus de la droite $P_{w,mes} = P_{w,calc}$, alors que les points $M_{1D,parois}$ et du modèle 3D restent très regroupés autour de cette droite, aussi bien au-dessus qu'en-dessous. Par ailleurs, nous pouvons noter que pour de petites puissances mesurées, inférieures à 25 W, les puissances correspondantes calculées par les trois modèles peuvent être importantes, dépassant parfois 100 W.

Il s'agit de légers décalages temporels entre mesures et simulations aux instants où les apports solaires rendent les besoins en chauffage petits ou nuls : les appels de puissances diminuent plus tard et augmentent plus tôt, lors du passage de la tache solaire.

Quant-aux énergies consommées pour le chauffage sur la période étudiée, celles-ci sont de 14,6 kWh pour le modèle 3D, 15,2 kWh et 16,7 kWh pour respectivement $M_{1D,parois}$ et $M_{1D,sol}$, contre 13,7 kWh enregistrés par le compteur. Ainsi, quel que soit le modèle utilisé, ici, l'énergie consommée est surestimée. Cependant, le modèle 3D surestime les mesures de 6,5 % quand $M_{1D,parois}$ les surestime de 11 % et $M_{1D,sol}$ de 22 %.

Enfin, nous pouvons observer que les erreurs de températures au niveau des sondes restent légèrement inférieures avec le modèle 3D par rapport au deux modèles 1D, excepté pour la sonde au plafond. Elles s'établissent en effet entre 0,06 °C et 0,31 °C pour le modèle 3D, contre des erreurs entre 0,15 °C et 0,79 °C avec les deux autres modèles (Tab. IV.6).

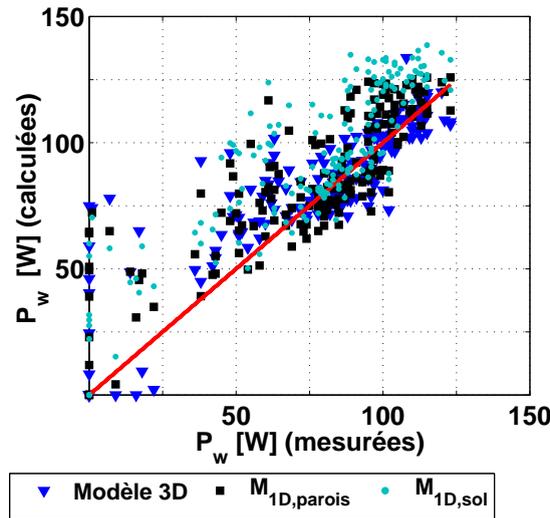


FIGURE IV.28 – Puissances de chauffages simulées en fonction des puissances de chauffages mesurées pour le modèle 3D, $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$

	N° Sondes Paroi TS	1 Ouest Non	2 Est Non	3 Est Non	4 Sud Non	5 Sud Non	6 Nord Non	7 Nord Oui	8 Sol Non	9 Sol Non	10 Plafond Non
Modèle 3D	RMSE [°C]	0,31	0,06	0,12	0,13	0,13	0,30	0,26	-	0,11	0,97
$M_{1D,sol}$	RMSE [°C]	0,60	0,20	0,30	0,38	0,15	0,16	0,50	-	0,40	0,36
$M_{1D,parois}$	RMSE [°C]	0,79	0,22	0,18	0,17	0,30	0,51	0,44	-	0,41	0,68

TABLE IV.6 – RMSE entre les températures mesurées par sondes placées en surfaces des différentes parois et les températures calculées avec $M_{1D,sol}$ et $M_{1D,parois}$ en hiver (09 au 16 Décembre 2013)

Ici, les différences de comportement thermique obtenu par les 3 modèles peuvent être liées à d'éventuels petits écarts d'apports solaires existant d'un modèle à l'autre, mais elles résultent en particulier des modes de projection du rayonnement solaire de chaque modèle et du comportement thermique des parois. En effet, en hiver, la tache solaire frappe presque exclusivement la paroi Est, si bien qu'avec le modèle 3D et $M_{1D,parois}$, seule cette paroi est chauffée par le rayonnement direct alors qu'avec $M_{1D,sol}$, seul le sol, qui pourtant ne reçoit jamais la tache solaire, est chauffé.

3.2 Intérêt du modèle tridimensionnel pour le calcul de la température opérative

Le confort thermique correspond à un état d'équilibre thermique entre le corps d'un occupant et les conditions d'ambiance. Au-delà d'un certain niveau de déséquilibre, l'individu va ressentir de l'inconfort, notamment parce qu'il va devoir réagir pour réduire ce déséquilibre : son corps va alors chercher à rétablir l'équilibre par des réactions comportementales et physiologiques demandant un certain effort.

L'évaluation du confort thermique d'une pièce peut aboutir à des études très complexes s'appuyant sur un

ensemble de critères. Généralement six paramètres sont pris en compte : la température d'air et la température des parois de la pièce, son taux d'humidité, la vitesse des écoulements de l'air interne ainsi que l'activité et la vêtue des occupants. Cependant, compte tenu de l'aspect subjectif de la notion de confort, il est indispensable de considérer des facteurs relatifs aux occupants et à leur condition de vie : âge, sexe, origine ethnique, région géographique, climat, acclimatation physiologique, rythme circadien ou saisonnier, alimentation. La majorité des définitions du confort thermique renvoie d'ailleurs à des aspects physiologiques tels que l'absence de tensions et l'agrément. Cette dernière notion qualifie les stimulations extérieures qui tendent à ramener la température interne du sujet vers la température basale corporelle et donc à réduire les mécanismes de thermorégulation. Au contraire, une stimulation qui tend à éloigner la température interne de la température corporelle et donc à augmenter les mécanismes de thermorégulation est jugée désagréable (Narçon, 2001).

3.2.1 Définition de la température opérative

Les normes réglementaires régissant les constructions utilisent différents critères d'évaluation du confort thermique dans une pièce. Parmi ceux-ci, la température d'air intérieur reste prise en compte, mais elle est généralement complétée par la température radiante et la température opérative :

- La **température radiante** est la température d'une pièce isotherme dans laquelle le corps de l'occupant échange la même quantité de chaleur par rayonnement GLO que dans l'enceinte dans laquelle il se trouve réellement. Elle traduit les échanges radiatifs entre le rayonnement émis par le corps d'un occupant et son environnement, considérant alors le fait que si le rayonnement reçu par le corps est supérieur à sa propre émission, le corps se réchauffe, alors qu'il se refroidit dans le cas inverse.
- La **température opérative** est définie comme la température d'une enceinte isotherme dans laquelle un occupant échange la même quantité de chaleur par rayonnement et **convection** que dans l'enceinte dans laquelle il se trouve réellement. Cet indicateur, défini dans la norme NF EN ISO 7726 de 2002, se rapprocherait le plus de la température ressentie par un individu placé à un certain endroit de la pièce puisqu'il prend en compte les effets de la convection, en plus du rayonnement, sur son confort thermique.

D'un point de vue réglementaire, les températures d'air, radiatives et opératives sont prises en compte dans la norme ISO 7730 qui se base sur des méthodes analytiques pour l'évaluation pour le confort à l'intérieur de pièces relativement aux indices PMV¹ et PPD². Par exemple, selon ce standard, en été, la température opérative doit être maintenue aux alentours de $24,5 \pm 1$ °C dans un open-space et $24,5 \pm 2,5$ °C dans un restaurant, alors que les écarts verticaux ne doivent pas excéder respectivement 2 °C et 4 °C. Afin de quantifier l'inconfort thermique sur une année entière, il est nécessaire dans un deuxième temps d'évaluer un indicateur de confort thermique. L'indicateur d'évaluation d'une pièce le plus fréquemment utilisé est alors la somme

1. Predicted mean vote : pourcentage de satisfaction
2. Poucentage of Predicted Dissatisfy : part d'insatisfaits

des degrés de chaque heure de l'année dépassant une température opérative intérieure limite fixée de manière arbitraire (e.g. 27 °C). L'unité de ce type d'indicateur est le °C.h, d'où sa terminologie : DH27.

Ici nous allons nous intéresser à la modélisation de la température opérative en considérant la tache solaire et par conséquent en intégrant le rayonnement incident à son calcul. Ce modèle sera validé par confrontation de ces sorties à des mesures réalisées par des boules noires installées sur le mât de mesure, dans la cellule de BESTlab. On pourra alors conclure quant-à l'apport de notre modèle complet pour une bonne cartographie des températures opératives.

3.2.2 Calcul de la température opérative

Dans la plupart des cas, les environnements thermiques dans les bâtiments pouvant être considérés homogènes dans les zones occupées, les calculs des températures radiantes et opératives se basent sur une température de rayonnement moyenne. Elles peuvent aussi être une moyenne pondérée des températures de surface des parois du local, en fonction de leur émissivité et de leurs positions relatives par rapport au sujet. Mais si l'environnement radiatif est fortement hétérogène, en présence de larges baies vitrées ou de panneaux rayonnants par exemple, la température moyenne de rayonnement est insuffisante, il faut prendre en compte l'asymétrie de rayonnement. Serres (1997) et Trombe et al. (1999) ont étudié les asymétries de la température radiante pour deux points dans une pièce en tenant compte ou non du rayonnement direct incident. Ils ont ainsi pu démontrer, dans un premier temps, qu'il semblait légitime de considérer le rayonnement solaire direct dans le calcul de la température radiante. Ensuite, ils ont montré que les asymétries de températures étaient d'autant plus importantes si la distribution du rayonnement incident était considérée. Le travail de Thellier et al. (2008), qui consistait à modéliser le confort d'un occupant dans une pièce munie d'une baie vitrée, abondait en ce sens puisqu'ils ont conclu sur l'importance de la prise en compte du rayonnement. Enfin, La Gennusa et al. (2005) ont développé une méthodologie pour intégrer le rayonnement direct à la température radiante sans y placer la tache solaire alors que Boukhris et al. (2014) ont couplé un modèle zonal à un modèle d'enveloppe de bâtiment pour analyser l'importance de la tache solaire dans le calcul de la température radiante dans une pièce orientée Sud équipée d'une large fenêtre. Notons cependant leur modèle d'enveloppe ne prend pas en compte les effets 3D au sein de l'enveloppe.

De la même façon, il semble légitime de tenir compte du rayonnement solaire incident pour calculer la température opérative. En effet, on peut constater sur la figure IV.29 que la température opérative s'éloigne de façon significative de la température d'air mesurée au même endroit à partir de 15h30, alors que la tache solaire touche la boule noire, montrant l'influence du rayonnement.

Le modèle de calcul de la température opérative T_{op} dérive alors du calcul de température radiante T_{rad} , s'appuyant sur bilan énergétique tenant compte des échanges convectifs et du flux CLO incident :

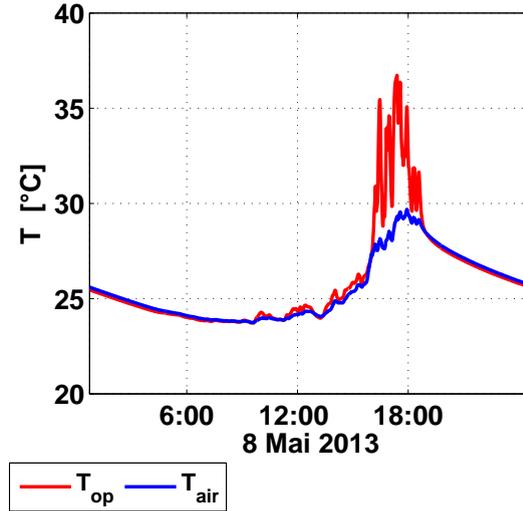


FIGURE IV.29 – Températures d’air et températures opératives mesurées le 08 Mai 2013 au niveau de la boule noire installée dans la cellule Ouest de BESTLab

$$S\varepsilon.\sigma(T_{op}^4 - T_{rad}^4) + S.h(T_{op} - T_{air}) + \alpha.I_{g,\tau}.S_{app} = 0 \quad (IV.3)$$

h le coefficient d’échange convectif entre le corps et l’air, $I_{g,\tau}$ le rayonnement transmis par la vitre frappant ou non le corps considéré, S_{app} la surface touchée par le rayonnement, α et ε les coefficients d’absorption et d’émission.

La surface d’une boule noire de diamètre D_{sph} est $S_{sph} = 4.\pi.(D_{sph}/2)^2$ et sa surface apparente est $S_{app} = \pi.D_{sph}^2/4$. Par ailleurs, le coefficient convectif est calculé selon la corrélation de [Inard \(1988\)](#)

$$h = \left(1,14 + \frac{0,17}{D_{sph}}\right)(T_{op} - T_{air})^{0,25} \quad (IV.4)$$

Finalement, l’équation [IV.3](#) donne

$$\varepsilon.\sigma(T_{op}^4 - T_{rad}^4) + h(T_{op} - T_{air}) + \frac{\alpha.I_{g,\tau}}{4} = 0 \quad (IV.5)$$

Ici, la température radiante en un point donné de la pièce est calculée en ne considérant que les échanges grandes longueurs d’ondes entre le point et les parois de la pièce. Lorsque la température d’équilibre est atteinte, la température radiante s’écrit :

$$T_{rad} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^{N_m} \omega_{O,j} T_{S,j}^4} \quad (IV.6)$$

Avec $\omega_{O,j}$ l’angle solide d’une maille j de la cellule du point de vue du point O considéré et $T_{surf,j}$ la température de surface de la maille j . Les angles solides des N_m mailles du maillage cartésien discrétisant les parois de la pièce ont été calculés selon la méthode précisée dans la section [3.2.2](#) (partie [III](#) chapitre [3](#)). Pour

chaque point d'étude,

1. on projette l'ensemble sur un hémisphère unité centré sur le point, obtenant un quadrilatère sphérique (Fig. IV.30) ;
2. on calcule l'aire de cette projection qui équivaut à l'angle solide.

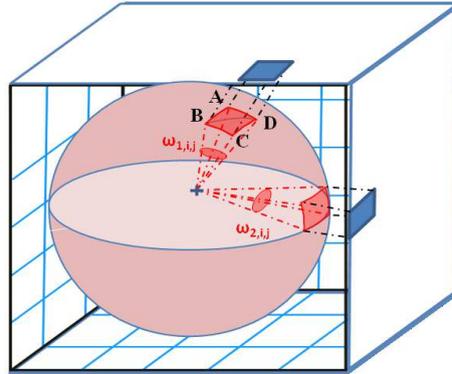


FIGURE IV.30 – Projection et calcul d'un angle solide des mailles d'une cellule du point de vue d'un point donné

3.2.3 Validation du calcul

Nous avons pu, sur la base de ces considérations théoriques, déterminer les températures opératives dans la cellule BESTlab utilisée tout au long de cette thèse, l'objectif étant d'observer l'impact de la modélisation fine du rayonnement entrant dans la pièce. Dans un premier temps, les résultats de simulations ont été validés par confrontation aux mesures obtenues du 08 au 16 Mai par la boule noire placée au milieu de la pièce ($x_b = 1,7$ m ; $y_b = 1,8$ m ; $z_b = 1,5$ m) (Fig. III.9). Notons que les deux boules, très proches spatialement, mesurent des températures opératives quasiment identiques : une différence moyenne de $0,17$ °C a été observée, résultant surtout d'écarts très ponctuels atteignant $1,5$ °C liés au fait que les deux boules ne sont pas frappées exactement aux mêmes instants par la tache solaire.

Globalement, les températures opératives mesurées sont bien reproduites par notre modèle. Nous pouvons cependant noter de légers décalages temporels résultant d'incertitudes précédemment évoquées, touchant aux mesures de rayonnement et à la géométrie exacte du bâtiment. Les écarts demeurent cependant modérés, l'erreur quadratique moyenne étant de $0,8$ °C.

3.2.4 Cartographie de températures opératives dans la cellule BESTlab

Le 8 Mai, la température opérative est maximale à 17h24. Elle atteint $36,7$ °C alors que la température d'air est de $29,3$ °C (Fig. IV.29). A cet instant, un flux CLO important pénètre dans la pièce et chauffe localement la paroi Est où on peut observer une nette hétérogénéité des températures de surface (Fig. IV.32).

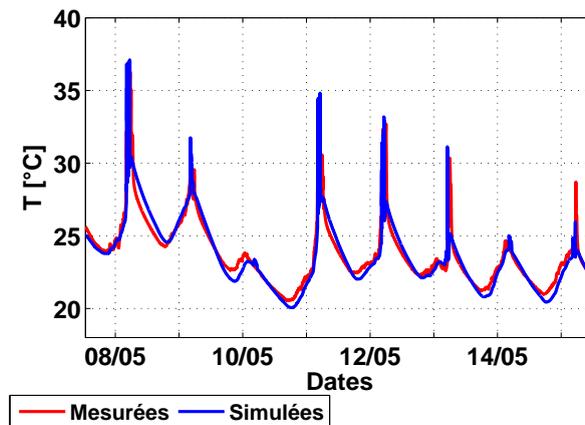


FIGURE IV.31 – Comparaisons des températures opératives mesurées et calculées au niveau de la boule noire installée dans la cellule Ouest de BESTLab (du 08 au 16 Mai 2013)

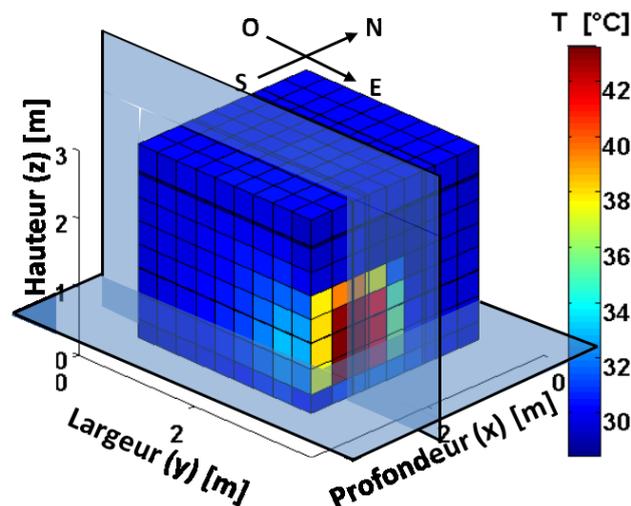


FIGURE IV.32 – Températures de surfaces intérieures (vue 3D de l'extérieur), localisation de la tache solaire et des coupes transversales (en transparences) le 8 mai à 17h24

Les distributions des températures de surface et de flux CLO dans la pièce induisent des températures opératives très différentes selon le point où l'on se place dans la cellule. Ainsi, les températures opératives sur un plan horizontal placé à 1 m du sol (Fig. IV.32) varient de 31 °C hors du faisceau de rayonnement à 39 °C proche de la paroi Est, dans la tache solaire. On observe ainsi, pour les points situés dans le faisceau lumineux, les effets du flux CLO, mais aussi du rayonnement émis par les mailles chaudes de la paroi, au niveau de la tache solaire : un gradient de températures existe à l'intérieur même du faisceau lumineux, les points les plus éloignés des mailles recevant la tache solaire restent à 40 °C tandis que ceux situés à proximité atteignent 44 °C. Le champ de températures opératives, sur un plan vertical parallèle à la paroi nord (Fig. IV.32) est tout aussi hétérogène et laisse deviner ces mêmes influences : les points hors faisceau lumineux restent à 31 °C alors que les points recevant du rayonnement solaire ont des températures variant de 36 °C à 38 °C selon leur proximité des mailles frappées par la tache solaire.

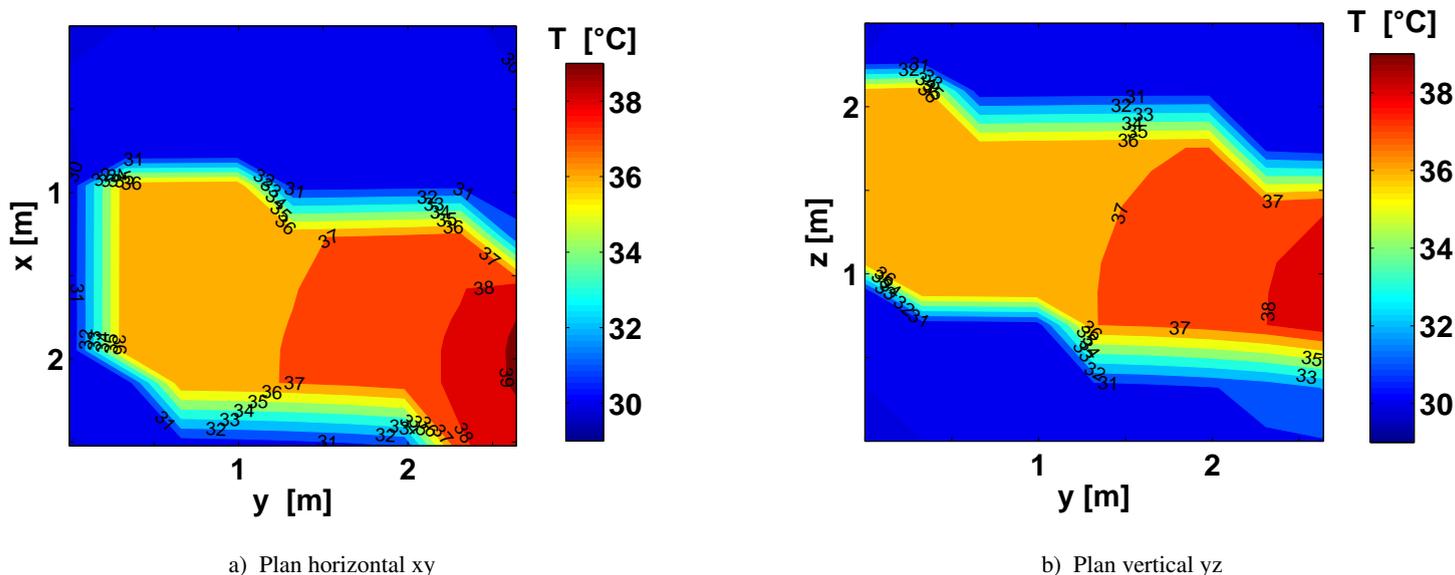


FIGURE IV.33 – Distribution des températures opératives le 8 mai à 17h24 dans la cellule Ouest de BESTLab

3.3 Conclusions quant-à l'intérêt du modèle tridimensionnel

Ce chapitre est dédié à l'étude de l'impact de la discrétisation spatiale, du calcul de la conduction tridimensionnelle et de la prise en compte de la tache solaire sur les performances du modèle d'enveloppe de bâtiment mis en place dans cette thèse.

Les apports d'une modélisation 3D et de la projection de la tache solaire ont été démontrés par confrontations des sorties du modèle 3D complet à celles de deux modèles 1D dont la projection du rayonnement solaire est simplifié :

- dans le premier modèle, le rayonnement solaire est totalement dilué sur le sol, considérant la taille réelle de la fenêtre en tenant compte du masque lié à son encastrement ;
- dans le second modèle, le rayonnement solaire est projeté de façon homogène sur toutes les parois, au *pro rata* de la taille de la tache solaire censée les frapper en tenant compte du masque lié à l'encastrement de la fenêtre.

Les confrontations aux mesures réalisées sur BESTLab en Juillet nous ont permis de montrer que, pour le calcul des températures d'air, les modèles 1D pouvaient avoir des performances acceptables, légèrement moins bonnes que celles du modèle 3D. Les deux modèles unidimensionnels présentent en effet des RMSE de l'ordre de 0,8 °C contre 0,50 °C pour le modèle 3D complet.

Des différences plus importantes ont été observées au niveau des températures de surface, puisque les modèles 1D ne permettent pas, contrairement au modèle 3D, de tenir compte des hétérogénéités locales de températures au sein d'une même paroi. Ainsi, les comparaisons ont montré des erreurs plus importantes, en particulier niveau des sondes 2 et 9 frappées par la tache solaire : même si $M_{1D,parois}$ a de meilleures performances que $M_{1D,sol}$, avec des RMSE de 1,89 °C et 1,51 °C respectivement pour $M_{1D,parois}$ contre des

RMSE de 2,21 °C et 2,09 °C $M_{1D,sol}$, ce modèle reste beaucoup moins précis que le modèle 3D qui présente des RMSE de 0,57 °C et 0,58 °C respectivement. Nous avons ainsi pu démontrer que l'apport principal du modèle 3D résidait dans la possibilité de disposer de champs de températures de surfaces précis.

En hiver, nous avons pu noter que les modèles unidimensionnels tendaient à surestimer les puissances et énergies de chauffages consommées pour le maintien d'une température de consigne. Ainsi, sur les jours simulés, les erreurs en termes de puissances sont de 20 W avec $M_{1D,parois}$ et de 24 W avec $M_{1D,sol}$, représentant respectivement 25 % et 31 % de la puissance moyenne horaire mesurée, contre 17 W (22,1 %) pour le modèle 3D. En termes d'énergies, le modèle 3D surestime les mesures de 6,5 % quand $M_{1D,parois}$ les surestime de 11 % et $M_{1D,sol}$ de 22 %.

Enfin, l'intérêt de disposer de champs de températures de surface est démontré dans la section 3.2 : il s'agit de cartographier précisément les températures opératives dans la pièce. La trajectoire du rayonnement solaire ainsi que la connaissance précise des températures de surfaces des parois permettent alors de mieux calculer cet indice de confort. Ces résultats confirment les conclusions de [Rodler et al. \(2014b\)](#) qui ont comparé les températures opératives obtenues par le modèle 3D et un modèle 1D.