

**Rapports de recherche du CUEPE n° 3
2003**

COSTEAU

**Préchauffage et rafraîchissement par collecteurs souterrains à eau
Etude de cas (bâtiment Perret à Satigny, GE) et généralisation**

Pierre Hollmuller, Bernard Lachal



**UNIVERSITÉ DE GENÈVE
CENTRE UNIVERSITAIRE D'ÉTUDE
DES PROBLÈMES DE L'ÉNERGIE**

**Rapports de recherche du CUEPE n° 3
2003**

COSTEAU

**Préchauffage et rafraîchissement par collecteurs souterrains à eau
Etude de cas (bâtiment Perret à Satigny, GE) et généralisation**

Pierre Hollmuller, Bernard Lachal

Rapport final

Mandataires :

**Office Fédéral de l'Energie
Service Cantonal de l'Energie (Genève)**

Rapports de recherche du CUEPE

1. Analyse thermique de la cité solaire de Plan-les-Ouates
G. Branco, B. Lachal, P. Gallinelli, D. Gonzalez, W. Weber
2. GEOSER : Stockage solaire à court terme en serres horticoles
P. Hollmuller, B. Lachal, P. Jaboyedoff, A. Reist, J. Gil, L. Danloy
3. COSTEAU : Préchauffage et rafraîchissement par collecteurs souterrains à eau,
étude de cas (bâtiment Perret à Satigny, GE) et généralisation
P. Hollmuller, B. Lachal

Adresse

Centre universitaire d'étude des problèmes de l'énergie (CUEPE)
Battelle, Bâtiment A
7, route de Drize
CH 1227 - Carouge/Genève
Tél. : (41 22) 379 0661
Fax : (41 22) 379 0639
www.cuepe.ch

TABLE DES MATIERES

1. Introduction	1
<i>Objet et but de l'étude</i>	1
<i>Structure du rapport</i>	1
2. Principe de fonctionnement.....	3
2.1. Description du système de ventilation	3
2.2. Système de mesure	9
<i>Mesures directes</i>	9
<i>Valeurs déduites</i>	10
<i>Mesures ponctuelles et valeurs estimées.....</i>	11
2.3. Fonctionnement sur un jour type	12
<i>Préchauffage hivernal.....</i>	12
<i>Rafraîchissement estival</i>	14
2.4. Synthèse	16
3. Caractérisation des sous-systèmes de ventilation.....	17
3.1. Nomenclature	17
3.2. Régulation	18
3.3. Echangeurs terrestres	19
<i>Exposé du problème</i>	19
<i>Echangeur air/sol.....</i>	21
<i>Echangeur eau/sol.....</i>	21
<i>Echangeur air/eau</i>	24
<i>Couplage air/eau et eau/sol</i>	25
<i>Couplage des deux échangeurs terrestres</i>	29
<i>Règles du pouce</i>	31
3.4. Récupérateur sur air vicié	31
3.5. Diffusion et échange convectif de surface	32
<i>Echange de surface</i>	32
<i>Diffusion de chaleur en sous-sol</i>	34
3.6. Synthèse	35
4. Bilan annuel	37
4.1. Chauffage et ventilation	37
<i>Préchauffage (hiver)</i>	40
<i>Rafraîchissement (été).....</i>	41
4.2. Bâtiment	45
4.3. Synthèse	46
5. Etude de sensibilité.....	49
5.1. Simulation numérique : validation	49
5.2. Simulation numérique : optimisation	53
<i>Configurations</i>	53
<i>Préchauffage (hiver)</i>	60
<i>Rafraîchissement (été).....</i>	61
5.3. Synthèse	72
6. Evaluation technico-économique	73
6.1. Délimitation de l'étude.....	73

6.2. Exemple	73
<i>Dimensionnement</i>	73
<i>Investissement</i>	74
<i>Prestation énergétique</i>	75
<i>Coût de revient</i>	76
6.3. Comparaison avec d'autres systèmes.....	78
<i>Puits canadien versus collecteur à eau</i>	78
<i>Echangeur terrestre versus ventilation nocturne</i>	78
<i>Couplage d'un collecteur à eau avec un plafond froid.</i>	78
6.4 Synthèse	78
7. Conclusion	81
<i>Développement méthodologique</i>	81
<i>Analyse de l'installation Perret</i>	81
<i>Généralisation</i>	82
8. Remerciements	85
9. Références	87

1. INTRODUCTION

Objet et but de l'étude

Depuis quelques années, des systèmes dits « puits canadiens » (collecteurs de chaleur terrestres horizontaux à air) sont posés en Suisse et dans le reste de l'Europe Centrale, soit pour le préchauffage de l'air neuf, soit pour le rafraîchissement estival du bâtiment. Ce type de collecteurs a été analysé par le CUEPE sous mandat de l'Office fédéral de l'énergie du Service cantonal de l'énergie (Genève), études qui ont donné lieu à une thèse [1]. Ils ont pour principaux désavantages le prix et les risques sanitaires induits par l'inondation des tubes collecteurs, suite à des inétanchéités.

La solution réalisée par Ecoconfort pour le siège administratif de la société Perret, à Satigny (GE), tente de répondre à ces deux problèmes en utilisant, à la place des tubes, des collecteurs à eau horizontaux tels que ceux utilisés habituellement pour les pompes à chaleur. De coût réduit et sans risques sanitaires, ceux-ci sont couplés sur la ventilation via un échangeur air/eau.

Il s'agit dans cette étude de vérifier le fonctionnement de cet échangeur air/eau/sol par une mesure in-situ d'une année, aussi bien pour le préchauffage de l'air en hiver que le potentiel de rafraîchissement en été, et de déterminer le coût de l'énergie (chaleur/froid) économisée. En faisant appel à diverses méthodes d'analyse (mesure, calcul analytique, simulation numérique), il sera possible à la fois de caractériser l'installation particulière et de généraliser les conclusions pour l'utilisation future de ce genre de système.

Structure du rapport

Ce rapport se structure comme suit :

- Nous commencerons, au Ch. 2, par décrire l'installation et son fonctionnement sur un jour typique d'hiver et d'été. Y sera également présenté le système de mesure mis en place.
- Le Ch. 3 permettra de caractériser individuellement chacun des sous-systèmes interagissant dans la ventilation de l'immeuble. Parfois pointues, ces analyses permettront la mise en place de règles du pouce. Elles serviront également, dans les chapitres suivants, à interpréter correctement les bilans annuels bruts et à orienter l'étude de sensibilité par simulation numérique.
- Au Ch. 4 seront présentés les bilans et la dynamique annuelle du collecteur à eau, ainsi que des autres systèmes de préchauffage et chauffage.
- En se basant sur un modèle de simulation numérique, nous mènerons au Ch. 5 une étude de sensibilité qui permettra de confirmer et d'étendre les conclusions fournies par les analyses précédentes.
- Le Ch. 6 sera dévolu à l'étude technico-économique du système optimisé, ainsi qu'à quelques comparaisons sommaires avec d'autres types de système de rafraîchissement passif.
- Les conclusions les plus importantes sont reprises au Ch.7.

Afin de permettre un lecture rapide ou de faciliter la recherche des résultats les plus importants, chacun des chapitres 2 à 6 se terminent eux-mêmes par une note de synthèse.

2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

2.1. Description du système de ventilation

Le système technique faisant l'objet de cette étude a été réalisé pour le siège administratif de la société Perret SA, à Satigny (Genève). Il s'agit d'un immeuble de deux étages sur rez, d'une emprise de $30 \times 12 = 360 \text{ m}^2$, soit une surface de bureaux 1080 m^2 (Fig. 1). Le sous-sol abrite les archives et les locaux techniques et n'est pas chauffé, sauf ponctuellement pour une salle de conférence de 75 m^2 , ce qui porte la surface de référence énergétique à 1155 m^2 , pour un volume chauffé d'environ 3500 m^3 . Alors que la partie émergente de l'enveloppe est dotée d'une bonne isolation thermique (13 cm pour les murs, 20 cm en toiture), celle du sous-sol, posée après-coup au niveau du plafond, reste faible (35 mm) et ne coupe pas les ponts thermiques.

A part deux radiateurs au niveau des paliers, le chauffage est entièrement porté par la ventilation (chauffage à air). L'isolation et l'inertie du bâtiment permettent de se contenter du taux de renouvellement d'air standard de 0.6 volume par heure ($2000 \text{ m}^3/\text{h}$ nominal, $1840 \text{ m}^3/\text{h}$ en moyenne annuelle), sur une durée cependant supérieures aux heures de bureau. Avant le couplage sur la chaudière à mazout, l'air neuf pris au pied de la façade nord-ouest passe par une série de trois systèmes de préchauffage (Fig. 2 à 5) :

- Une amenée d'air souterraine, du pied de la façade nord-ouest vers le local de ventilation. Constituée de 4 tubes PVC (diamètre : 25 cm, longueur : env. 10 m/tube, surface d'échange : env. 30 m^2 , profondeur : 70 cm sous le bâtiment), celle-ci fonctionne comme un échangeur air/sol (type puits canadien) de taille réduite.
- A l'entrée de la batterie de ventilation et couplé au flux d'air via un échangeur air/eau, un échangeur eau/sol constitué de 10 boucles de tube PE (diamètre : 28/32 mm, longueur : 100 m/boucle, surface d'échange : 88 m^2 , profondeur : 45 cm sous le bâtiment).
- Finalement un récupérateur de chaleur sur air vicié.

Ces trois systèmes sont suivis d'un humidificateur, qui contribue accessoirement également au préchauffage de l'air, puis de la batterie de chauffage, couplée sur une chaudière à mazout.

Le même système de ventilation est utilisé l'été, les deux échangeurs terrestres contribuant au rafraîchissement de l'air neuf. Un by-pass estival du récupérateur sur air vicié n'a malheureusement été intégré qu'en un second temps (court-circuit latéral, en parallèle au circuit normal), si bien que le gain de fraîcheur par les échangeurs air/sol et eau/sol est cette fois-ci malencontreusement contrecarré par contact thermique partiel entre air neuf et air vicié.

Au delà du local de ventilation, la distribution générale de l'air mène finalement dans un système de gaines noyées dans les dalles, développé et breveté par la société Ecoconfort, par ailleurs conceptrice de l'ensemble du système de ventilation. Ce système de distribution, qui met en jeu la masse du bâtiment et contribue à la stabilisation de la température de l'air neuf, ne sera pas analysé dans le cadre de cette étude, pas plus que l'enveloppe du bâtiment.

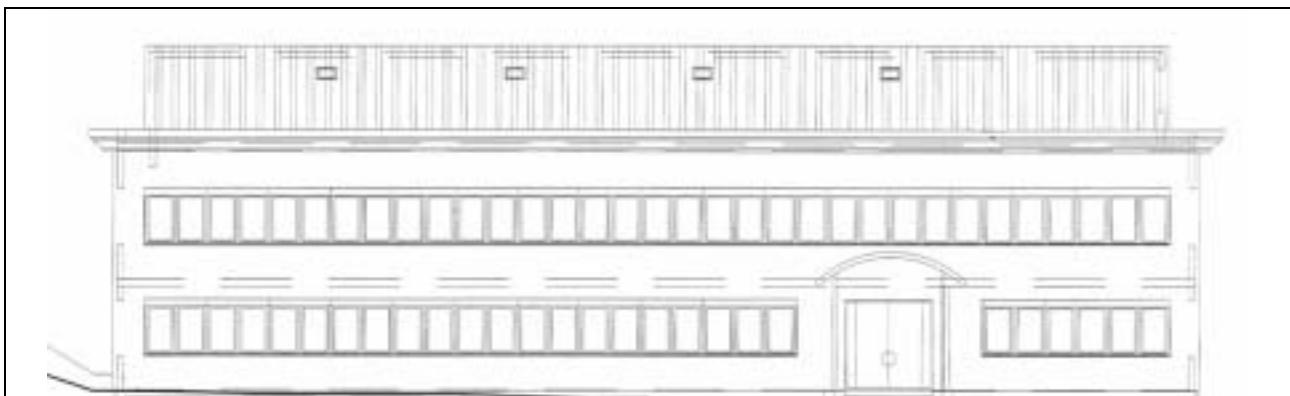


Fig. 1 : Façade principale du bâtiment (nord-ouest).

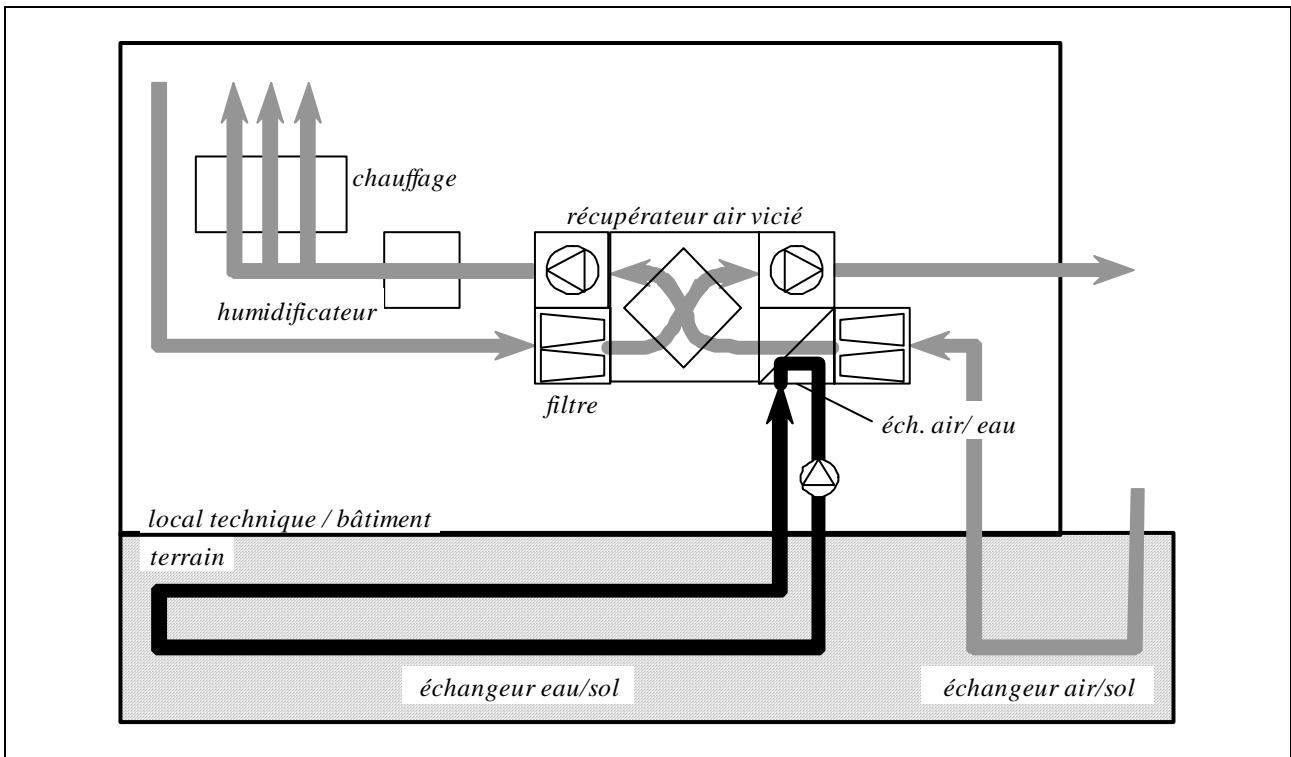


Fig. 2 : Schéma de principe du système de ventilation.



Fig. 3 : Local de ventilation avec a) amenée d'air neuf (en bas à gauche) et batterie de préchauffage (échangeur air/eau + récupérateur sur air vicié) ; b) humidificateur (au fond), batterie de chauffage (sur les trois gaines de distribution) et nourrice pour échangeur eau/sol (en bas à droite).



Fig. 4 : a) prise d'air neuf (saut de loup) ; b) récupérateur sur air vicié (filtres sur pulsion et ventilateur sur extraction) et échangeur air/eau ; c) échangeur air/eau et by-pass récupérateur ; d) humidificateur.

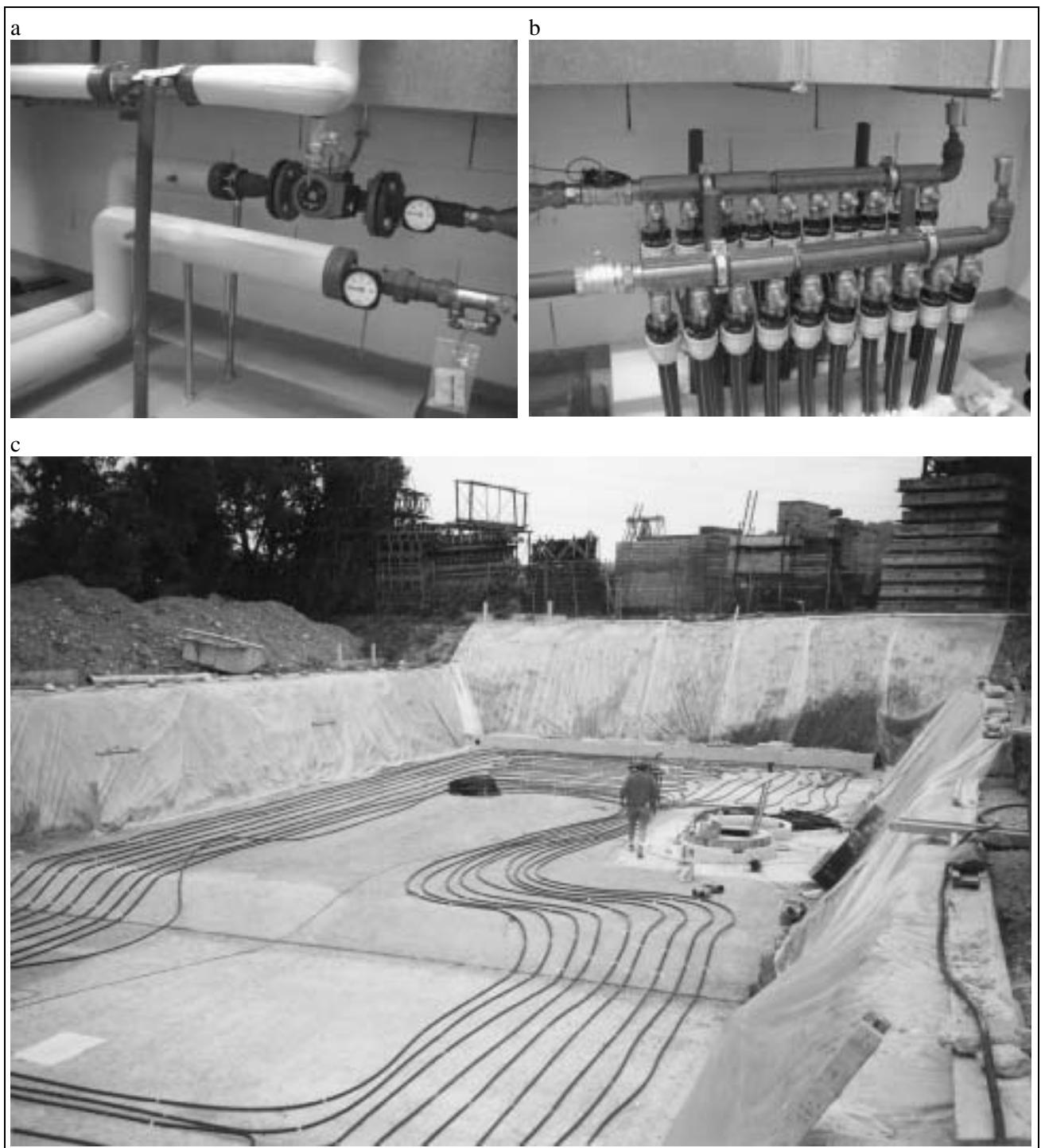


Fig. 5 : a) et b) pompe et nourrice de distribution échangeur eau/sol ; c) échangeur eau/sol lors de la construction.



Fig. 6 : Mesure locale du flux de chaleur bâtiment/sous-sol : a) local archives ; b) salle de conférence.



Fig. 7 : Bâtiment

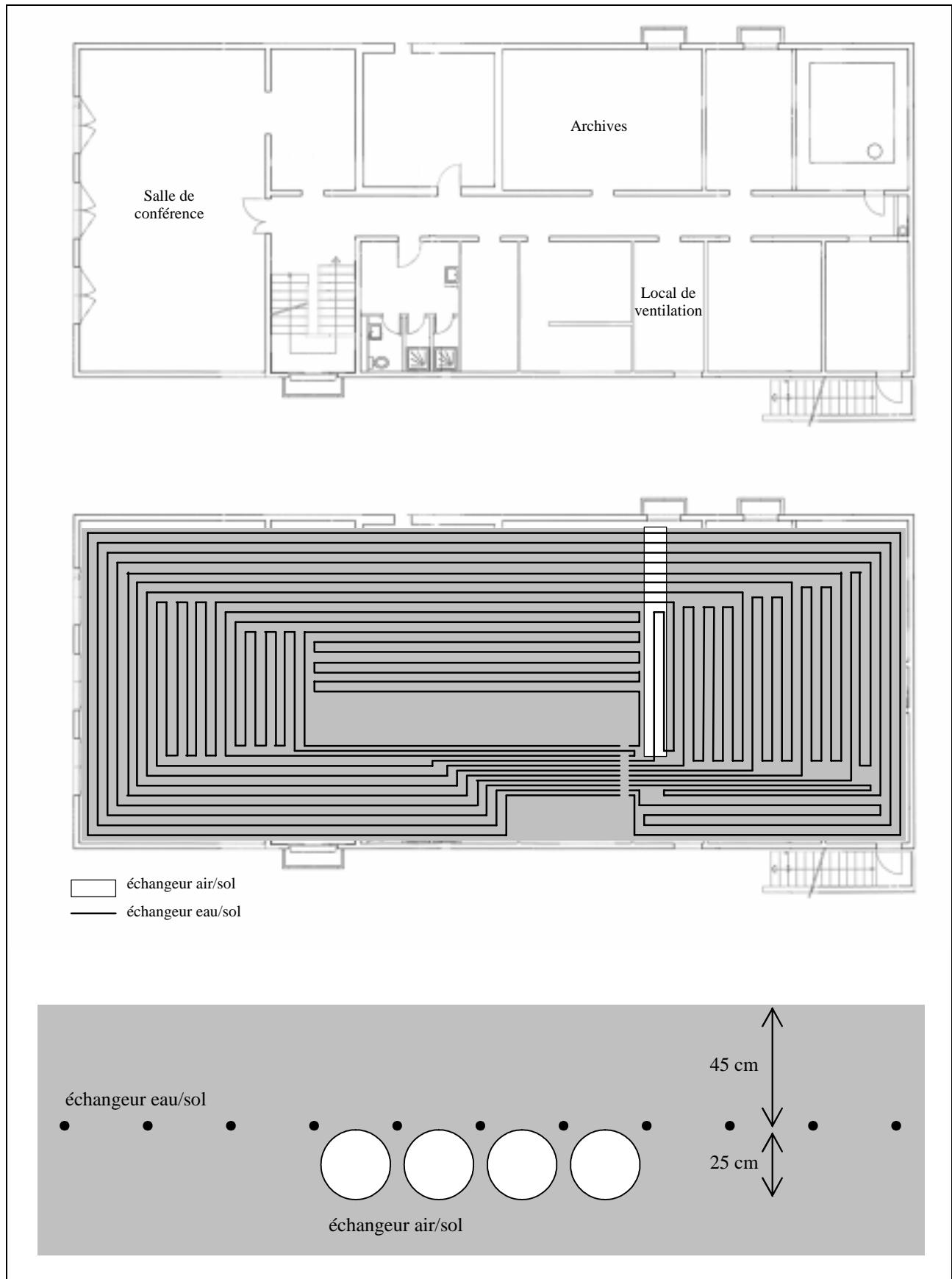


Fig. 8 : Plan (haut) et coupe (bas) du sous-sol et des échangeurs terrestres.

2.2. Système de mesure

Mesures directes

La quantification des niveaux de température et les flux d'énergie se fait via une série de 34 sondes (Fig. 9 et Tab. 1), placées principalement aux entrées/sorties des divers sous-systèmes de chauffage/ventilation, ainsi que localement dans la salle de conférence et les archives du sous-sol (Fig. 6). Toutes les 10 secondes, un datalogger Campbell CR23X indépendant du système de régulation fait l'acquisition centralisée des mesures, qui sont moyennées par intervalle de 10 minutes. Stockées sur support informatique, la cohérence de ces mesures est continuellement vérifiée par un jeu de 9 graphiques journaliers imprimés sur papier.

Tab. 1 : Liste des sondes de mesure.

Nom	Unité	Description	Sonde
Va	m/s	vitesse de l'air (mesure au centre de la gaine)	Schiltknecht Miniair 6
Dw	lit	débit d'eau	Aquametro
TrefDL	degC	température de référence (local de ventilation)	PT100
TwIn	degC	température eau, entrée échangeur air/eau	Thermocouple Type T
TwOut	degC	température eau, sortie échangeur air/eau	Thermocouple Type T
Ts25m0	degC	température du tube, 25m	Thermocouple Type T
Ts50m-70	degC	température de sol, 70cm en dessous de Ts50m0	Thermocouple Type T
Ts50m-20	degC	température de sol, 20cm en dessous de Ts50m0	Thermocouple Type T
Ts50m-10	degC	température de sol, 10cm en dessous de Ts50m0	Thermocouple Type T
Ts50m0	degC	température du tube, 50m	Thermocouple Type T
Ts50m+10	degC	température de sol, 10cm au dessus de Ts50m0	Thermocouple Type T
Ts50m+20	degC	température de sol, 20cm au dessus de Ts50m0	Thermocouple Type T
Ts75m0	degC	température du tube, 75m	Thermocouple Type T
TaExt	degC	température air, météo	Rotronic MP400
TaInPc	degC	température air neuf, entrée échangeur air/sol	Thermocouple Type T
TaInEchE	degC	température air neuf, entrée échangeur air neuf/eau	Thermocouple Type T
TaInRecE	degC	température air neuf, entrée récupérateur	Thermocouple Type T
TaOutRecE	degC	température air vicié, entrée récupérateur	Thermocouple Type T
TaInRecS	degC	température air vicié, sortie récupérateur	Thermocouple Type T
TaOutRecS	degC	température air neuf, sortie récupérateur	Thermocouple Type T
TaInHumS	degC	température air neuf, sortie humidificateur	Thermocouple Type T
TaArch	degC	température air, archives	Thermocouple Type T
TsurArch	degC	température de sol, archives	Thermocouple Type T
TaConf	degC	température air, salle de conférence	Thermocouple Type T
TsurConf	degC	température de sol, salle de conférence	Thermocouple Type T
TaInNW	degC	température air neuf, gaine de distribution NW	Thermocouple Type T
TaInSW	degC	température air neuf, gaine de distribution SW	Thermocouple Type T
TaInSE	degC	température air neuf, gaine de distribution SE	Thermocouple Type T
HrExt	pcent	humidité relative, météo	Rotronic MP400
HrInEchE	pcent	humidité relative, entrée échangeur air neuf/eau	Rotronic MP400
HrInRecE	pcent	humidité relative, entrée récupérateur	Rotronic MP400
HrInHumS	pcent	humidité relative, sortie humidificateur	Rotronic MP400
PsurArch	W/m2	flux de chaleur depuis le sol, archives	Rimco HP3
PsurConf	W/m2	flux de chaleur depuis le sol, salle de conférence	Rimco HP3

L'année complète de mesure ainsi obtenue (1^{er} septembre 2000 au 31 août 2001), sans aucune panne de monitoring, s'avère d'excellente qualité, hormis pour les deux sondes suivantes :

- La mesure de l'humidité extérieure (HrExt), dont la valeur aurait impliqué de la condensation régulière au niveau de l'échangeur air/sol, s'est avérée fausse et inutilisable. Au contraire, par comparaison avec la mesure météo de l'aéroport de Cointrin situé à 5 km, l'humidité absolue à la sortie de l'échangeur air/sol indique qu'aucune condensation n'a jamais lieu à ce niveau.
- Le fluxmètre posé sur le sol du local d'archives (PsurConf) a lui aussi souffert d'un dysfonctionnement chronique, sauf sur les toutes premières semaines de l'année de mesure, pendant lesquelles il est en bonne cohérence avec le différentiel air/sol mesuré au même endroit. Cette bonne cohérence se retrouve également au niveau de la salle de conférence, si bien que la perte diffusive du bâtiment a finalement pu être recomposée à partir de ce différentiel.

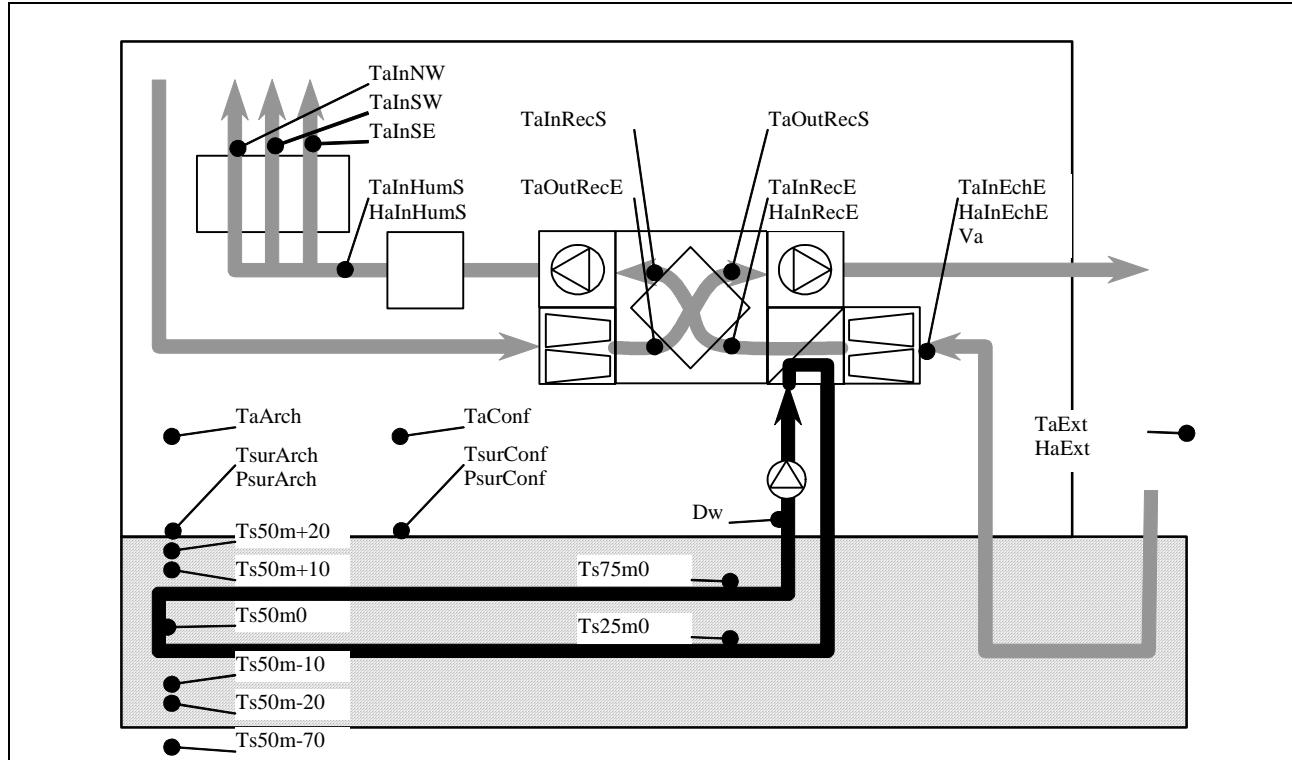


Fig. 9 : Emplacement des sondes de mesure.

Valeurs déduites

On déduit des mesures directes précédentes les grandeurs secondaires suivantes :

- L'état on/off des flux d'air et eau.
- Le débit d'air, dont la relation à la mesure locale de vitesse d'air est déterminée par équilibrage des puissances thermiques sur l'air et sur l'eau (Fig. 10, gauche). Ceci revient, pour un profil de vitesse supposé uniforme, à déterminer la section équivalente de la gaine. Plus finement, en menant cette analyse pour différentes tranches de vitesse, il est tenu compte de la variation du profil de vitesse en fonction de l'intensité de cette dernière (Fig. 10, droite). Finalement, une fois le débit volumique déterminé, le débit massique de l'air est calculé via sa densité, qui varie selon la température.
- Les puissances sensibles sur l'air et sur l'eau, déterminées par le débit d'air ou d'eau et le différentiel entrée/sortie de chaque sous-système.
- Les humidités absolues, recalculées via la relation des gaz parfaits à partir des humidités relatives et des températures correspondantes. Une analyse particulièrement attentive, en tenant compte des marges d'erreur sur la mesure primaire d'humidité relative, a permis de définir une fréquence de coupure de 0.5 hPa pour les différentiels entrée/sortie des sous-systèmes et d'éliminer ainsi la plus grosse partie des mesures erronées d'échanges latents (évaporation / condensation), liés à la variation d'humidité absolue.

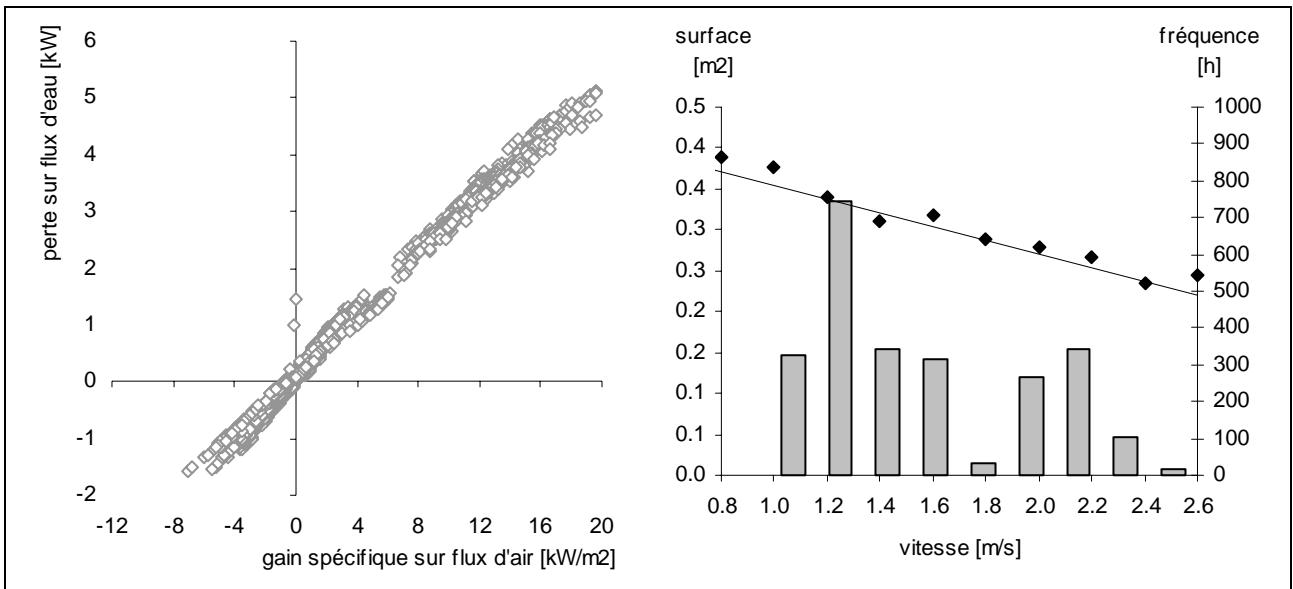


Fig. 10 : Relation entre vitesse locale et débit d'air, par détermination la section équivalente de la gaine.

Mesures ponctuelles et valeurs estimées

En complément aux mesures continues décrites ci-dessus, une mesure ponctuelle des pertes de charges du système de ventilation indique que l'échangeur air/eau représente moins de 10% des quelques 800 Pa pour la pulsion de l'air neuf (Tab. 2). Rapportée aux 2000 m³/h d'air, cette perte de charge globale représente une puissance aédraulique effective de 440 W. A défaut de mesure de la consommation électrique, cette valeur s'avère compatible avec les 1100 W nominaux du ventilateur, pour autant que l'on admette une efficacité globale de 40% sur ce dernier (moteur, transmission, transfert mécanique/aédraulique).

Finalement, par règle de trois entre la puissance totale nominale et les pertes de charges mesurées, on retiendra pour l'évaluation sommaire de la surconsommation électrique de l'échangeur air/eau/sol une puissance électrique de 90 W due au ventilateur, auxquels s'ajoutent 140 W pour la pompe du circuit d'eau.

Tab. 2 : Mesure ponctuelle des pertes de charge du système de ventilation.

Sous-système	Pertes [Pa]
<i>Pulsion air neuf</i>	
échangeur air/sol	170
échangeur air/eau	66
récupérateur sur air vicié	75
humidificateur, chauffage et gaines de distribution	474
total	785
<i>Extraction air vicié</i>	
gaines d'extraction	160
récupérateur	55
gaine d'éjection	--
total (éjection non comprise)	215

2.3. Fonctionnement sur un jour type

Préchauffage hivernal

La journée du 12 décembre 2000 illustre le fonctionnement hivernal type (Fig. 11 ainsi que Tab. 3). Dès la mise en route de la ventilation à minuit et jusque vers 10 h, alors que la température nocturne baisse gentiment de 4 à 2°C, l'air neuf est préchauffé de façon très stable par l'échangeur air/sol (5K, correspondant à quelques 3.2 kW). Alors qu'au cours de la journée la température remonte progressivement à 11°C, par suite de l'inertie du sol ce premier préchauffage perd peu à peu en importance. Il se trouve alors secondé par la mise en marche de l'échangeur eau/sol (3.1 kW), qui s'enclenche vers 8 h, lorsque la température à l'entrée de l'échangeur air/eau chute en dessous de la consigne, pour s'arrêter vers 18h30, lorsqu'elle remonte au dessus de la consigne de coupure (hystérèse). En complément à l'amortissement inertiel de l'échangeur air/sol, celui de l'échangeur eau/sol induit sur cette période une température d'air très stable mais encore quelque peu fluctuante ($15 \pm 1^\circ\text{C}$).

Cette fluctuation est à mettre en relation avec des températures d'eau (18/17°C entrée/sortie) et de sol (17.5°C à mi-parcours, au niveau de la nappe de tubes) groupées et quasiment isothermes, ce qui relève à la fois un rapport de débit calorifique eau/air important et un échange thermique eau/air médiocre. Ce phénomène sera rediscuté au chapitre suivant, tout comme le préchauffage nocturne résiduel de 0.9 kW, alors que le circuit d'eau est en stand-by.

Quoi qu'il en soit, tout au long de la période de ventilation le récupérateur sur air vicié effectue son rôle de troisième poste de préchauffage. Pour une température d'extraction du bâtiment à 22.5°C, l'air neuf sort ainsi du récupérateur successivement à 16.0 et 18.7°C (2.5 et 3.7 kW), sur les périodes de mise en route ou non de l'échangeur eau/sol. Enfin, en parallèle à l'énergie nécessaire à l'évaporation (8.3 kW en moyenne), l'humidificateur contribue également au préchauffage de l'air (1.9 kW), si bien que le chauffage résiduel ne doit être actionné qu'en début et fin de journée.

Tab. 3 : Puissances et énergies gagnées par l'air neuf, 12 décembre 2000 (valeurs brutes).

Sous-système	Puissance [kW]			Energie [kWh]		
	période ¹⁾ : on/on	on/off	total	on/on	on/off	total
échangeur air/sol	1.9	3.2	2.0	20.1	28.7	48.8
échangeur eau/sol	3.1	0.9	1.7	32.9	7.9	40.8
récupérateur air vicié	2.5	3.7	2.5	26.8	33.7	60.5
humidificateur	1.7	2.1	1.5	18.5	18.6	37.0
chauffage	0.8	1.9	1.1	8.3	17.4	25.7
diffusion depuis bâtiment ²⁾	0.4	0.6	0.5	4.6	5.0	11.5

1) fonctionnement air/eau : on/off (9.0 h), on/on (10.7 h) et total (24 h).

2) mesure locale dans les archives, intégrée sur l'ensemble de la surface du sous-sol.

Finalement, la répartition énergétique relativement équilibrée entre les trois postes de préchauffage (cf. Tab. 3, période « on/on ») doit être relativisée par une analyse soigneuse des interactions entre les sous-systèmes ainsi qu'avec le bâtiment. Ainsi, à même efficacité mais en absence des deux échangeurs terrestres, donc avec un différentiel de température extraction/injection plus important, le récupérateur sur air vicié aurait produit une économie d'énergie plus importante. D'autre part, la diffusion du bâtiment vers le sous-sol (Fig. 13) ainsi que la température élevée de ce dernier (Fig. 11) indiquent qu'une partie de l'énergie récupérée par les échangeurs terrestres l'est au détriment d'une perte accrue du bâtiment. Ces deux phénomènes seront analysés plus avant au niveau des bilans annuels (Ch. 4).

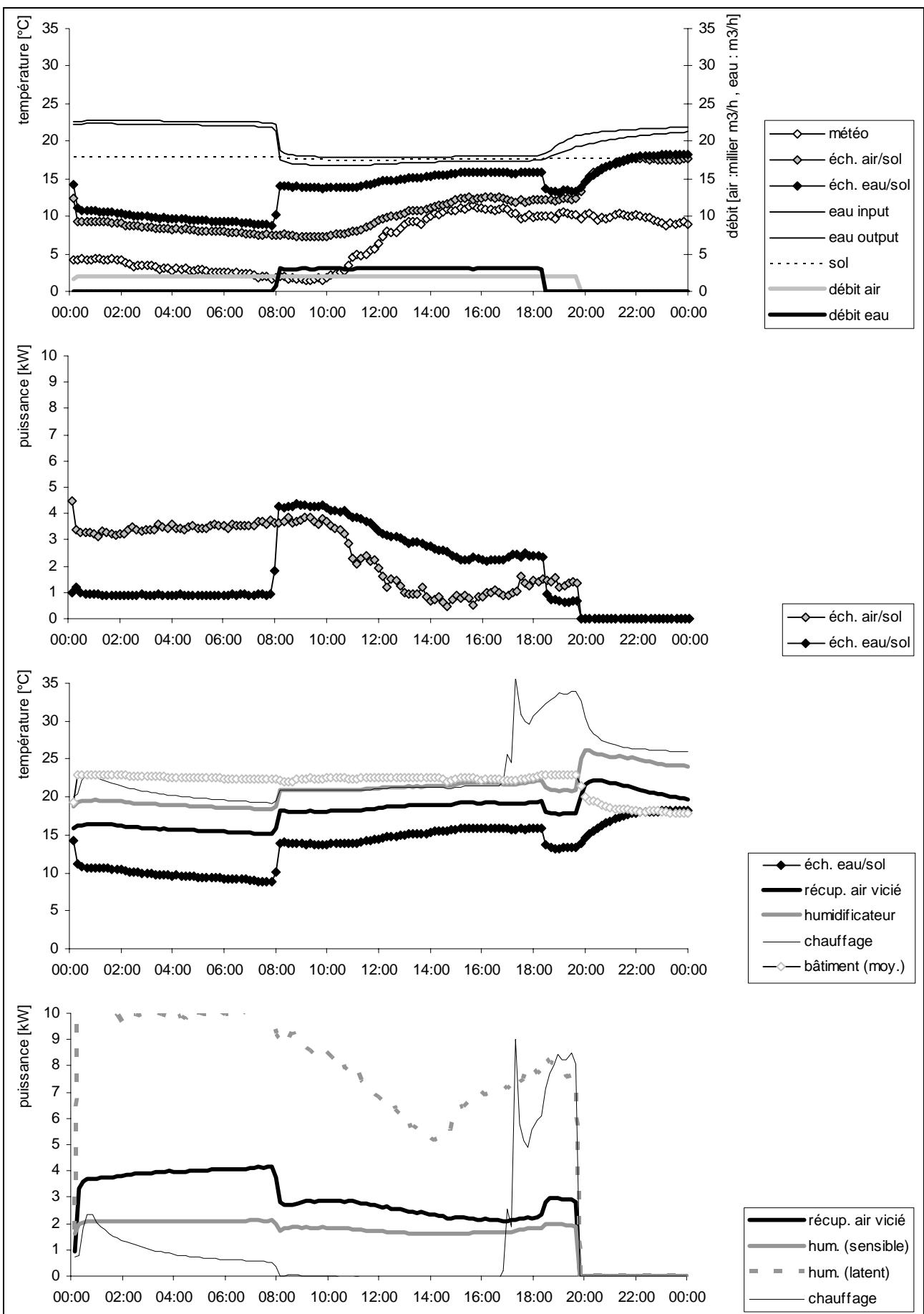


Fig. 11 : Fonctionnement hivernal du système de ventilation, 12 décembre 2000.

Rafraîchissement estival

La journée du 15 septembre 2000 illustre quant à elle le fonctionnement estival type (Fig. 12 ainsi que Tab. 4). Lors de la mise en route de la ventilation vers 2 h la température nocturne se trouve quelques 5 K en dessous de la température du sol, si bien que l'échangeur air/sol commence par préchauffer l'air neuf de façon très stable. Dès la montée en température vers 8 h et de par l'inertie du sol, cette tendance diminue et finit par s'inverser vers 10 h. Sur toute la période diurne et jusqu'à l'extinction de la ventilation vers 20 h, l'échangeur air-sol produit dès lors le rafraîchissement escompté. Cet amortissement, par le sous-sol, de l'amplitude thermique journalière met en relief tout l'intérêt des échangeurs inertIELS utilisés sous nos climats, permettant de couper les pointes de températures pendant les périodes les plus chaudes de la journée. Dès lors ce n'est pas tellement la puissance moyenne perdue par le flux d'air (0.4 kW sur 24 h, nonobstant le préchauffage nocturne), mais celle pendant la période la plus chaude de la journée (2.1 kW entre 10 et 20 h) qui font l'intérêt de ce système. Le fait que l'échangeur air/sol implanté ici ne permette pas un rafraîchissement continu sur 24 h, contrairement au préchauffage hivernal, corrobore par ailleurs que ce dernier est en partie obtenu par diffusion de chaleur en provenance du bâtiment.

L'échangeur eau/sol fonctionne quant à lui pendant toute la nuit et ne s'éteint que brièvement entre 8 et 12 h, lorsque la température d'air à son entrée chute en dessous de la consigne d'arrêt et jusqu'à ce qu'elle remonte à la consigne d'enclenchement (hystérèse). Il est évident qu'une coupure nocturne supplémentaire, commandée par l'arrêt de la ventilation, serait souhaitable en terme de consommation électrique, mais n'aurait quasiment pas d'influence sur le comportement thermique du système. Quoiqu'il en soit, l'échangeur eau/sol permet d'accentuer l'amortissement de l'amplitude thermique journalière initiée par l'échangeur air/sol, avec pour prestation principale un rafraîchissement diurne (0.9 kW), accessoirement contrebalancé par un préchauffage nocturne (1.1 kW).

Enfin, comme relevé précédemment, le by-pass incomplet du récupérateur sur air vicié entraîne jour et nuit un préchauffage inutile de l'air neuf (0.9 et 1.1 kW), complété par celui de l'humidificateur (0.9 et 1.1 kW), qui n'a malencontreusement pas été interrompu cet été-là. Ceci n'empêche finalement pas le système d'injecter de l'air frais à une température n'excédant jamais les 26°C.

Tab. 4 : Puissances et énergies gagnées par l'air neuf, 15 septembre 2000 (valeurs brutes).

Sous-système période ¹⁾ :	Puissance [kW]			Energie [kWh]		
	jour	nuit	total	jour	nuit	total
échangeur air/sol	-2.1	1.7	-0.4	-21.6	13.1	-8.5
échangeur eau/sol	-0.9	1.1	0.0	-9.3	8.3	-1.0
récupérateur air vicié	0.9	1.1	0.8	9.5	8.9	18.4
humidificateur	0.9	1.1	0.8	9.7	8.4	18.0
chauffage	0.0	0.0	0.0	-0.2	0.1	-0.1
diffusion depuis bâtiment ²⁾	0.5	0.5	0.5	5.2	3.9	12.3

1) fonctionnement : jour (10.5 h), nuit (7.8 h) et total (24 h).

2) mesure locale dans les archives, intégrée sur l'ensemble de la surface du sous-sol.

Sous nos climats, l'amortissement de l'oscillation journalière en dessous du seuil de confort offre un potentiel de rafraîchissement supplémentaire, puisque même en pleine canicule il devient possible d'augmenter la ventilation au-delà du taux minimum d'aération. Nous reviendrons au moment des bilans annuels (Ch. 4) sur l'évaluation de ce potentiel, qui nécessite un décompte énergétique plus fin que celui donné ci-dessus. Nous y rediscuterons également l'effet de la diffusion de chaleur entre les archives et le sous-sol. Nous nous contenterons pour le moment de remarquer qu'il peut arriver, en été, que la fenêtre de la salle de conférence reste ouverte de nuit, entraînant une température de l'air plus basse que celle du sol, soit ponctuellement une diffusion inversée, du sous-sol vers le bâtiment (Fig. 13).

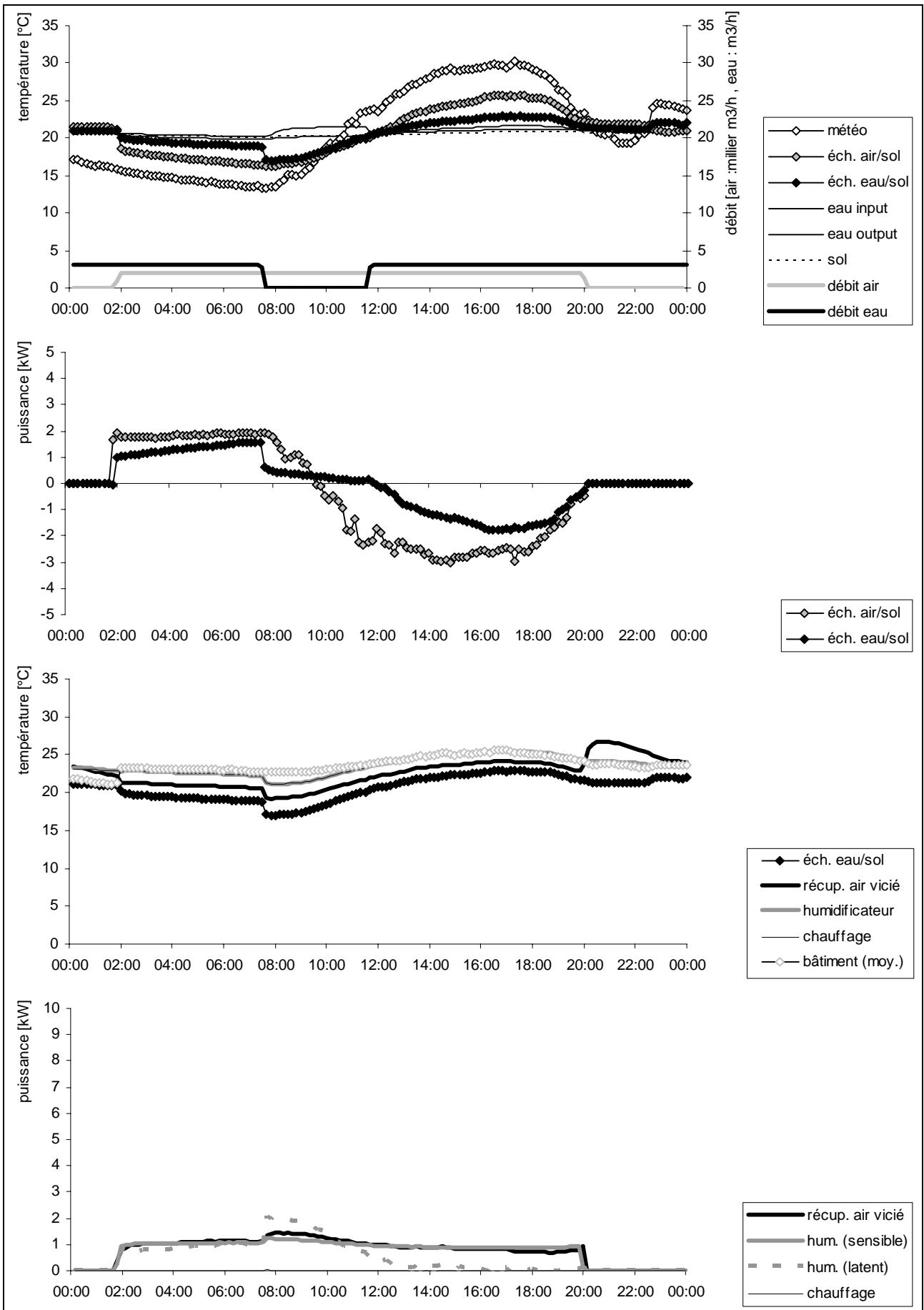


Fig. 12 : Fonctionnement estival du système de ventilation, 15 septembre 2000.

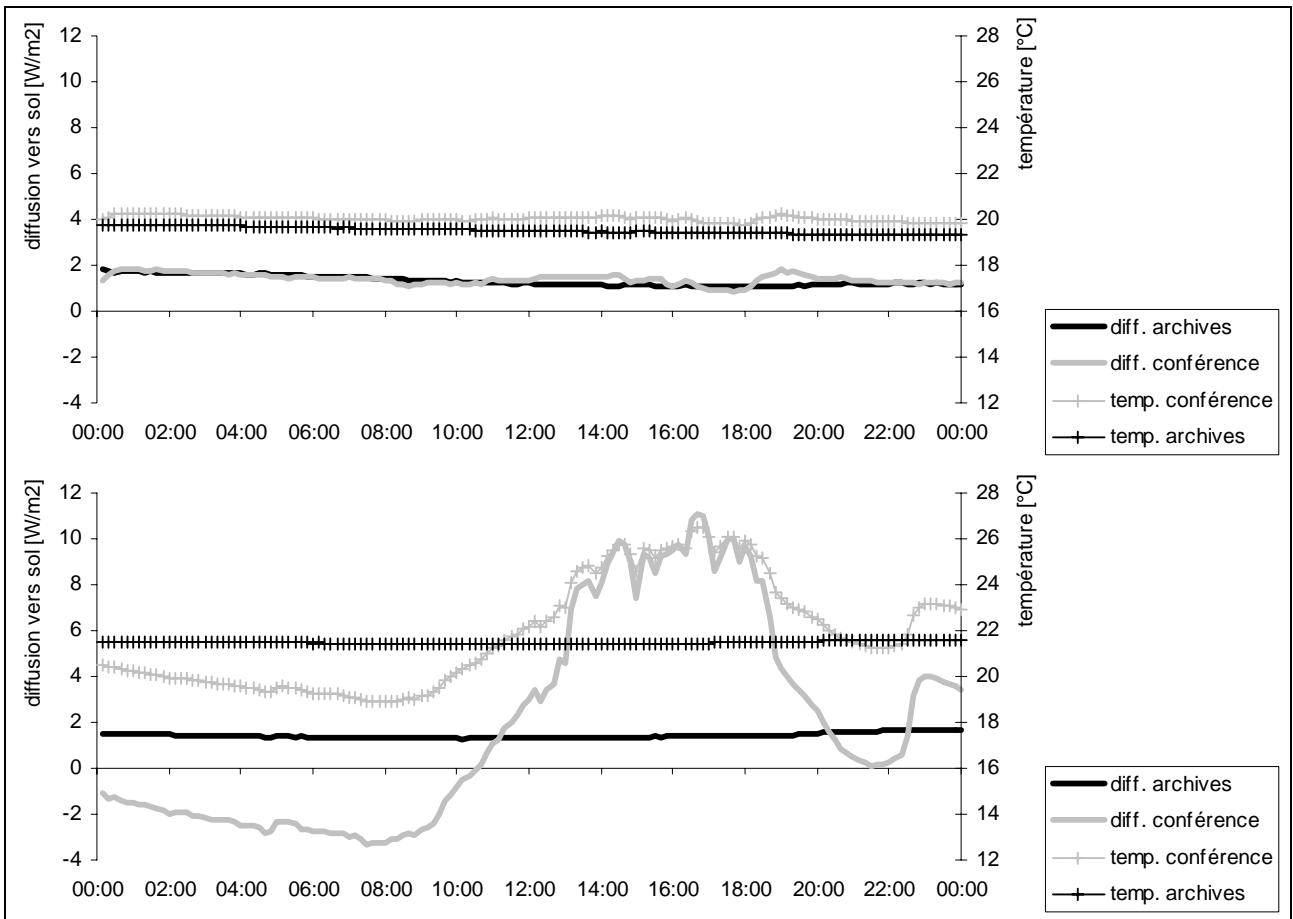


Fig. 13 : Diffusion bâtiment / sous-sol, 12 décembre 2000 (haut) et 15 septembre 2000 (bas).

2.4. Synthèse

Le système de ventilation de l'immeuble Perret et la prise de mesure mise en place se caractérisent comme suit :

- Couplé sur l'amenée d'air neuf, le collecteur à eau faisant l'objet de cette étude (échangeur air/eau/sol) n'est que l'un de 3 systèmes de préchauffage agissant en série : il est précédé d'une amenée d'air souterraine faisant office de puits canadien (échangeur air/sol) et est suivi d'un récupérateur sur air vicié. Les deux premiers échangeurs terrestres sont également utilisés pour le rafraîchissement estival.
- Une trentaine de sondes de mesure disposées tout au long du système de ventilation ont permis de caractériser le fonctionnement de chacun des sous-systèmes et leur interaction les uns avec les autres. Le système de distribution de l'air par dalle active ainsi que l'enveloppe du bâtiment n'a par contre pas été instrumentée et analysée. Un soin particulier a été porté à la propreté et à la cohérence des mesures qui, par pas de 5 minutes, couvrent une année complète de fonctionnement.
- L'analyse du fonctionnement typique sur un jour d'hiver met en évidence le préchauffage fourni par les échangeurs terrestres, qui permettent une amenée d'air moins froide qu'une prise d'air directe sur l'extérieur mais néanmoins bien inférieur au seuil de confort de 20°C. Au contraire, bien qu'en été le lissage de l'oscillation jour/nuit fournit une puissance moyenne nulle, il permet de fournir au bâtiment une température constamment en dessous du seuil de confort supérieur de 26°C, en particulier pendant les heures de canicule.
- Le fonctionnement différencié sur l'une et l'autre saison met en évidence que la diffusion de chaleur en provenance du bâtiment joue une part active sur le préchauffage hivernal apparent. La détermination de cette part fera, dans les chapitres qui suivent, l'objet d'analyses plus poussées.

3. CARACTERISATION DES SOUS-SYSTEMES DE VENTILATION

3.1. Nomenclature

Certaines des analyses utilisées dans ce chapitre feront appel à une notation spécifique, pour laquelle nous utiliserons la nomenclature suivante :

Symboles latins

c_a	J/K.kg	Capacité calorifique de l'air
c_e	J/K.kg	Capacité calorifique de l'eau
c_s	J/K.kg	Capacité calorifique du sol
h	W/K.m ²	Coefficient d'échange global, échangeur eau/sol
h_0	W/K.m ²	Coefficient d'échange global, échangeur air/eau
h_{tube}	W/K.m ²	Coefficient d'échange eau/sol (échange convectif eau/tube, résistances du tube et contact tube/sol)
$h_{s,an}$	W/K.m ²	Coefficient d'échange diffusif, mode périodique annuel
$h_{s,jour}$	W/K.m ²	Coefficient d'échange diffusif, mode périodique journalier
$h_{s,z}$	W/K.m ²	Coefficient d'échange diffusif, mode statique
h_{surf}	W/K.m ²	Coefficient d'échange convectif air/sol (surface libre)
\dot{m}_a	kg/s	Débit d'air
\dot{m}_e	kg/s	Débit d'eau
n_{tube}	--	Nombre de tubes
r_{tube}	m	Rayon des tubes
S	m ²	Surface d'échange diffusif, échangeur eau/sol
S_0	m ²	Surface d'échange, échangeur air/eau
S_{tube}	m ²	Surface d'échange des tubes, échangeur eau/sol
S_{surf}	m ²	Surface libre
\tilde{S}	--	Nombre de transfert air/eau/sol
\tilde{S}_0	--	Nombre de transfert air/eau
t	s	Temps
T_0	°C	Température d'entrée (air ou eau), composante statique
ΔT_0	°C	Température d'entrée (air ou eau), composante périodique
$T_{a,in}$	°C	Température de l'air, entrée de l'échangeur air/eau
$T_{a,out}$	°C	Température de l'air, sortie de l'échangeur air/eau
$T_{e,in}$	°C	Température de l'eau, entrée de l'échangeur eau/sol (= sortie de l'échangeur air/eau)
$T_{e,out}$	°C	Température de l'eau, sortie de l'échangeur eau/sol (= entrée de l'échangeur air/eau)
T_{surf}	°C	Température de l'air à la surface libre
z	m	Profondeur de l'échangeur eau/sol

Symboles grecs

α	--	Rapport de débit calorifique eau/air
δ_{an}	m	Profondeur de pénétration annuelle
δ_{jour}	m	Profondeur de pénétration journalière
η_0	--	Efficacité d'échange air/eau
η_{ae}	--	Efficacité d'amortissement transfert air/eau (rapport d'amplitude eau/air)
η_a	--	Efficacité d'amortissement sur l'air
η_e	--	Efficacité d'amortissement sur l'eau
$\eta_{e,per}$	--	Efficacité d'amortissement sur l'eau, composante périodique
$\eta_{e,stat}$	--	Efficacité d'amortissement sur l'eau, composante statique
η_{ae}	--	Efficacité d'amortissement sur le transfert air/eau
λ_s	W/K.m	Conductivité du sol
ρ_s	kg/m ³	Densité du sol
τ_{an}	s	Période annuelle (8760 heures)
τ_{jour}	s	Période journalière (24 heures)
ω	rad/s	Fréquence

3.2. Régulation

Alors que la ventilation est régulée par horloge (de 0 à 20 h en hiver et mi-saison, fonctionnement continu en été, interruption du samedi midi au dimanche à 15h), l'activation de l'échangeur eau/sol est déterminée par consigne de température : pour le préchauffage dès que la température d'entrée dans l'échangeur air/eau baisse en dessous de 6°C et jusqu'à ce qu'elle remonte à 12°C, pour le rafraîchissement dès qu'elle dépasse 20°C et jusqu'à ce qu'elle redescende à 16°C (Fig. 14).

Ainsi que nous l'avons vu, cette régulation différentielle n'étant pas couplée à la ventilation, le circuit d'eau reste souvent enclenché lorsque la ventilation s'arrête (la sonde de régulation se trouvant alors, été comme hiver, régulièrement au dessus de 16°C). Avec quelques 900 heures, ce mauvais fonctionnement de la régulation représente un quart du temps de fonctionnement du circuit à eau (Tab. 5), mais n'a quasiment pas d'autre conséquence énergétique qu'une consommation intempestive d'électricité. Le solde de 2600 heures, déterminant la période de préchauffage/rafraîchissement conjoint des deux échangeurs terrestres, est complété surtout en mi-saison par 3500 heures de ventilation sans activation de l'échangeur eau/sol.

Tab. 5 : Durées de fonctionnement (en heures) de la ventilation (air) et de l'échangeur eau/sol (eau).

air	on			off			total
	on	off	total	on	off	total	
hiver	692	2'926	3'618	345	1'293	1'638	5'256
été	1'894	617	2'511	579	414	993	3'504
année	2'586	3'543	6'129	924	1'707	2'631	8'760

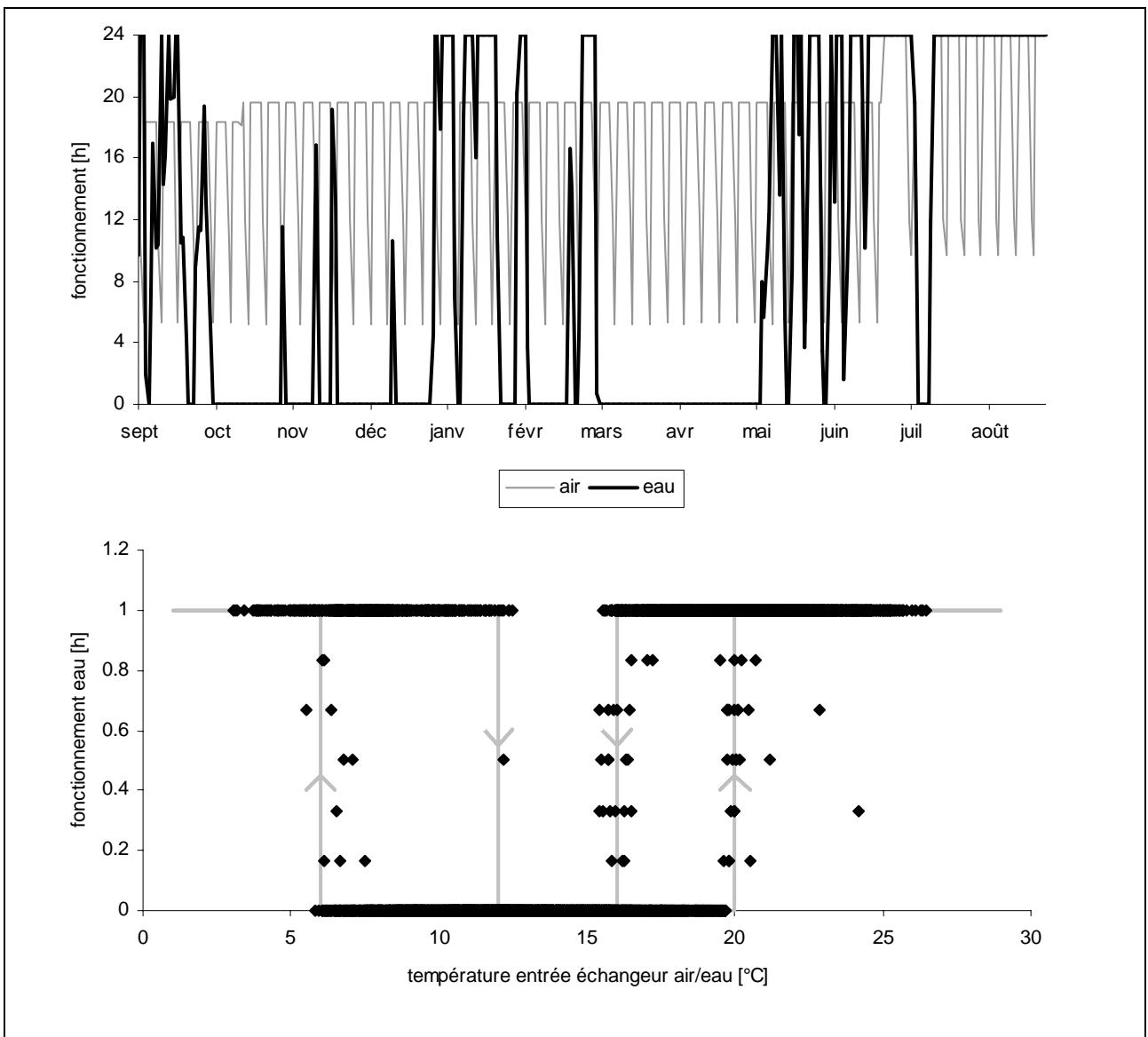


Fig. 14 : a) Durée de fonctionnement de la ventilation (air) et de l'échangeur eau/sol (eau) : valeurs journalières. b) Activation de l'échangeur eau/sol en fonction de la température à l'entrée de l'échangeur air/eau : valeurs horaires.

3.3. Echangeurs terrestres

Exposé du problème

Nous allons dans cette section caractériser l'un et l'autre des deux échangeurs terrestres qui ont été intégrés au système de ventilation (Fig. 9), à savoir :

- **L'échangeur air/sol**, constitué par le mini puits-canadien servant d'amenée d'air dans le local de ventilation, qui participe fortuitement au préchauffage/rafraîchissement de l'air neuf.
- **L'échangeur air/eau/sol**, objet à proprement parlé de cette étude, lui même constitué d'un **échangeur air/eau** qui couple la ventilation à un **échangeur eau/sol** en boucle fermée.

Ainsi que nous l'avons déjà observé sur les deux journées types décrites plus haut, alors que ces systèmes induisent un accroissement de la température hivernale de l'air neuf, celui-ci n'est guère contrebalancé par un rafraîchissement équivalent en été, pendant lequel seul l'amortissement de l'amplitude journalière est encore à l'oeuvre. Cette constatation est confirmée par la dynamique annuelle des températures (Fig. 16) ou encore

par leur profil saisonnier (Fig. 15). En fait, cette asymétrie est due à un couplage thermique important avec les locaux d'archivage situés à 45 cm au dessus des échangeurs terrestres, locaux qui à quelques degrés de moins suivent la température très stable du bâtiment, dont ils ne sont quasiment pas isolés (Fig. 16).

Afin de dissocier l'effet induit par ce couplage et l'effet d'amortissement inertiel induit par le sous-sol, nous analyserons séparément : 1) l'accroissement entrée/sortie de la température moyenne de l'air (ou de l'eau), c.qd. l'amortissement du différentiel air/bâtiment (ou eau/bâtiment) ; 2) l'amortissement des amplitudes annuelle et journalière de ces fluides.

Pour ce faire nous prendrons soin de distinguer : 1) pour l'échangeur air/sol les périodes pendant lesquelles la ventilation est active (indépendamment de l'activation du circuit d'eau) ; 2) pour l'échangeur air/eau/sol les périodes pendant lesquelles ventilation et circuit d'eau sont tous deux actifs (périodes froides et chaudes de l'année, cf. Sec. 3.2 et Fig. 15).

Cette approche relativement détaillée fera appel à des résultats obtenus précédemment dans le cadre d'une étude sur les échangeurs air/sol [1] et sera étendue ici au couplage entre échangeurs air/eau et eau/sol, donnant lieu pour ces derniers à une première ébauche de règles de dimensionnement simplifiées.

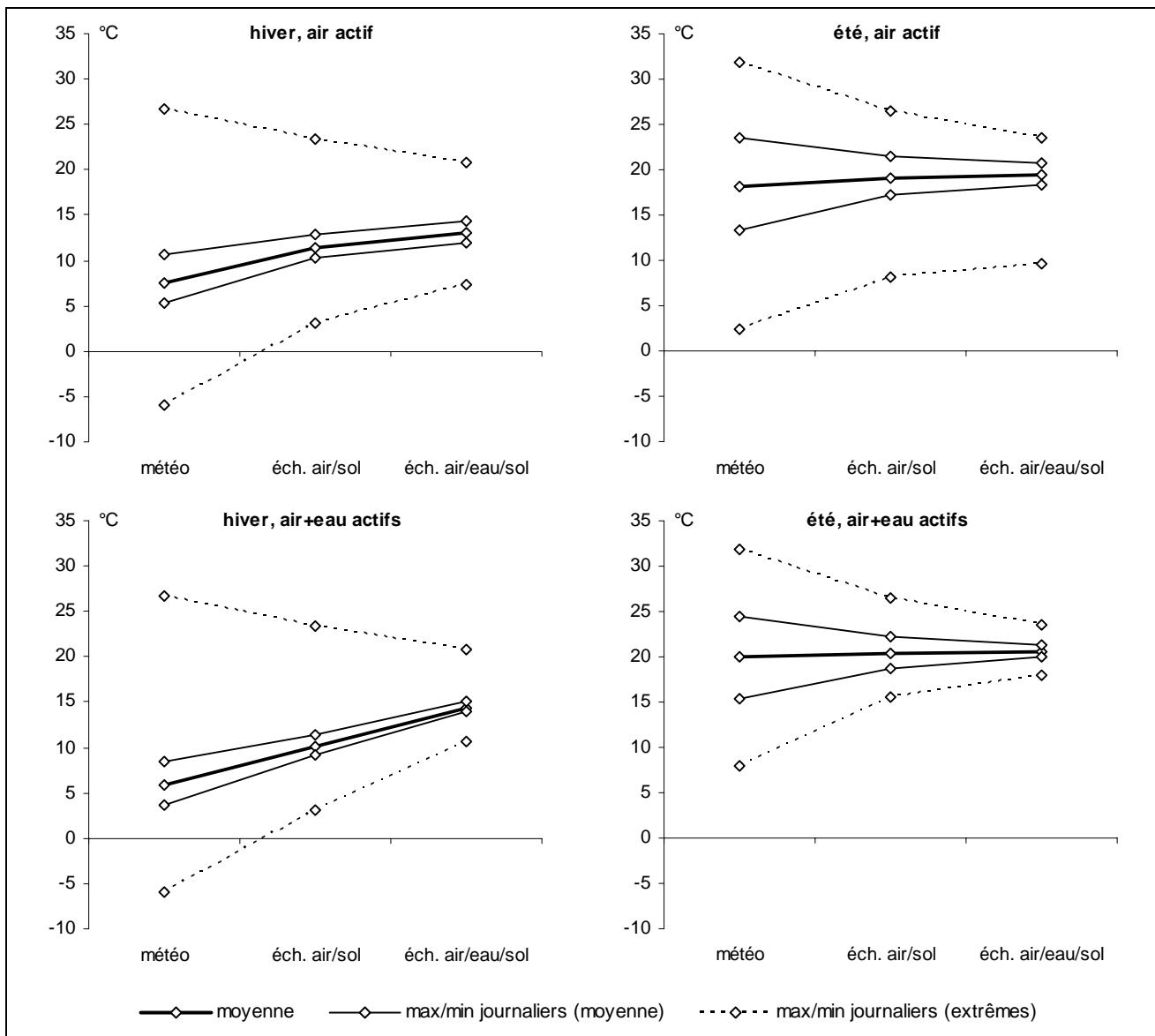


Fig. 15 : Températures d'air à l'entrée (météo) et à la sortie (air/sol et air/eau/sol) des échangeurs terrestres, saisons d'hiver (12 oct. – 18 mai) et d'été (19 mai – 11 oct.) : moyenne saisonnière, minima et maxima journaliers (en moyenne) et extrêmes, sur les périodes pendant lesquelles a) la ventilation est active ; b) la ventilation et le circuit d'eau sont actif.

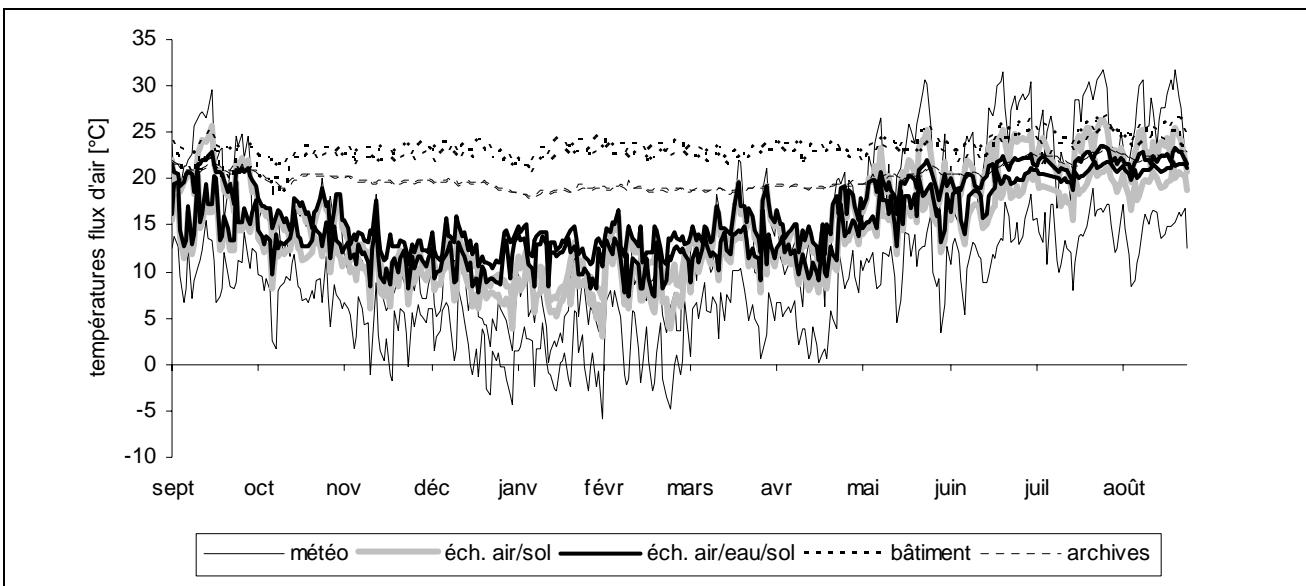


Fig. 16 : Températures d'air dans le bâtiment ainsi qu'à l'entrée (météo) et à la sortie (air/sol et air/eau/sol) des échangeurs terrestres : minima et maxima journaliers.

Echangeur air/sol

La caractérisation de l'échangeur air/sol (Fig. 24a et Tab. 9) se fait en valeurs journalières, par échantillonnage sur les heures pleines pendant lesquelles la ventilation est en marche. Il ressort tout d'abord que l'air neuf, avec une moyenne météo de 11.7 °C, est globalement préchauffé de 2.6 K via le bâtiment (31% du différentiel avec les archives, à 20.1 °C).

Cet amortissement statique est complété par un amortissement non négligeable de l'oscillation thermique annuelle, d'une efficacité de 30 % (rapport d'amplitude sortie/entrée de 70 %, par régression linéaire sur les différentiels quotidiens entre moyenne journalière et moyenne annuelle). Ainsi, en déduisant du total saisonnier le préchauffage annuel moyen (partie statique), le solde se répartit de façon relativement symétrique entre préchauffage hivernal (3.7 - 2.6 = 1.1 K) et rafraîchissement estival (1.0 - 2.6 = -1.6 K). Dès lors, seuls 1.1/3.7 = 30% du préchauffage hivernal par l'échangeur air/sol sont dus à l'amortissement de l'oscillation saisonnière. Il est même vraisemblable qu'une partie de cet amortissement périodique soit elle-même tributaire du couplage thermique au bâtiment, ainsi que nous le verrons plus en détail pour l'échangeur air/eau/sol (cf. Fig. 23).

Quoi qu'il en soit, en fin de compte le travail de l'échangeur air/sol consiste essentiellement à amortir l'oscillation thermique journalière, avec une efficacité de 56 % (rapport d'amplitude sortie/entrée de 44 %, par régression linéaire sur les différentiels quotidiens max – min). Ce lissage journalier fait la grosse part du rafraîchissement estival, induisant à lui seul des températures d'air strictement en dessous du seuil limite de 28°C, ce qui n'a par ailleurs en hiver guère d'autre utilité que de maintenir hors gel le récupérateur sur air vicié (Fig. 15).

Echangeur eau/sol

Nous effectuons une analyse similaire pour l'échangeur eau/sol (Fig. 17 et Tab. 9), cette fois-ci par échantillonnage sur les heures pleines pendant lesquelles ventilation et circuit à eau sont tous les deux actifs. Avec une moyenne de 19.1 °C à l'entrée, l'eau (en boucle fermée) tout comme précédemment l'air neuf (en boucle ouverte) se voit globalement préchauffé de 0.2 K par le couplage entre échangeur et bâtiment, ce qui représente 13% d'amortissement sur le différentiel avec les archives.

Avec une efficacité de 38 %, l'amortissement de l'oscillation thermique journalière représente à nouveau le gros du travail de l'échangeur à proprement parlé. Tout comme pour l'échangeur air/sol, l'amortissement journalier est complété par un amortissement annuel deux fois moins important, d'une efficacité de 17 %.

Ces efficacités d'amortissement sont toutes deux inférieures à leurs homologues pour l'échangeur air/sol, ce qui est à ramener au débit calorifique de l'eau 6 fois plus important que celui de l'air (3060 lit/h à 4.18 kJ/K.lit contre 1840 m3/h à 1.16 kJ/K.m3). Ceci est d'ailleurs attesté par des amplitudes nettement inférieures à celles observées sur l'air (avec en moyenne une fluctuation journalière de la température d'eau de 0.6 K à l'entrée, resp. de 0.4 K à la sortie). Nous verrons plus loin que l'amortissement induit sur l'air, qui est l'effet recherché, est lui plus important.

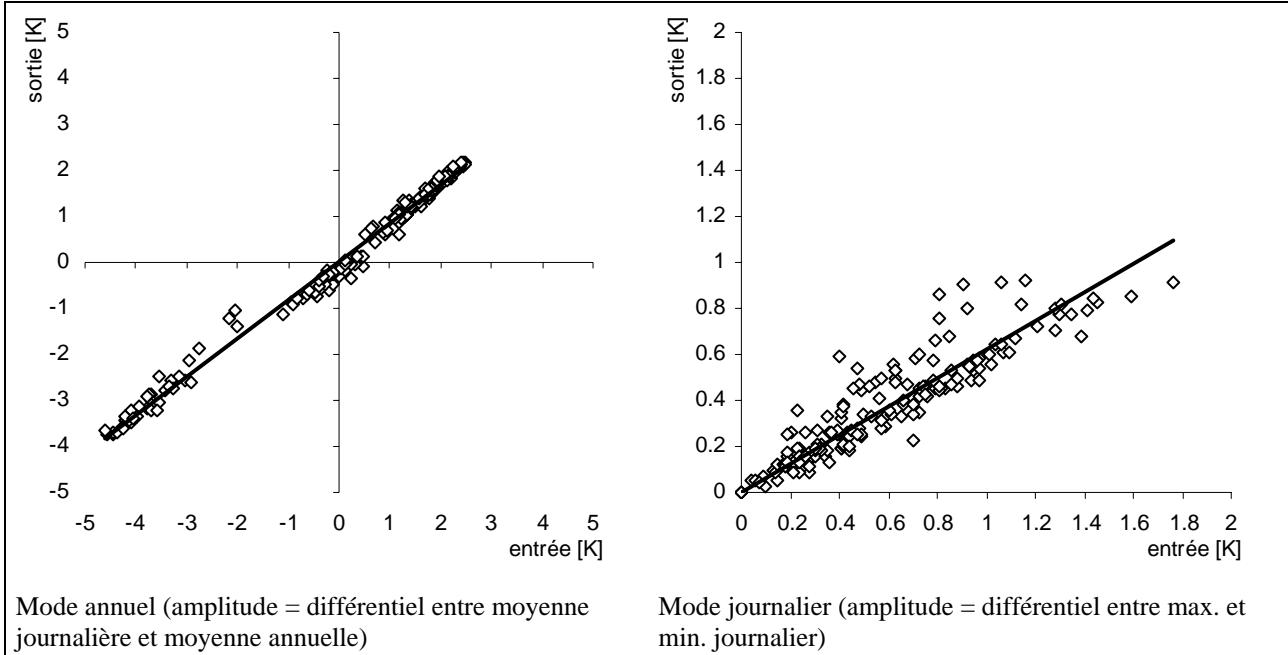


Fig. 17 : Amplitudes thermiques sortie/entrée de l'eau, mode annuel et journalier (en valeurs quotidiennes).

Nous comparerons enfin ces efficacités mesurées avec les efficacités théoriques, telle qu'on peut les obtenir par l'étude analytique d'échangeurs terrestres cylindriques ou plans [1]. Pour un input périodique et à l'instar du cas statique, ces derniers induisent un amortissement exponentiel de l'amplitude d'entrée, déterminé par le rapport entre échange diffusif et débit calorifique (Fig. 18). Pour la géométrie qui nous intéresse, l'évaluation de la surfaces et du coefficient d'échange se fait comme suit (Tab. 6) :

- En régime journalier, la perturbation thermique du sol se fait de façon cylindrique, autour de chaque tube, sur une profondeur de pénétration de l'ordre de 15 cm (pour une conductivité et une capacité évaluées à 1.8 W/K.m, resp. 2.2 MJ/K.m3). Le coefficient de diffusion résultant (52 W/K.m2), couplé en série au coefficient d'échange eau/sol (de l'ordre de 160 W/K.m2, soit 14.1 W/K par m linéaire, y compris la résistance du tube), donne théoriquement lieu à un coefficient global de 39 W/K.m2. Appliqué aux 88 m2 de surface d'échange des 10 tubes et rapporté aux 3550 W/K de débit calorifique de l'eau, cette configuration devrait en principe donné lieu à une efficacité d'amortissement de 62 %. Ce résultat n'étant quasiment pas sensible à une variation des paramètres thermiques, la seule manière plausible de retrouver la valeur expérimentale de 38 % est de considérer un coefficient d'échange eau/sol réduit à 30 W/K.m2 (2.6 W/K par m linéaire), ce qui pourrait du moins partiellement s'expliquer par un contact incomplet entre les tubes et le sol, les tubes ayant été posés à même le béton de propreté. Etant donné les très faibles amplitudes, de l'ordre de quelques dixièmes de K en moyenne, il n'est cependant pas non plus totalement exclu qu'un biais au niveau de la mesure puisse également expliquer la différence entre valeurs théorique et mesurée.
- En régime annuel, on peut essentiellement considérer la couche de terrain au niveau de la nappe de tubes comme étant isotherme (en moyenne journalière). Cette couche plane diffuse en parallèle vers le bas et vers le haut : dans le premier cas avec un coefficient diffusif déterminé par la profondeur de pénétration annuelle de 3.7 m (0.6 W/K.m2); dans le deuxième cas par un coefficient d'échange diffusif déterminé par la profondeur de la nappe de tubes à 0.45 m (4.0 W/K.m2), couplé au coefficient d'échange convectif en surface (2.1 W/K.m2, cf. Sec. 3.5), soit globalement 1.4 W/K.m2 ; finalement, en sommant les composantes inférieures et supérieures, un total de $0.6 + 1.4 = 2$ W/K.m2. Appliqué au 360 m2 de

surface d'échange et rapporté aux 3560 W/K de débit calorifique de l'eau, cette configuration donne lieu une efficacité théorique de 18 % pour l'amortissement annuel, en accord quasiment parfait avec la valeur expérimentale. Cependant, sous hypothèse d'une isolation parfaite en surface, l'échangeur eau/sol n'aurait, en ce qui concerne le régime périodique annuel et à si faible profondeur, quasiment travaillé que vers le bas (0.6 W/K.m²), avec une efficacité d'amortissement sur l'eau trois fois moindre.

- En régime statique, le différentiel de température entre les températures moyennes de l'eau et des archives travaille quant à lui sur la couche supérieure de sol, couplé au coefficient d'échange convectif en surface, pour un coefficient global de 1.4 W/K.m², soit un amortissement théorique de 12 %. Cette valeur est elle aussi en adéquation parfaite avec l'amortissement mesuré de 13 %.

<u>Paramètres</u>	<u>Hypothèses</u>		
coefficients d'échange convectif	input périodique	surface isotherme	débit constant
eau/sol (tubes) : h_{tube}	$T_{e,in} = T_0 + \Delta T_0 \sin(\omega t)$	$T_{surf} = const.$	$\dot{m}_e = const.$
air/sol (surface) : h_{surf}			
profondeurs de pénétration	<u>Résultats</u>		
$\delta_{an} = \sqrt{\frac{\lambda_s}{\pi c_s \rho_s \tau_{an}}} \quad \delta_{jour} = \sqrt{\frac{\lambda_s}{\pi c_s \rho_s \tau_{jour}}}$	output périodique, amorti		
	$T_{e,out} = T_0 + \eta_{e,stat}(T_{surf} - T_0) + (1 - \eta_{e,per})\Delta T_0 \sin(\omega t)$		
	• amortissement statique	• amortissement périodique	
	$\eta_{e,stat} = 1 - \exp\left(-\frac{Sh}{c_e \dot{m}_e}\right)$	$\eta_{e,per} = 1 - \exp\left(-\frac{Sh}{c_e \dot{m}_e}\right)$	
	avec	en mode annuel	
	$S = S_{surf}$	$S = S_{surf}$	
	$h = \frac{h_{s,z} h_{surf}}{h_{s,z} + h_{surf}}$	$h \approx \frac{h_{s,an} h_{tube}}{h_{s,an} + h_{tube}} + \frac{h_{s,z} h_{surf}}{h_{s,z} + h_{surf}}$	
		en mode journalier	
		$S = n_{tube} S_{tube}$	
		$h \approx \frac{h_{s,jour} h_{tube}}{h_{s,jour} + h_{tube}}$	
	• coefficients d'échange diffusif		
	$h_{s,z} = \frac{\lambda_s}{\delta}$	$h_{s,an} = \frac{\lambda_s}{\delta_{an}}$	
		$h_{s,jour} = \frac{\lambda_s}{r_{tube} \ln\left(1 + \frac{\delta_{jour}}{r_{tube}}\right)}$	
Note : en cas de surface supérieure adiabatique, le coefficient d'échange h s'annule pour le mode statique, alors que pour le mode périodique annuel, à condition d'une faible profondeur z , il se réduit essentiellement à la diffusion vers le bas (Hollmuller [1]).			

Fig. 18 : Détermination des amortissements statique et périodique, échangeur eau/sol.

Tab. 6 : Efficacités d'amortissement théoriques et expérimentales, échangeur eau/sol.

Types d'amortissements	Surf.	Théorie			Mesure	
		Contact total		Contact partiel		
		$h_{tube} = 160 \text{ W/K.m}^2$	$= 14.1 \text{ W/K.m}$	$h_{tube} = 30 \text{ W/K.m}^2$	$= 2.6 \text{ W/K.m}$	
		S m ²	h W/K.m ²	η_e	h W/K.m ²	η_e
statique	360		1.4	0.13	1.3	0.12
périodique						0.13
mode annuel	360	0.6 + 1.4		0.18	0.6 + 1.3	0.18
mode journalier	88	39.1		0.62	19.2	0.38
						0.38

où : $m_{eau}=3060 \text{ lit/h}$ (moyenne sur l'année de mesure), $h_{surf} = 2.1 \text{ W/K.m}^2$ (cf. section 3.5)

et : $\lambda_s = 1.8 \text{ W/K.m}$, $\rho_s c_s = 2.2 \text{ MJ/K.m}^3$, $z = 45\text{cm} \Rightarrow \delta_{jour} = 15 \text{ cm}$, $\delta_{an} = 287 \text{ cm}$, $h_{s,z} = 4.0 \text{ W/K.m}^2$, $h_{s,an} = 0.6 \text{ W/K.m}^2$, $h_{s,jour} = 52.2 \text{ W/K.m}^2$

Echangeur air/eau

En un second temps, afin de comprendre comment les amortissements précédents sont transmis à l'air de la ventilation, nous traiterons ici la caractérisation de l'échangeur air/eau. Celle-ci se fait en base horaire (Fig. 19a et Tab. 7), sur le même échantillonnage que pour l'échangeur eau/sol, auquel il est couplé. Ainsi, l'analyse par régression linéaire du différentiel de préchauffage effectif (entrée air / sortie air) en fonction du différentiel de préchauffage potentiel (entrée air / entrée eau) met en évidence une efficacité d'échange de 60%. Dans l'hypothèse simplificatrice d'un échangeur à contre-flux, il correspond à cette efficacité et au rapport de débit calorifique de 6.0 un nombre d'unités de transfert de 1.0 (rapport entre échange air/eau et débit calorifique de l'air, tous deux en W/K).

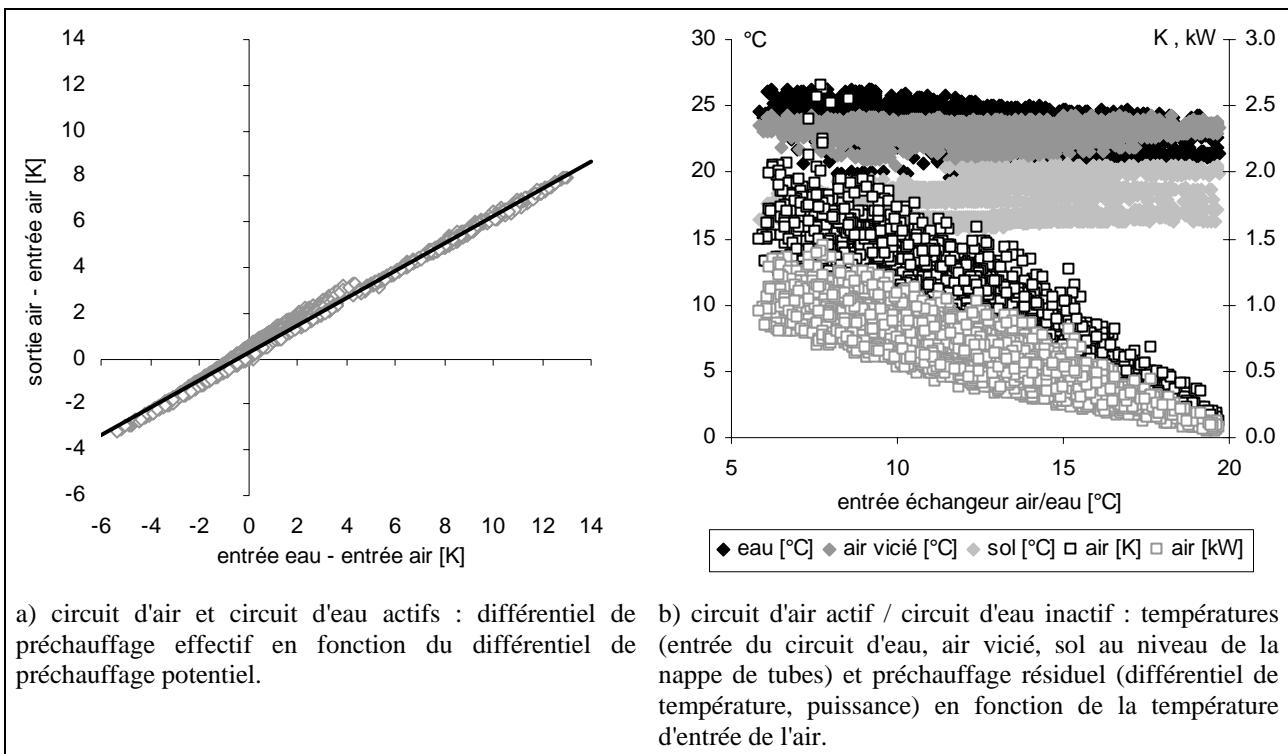


Fig. 19 : Caractérisation de l'échangeur air/eau, valeurs horaires.

Le préchauffage résiduel de l'air, lorsque le circuit d'eau est en stand-by, est quant à lui analysé sur les heures pleines pendant lesquelles le circuit d'air est actif mais le circuit d'eau à l'arrêt (Fig. 19b). Ponctuellement corroboré par mesure supplémentaire sur place, ce préchauffage ne peut clairement pas provenir des seules pertes de charges, qui pour une valeur moyenne de 0.8 K devraient correspondre à 680 Pa (contre une mesure ponctuelle à 66 Pa). Il ne peut pas non plus s'agir de thermosiphon du circuit d'eau, puisque d'une

part la température du sol au niveau de la nappe de tube se trouve largement en dessous de celle de l'eau à l'entrée de l'échangeur, et que d'autre part le faible différentiel de température entrée/sortie sur l'eau impliquerait un débit (1200 lit/h) qui aurait forcément été perçu par le débitmètre. Ce préchauffage résiduel diminue par contre lorsque la température d'entrée d'air se rapproche de celle de l'air vicié, ce qui indique qu'il s'agit vraisemblablement d'un échange thermique avec ce dernier, en contact direct avec l'échangeur (Fig. 19b).

Tab. 7 : Paramètres de l'échangeur air/eau.

circuit d'eau :	on	off
efficacité %	60 ¹⁾	
préchauffage résiduel K	0.3 ¹⁾	0.8 ²⁾

1) par régression linéaire. 2) valeur moyenne

Couplage air/eau et eau/sol

En négligeant les éventuels déphasages, un signal thermique sinusoïdal sur l'entrée d'air de l'échangeur air/eau induit un signal sinusoïdal synchrone sur le circuit d'eau. Comme nous l'avons vu, ce dernier est amorti par l'inertie du sol et le couplage au bâtiment, amortissement qui se trouve à son tour répercuté sur le flux d'air. Or un rapport de débit calorifique eau/air déséquilibré induit des amortissements différenciés sur l'un et l'autre des deux fluides. Ceux-ci se quantifient par résolution des équations régissant les divers échanges (Fig. 20).

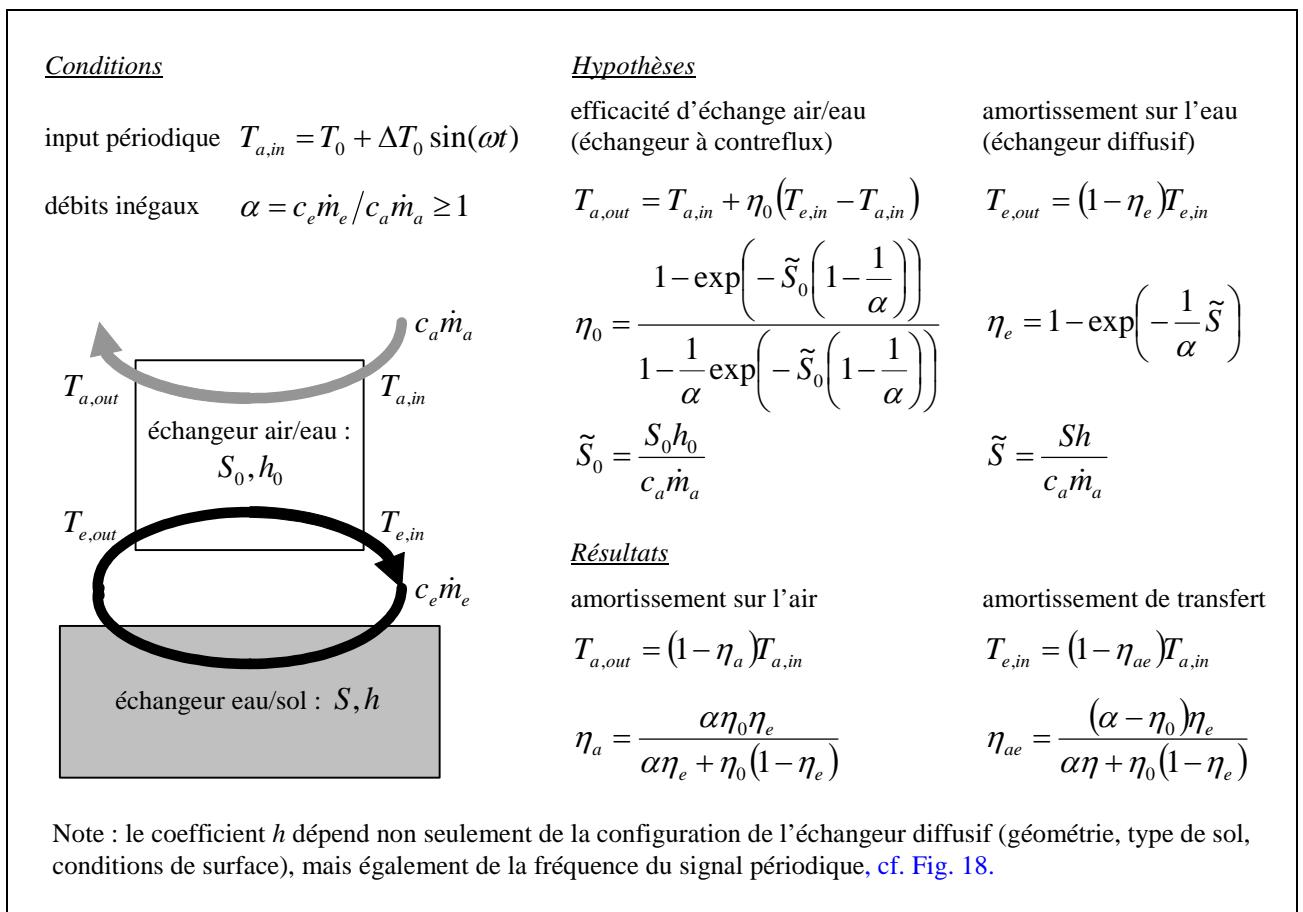


Fig. 20 : Détermination des efficacités d'amortissements liées au couplage air/eau/sol.

Il en ressort les observations suivantes (Fig. 21 et 22) :

- En mode périodique, l'amortissement sur l'air est essentiellement déterminé par le rapport entre l'échange au niveau du circuit d'eau et le débit au niveau de l'air (nombre de transfert air/eau/sol), qui s'avère être l'un des facteurs principaux de dimensionnement. Ainsi, pour un débit d'air donné, l'efficacité d'amortissement augmente avec la surface d'échange au niveau du circuit d'eau, puis approche une valeur limite dès que le rapport de transfert air/eau/sol atteint une valeur comprise entre 2 et 3.
- Le facteur limitant est donné par l'efficacité d'échange air/eau (lui-même déterminé par le nombre de transfert air/eau, c'est à dire le rapport entre échange air/eau et débit d'air). Ainsi, l'efficacité d'amortissement sur l'air ne peut dépasser l'efficacité d'échange air/eau, qui constitue le deuxième facteur de dimensionnement du système.
- L'augmentation du débit d'eau n'a quant à lui guère d'autre influence que sur l'eau elle-même, qui a tendance alors à adopter un comportement isotherme tel que celui observé dans notre système : réduction de l'amplitude d'entrée (amortissement de transfert air/eau plus important) mais également réduction de son amortissement le long des tubes (amortissement sur l'eau plus faible). L'effet induit au niveau du flux d'air est quant à lui relativement secondaire : l'augmentation du débit d'eau induit certes une meilleure efficacité d'échange air/eau, mais il réduit également l'amortissement sur l'eau, si bien que l'amortissement sur l'air n'augmente guère ou peut même avoir tendance à décroître (Fig. 22). Un point optimum semble s'établir aux alentours d'un rapport de débit calorifique eau/air de 2 (600 lit/h d'eau par 1000 m³/h d'air).

Dans le cas particulier étudié ici (rapport de débit calorifique moyen de 6.0, efficacité d'échange air/eau de 60%), les efficacités d'amortissement mesurées sur l'eau induisent finalement sur l'air les efficacités d'amortissement suivantes :

- Pour l'amortissement du différentiel moyen air/archives (mode statique), une efficacité théorique de 36 %, en correspondance raisonnable avec la valeur expérimentale de 40 % (accroissement annuel moyen de 1.4 K).
- Pour l'amortissement périodique annuel, une efficacité théorique de 40 %, en excellente correspondance avec la valeur expérimentale de 41 % obtenue via le rapport des amplitudes annuelle sortie/entrée de l'échangeur air/eau (Fig. 24b et Tab. 9). Comme cela était déjà le cas pour l'échangeur air/sol, l'amortissement périodique annuel de l'échangeur air/eau/sol contribue à priori tant au rafraîchissement d'été qu'au préchauffage d'hiver : ainsi, après déduction de la partie statique (accroissement annuel moyen), le préchauffage total saisonnier se répartit de façon quelque peu symétrique entre l'hiver (4.2 - 1.4 = 2.8 K) et l'été (0.2 - 1.4 = -1.2 K), l'asymétrie résiduelle allant peut-être sur le compte de l'interruption de débit en mi-saison et d'une répartition dissymétrique de sa mise en marche entre hiver (700 h) et été (1900 h). Quoi qu'il en soit, l'amortissement non-négligeable de l'oscillation annuelle par l'échangeur air/eau/sol n'est pas le seul fait de l'inertie du terrain : ainsi que nous l'avons mis en évidence pour sa partie diffusive (échangeur eau/sol), seul un tiers de l'amortissement annuel sur l'eau est effectivement dû à l'inertie du terrain, le solde provenant du couplage avec le bâtiment. Via le modèle de couplage développé plus haut, l'amortissement périodique annuel induit sur l'air se répartirait dès lors à parts environ égales entre composante inertuelle et couplage au bâtiment (Tab. 8 et Fig. 23). Ainsi, sur les 4.2 K de préchauffage hivernal total produits par l'échangeur air/eau/sol, seuls environ 1.0 K (24%) seraient effectivement dus à l'inertie du sol, le solde provenant du couplage thermique avec les archives. Inversement, aux 0.2 K de préchauffage total sur la période d'été correspondent en fait environ 0.4 K de rafraîchissement inertiel sur la période d'été.
- Pour l'amortissement périodique journalier, une efficacité théorique de 51 %, à comparer à la valeur expérimentale de 61 % obtenue via le rapport des amplitudes journalières sortie/entrée de l'échangeur air/eau (Fig. 24b et Tab. 9). Notons que la valeur expérimentale est de 1 % supérieure à l'efficacité d'échange air/eau, ce qui est contraire au modèle développé plus haut. Ceci reflète vraisemblablement le fait que les amplitudes journalières utilisées ici sont définies par le différentiel entre extrêmes journaliers, qui peuvent faire l'objet de pointes ponctuelles, soit de fréquences plus rapides que la fréquence journalière à proprement parlé. Quoi qu'il en soit, étant donné l'échangeur air/eau mis en place et le débit d'air moyen de 1840 m³/h, le choix d'une longueur de tube de 1000 m (540 m par 1000 m³/h) semble clairement se situer à la limite supérieure envisageable pour l'amortissement journalier : toute augmentation de l'amortissement sur l'air nécessiterait avant tout une augmentation de l'efficacité de l'échangeur air/eau (cf. règles du pouce, ci-dessous).

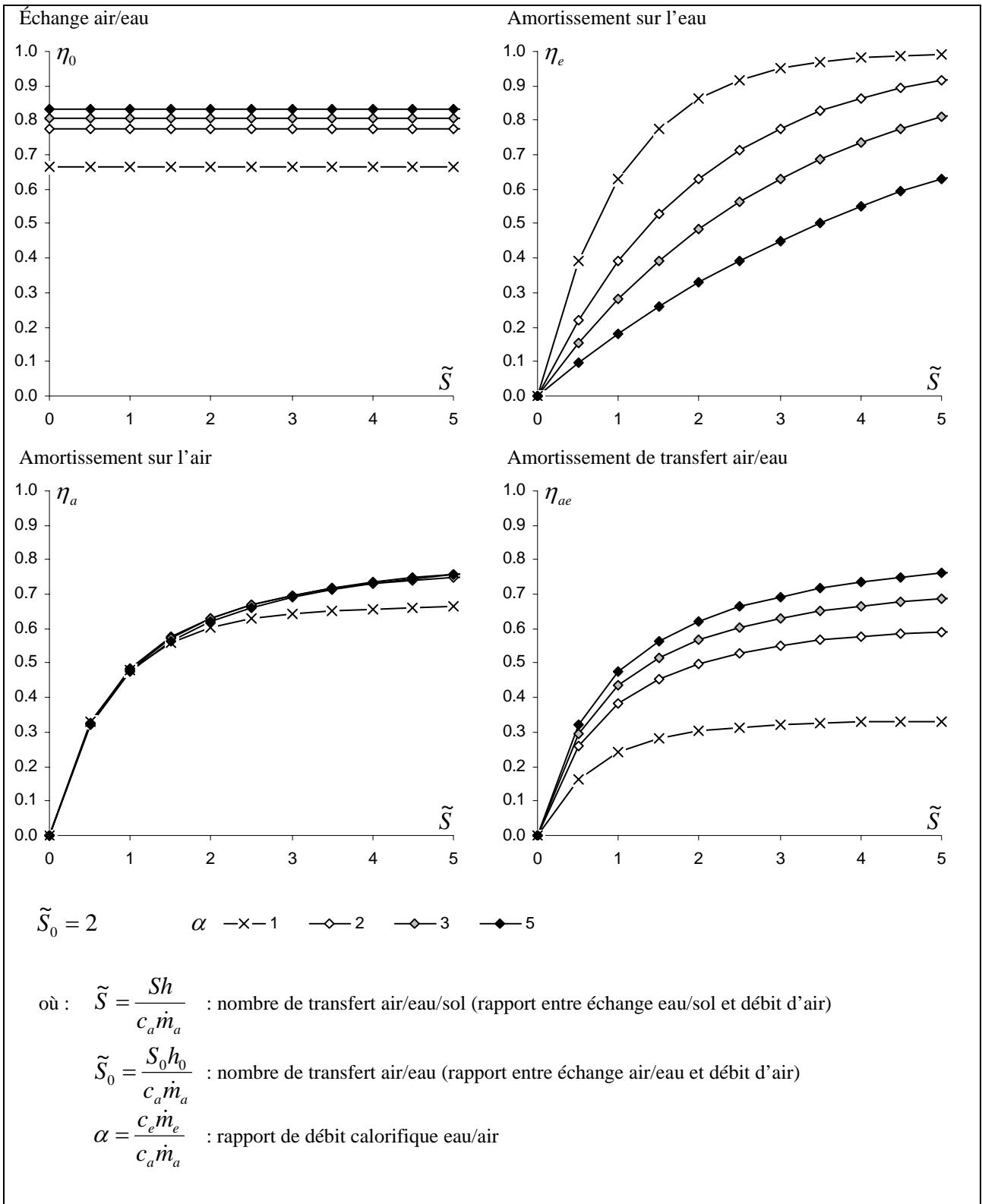


Fig. 21 : Efficacité d'échange air/eau et efficacités d'amortissements associées pour un échangeur air/eau/sol.

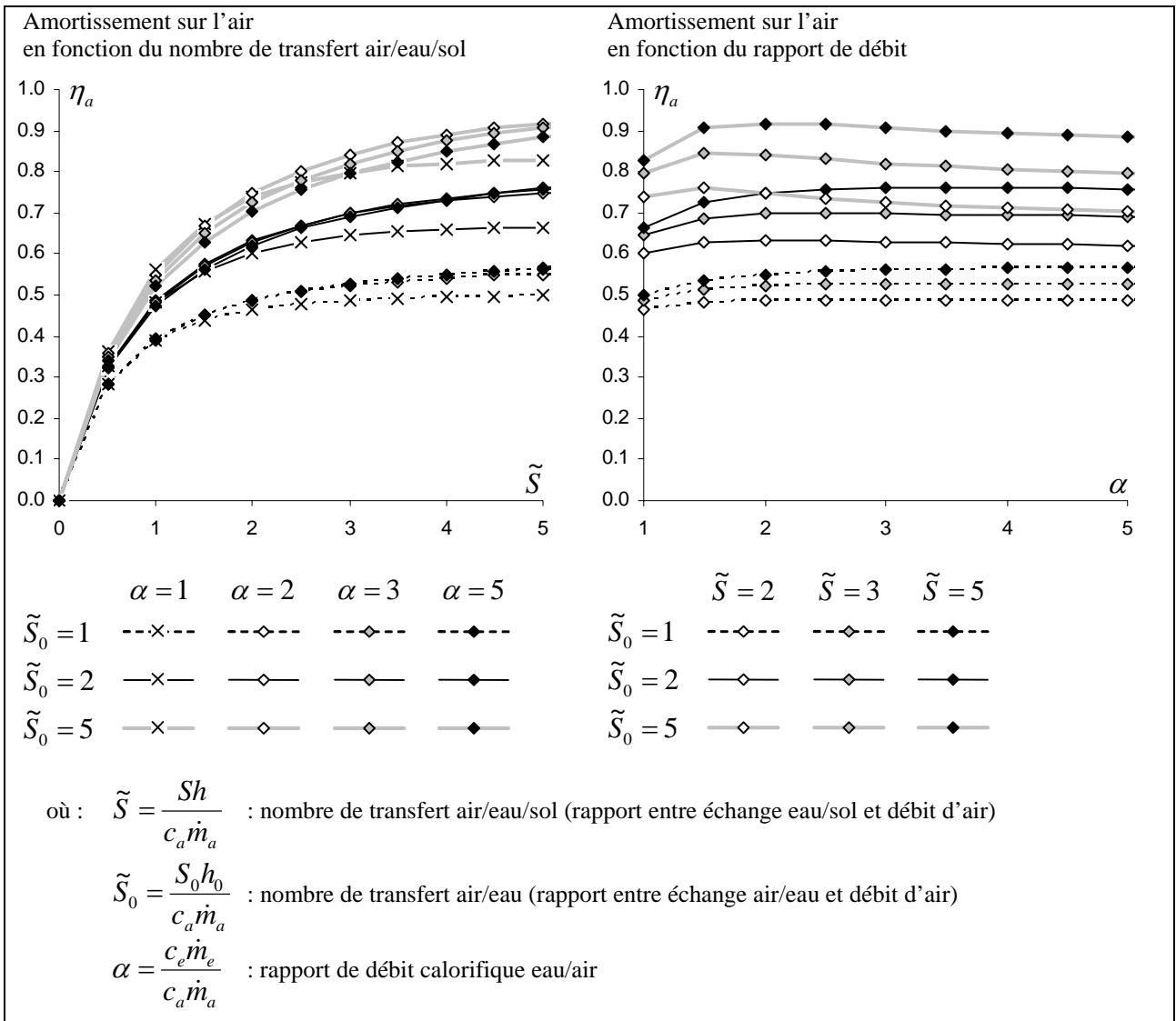


Fig. 22 : Efficacité d'amortissement sur l'air pour un échangeur air/eau/sol.

Tab. 8 : Tentative de décomposition des amortissements annuels (statique et périodique) de l'échangeur air/eau/sol en composante inertie et composante liée au couplage thermique avec le bâtiment.

Amortissements annuels	Cause ¹⁾	Ech. ²⁾	Efficacité ³⁾		Préchauffage			
			eau	air	hiver	été	eau	air
			W/K.m ²		K	K	K	K
amortissement statique	bat	1.4	0.13	0.40	0.2	1.4	0.2	1.4
amortissement périodique	iner+bat	2.0	0.17	0.41	0.5	2.8	-0.2	-1.2
composante inertie	iner	0.6	(0.06)	(0.23)	(0.2)	(1.0)	(-0.1)	(-0.4)
soldé	bat	1.4	(0.11)	(0.19)	(0.3)	(1.8)	(-0.1)	(-0.8)
total	iner+bat				0.7	4.2	0.0	0.2
composante inertie	iner				(0.2)	(1.0)	(-0.1)	(-0.4)
soldé	bat				(0.5)	(3.2)	(0.1)	(0.6)

1) Couplage au bâtiment (bat) et inertie du sol (iner).

2) Coefficient h (échange global pour l'échangeur eau/sol, cf. Fig. 18 et Tab. 6).

3) Efficacités statique et périodique mesurées. Composante inertie calculée pour l'eau selon le modèle diffusif (cf. Fig. 18 et Tab. 6), pour l'air selon le modèle de couplage (Fig. 20).

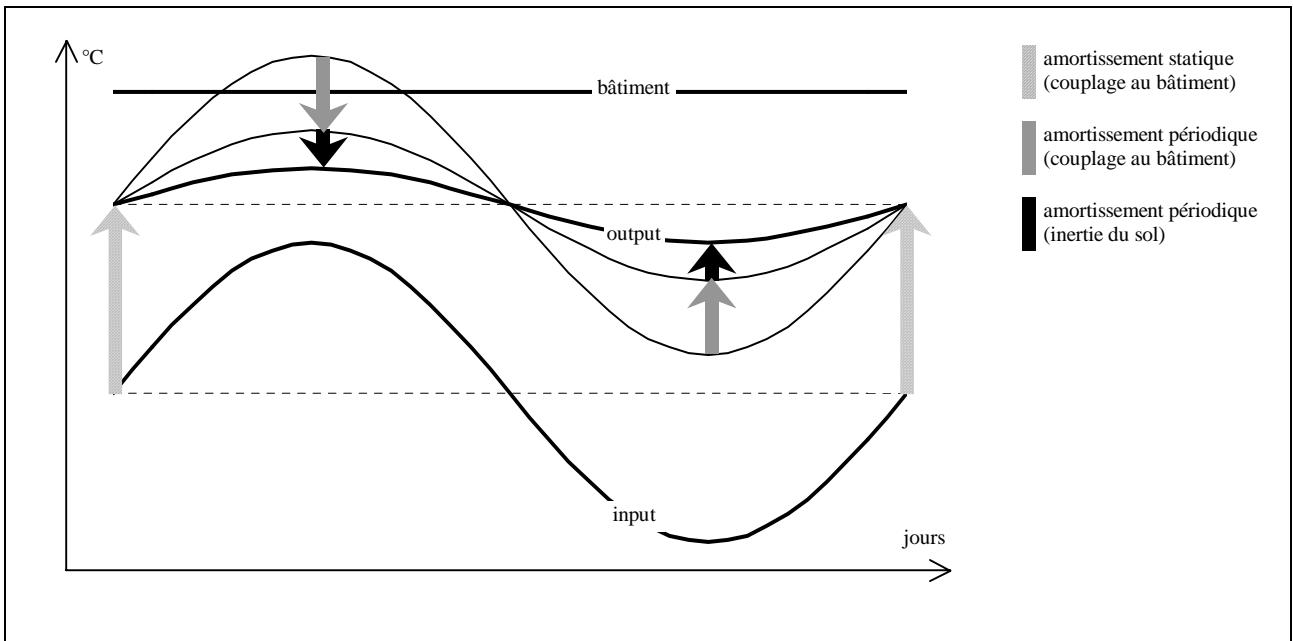


Fig. 23 : Amortissement annuels statique et périodique, schéma de principe.

Couplage des deux échangeurs terrestres

Dans l'état, le couplage en série des deux échangeurs terrestres (air/sol puis air/eau/sol) produit finalement, lorsque le circuit d'eau est mis en marche, un amortissement de l'oscillation journalière mesuré à 85% (Fig. 24c et Tab. 9). Cette valeur correspond bien au produit des amplitudes résiduelles de l'air mesurées sur chacun des deux échangeurs pris individuellement : $1 - (1-60\%) \times (1-61\%) = 84\%$. Lorsque le circuit d'eau reste à l'arrêt cette valeur chute essentiellement à celle du seul échangeur air/sol (au préchauffage résiduel de l'échangeur air/eau près). La même analyse tient pour les amortissements annuels, qu'il s'agisse des composantes statique ou périodique.

Tab. 9 : Paramètres des échangeur air/sol et air/eau/sol.

Système	Fluide	Températures moyennes									Amortissements ¹⁾			
		année			hiver			été			statique	périodique	annuel	journal.
		Tin	Tout	ΔT	Tin	Tout	ΔT	Tin	Tout	ΔT				
Air actif														
échangeur air/sol	air	11.7	14.3	2.6	7.6	11.3	3.7	18.1	19.1	1.0	0.31	0.30	0.56	
échangeur air/eau/sol	air	14.3	15.5	1.2	11.3	13.0	1.7	19.1	19.4	0.3				
couplage en série	air	11.7	15.5	3.8	7.6	13.0	5.4	18.1	19.4	1.3				
Air+eau actifs														
échangeur air/sol	air	16.0	17.5	1.5	5.8	10.1	4.3	19.9	20.4	0.5	0.31	0.32	0.60	
échangeur air/eau/sol	air	17.5	18.9	1.4	10.1	14.3	4.2	20.4	20.6	0.2	0.40	0.41	0.61	
couplage en série	air	16.0	18.9	2.9	5.8	14.3	8.5	19.9	20.6	0.7	0.59	0.61	0.85	
échangeur air/eau/sol	eau	19.1	19.3	0.2	16.1	16.8	0.7	20.3	20.3	0.0	0.13	0.17	0.38	

1) L'efficacité d'amortissement $\eta = 1 - \varepsilon$ dépend du rapport ε entre les amplitudes sortie/entrée, qui sont définies : en mode statique, par la différence entre moyenne annuelle du fluide et moyenne annuelle des archives situés en surface (20.1°C lorsque l'air est actif, 20.9°C lorsque air et eaux sont actifs) ; en mode périodique annuel, par la différence entre moyennes journalières et moyenne annuelle du fluide ; en mode périodique journalier, par la différence entre maxima et minima journaliers.

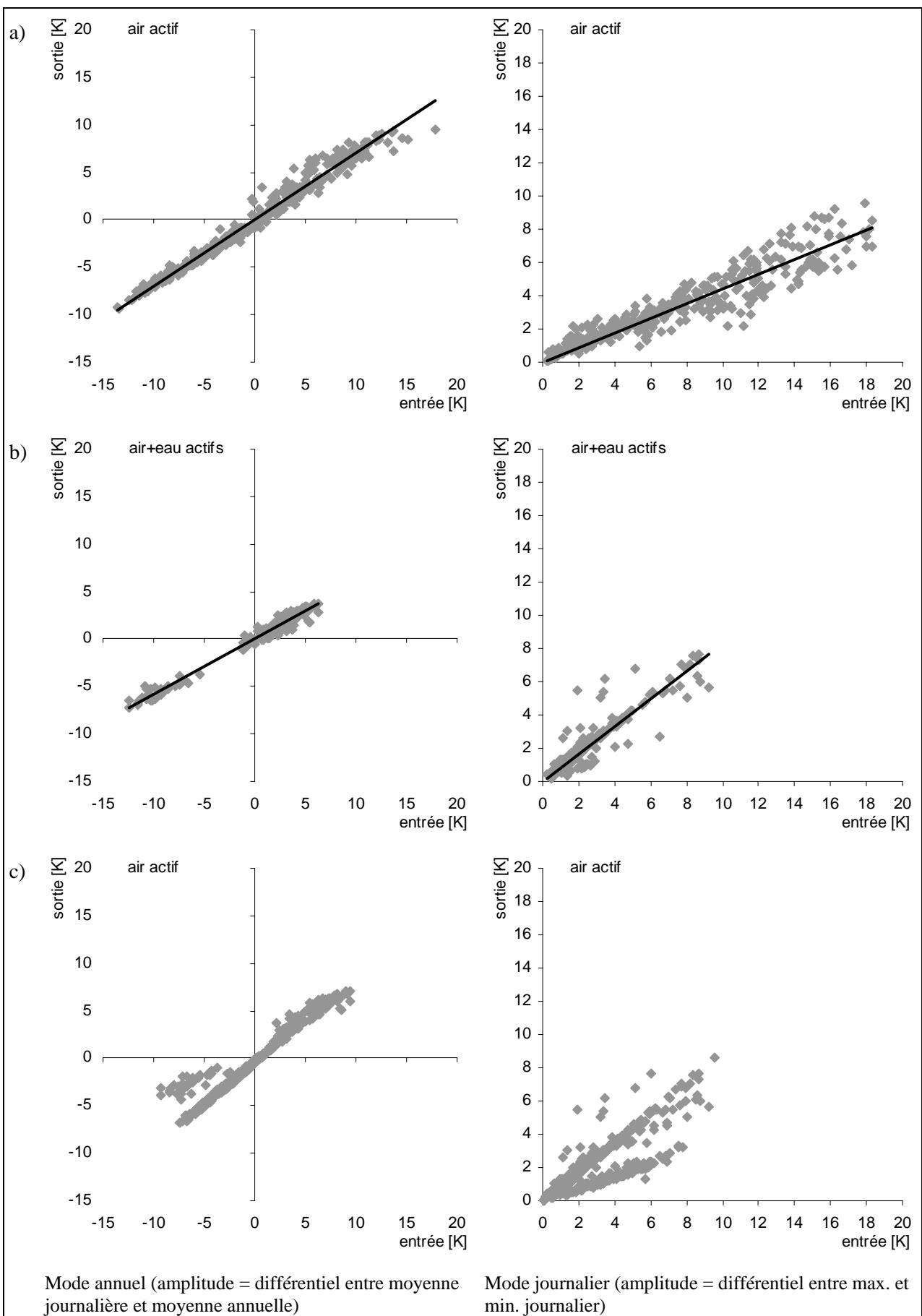


Fig. 24 : Amplitudes thermiques sortie/entrée de l'air neuf, mode annuel et journalier (en valeurs quotidiennes) : a) échangeur air/sol ; b) échangeur air/eau ; c) couplage air/sol et air/eau.

Règles du pouce

En se basant sur le modèle théorique développé ci-dessus, qui s'est avéré être en excellente correspondance avec les mesures, il est par ailleurs possible de développer des règles du pouce pour le dimensionnement d'échangeurs air/eau/sol, dont nous donnons ici une ébauche. En partant d'un rapport de débit calorifique optimisé à 2 nous pouvons, pour un amortissement sur l'air souhaitée, tracer les combinaisons possibles entre efficacité sur l'échangeur air/eau et surface d'échange au niveau des tubes. Cette dernière, qui détermine l'échange diffusif dans le sol, dépend bien entendu de la fréquence de l'oscillation d'entrée, de la géométrie de la nappe de tubes, du type de sol, ainsi que du contact eau/sol. Plus particulièrement, pour une fréquence d'oscillation journalière, des tubes espacées de 30 cm et un sol en béton, on établit les règles suivantes (Fig. 25) :

- Un amortissement sur l'air de 50% nécessite une longueur de tube de 300 à 400 m par 1000 m³/h d'air et un échangeur air/eau d'une efficacité de 60%. Même en passant à 600 m ou plus, l'efficacité de l'échange air/eau ne peut pas être réduite en dessous de 55 %. Au contraire, des efficacités d'échange air/eau supérieures permettent de réduire quelque peu la longueur des tubes.
- Un amortissement plus important sur l'air nécessite une longueur de tube mais surtout une efficacité d'échange air/eau plus importantes. Ainsi il n'est guère envisageable de dépasser les 80% d'efficacité, qui nécessitent un échange air/eau surdimensionné à 90% ainsi que 600 m de tube par 1000 m³/h d'air.

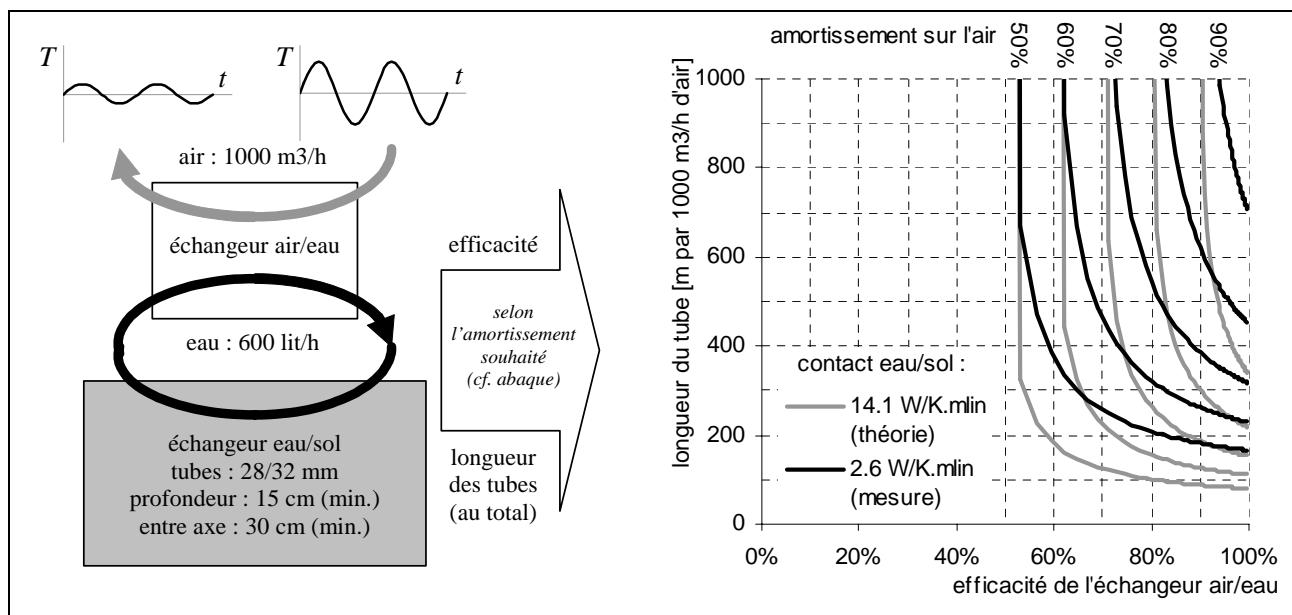


Fig. 25 : Ebauche de règle de dimensionnement pour amortissement de l'amplitude journalière.

3.4. Récupérateur sur air vicié

De même que pour l'échangeur air/eau, la caractérisation du récupérateur sur air vicié se fait en base horaire, sur les pas de temps pendant lesquelles le circuit d'air est en marche sur l'heure pleine (Fig. 26 et Tab. 10). L'analyse par régression linéaire du différentiel de préchauffage effectif (entrée / sortie air neuf) en fonction du différentiel de préchauffage potentiel (entrée air neuf / entrée air vicié) atteste pour l'hiver et la mi-saison d'une efficacité d'échange moyenne de 48%.

A y regarder de plus près, cette efficacité augmente en fait de 47% en début de saison à 57% en fin de saison, lorsque dès mai 2001 le débit d'air chute avec l'encrassement des filtres (cf. Ch. 4, Fig. 32). On remarque également la période du premier été, pendant laquelle le by-pass partiel du récupérateur est activé et qui se caractérise par une efficacité de préchauffage réduite mais non négligeable, de 40%. Suite à la chute de débit

ou par inactivation du by-pass, lors du deuxième été l'efficacité reste cependant dans les valeurs supérieures de la fin de l'hiver.

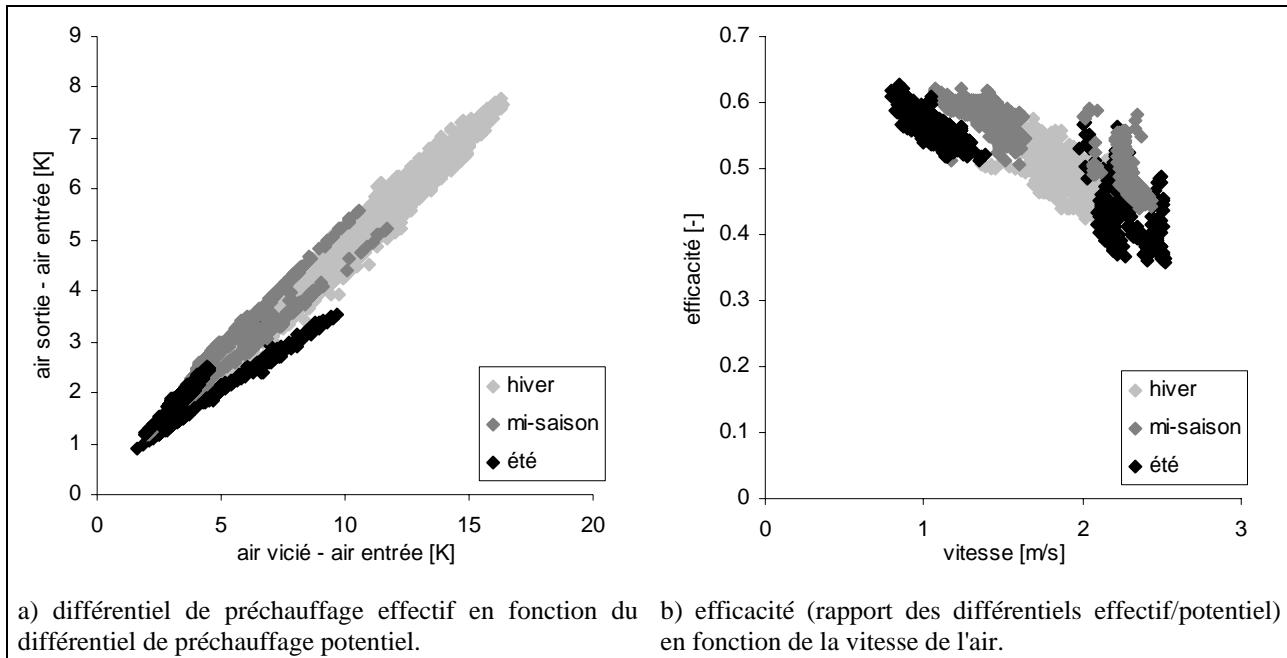


Fig. 26 : Caractérisation du récupérateur sur air vicié, valeurs horaires.

Tab. 10 : Paramètres du récupérateur sur air vicié.

	période	eff. [%] ¹⁾
1 ^{er} été	1/9/00 – 20/9/00	40
hiver et mi-saisons	21/9/00 – 5/7/01	48
2 ^{ème} été	6/7/01 – 31/8/01	56

1) régression linéaire.

3.5. Diffusion et échange convectif de surface

Échange de surface

Nous caractériserons l'échange de surface entre bâtiment et sous-sol via deux mesures locales, dans les d'archives et dans la salle de conférence (Fig. 6). Pour l'un et l'autre de ces points de mesure, le coefficient d'échange se détermine par mise en relation de l'énergie échangée, mesuré par fluxmètre, et du gradient sol/air (Fig. 27 et Tab. 11).

Dans les archives (échantillonnage horaire continu sur les 140 jours pendant lesquels le fluxmètre a effectivement fonctionné), cette analyse fait ressortir un coefficient de 2.1 W/K.m^2 , inférieur aux 8 W/K.m^2 généralement admis, indiquant que l'échange de surface se fait essentiellement sous forme convective, la composante radiative (5.7 W/K.m^2) étant désactivée par des surfaces à température quasiment égale.

Avec cette fois-ci des extrêmes thermiques plus importants, on retrouve le même coefficient d'échange dans la salle de conférence (échantillonnage horaire continu sur les 8760 heures de monitoring), du moins lorsque le flux de chaleur est dirigé vers le bas (8210 heures). Dans les rares occasions où le gradient s'inverse, pendant les nuits d'été où l'air frais extérieur se déverse par les fenêtres restées ouvertes et brasse celui de la salle (cf. Ch. 2), le coefficient d'échange monte ponctuellement à 4.8 W/K.m^2 .

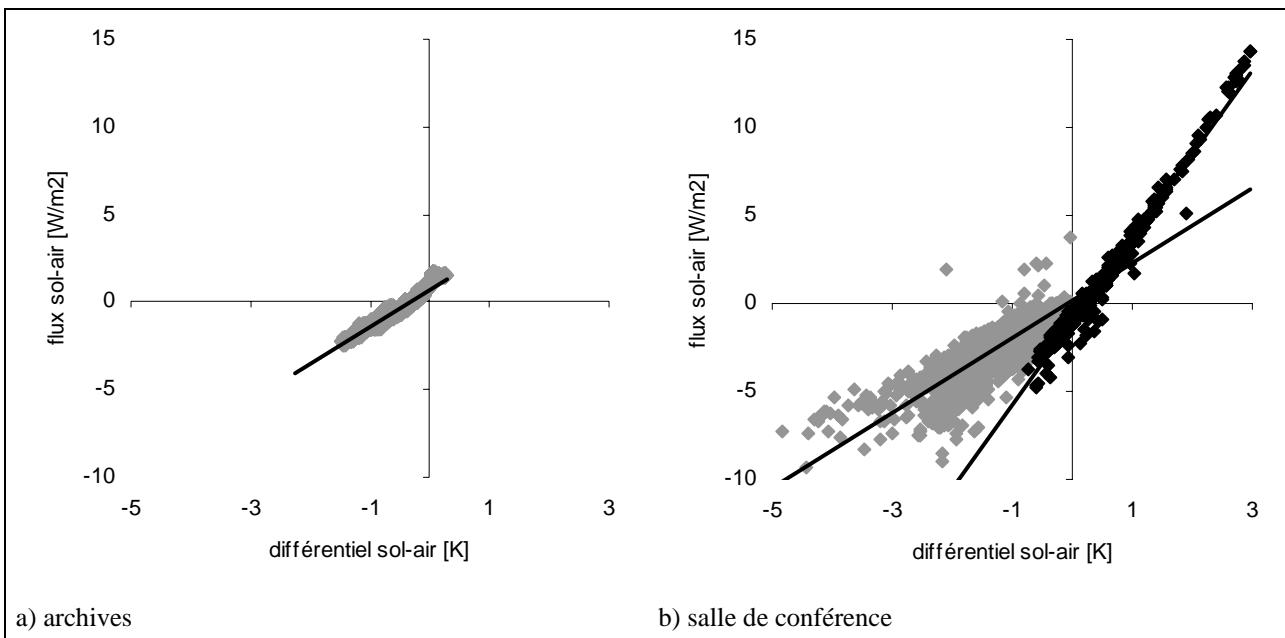


Fig. 27 : Caractérisation du coefficient d'échange de surface bâtiment / sous-sol.

Tab. 11 : Coefficient d'échange de surface bâtiment / sous-sol.

gradient sol/air	échange convectif	
	archives W/K.m ²	conférence W/K.m ²
négatif	2.1	2.1
positif		4.8

En moyenne journalière, la bonne corrélation entre coefficients d'échange se retrouve également au niveau des températures de surface et dans une moindre mesure au niveau des températures d'air, soit finalement au niveau des puissances échangées (Fig. 28). Malgré le caractère local de ces mesures, on peut ainsi conclure que ces dernières représentent relativement bien ce qui se passe sur l'ensemble de la surface d'emprise du bâtiment, en dessous duquel circule la nappe de tubes du circuit à eau.

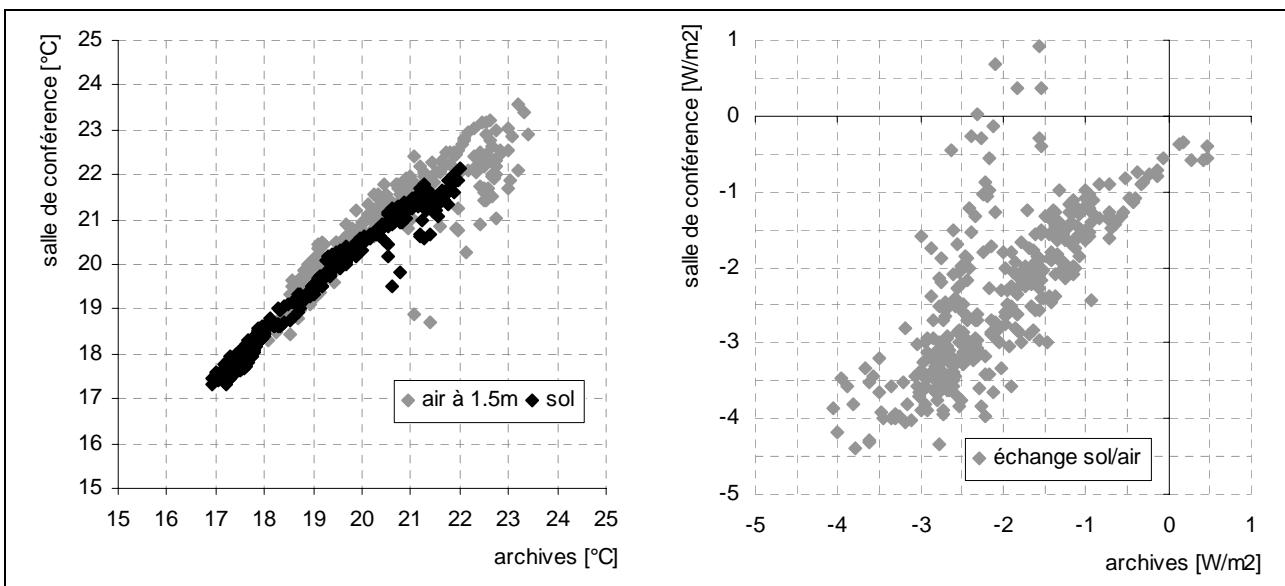


Fig. 28 : Températures et échanges sol/air comparés (archives et salle de conférence), valeurs journalières.

Diffusion de chaleur en sous-sol

En principe, la mesure locale des températures de sous-sol sous les archives, juste en dessous de la mesure d'échange de surface discutée ci-dessus, devait permettre d'établir un bilan énergétique au niveau d'une couche de sol de 50 cm d'épaisseur centrée sur la nappe de tubes, et de caractériser ainsi le couplage entre la diffusion de chaleur en provenance du bâtiment et le préchauffage au niveau de l'échangeur eau/sol. Dans les faits, cette tentative reste sujette à caution (Fig. 29 et Tab. 12).

Annuellement, avec 6% d'écart, l'input de surface (échange convectif archives/sol) correspond relativement bien à la somme d'outputs en sous-sol : préchauffage du circuit d'eau, stockage/déstockage dans le sol (variation capacitive donnée par les températures au niveau de la nappe de tubes ainsi qu'à +/- 10 et +/- 20 cm de cette dernière) et diffusion vers le sous-sol (donnée par le différentiel entre 20 et 70 cm sous les tubes). Bien qu'une certaine cohérence puisse être dégagée de la dynamique annuelle (déstockage en phase avec le préchauffage du circuit d'eau, diffusion depuis le bâtiment en partie retrouvée dans la diffusion vers le sous-sol et un résidu de stockage, du moins lorsque le circuit est inactif), le défaut de bilan saisonnier reste important. Ce dernier est clairement marqué par une perte supplémentaire en hiver, contre un gain additionnel en été et s'explique vraisemblablement par la localisation des mesures à quelques 2 mètres du passage de l'échangeur air/sol, soit dans sa zone d'influence annuelle.

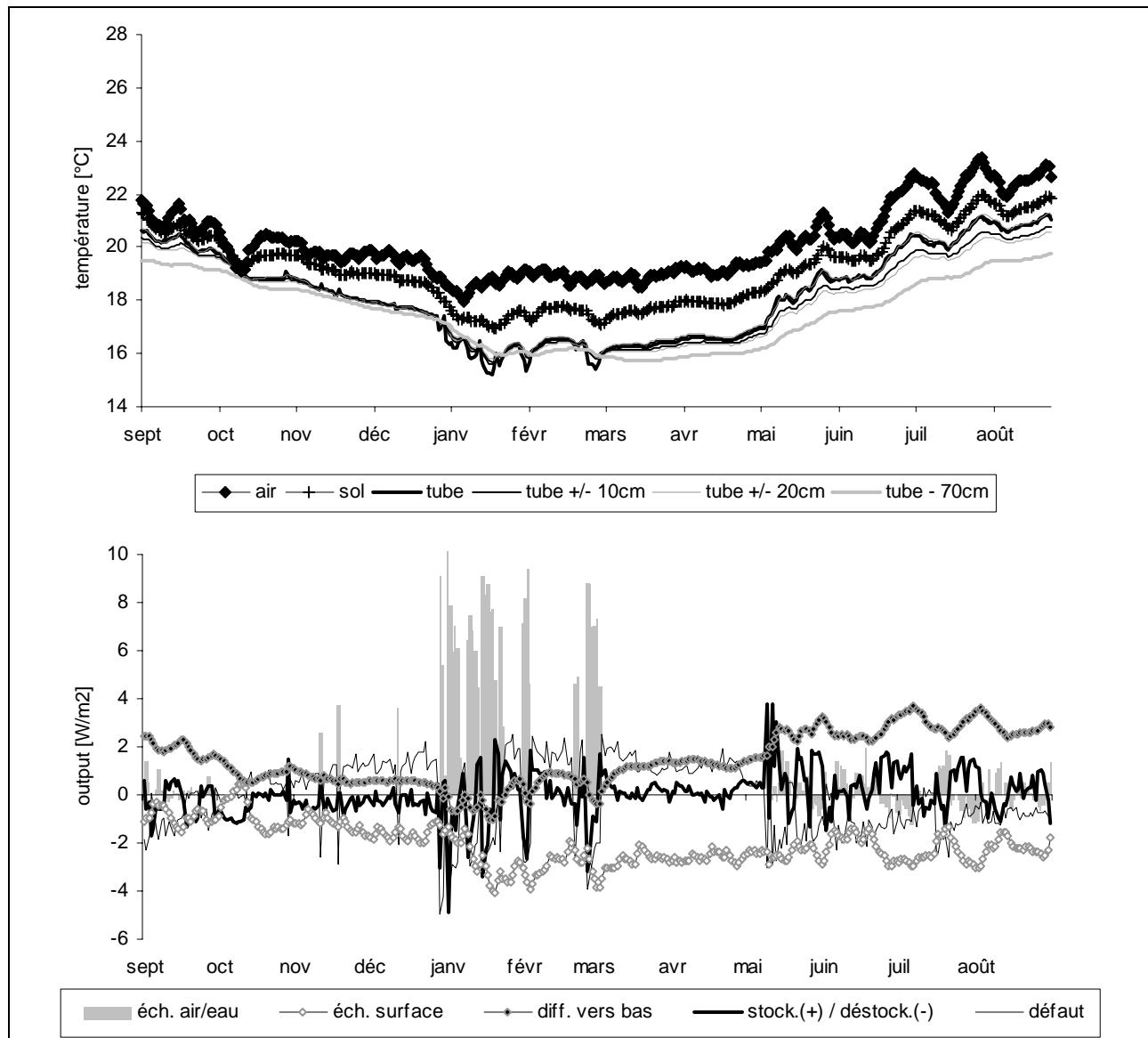


Fig. 29 : Dynamique annuelle des températures et flux de chaleur au niveau du sous-sol (mesure locale sous les archives).

Tab. 12 : Tentative de bilan énergétique local au niveau du sous-sol (mesure locale sous les archives).

énergie [kWh]	année	hiver	été
Input en surface ¹⁾			
échange convectif de surface	6'445	4'189	2'256
Output en sous-sol ²⁾			
préchauffage circuit d'eau	2'219	2'094	125
stockage(+) / déstockage (-)	45	-111	156
diffusion vers le bas	4'564	1'410	3'154
total	6'828	3'393	3'435
Défaut de bilan	+6%	-19%	+52%

1) échange convectif archives/sol.

2) en sous-sol (nappe de tubes +/- 25 cm).

3.6. Synthèse

L'analyse détaillée des sous-systèmes de ventilation, en particulier des deux échangeurs terrestres utilisés ici (air/sol et air/eau/sol), peut se résumer comme suit :

- Que cela soit pour l'amortissement de l'oscillation thermique annuelle (recherchée surtout en hiver) ou pour celui de l'oscillation journalière (suffisante sous nos climats pour le rafraîchissement journalier), l'efficacité globale de l'un et l'autre des deux échangeurs terrestres s'avère relativement équivalente. Tels que dimensionnés ici on peut donc, en premier ordre de grandeur, considérer comme équivalente la substitution de l'un des deux système par l'autre, ou l'inversion de leur ordre de couplage.
- En absence d'isolation efficace entre le bâtiment et le sous-sol, les deux échangeurs terrestres situés à faible profondeur sont thermiquement couplés au bâtiment. Dès lors, une fraction importante du préchauffe hivernal de l'air, de l'ordre de 75%, provient de la diffusion de chaleur en provenance de ce dernier. Inversement, la composante saisonnière du rafraîchissement estival que l'on oserait souhaiter (abaissement des températures moyennes) est en fait annulée par un résidu de préchauffage via le bâtiment.
- L'amortissement de l'oscillation journalière, sur une profondeur de 15 cm aux alentour des tubes, se trouve quant à elle complètement portée par le terrain. En fait, cet amortissement s'avère largement suffisant à induire avec le seul échangeur air/sol des températures estivales sur l'air neuf strictement en dessous du seuil limite de 28°C (en dessous de 24°C grâce au couplage en série des deux échangeurs).
- Etant donné l'efficacité de 60% sur l'échange air/eau, l'amortissement journalier de l'échangeur air/eau/sol ne pourrait pas être augmenté par un accroissement de la longueur des tubes, qui semble clairement se situer à la limite supérieure nécessaire : toute augmentation de l'amortissement sur l'air nécessiterait avant tout une augmentation de l'efficacité de l'échangeur air/eau.
- De façon plus générale, l'étude du couplage entre la ventilation et l'échangeur eau/sol montre clairement l'effet conjoint des deux facteurs limitants que sont d'une part l'efficacité de l'échangeur air/eau, d'autre part le rapport entre surface d'échange au niveau des tubes et débit d'air. Le bon contact thermique entre tubes et sol est également un facteur à ne pas négliger.
- Cette étude permet d'ores et déjà l'élaboration de règles du pouce pour le dimensionnement d'échangeurs air/eau/sol, dont une ébauche a été développée ici pour l'amortissement de l'oscillation thermique journalière : avec une efficacité d'échange air/eau de 80%, 600 m de tubes par 1000 m³/h d'air seront nécessaire pour obtenir une oscillation résiduelle de moins de 30%. Via l'excellente correspondance entre mesure et théorie, cette analyse met également en relief la bonne qualité des mesures et vice versa.
- Le fort déséquilibre entre débit d'eau et débit d'air pourrait être réduit par trois, 600 lit/h d'eau par 1000 m³/h d'air s'avérant en principe suffisant à assurer à la fois un échange air/eau et un amortissement eau/sol similaires à ceux qui sont obtenus dans l'état.

4. BILAN ANNUEL

4.1. Chauffage et ventilation

L'apport thermique des différents composants de chauffage et ventilation sera discuté séparément pour les saisons d'hiver et d'été, étant entendu que ces dernières englobent chacune une partie de la mi-saison : l'hiver est défini par les 7 mois pendant lesquels il est fait appel au chauffage (12 octobre au 18 mai), l'été par le restant de l'année (1^{er} septembre au 11 octobre et 19 mai au 31 août), comprenant un appel ponctuel à la chaudière à la fin juin. Etant donné l'activation intermittente (par régulation différentielle) de l'échangeur eau/sol, nous prendrons également soin de distinguer les périodes avec et sans mise en marche de ce dernier.

L'apport brut des divers sous-systèmes sur chacune de ces deux saisons (Tab. 13 et Fig. 30) est également représenté en dynamique annuelle (Fig. 31), tout comme les débits associés (Fig. 32, sur laquelle on observe la chute du débit d'air suite à l'enrassement des filtres) et les température dans le système de ventilation et le bâtiment (Fig. 33). Rappelons que le bâtiment est chauffé par l'air de ventilation.

Tab. 13 : *Chauffage de l'air par le système de ventilation, bilans saisonniers bruts.*

Saison ¹⁾ :	hiver (5'256 h)			été (3'504 h)			année
Echangeur air/eau/sol :	actif	inactif	total	actif	inactif	total	total
Ventilation [h]	692	2'926	3'618	1'894	617	2'511	6'129
Chaleur [kWh]							
<i>Préchauffage</i>							
échangeur air/sol	2'136	6'457	8'593	411	753	1'164	9'758
échangeur air/eau/sol							
via circuit d'eau	2'094		2'094	125		125	2'219
via air vicié		1'981	1'981		311	311	2'292
récupérateur sur air vicié	2'121	9'136	11'256	1'907	1'193	3'101	14'357
total	6'351	17'574	23'925	2'443	2'258	4'701	28'626
<i>Chauffage</i>							
humidificateur (sensible)	1'355	5'280	6'634	1'638	752	2'390	9'024
chauffage	8'110	26'755	34'865	14	29	43	34'908
total	9'465	32'034	41'499	1'651	782	2'433	43'932
<i>Total</i>	15'815	49'608	65'424	4'095	3'040	7'134	72'558
Autres [kWh]							
<i>Evaporation</i>							
humidificateur (latent)	4'971	12'237	17'208	687	1'009	1'696	18'904
<i>Diffusion</i>							
selon mesure dans les archives ²⁾			4'189			3'383	7'573
<i>Electricité pour aéraulique</i>							
eau (pompe de circulation) ³⁾	~ 100		~ 100	~ 270		~ 270	~ 370
air (ventilateur), éch. air/eau ⁴⁾	~ 60	~ 260	~ 320	~ 170	~ 60	~ 230	~ 550
air (ventilateur), solde pulsion ⁴⁾	~ 700	~ 2'950	~ 3'650	~ 1'910	~ 620	~ 2'530	~ 6'180

1)hiver : 12/10 au 18/5 (5'256 h) ; été : 1/9 au 11/10 et 19/5 au 31/8 (3'504 h).

2)pour comparaison, selon mesure dans la salle de conférence : 5'015 kWh (hiver) et 3'680 kWh (été).

3)140 W nominal.

4)1100 W nominal du ventilateur répartis selon mesure de pertes de charges : échangeur air/eau (90 W / 66 Pa) et solde pulsion (1010 W / 719 Pa).

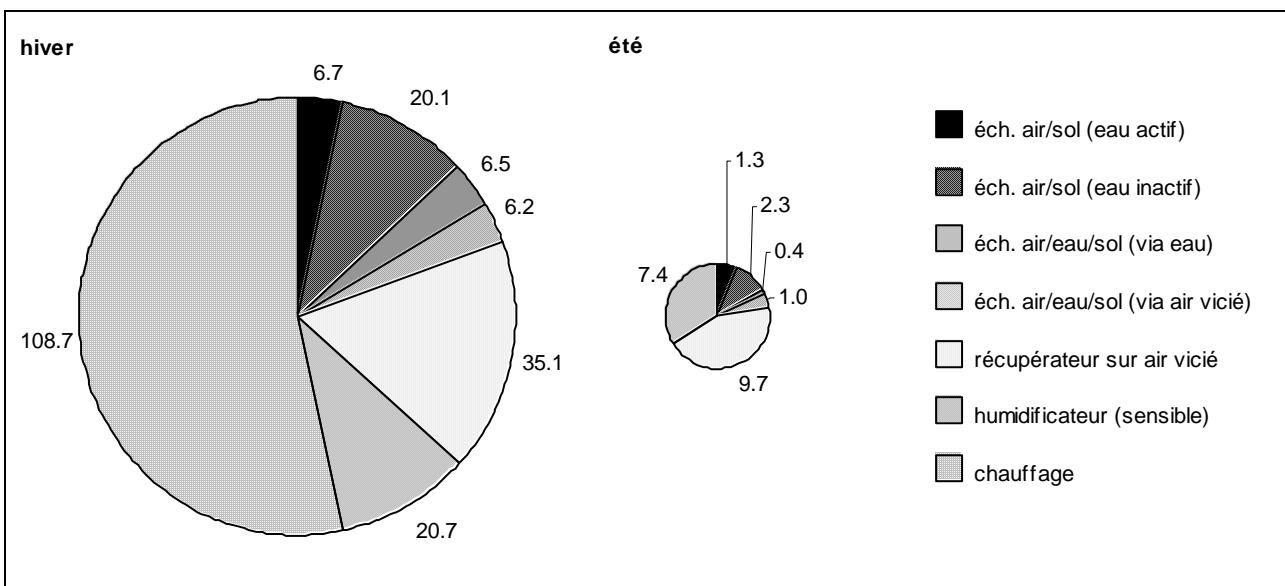


Fig. 30 : Chauffage de l'air par le système de ventilation, bilans spécifiques bruts (MJ/m²).

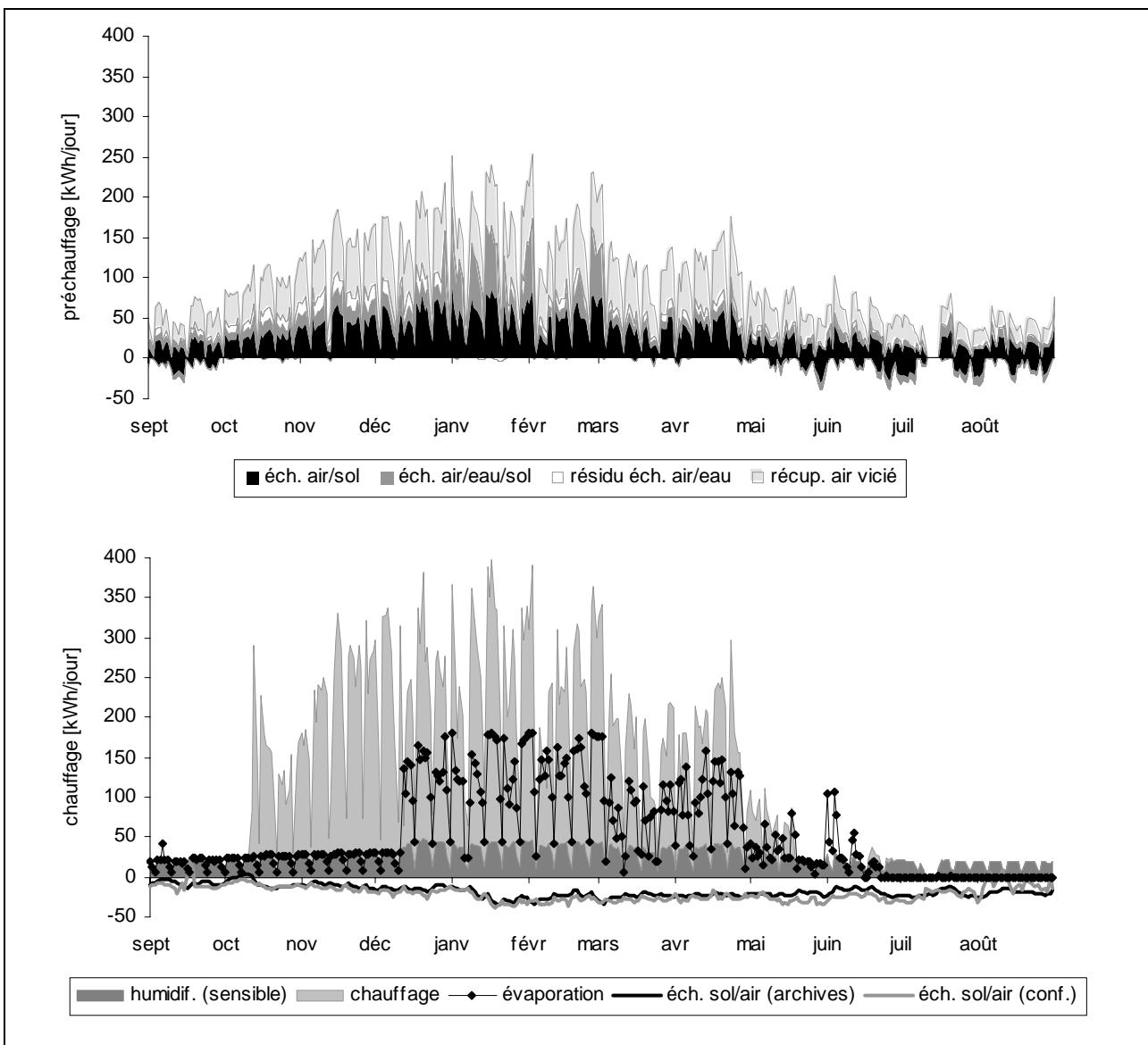


Fig. 31 : Chauffage de l'air par le système de ventilation, dynamique annuelle.

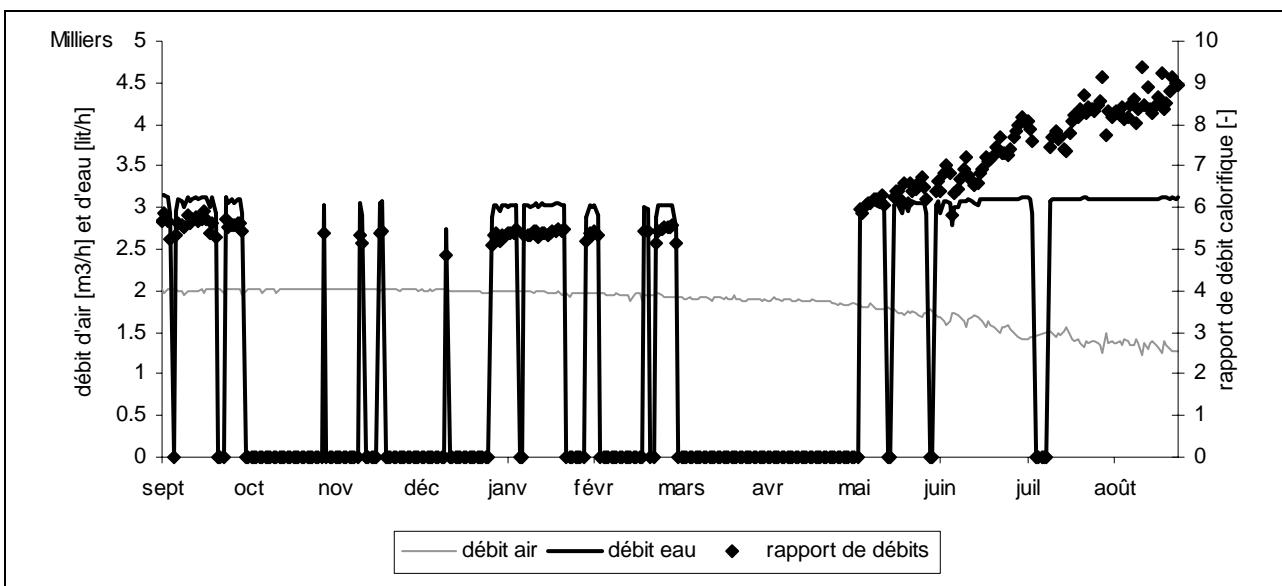


Fig. 32 : Débits d'air et d'eau, dynamique annuelle.

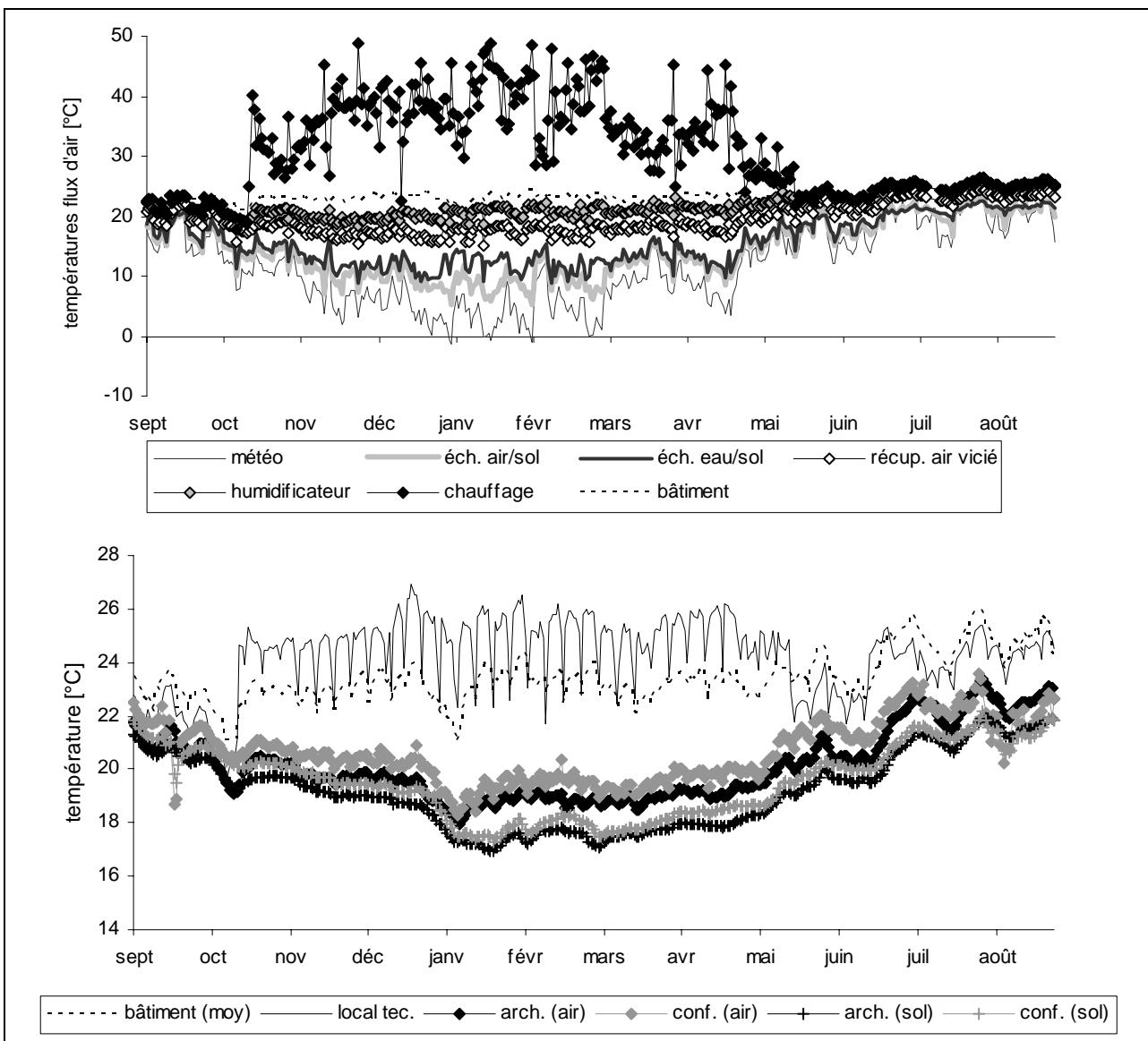


Fig. 33 : Température de l'air (système de ventilation et bâtiment), dynamique annuelle.

Préchauffage (hiver)

Bilan brut

Sur les 7 mois de saison de chauffage, il n'est pratiquement fait appel à l'échangeur eau/sol qu'au plus profond de l'hiver, entre les mois de janvier et mars (Fig. 22), si bien que échangeur air/sol (amenée d'air) et échangeur air/eau/sol ne fonctionnent en série que sur 20% du total des heures de ventilation de la saison. Ils produisent un apport thermique brut quasiment identique, d'environ 2'100 kWh chacun (Tab. 13). Pendant le reste un peu plus clément de la saison, pendant lequel il n'est pas fait appel à l'échangeur eau/sol, cet apport est complété par 6'500 kWh de préchauffage par la seule amenée d'air souterraine et par quelques 2'000 kWh résiduels de l'échangeur air/eau, vraisemblablement en contact avec le récupérateur sur air vicié (cf. Ch. 3). Finalement, les quelques 12'700 kWh de préchauffage cumulé des deux échangeurs terrestres s'apparentent aux 11'300 kWh en provenance directe du récupérateur sur air vicié. Cette répartition brute ne tient cependant pas compte de la chaleur que les premiers amputent au dernier, amputation sur laquelle nous reviendrons un peu plus loin.

Quoi qu'il en soit, les 24'000 kWh de préchauffage global représentent finalement plus d'un tiers des 65'400 kWh d'apport de chaleur par le système de chauffage/ventilation. Le complément est assuré par 34'900 kWh en provenance de la chaudière (apport net au niveau des batteries de chauffe) et 6'600 kWh de chauffage sensible au niveau de l'humidificateur. Ramenés aux 1155 m² de surface énergétique, la somme de ces deux apports auxiliaires représente finalement un remarquable indice énergétique de demande de chauffage, de 129 MJ/m².

Sur la saison d'hiver, la consommation électrique induite par la présence de l'échangeur air/eau/sol (pompe de circulation) est évaluée à quelques 100 kWh. Comparées aux 4'000 kWh nécessaires à la pulsion d'air dans le système de ventilation (valeur qu'il faudrait multiplier par un facteur légèrement plus faible que 2 pour tenir également compte de l'extraction de l'air vicié), cette valeur est très faible. Ramenée aux 2'100 kWh de préchauffage brut fournis par l'échangeur air/eau/sol, cette surconsommation électrique correspond à un excellent COP apparent de 21, qui doit cependant être relativisé par le fait qu'il n'est pas calculé sur l'apport de chaleur net. D'autre part cette valeur ne tient pas compte de la perte de charge supplémentaire sur l'air (échangeur air/eau), qui reste faible par rapport au reste du système et n'engendre pas ici de surconsommation électrique à proprement parler (en absence d'échangeur air/eau la même puissance de ventilation aurait vraisemblablement été installée, avec pour résultat un débit d'air légèrement plus élevé).

Bilan net

Perte de production du récupérateur :

Si l'apport brut de l'échangeur air/eau/sol reste relativement limité, il se fait surtout au détriment partiel du récupérateur sur air vicié. En effet, par rapport à un couplage direct sur l'amenée d'air souterraine, celui-ci travaille ici avec un différentiel de température réduit. Un simple calcul comparatif [1] montre que la chute de production du récupérateur sur air vicié est proportionnelle à la production brute de l'échangeur air/eau/sol (avec un facteur de proportionnalité donné par l'efficacité η du récupérateur sur air vicié). Ainsi, pour un récupérateur d'une efficacité de 48% tel que mesuré sur le bâtiment Perret, seuls 52% de la production brute de l'échangeur air/eau/sol représentent un gain effectif ; avec un récupérateur amélioré à 80%, ce gain chuterait même à 20% de sa valeur brute (Tab. 14).

Tab. 14 : Bilan de préchauffage net, échangeur air/eau/sol.

Préchauffage et pertes nettes	Récup. air vicié : 48%		Récup. air vicié : 80%			
	kWh	MJ/m ²	kWh	MJ/m ²		
préchauffage brut	100%	2'094	6.5	100%	2'094	6.5
empiètement sur récup. air vicié	-48%	-1'005	-3.1	-80%	-1'675	-5.2
diffusion accrue depuis bâtiment	-75%	-1'571	-4.9	-75%	-1'571	-4.9
préchauffage net		-482	-1.5		-1'152	-3.6

Perte par diffusion :

D'autre part, une partie importante du préchauffage via l'échangeur air/eau/sol (estimée à 75%, Ch. 3), ne provient pas du travail inertiel du sous-sol mais d'une diffusion de chaleur accrue depuis le bâtiment, auquel est soutirée la chaleur. Après déduction de ces deux apports parasites (Tab. 14), la prestation hivernale nette de l'échangeur air/eau/sol s'avère, du moins dans l'état, correspondre à une perte thermique nette! L'opportunité de faire fonctionner l'échangeur eau/sol en hiver est ainsi fortement remise en question.

Une analyse équivalente sur l'échangeur air/sol sera omise, ce système pouvant être considéré comme constructivement indispensable, même s'il empiète lui aussi sur le récupérateur et soutire une partie de sa chaleur au bâtiment.

Rafraîchissement (été)

Bilan brut

Avec 1'900 heures, soit 75% des heures de ventilation, il est bien plus souvent fait appel à l'échangeur air/eau/sol en été qu'en hiver. Ainsi que nous l'avons relevé au Ch. 3, alors que l'inertie du sol a alors pour principal effet recherché d'amortir l'amplitude météo journalière, l'un et l'autre des deux échangeurs terrestres se caractérisent en moyenne par un léger réchauffement de l'amenée d'air (Tab. 13), dont la température météo à l'entrée se situe en moyenne en dessous de celle du bâtiment, qui diffuse vers le sous-sol et préchauffe l'air. Ainsi que nous le verrons plus bas, l'effet de rafraîchissement fourni par les échangeurs terrestres se caractérisera donc sur les seules heures de canicule inhérentes à la saison.

Quoi qu'il en soit, subséquemment aux échangeurs terrestres, un préchauffage parasite non négligeable de l'amenée d'air (3'100 kWh sur la saison) a également lieu dans le récupérateur sur air vicié, qui n'est bypassé que de façon partielle (Ch. 3), ainsi que dans l'humidificateur (2'400 kWh), qui continue à chauffer en même temps qu'il humidifie.

Bilan net

Décompte sur les heures les plus chaudes :

Alors qu'en hiver la température météo se situe généralement en dessous du seuil inférieur de confort de 20°C, en été elle n'excède pas, en moyenne journalière, le seuil de confort supérieur de 26°C. Sous ces conditions les bâtiments traditionnels ne nécessitent généralement pas d'apport de froid : seuls ceux présentant de forts gains internes ou solaires, ou encore ceux à faible inertie (construction en bois), peuvent plus ou moins ponctuellement avoir besoin de rafraîchissement actif, pour éviter les poussées diurnes en température liées aux importants flux solaires. Contrairement au préchauffage hivernal (accroissement saisonnier de la température d'entrée), le potentiel de rafraîchissement estival d'un échangeur terrestre ne provient dès lors pas forcément de l'amortissement de l'onde saisonnière, un lissage météorologique sur 24 heures à quelques jours pouvant suffire à amener le frais nécessaire au bâtiment et, le cas échéant, à éviter un système d'air conditionné.

Contrairement au préchauffage, qui répond 24 heures sur 24 à un besoin, dans le cas du rafraîchissement il devient donc important de classer les apports potentiels de froid selon leur période de disponibilité, ce que nous ferons en considérant conséutivement toute la période de non chauffage, ou seules les heures pendant lesquelles la température extérieure dépasse les 18°C (jours chauds) ou 26°C (heures chaudes). Par ailleurs, s'agissant sous notre climat de périodes relativement courtes (de l'ordre de 1600, respectivement 350 heures), l'apport de fraîcheur à escompter sur les heures de canicule aura avantage à être exprimer en terme de puissance plutôt qu'en terme d'énergie (Tab. 15). Ainsi, alors que sur la totalité de la période d'été les échangeurs terrestres se caractérisent par un préchauffage de l'amenée d'air, sur les seules heures dépassant 18°C ils induisent le rafraîchissement attendu, par amortissement de l'onde thermique journalière. Celui-ci s'élève à quelques 1300 kWh (0.8 kW ou 0.7 W par m² de bâtiment), dont environ un tiers par l'échangeur air/eau/sol. L'effet de cet amortissement est encore plus spectaculaire sur la période restreinte de canicule, lorsque la météo dépasse les 26°C, pendant laquelle les échangeurs induisent un rafraîchissement ponctuel d'environ 900 kWh (2.6 kW ou 2.3 W par m² de bâtiment), dont à nouveau un tiers par l'échangeur air/eau/sol.

Concernant le seul échangeur air/eau/sol, les 310 kWh de rafraîchissement (sur les heures dépassant 18°C) sont à mettre en relation avec les 270 kWh de consommation électrique pour la pompe (sur la totalité de la saison), ce qui représente un COP de 1.1 seulement. Ce mauvais COP peut en partie être ramené au couplage en série avec l'échangeur air/sol, qui effectue le gros du travail thermique en amont et limite la durée de mise en marche de l'échangeur eau/sol. Ainsi que nous l'avons vu au Ch. 3, un échangeur air/eau/sol placé directement après la prise d'air neuf aurait produit environ l'équivalent de l'échangeur air/sol actuel (1'010 kWh) pour une consommation électrique de la pompe un peu plus élevée (360 kWh), correspondant à un COP tout juste acceptable de 2.8 (à comparer à un COP aux alentours de 2 pour l'air conditionné). Cela montre la nécessité de bien maîtriser le dimensionnement de l'échangeur eau/sol et le débit d'eau qui y circule.

Tout comme pour le bilan hivernal, les COP calculés ci-dessus ne tiennent pas compte de la perte de charge supplémentaire sur l'air. Il n'en reste pas moins que des échangeurs air/eau/sol surdimensionnés, par exemple pour des débits de ventilation accrus (cf. plus bas), induiraient également une augmentation des pertes de charge, qui risqueraient si elles n'étaient pas maîtrisées d'entraîner une surconsommation électrique sur le débit d'air également (cf. problèmes similaires rencontrés dans le stockage de chaleur en serre horticole [2]).

Ventilation accrue :

Contrairement à la saison d'hiver, pendant laquelle la température de sortie des échangeurs terrestres reste contraignante (en dessous du seuil de confort inférieur de 20°C, Fig. 33), l'amortissement de l'oscillation météo journalière permet en été d'amener de l'air frais dans le bâtiment (en dessous du seuil de confort de 26°C, Fig. 33 et 15 - 16). La prestation des échangeurs terrestres ne se limite dès lors plus à une économie énergétique, mais permet au contraire une production de frais à part entière : le débit d'air peut alors être élevé à des taux de ventilation plus importants de quelques vol/h, permettant de ventiler le bâtiment avec de l'air frais et d'en extraire les excédents thermiques.

Un décompte énergétique attentif [1] montre que l'apport de fraîcheur portée par un surplus de débit Δm n'est pas proportionnel au différentiel de température entrée-sortie échangeur, valable uniquement pour la composante de base m . Ce raisonnement se généralise à un système de deux échangeurs couplés. Pour des températures météo et bâtiment T_{ext} et T_{bat} et des températures d'air T_{ech1} et T_{ech2} à la sortie des échangeurs, l'apport net des échangeurs est en effet donné par :

$$Q_{tot} = c(m + \Delta m)(T_{bat} - T_{ech2}) - cm(T_{bat} - T_{ext})$$

où le premier terme représente l'apport brut du système d'échangeurs, avec ventilation accrue, dont on retranche l'apport qu'aurait induit une aération directe, avec débit réduit. Par réarrangement, cet apport net de fraîcheur peut se décomposer en trois termes :

$$Q_{tot} = Q_{ech1} + Q_{ech2} + Q_{vent}$$

avec :

- $Q_{ech1} = cm(T_{ext} - T_{ech1})$: rafraîchissement sur débit de base, 1^{er} échangeur.
- $Q_{ech2} = cm(T_{ech1} - T_{ech2})$: rafraîchissement sur débit de base, 2^{ème} échangeur.
- $Q_{vent} = c\Delta m(T_{bat} - T_{ech2})$: rafraîchissement sur surplus de débit.

En sus du rafraîchissement de base, le rafraîchissement porté par le surplus de débit est ainsi donné par le différentiel de température entre la sortie du système d'échangeur et le bâtiment. À défaut de connaître la température de ce dernier (qui dépend non seulement du système de ventilation, mais d'autres paramètres tels que la météo et les gains internes), on caractérisera plus simplement le potentiel de rafraîchissement, qui se définit par rapport au seuil de confort ($T_{bat} = 26^\circ\text{C}$).

Contrairement à l'approche « classique », qui caractérise les échangeurs souterrains à eau (collecteurs pour pompe à chaleur, pieux énergétiques) par une puissance spécifique de soutirage par mètre linéaire (exprimée

en W/m), une telle grandeur n'a plus ici de sens intrinsèque. En conjonction avec un débit de ventilation accru, l'amortissement de l'onde journalière (de puissance moyenne nulle) induit une prestation énergétique liée à la réponse du bâtiment (ou au seuil de confort), en partie indépendante du différentiel entrée/sortie.

A titre illustratif, ce potentiel de rafraîchissement accru sera caractérisé ici pour des débits 2, 4 ou 6 fois plus important que celui utilisé pour l'aération du bâtiment Perret (Tab. 15 et Fig. 35). A cet effet nous considérerons des échangeurs terrestres également 2, 4 ou 6 fois plus grands, de telle sorte à induire les mêmes températures d'air que celles mesurées pour le débit de base (Fig. 34). La possibilité d'accroître le débit d'air avec des échangeurs terrestres plus petits sera quant à elle étudiée au chapitre suivant.

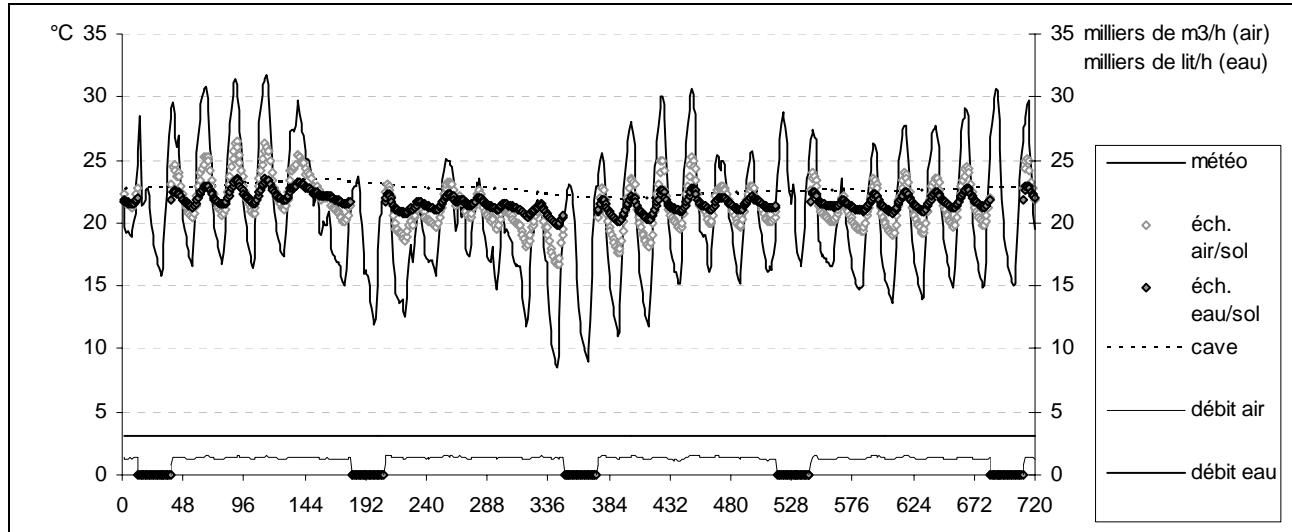


Fig. 34 : Températures et débits de base des échangeurs terrestres, dynamique horaire (mois d'août).

Tab. 15 : Bilan de rafraîchissement net, échangeur air/eau/sol.

Débit d'air	Energies / puissances de rafraîchissement ¹⁾ , par période ²⁾												
	Total été (3'504 h)			Text > 18°C (1'606 h)			Text > 26°C (346 h)			Qech1	Qech2	Qvent	Qtot
	Qech1	Qech2	Qvent	Qech1	Qech2	Qvent	Qtot	Qech1	Qech2				
énergie [milliers de kWh]													
aération	-1.2	-0.4		-1.6		1.0	0.3		1.3	0.6	0.3		0.9
2 x aération	-1.2	-0.4	8.7	7.1		1.0	0.3	3.1	4.4	0.6	0.3	0.6	1.5
4 x aération	-1.2	-0.4	26.1	24.5		1.0	0.3	9.2	10.5	0.6	0.3	1.8	2.7
6 x aération	-1.2	-0.4	43.4	41.8		1.0	0.3	15.4	16.7	0.6	0.3	3.0	3.9
puissance [kW]													
aération	-0.3	-0.1		-0.5		0.6	0.2		0.8	1.9	0.8		2.6
2 x aération	-0.3	-0.1	2.5	2.0		0.6	0.2	1.9	2.7	1.9	0.8	1.7	4.3
4 x aération	-0.3	-0.1	7.4	7.0		0.6	0.2	5.7	6.6	1.9	0.8	5.1	7.7
6 x aération	-0.3	-0.1	12.4	11.9		0.6	0.2	9.6	10.4	1.9	0.8	8.5	11.2

1) Qech1 et Qech2 : énergie sur débit de base, éch. air/sol et air/eau/sol ; Qvent : énergie sur surplus de débit ; Qtot : total.

2) Sortie éch. air/sol : 14.1°C (Total été) ; 16.9°C (Text > 18°C) ; 21.6°C (Text > 26°C).

Sortie éch. air/eau/sol : 14.3°C (Total été) ; 16.5°C (Text > 18°C) ; 20.0°C (Text > 26°C).

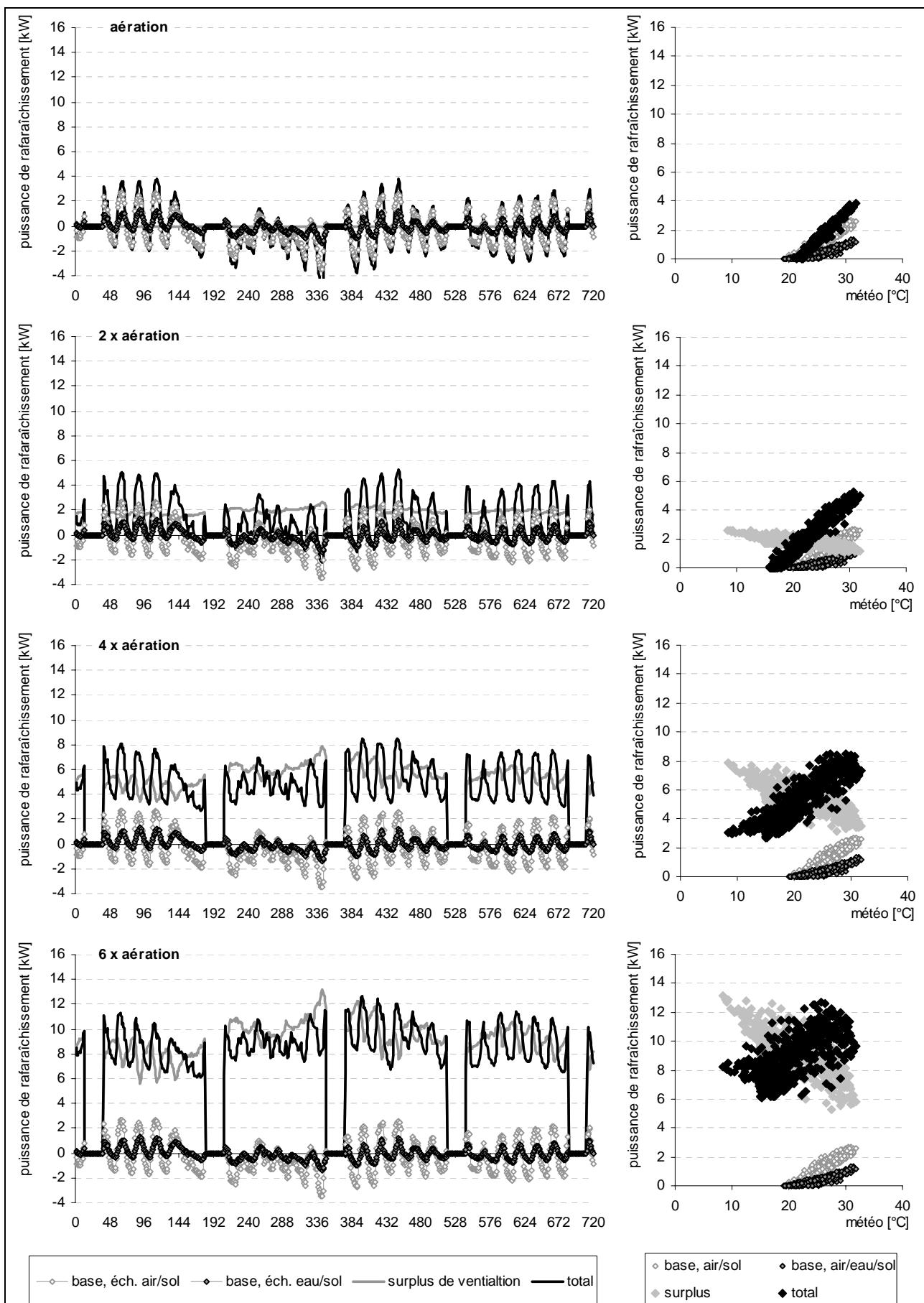


Fig. 35 : Puissance de rafraîchissement des échangeurs terrestres, en dynamique horaire et en fonction de la météo (mois d'août).

Dans la mesure où des besoins de rafraîchissement plus importants devaient être comblés (ce qui n'est manifestement pas le cas du bâtiment Perret, cf. Ch. 4.2), l'utilisation de débits de ventilation 2 à 6 fois plus élevés que le débit de base (de l'ordre de 1 à 3 vol/h, avec dimensionnement proportionnel des échangeurs terrestres) devrait ainsi permettre d'atteindre une puissance de rafraîchissement de l'ordre de 4 à 12 kW (4 à 12 W par m² de bâtiment, soit l'ordre de grandeur des gains internes dans les bureaux, en moyenne sur 24 heures). Cette puissance est répartie de façon relativement uniforme sur la journée (Tab. 15), ce qui amène par ailleurs aux observations suivantes.

Par amortissement de l'oscillation journalière, le rafraîchissement sur le débit de base est en phase avec les pointes météo. Au contraire, le potentiel de rafraîchissement sur le surplus de débit, qui augmente avec ce dernier, est tributaire de l'oscillation résiduelle à la sortie des échangeurs et chute dès lors sur les heures les plus chaudes de la journée. L'un dans l'autre, avec l'amortissement en température quasi complet obtenu ici, le potentiel de rafraîchissement total a tendance, en même temps qu'il augmente avec le débit, à se répartir de façon plus ou moins uniforme sur la journée (Fig. 35). Cependant, ainsi que nous le verrons également plus loin (Ch. 5), un amortissement en température plus faible (échangeurs terrestres plus courts) réduira le rafraîchissement de base, tout en accentuant, pour le surplus de débit, la chute de puissance en fonction de la température météo. Le cas limite de ce phénomène est représenté par la ventilation nocturne directe (échangeurs terrestres de longueur nulle), pour laquelle le surplus de débit nocturne amène d'autant plus de fraîcheur que la température externe est basse, mais ne permet évidemment plus de contribuer au rafraîchissement direct sur les heures les plus chaudes.

Dès lors, le dimensionnement d'échangeurs terrestres à des fins de rafraîchissement dépend avant tout de la réponse inertielle du bâtiment. Ce type de système ne peut pas être vu comme une simple pièce que l'on rajoute au système technique, mais doit être accordé au bâtiment, dont il fait partie intégrante, et être dimensionné au travers d'un concept énergétique global.

4.2. Bâtiment

Une signature du confort d'été peut être déduite de la température horaire du bâtiment, telle que mesurée à l'extraction de l'air vicié, que l'on met en relation avec les extrêmes météo journaliers (Fig. 36, haut). Cette représentation fait clairement apparaître l'excellent confort d'été obtenu dans le bâtiment, avec des températures de pointe qui restent inférieures à la valeur cible de 26°C, définie pour le dimensionnement d'installations d'air conditionné [3]. Cette valeur n'est ponctuellement dépassée que sur les jours les plus chauds, dépassant les 30°C et pour lesquels la norme ne donne plus de valeur contraignante, mais la température intérieure reste dans tous les cas inférieure à la valeur limite de 28°C.

Dans la mesure où les gaines de ventilation incorporées aux dalles du bâtiment participent elles-mêmes à l'amortissement inertiel de l'oscillation météo, il n'est pas aisément de déterminer si cet excellent confort n'aurait en l'occurrence pas pu être atteint sans construction de l'échangeur air/eau/sol. La réponse à une telle question nécessiterait, en complément, d'une analyse thermique du bâtiment, non prévue dans ce mandat.

En complément de la signature de confort d'été et bien que cette l'enveloppe du bâtiment ne soit pas traitée ici, on trouvera ci-dessous (Fig. 36, bas) la signature de la demande de chauffage (batterie de chauffage + échange sensible sur l'humidificateur).

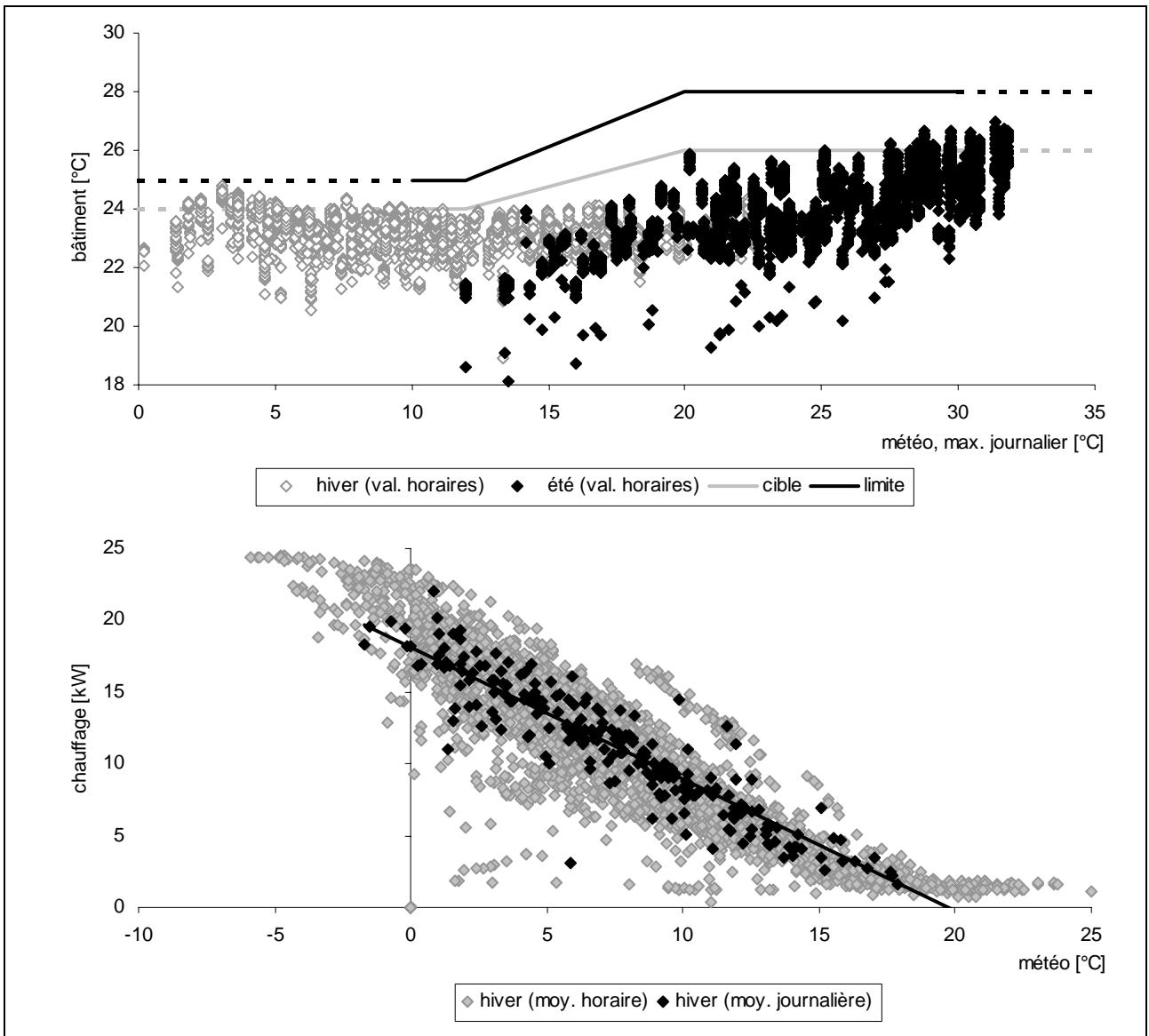


Fig. 36 : Signature de confort en valeurs horaires (haut) et signature énergétique de chauffage (chaudière et humidificateur) en valeurs journalières/horaires (bas).

4.3. Synthèse

Le bilan annuel du système de chauffage/ventilation et l'analyse du rôle qu'y joue l'échangeur air/eau/sol peuvent se résumer comme suit :

- Placé entre l'amenée d'air neuf qui fait elle même office d'échangeur air/sol (36% du préchauffage) et le récupérateur sur air vicié (47%), l'échangeur air/eau/sol ne fonctionne en hiver que par intermittence, sur les heures les plus froides de la saison. Il n'apporte au bout du compte qu'une fraction relativement faible du préchauffage de l'air neuf (17%). De cette part seule la moitié est par ailleurs activement soutirée au sous-sol, le solde correspondant à un prolongement du récupérateur sur air vicié, auquel il semble être thermiquement couplé.
- L'apport brut des trois systèmes de préchauffage (75 MJ/m^2) représente plus du tiers de la demande en énergie de chauffage, le solde de la demande de chauffage (129 MJ/m^2) étant assuré principalement par la chaudière, mais également par l'humidificateur qui contribue accessoirement au chauffage électrique de l'air.
- Alors que les trois quart de l'apport actif brut de l'échangeur air/eau/sol proviennent d'une perte diffusive accrue depuis le bâtiment, une autre moitié se fait au détriment du récupérateur sur air vicié, qui produit

moins que s'il avait été couplé directement sur l'échangeur air/sol. L'utilisation hivernale de l'échangeur air/eau/sol provoque finalement une perte thermique nette.

- Le potentiel des échangeurs terrestres concerne principalement l'été, pendant lequel ils amortissent les pointes de chaleur diurnes. Ainsi, même si le couplage avec le bâtiment induit sur la saison un préchauffage moyen de l'amenée d'air, celle-ci pénètre finalement le bâtiment à une température très stable. Le rafraîchissement induit sur les seules heures de canicules, lorsque la météo dépasse les 26°C, s'élève ainsi à quelques 2.3 W par m² de plancher, dont un tiers via l'échangeur air/eau/sol.
- Dans le cas de figure présent, cela suffit à maintenir le bâtiment en dessous du seuil de confort cible de 26°C, ce qui met en valeur la bonne enveloppe et l'inertie du bâtiment. Dans la mesure où les gaines de ventilation incorporées aux dalles du bâtiment participent elles-mêmes à l'amortissement inertiel de l'oscillation météo, il n'est pas aisément de déterminer si cet excellent confort n'aurait en l'occurrence pas pu être atteint sans construction de l'échangeur air/eau/sol.
- La température d'aération étant située en dessous du seuil de confort de 26°C il deviendrait possible, si le besoin s'en faisait ressentir, d'accroître le débit d'air à des taux plus importants de quelques vol/h, permettant de ventiler le bâtiment avec de l'air frais et d'en extraire les excédents thermiques. Une première évaluation de ce potentiel indique ainsi qu'il serait possible, en doublant le débit d'air et la taille des échangeurs terrestres, de passer à des puissances de rafraîchissement de l'ordre de 3 à 12 W par m² de plancher. Etant donné le surdimensionnement du système actuel, la possibilité reste par ailleurs ouverte d'atteindre une performance similaire avec un même débit accru mais un échangeur eau/sol inchangé, ce qui sera testé par simulation numérique.
- Contrairement à l'approche « classique », qui caractérise les échangeurs souterrains à eau par une puissance spécifique de soutirage par mètre linéaire (exprimée en W/m), une telle grandeur n'a pas ici de sens intrinsèque. En conjonction avec un débit de ventilation accru, l'amortissement de l'onde journalière (de puissance moyenne nulle) induit une prestation énergétique liée à la réponse du bâtiment (ou au seuil de confort), en partie indépendante du différentiel entrée/sortie.
- Avec un débit d'aération de base, la circulation continue de l'eau induit une surconsommation électrique importante en regard d'un apport thermique utile essentiellement sur les heures les plus chaudes. Avec un débit de ventilation accru, ce seront les pertes de charges supplémentaires sur l'air qui risquent de préférencier le bon rendement électro-thermique du système. Dès lors il est primordial de bien maîtriser le dimensionnement des systèmes.

5. ETUDE DE SENSIBILITE

5.1. Simulation numérique : validation

Nous utiliserons pour l'étude de sensibilité un modèle de simulation numérique développé précédemment pour les échangeurs air/sol [1]. Il s'agit d'un modèle à éléments finis décrivant l'échange thermique entre un flux d'air et le sol environnant, via un ensemble de tubes disposés en parallèles. Hormis cette dernière contrainte, le modèle permet la description de géométries variées (tubes en multi-couches, entre axes variables), de sols inhomogènes, ainsi que de surfaces diverses (conditionnées par une température, un flux de chaleur ou encore de type adiabatiques). La diffusion de chaleur dans le sol est traitée en trois dimensions et l'échange thermique entre air et tubes permet de tenir compte d'éventuels échanges latents (condensation / évaporation) et de l'effet thermique des pertes de charges.

Le modèle a été développé dans le cadre du logiciel modulaire TRNSYS, qui permet la simulation de divers systèmes énergétiques couplés les uns aux autres. Ce modèle a fait l'objet d'une validation extensive à la fois contre une solution analytique complète et un certain nombre de systèmes réels mesurés *in situ* sur de longues durées. Dans le cadre de l'étude présente, avec un échangeur eau/sol, nous avons procédé à de légères modifications du modèle (adaptation des capacités et masse volumique du fluide caloporteur, désactivation des échanges latents).

Nous commençons par valider le modèle sur les mesures *in situ* analysées précédemment. Les contraintes et hypothèses retenues à cet effet sont les suivantes :

- Nappe de 10 tubes parallèles de 100 mètres, à 50 cm de profondeur dans un sol homogène (conductivité 1.8 W/K.m, capacité 2.2 MJ/K.m³).
- Facteur d'échange eau/sol de 30 W/K.m² (2.6 W/K par m linéaire).
- Température de surface uniforme, donnée en dynamique horaire par la mesure l'air dans le local des archives, avec un coefficient d'échange superficiel de 2.1 W/K.m²; Température à 14 m de profondeur fixée à 10°C ; Conditions latérales adiabatiques, correspondant à la non prise en compte des pertes latérales.
- Débit d'eau tel que mesuré, ou alternativement simulé par régulation thermique (cf. plus bas) ; Débit d'air tel que mesuré (1840 m³/h en moyenne).
- Couplage entre air et eau via un échangeur de chaleur (externe au module d'échangeur eau/sol) d'une efficacité de 60 %.
- Température d'entrée d'air tel que mesurée à la sortie de l'échangeur air/sol amont. A noter que l'échangeur air/sol ne sera quant lui pas simulé dans le cadre de cette étude.

Lors d'une première validation, l'activation/désactivation de l'échangeur eau/sol ainsi que le débit d'eau sont déterminés par les valeurs effectivement mesurées. Etant donnée les hypothèses simplificatrices qui ont été retenues, la correspondance entre mesure et simulation s'avère excellente, non seulement au niveau des températures entrée / sortie de l'eau et de la puissance d'échange associée, mais également au niveau de la température induite sur l'air et la diffusion de chaleur depuis le bâtiment (Fig. 37 à 39).

En un deuxième temps, afin de tester le bon fonctionnement de la régulation et de pouvoir par la suite envisager d'autres modes de régulation, nous effectuons une validation avec un débit d'eau fixe de 3000 lit/h, dont l'activation est régulée par la température d'entrée de l'air, avec une hystérèse telle que celle utilisée *in situ* (cf. Ch. 2). La durée d'activation de l'échangeur eau/sol tout comme les énergies en jeu restent en excellente correspondance avec les valeurs mesurées, tant sur la période d'hiver que sur celles de canicule (Fig. 40).

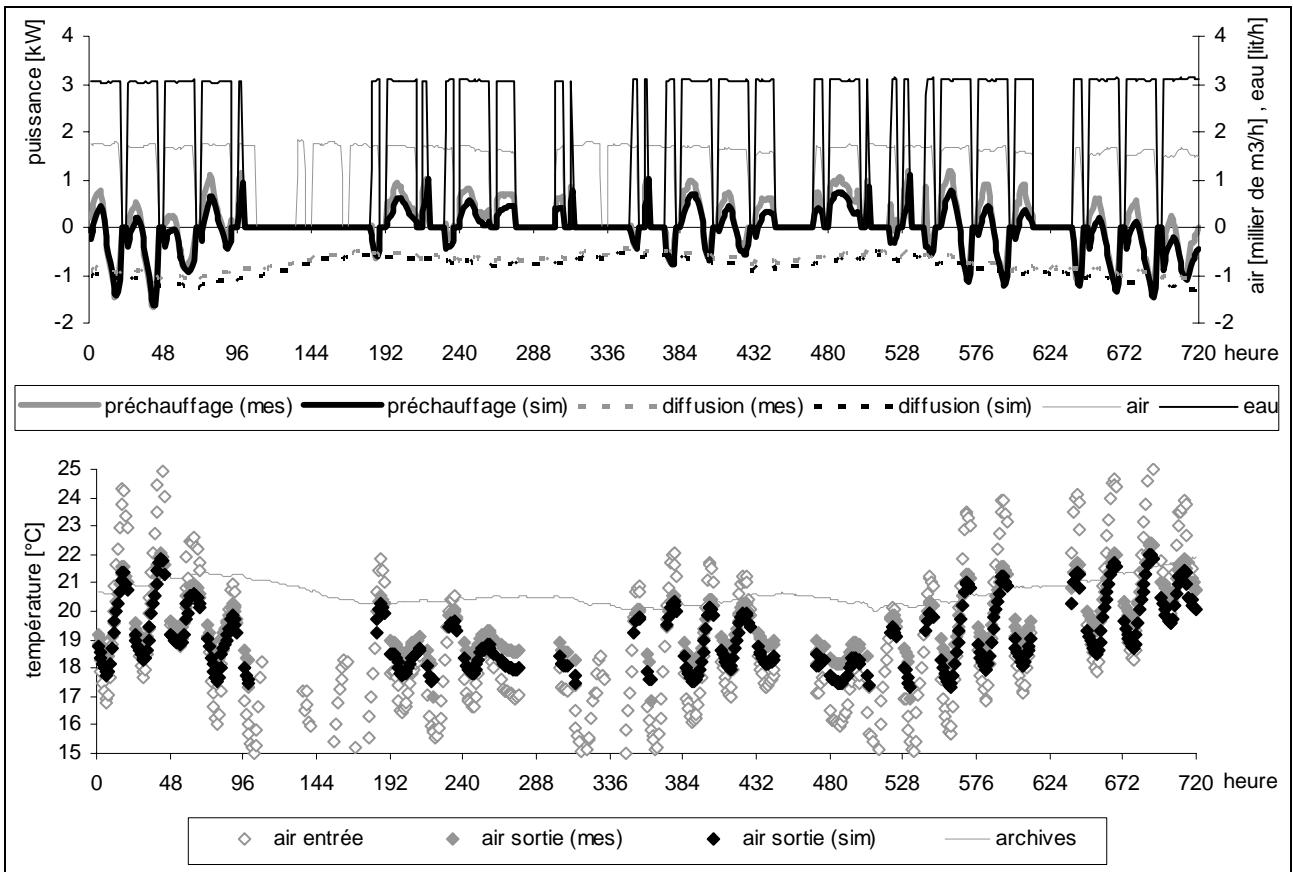


Fig 37 : Comparaison mesure/simulation (dynamique horaire, sur le mois de juin).

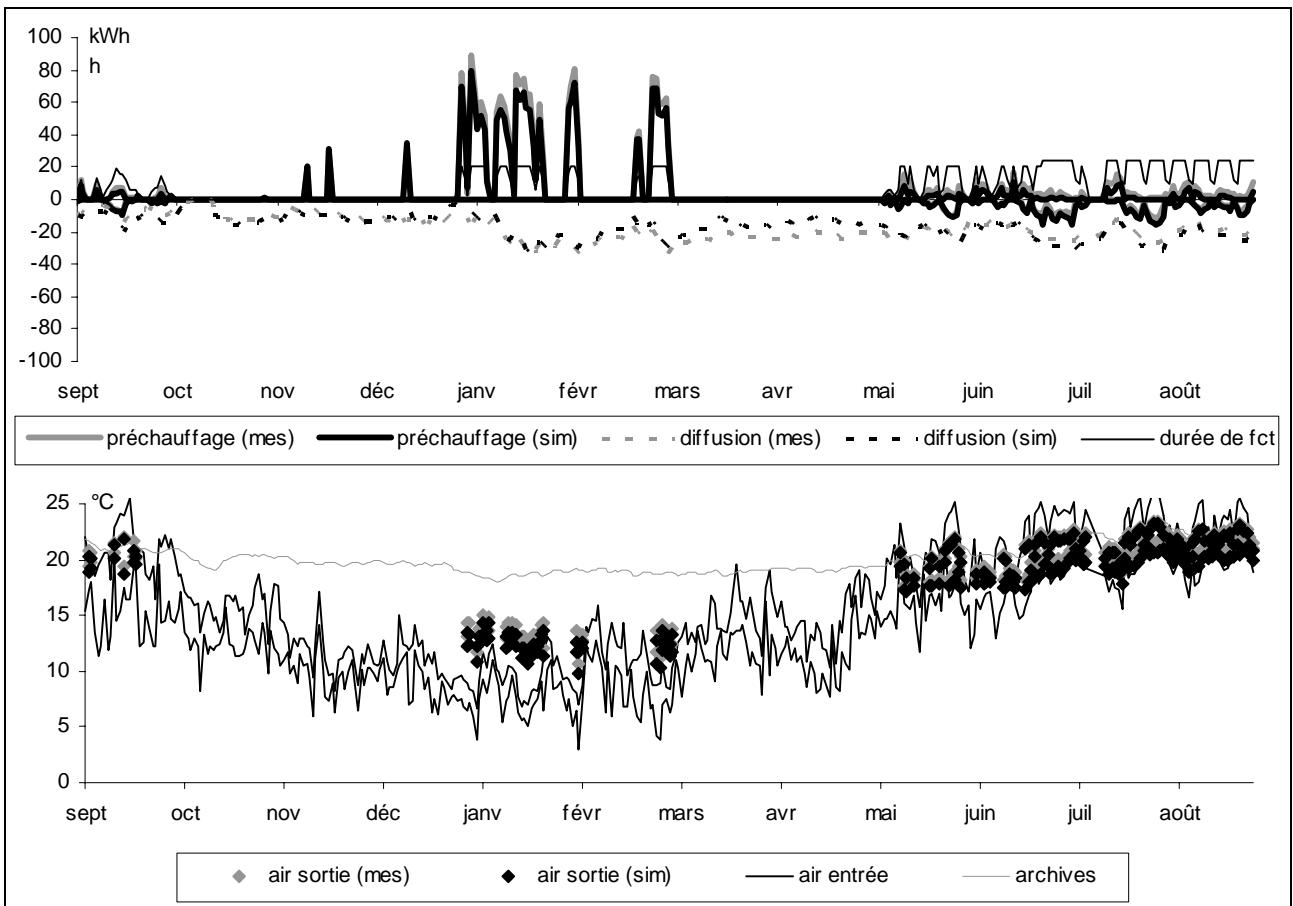


Fig 38 : Comparaison mesure/simulation (dynamique journalière, sur toute l'année).

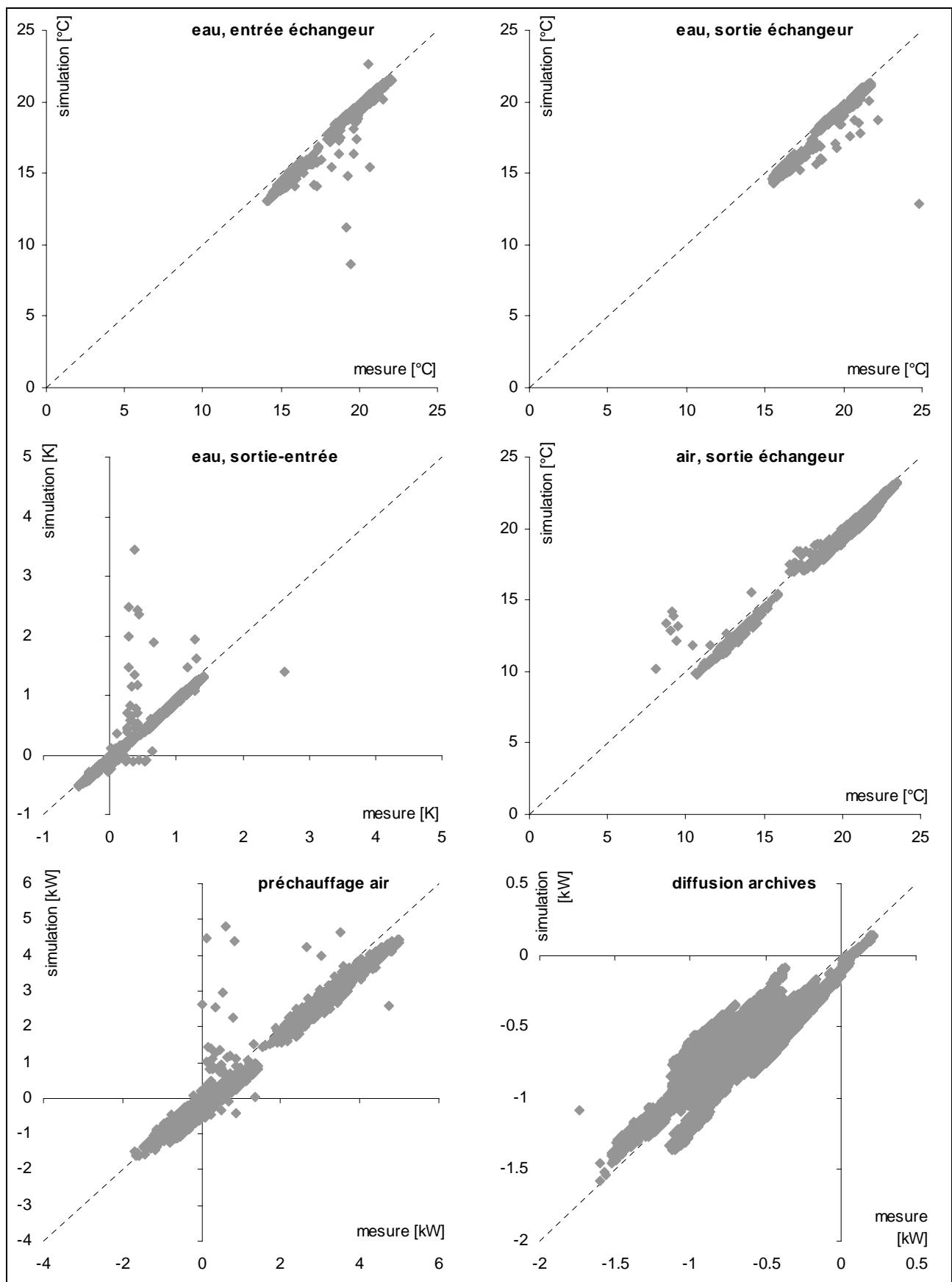


Fig 39 : Comparaison mesure/simulation (valeurs horaires, sur toute l'année).

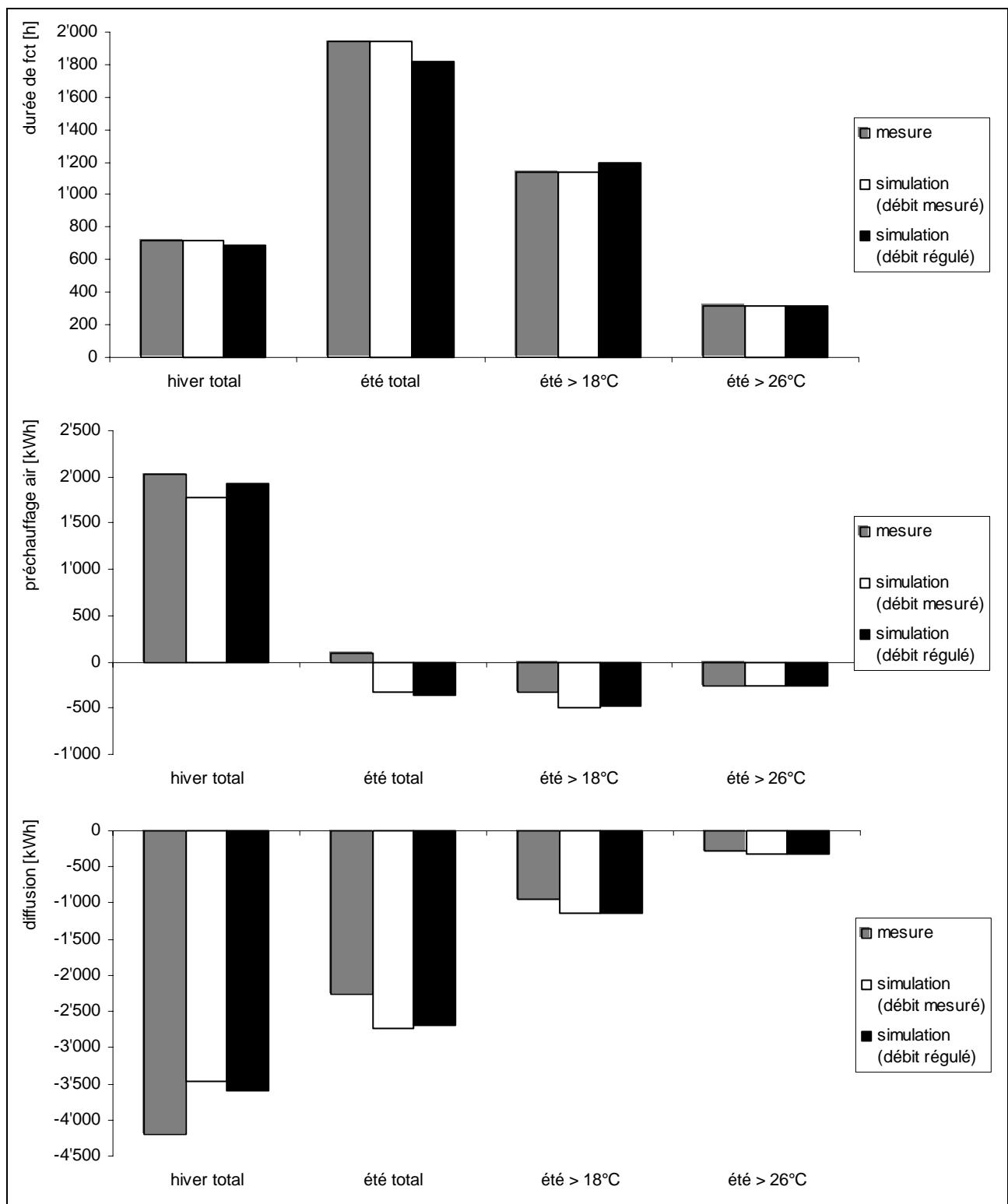


Fig 40 : Comparaison mesure/simulation (valeurs saisonnières).

5.2. Simulation numérique : optimisation

Configurations

La configuration utilisée ci-dessus correspond à la celle qui a été mesurée et constitue le cas de base de notre étude de sensibilité (config. « Base »). Elle sera comparée à une configuration de référence (config. « Ref »), avec la même amenée d'air (échangeur air/sol) et le même récupérateur sur air vicié, mais sans échangeur air/eau/sol. Ces configurations, tout comme celles envisagées par la suite (Tab. 16), font par ailleurs l'objet d'une alternative avec prise d'air directe sur l'extérieur plutôt que via l'amenée d'air souterraine.

Tab. 16 : Définition des scénarios de simulation.

Nom	Récup. %	Isolation cm	Régulation eau type	saison	Air vol/h	Eau lit/h	Air/eau %	Tubes m	Couches --
<i>Effet du récupérateur sur air vicié</i>									
Ref	50	0			0.6				
RefRec+	67	0			0.6				
RefRec++	80	0			0.6				
<i>Effet de l'isolation</i>									
IsolTot	50	infini	°C	année	0.6	3000	60	1000	1
Isol	50	10	°C	année	0.6	3000	60	1000	1
IsolRec+	67	10	°C	année	0.6	3000	60	1000	1
<i>Effet de la régulation</i>									
24/24h	67	10	24/24h	année	0.6	3000	60	1000	1
24/24hEté	67	10	24/24h	été	0.6	3000	60	1000	1
Eté	67	10	régulé	été	0.6	3000	60	1000	1
<i>Optimisation (débit d'eau, longueur des tubes)</i>									
Eau-	67	10	°C	été	0.6	1000	60	1000	1
Eau-L-	67	10	°C	été	0.6	1000	60	500	1
Eau-Eff+	67	10	°C	été	0.6	1000	80	1000	1
Eau-L-Eff+	67	10	°C	été	0.6	1000	80	500	1
<i>Ventilation accrue</i>									
Vent2 / L	67	10	°C	été	1.2	2000	80	1000	1
Vent2 / L2	67	10	°C	été	1.2	2000	80	2000	2
Vent4 / L	67	10	°C	été	2.4	4000	80	1000	1
Vent4 / L2	67	10	°C	été	2.4	4000	80	2000	2
Vent4 / L3	67	10	°C	été	2.4	4000	80	3000	3
Vent6 / L3	67	10	°C	été	3.6	6000	80	3000	3

Ci-dessous, chacune des configurations simulées est représentée sous forme schématique, avec l'une et l'autre alternative d'amenée d'air, et est accompagnée d'une représentation graphique de l'apport énergétique brut (Fig. 41 - 44). Ce dernier est comptabilisé par saison et se décompose comme suit (valeur positive lorsque participant au préchauffage, négative lorsque participant au rafraîchissement) :

- Qech1, Qech2 et Qvent : échangeurs terrestres, apport sur débit de base et surplus de débit (selon décompte explicité au Ch. 4). L'échangeur air/sol n'étant pas simulé, Qech1 est la valeur mesurée.
- Qrec : récupérateur sur air vicié. Cette grandeur ne participe qu'au bilan hivernal (bypass estival). Elle est calculée pour une température du bâtiment à 22°C.
- Qdiff : pertes diffusives bâtiment/sous-sol. Issue du modèle numérique, cette grandeur ne tient pas compte de l'échangeur air/sol, mais uniquement de l'échangeur air/eau/sol qui s'étend sous le bâtiment.

Ces graphiques sont suivis d'une comparaison synthétique de l'ensemble des configurations, représentant l'apport net par rapport à une configuration sans aucun échangeur terrestre (Fig. 45 et 46).

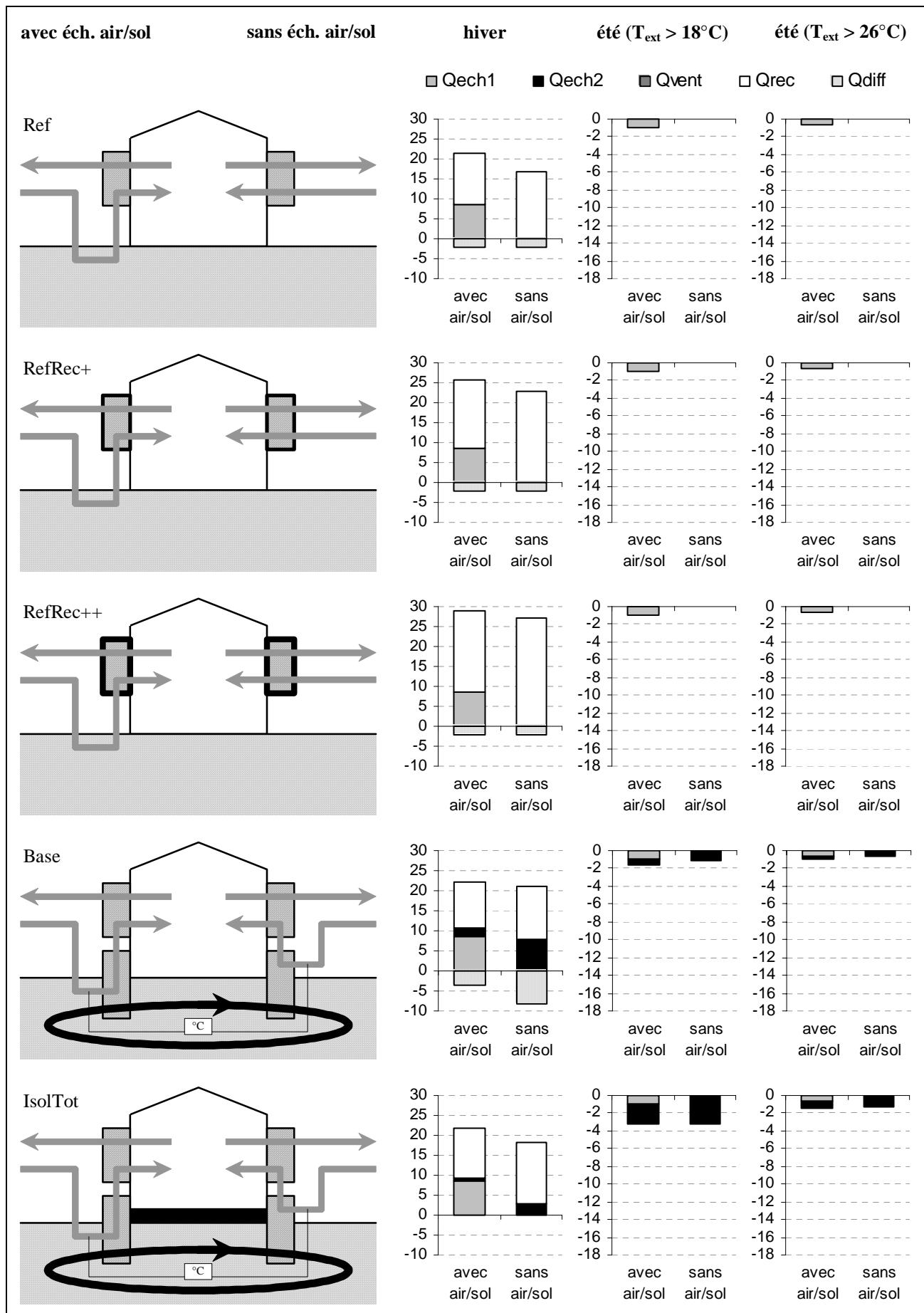


Fig 41 : Simulation, résultats bruts des configurations 1 – 5 (milliers de kWh).

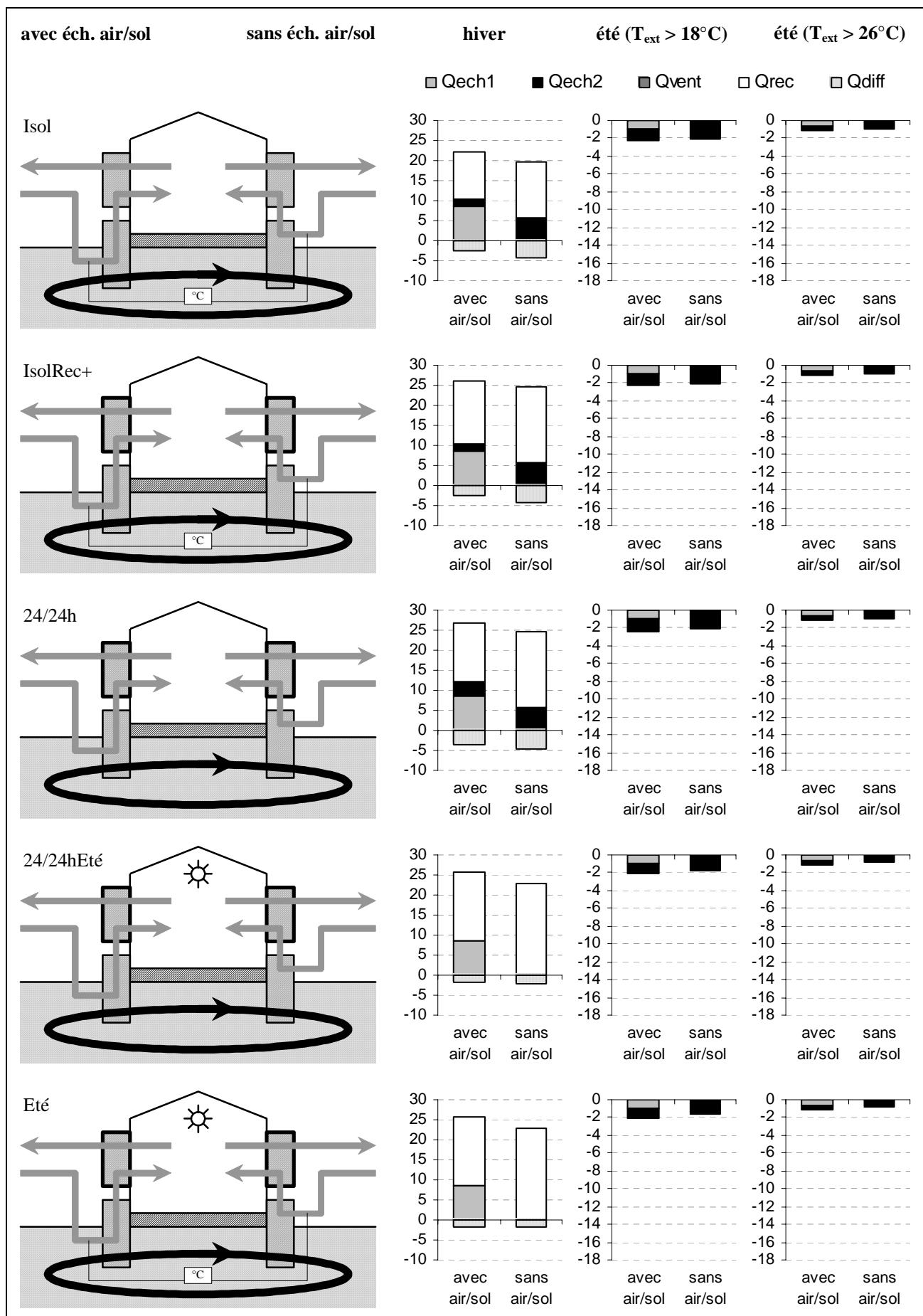


Fig 42 : Simulation, résultats bruts des configurations 6 – 10 (milliers de kWh).

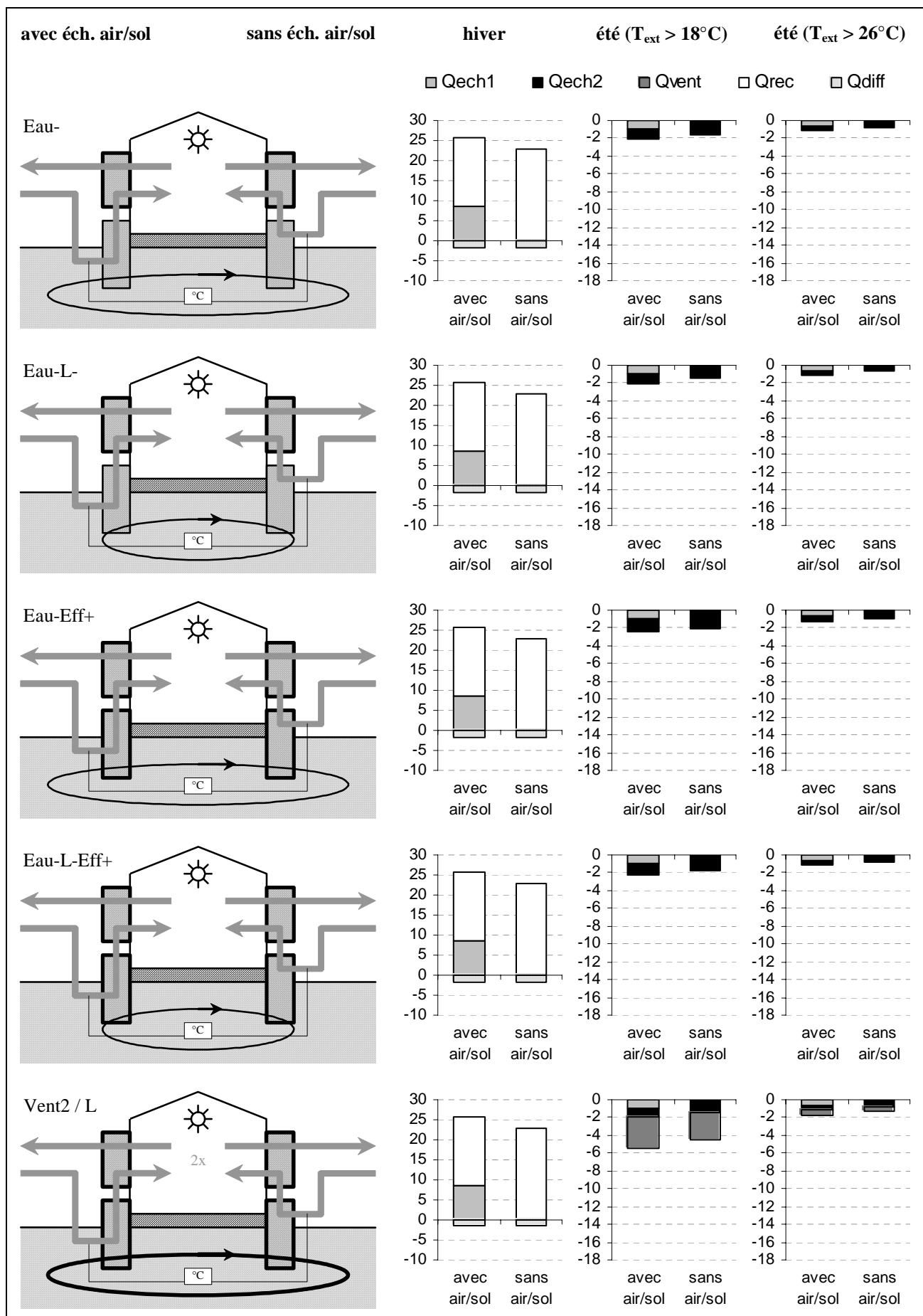


Fig 43 : Simulation, résultats bruts des configurations 11 – 15 (milliers de kWh).

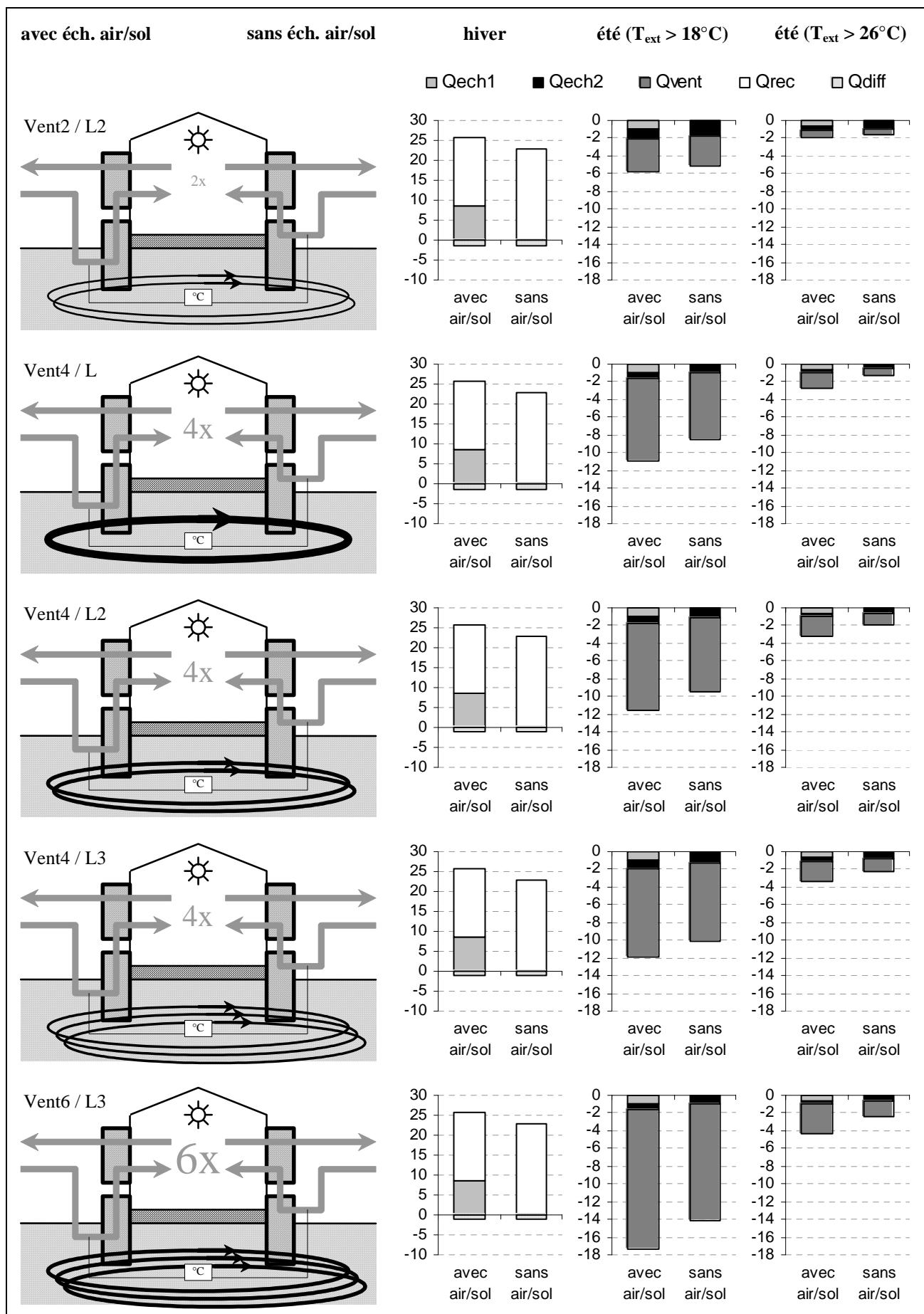


Fig 44 : Simulation, résultats bruts des configurations 16 – 20 (milliers de kWh).

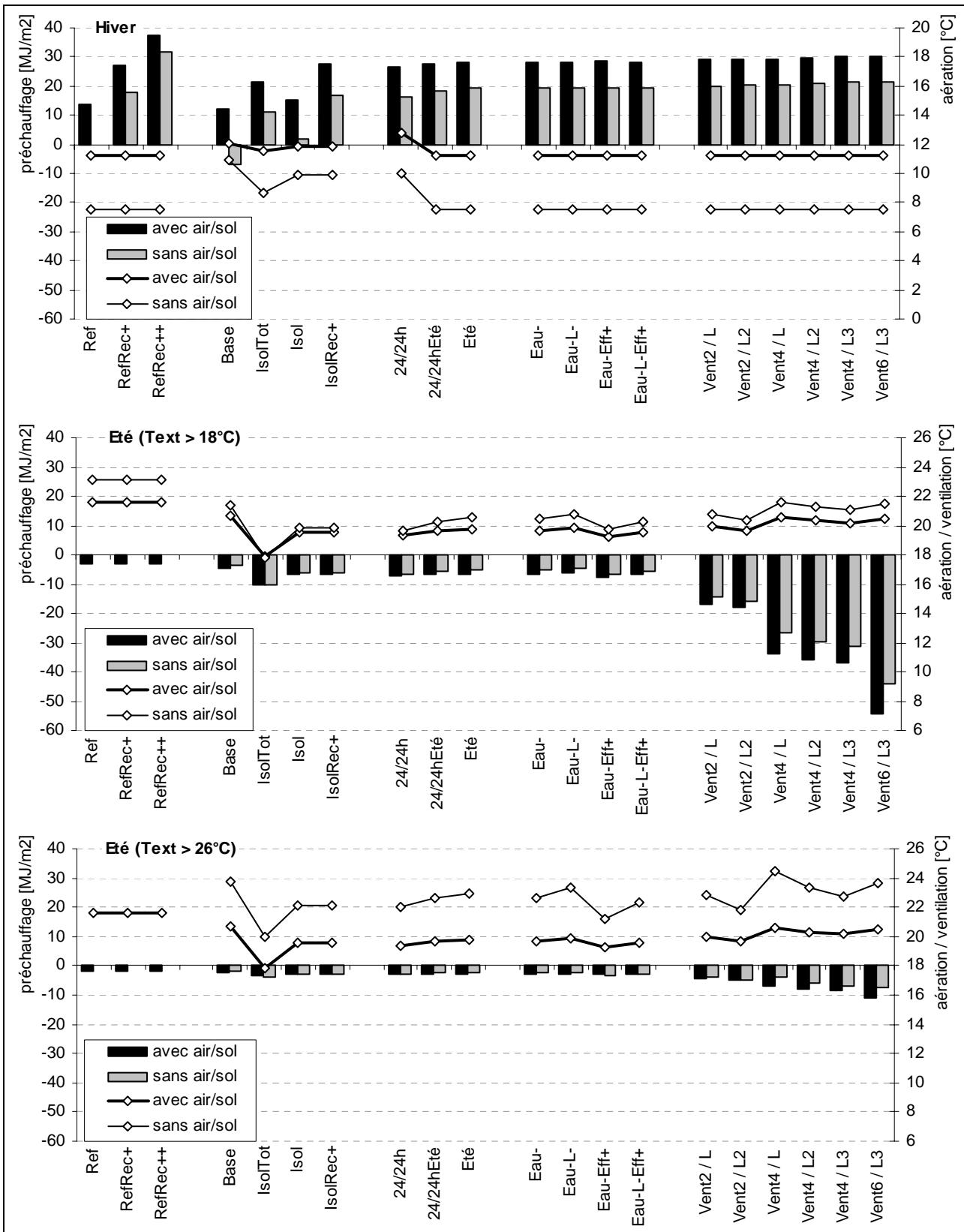


Fig 45 : Energie de préchauffage nette (exprimé par rapport à la configuration de référence, sans échangeur air/sol) et température d'aération/ventilation.

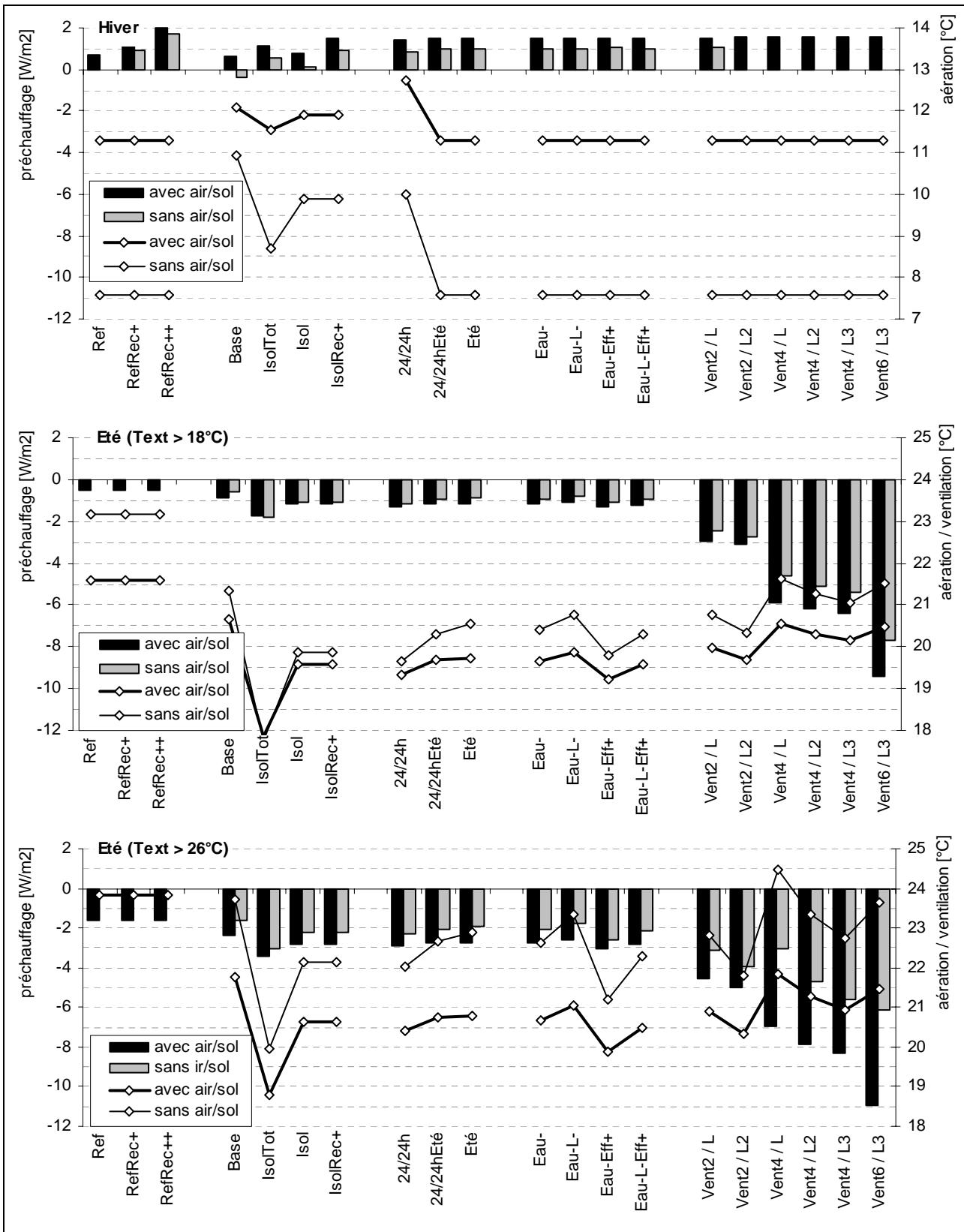


Fig 46 : Puissance de préchauffage nette (exprimé par rapport à la configuration de référence, sans échangeur air/sol) et température d'aération/ventilation.

Préchauffage (hiver)

L'étude de sensibilité débute par une série de configurations visant à étudier le potentiel de préchauffage hivernal de l'échangeur air/eau/sol. Présentés dans les figures précédentes, les résultats seront discutés tant sous forme absolue (kWh) que spécifique (MJ par m² de bâtiment).

Avec échangeur air/sol

Effet du récupérateur sur air vicié :

Ainsi que nous l'avons déjà mis en évidence au Ch. 4, sur les quelques 2'000 kWh de préchauffage hivernal fournis par l'échangeur air/eau/sol (config. « Base ») la moitié est en fait amputée au récupérateur sur air vicié (11'600 au lieu de 12'600 kWh pour la config. « Ref »), d'une efficacité de 50%. Qui plus est, la présence de l'échangeur eau/sol sous le bâtiment non isolé induit environ 1'500 kWh de pertes diffusives supplémentaires (3'600 au lieu de 2'100 kWh). On remarque que cette diffusion supplémentaire, obtenue ici par simulation numérique, représente 75% du préchauffage brut de l'échangeur eau/sol, en excellente cohérence avec l'analyse du Ch. 3, ce qui valide l'approche analytique qui y a été développée. Cette analyse confirme qu'au bout du compte, sans isolation entre le bâtiment et le sous-sol, l'apport hivernal net de l'échangeur air/eau/sol s'avère induire une légère perte sèche (2'000-1'000-1'500 = -500 kWh, soit -1.5 MJ/m²).

Au contraire, l'amélioration du récupérateur sur air vicié (67 ou 80 %, config. « RefRec+ » et « RefRec++ »), sans adjonction d'un échangeur air/eau/sol, amèneraient quelques appréciables 4'330 ou 7'600 kWh de préchauffage supplémentaire (13.3 ou 23.5 MJ/m²).

Effet de l'isolation :

Afin de tester l'utilisation hivernale d'un échangeur air/eau/sol tout en limitant la perte diffusive du bâtiment, nous examinons une configuration théorique avec isolation parfaite entre bâtiment et sous-sol (config. « IsolTot »). Etant donné l'absence de couplage diffusif au bâtiment, l'échangeur eau/sol ne produit cette fois-ci plus que 700 kWh de préchauffage, dont la moitié est toujours amputés au récupérateur sur air vicié. Ainsi, par rapport au cas de référence, le gain global de quelques 2'500 kWh (7.7 MJ/m²) est essentiellement dû à l'isolation parfaite, et très marginalement (2.2 MJ/m²) à l'échangeur air/eau/sol. Avec une isolation plus réaliste de 10 cm (config. « Isol ») les 1'500 kWh de préchauffage brut sont toujours compensés de moitié par amputation sur le fonctionnement du récupérateur et sont accompagnés d'une perte diffusive supplémentaire de 300 kWh, si bien qu'en bilan net ils se réduisent à quelques 500 kWh (1.4 MJ/m²) : valeur certainement inférieure au gain à escompter avec la même isolation, mais sans échangeur eau/sol. Etant donné l'importance primordiale à la fois d'une bonne isolation et d'un récupérateur sur air vicié performant, nous considérerons finalement, en plus des 10 cm d'isolation, un récupérateur sur air vicié de 67% d'efficacité (config. « IsolRec+ »), variante qui ne produit plus que 200 kWh (0.7 MJ/m²) de plus que son homologue sans échangeur air/eau/sol (config. « RefRec+ »).

Il ressort clairement de ce qui précède que l'utilisation hivernale d'un échangeur air/eau/sol, sous un bâtiment et en conjonction avec un récupérateur sur air vicié, conduit si ce n'est à une perte énergétique, du moins à une économie de chauffages marginale. Il convient donc prioritairement, à des fins d'efficience hivernale, d'améliorer l'enveloppe du bâtiment et de soigner le dimensionnement du récupérateur sur air vicié.

Sans échangeur air/sol

Note sur les pertes diffusives :

Dans la configuration de référence, la suppression de l'échangeur air/sol n'induit pour perte nette que la moitié des 8'700 kWh produits par ce dernier, l'autre moitié étant ratrappée par le récupérateur sur air vicié, qui fonctionne désormais à plus basse température. En faisant ce constat il est important de se rappeler que la simulation numérique ne tient cependant pas compte de l'effet de l'échangeur air/sol sur les pertes diffusives du bâtiment. Il n'est pas exclu, ainsi que nous l'avons montré au Ch. 3, qu'une grosse part des 8'700 kWh en jeu provienne du couplage thermique au bâtiment, si bien que la suppression de l'échangeur air/sol pourrait en fait, sur la période d'hiver, aller jusqu'à induire un léger gain énergétique. La vérification de cette

hypothèse nécessiterait un travail de simulation sortant du cadre de cette étude, si bien qu'il ne sera pas tenu compte de cet effet correctif, ni pour cette configuration ni pour les autres.

Air/eau/sol versus air/sol :

Ceci étant, la suppression de l'échangeur air/sol dans la configuration de base entraînerait une température d'entrée plus basse dans l'échangeur eau/sol et une mise à contribution de ce dernier sur la quasi totalité des heures d'aération. L'apport de l'échangeur air/eau/sol grimperait alors à quelques 8'000 kWh, s'apparentant aux 8'700 kWh de l'échangeur air/sol remplacé. Ceci confirme l'analyse du Ch. 3 : tels que dimensionnés, ces deux échangeurs sont environ équivalents.

Bien que pour moitié compensée par l'augmentation de production du récupérateur, la perte de production due à la suppression de l'échangeur air/sol serait également accompagnée d'une perte diffusive accrue, suite à une température de travail plus froide de l'échangeur eau/sol. Tout comme cela était déjà le cas avec une amenée d'air souterraine, l'utilisation hivernale de l'échangeur air/eau/sol sous un bâtiment non isolé, en conjonction avec un récupérateur sur air vicié, conduirait globalement à une perte énergétique.

Rafraîchissement (été)

Ainsi que nous l'avons mis en évidence au Ch. 4, la contrainte estivale étant principalement d'ordre diurne, le potentiel de rafraîchissement des échangeurs terrestres se caractérise sur les seules heures de chaleur, lorsque la température météo dépasse les 18 ou 26 °C (1'606 ou 346 heures par an). Sauf indication contraire, c'est essentiellement la deuxième de ces contraintes que nous retiendrons pour la comparaison des diverses configurations.

Sur ces courtes périodes, l'enjeu relativement dynamique du rafraîchissement est essentiellement porté par l'apport thermique du flux d'air, sans que la composante diffusive du sous-sol, passablement inerte et localisée, n'entre en compte dans le bilan. Le récupérateur sur air vicié, qui devrait être bypassé, n'entrera pas non plus dans le bilan estival.

Finalement, étant donné la contrainte relativement ponctuelle, plutôt que d'exprimer le potentiel de rafraîchissement des échangeurs terrestres en terme d'énergie, nous le ferons en terme de puissance, sous forme absolue (kW) ou spécifique (W par m² de bâtiment), ou encore en terme de température d'aération/ventilation.

Avec échangeur air/sol

Effet de l'isolation :

Par rapport au seul échangeur air/sol (config. « Ref »), qui apporte sur les heures dépassant 26°C un rafraîchissement de 1.8 kW (aération à 23.8°C), l'échangeur eau/sol tel que dimensionné dans l'immeuble Perret (config. « Base ») permet de gagner quelques 0.9 kW supplémentaires (aération à 21.8°C), ce qui représente au total une puissance spécifique de 2.4 W/m². Alors qu'une isolation parfaite (config. « IsolTot ») augmenterait ce potentiel à 3.4 W/m², une isolation réaliste de 10 cm (config. « Isol » ou « IsolRec+ ») permettrait tout juste d'atteindre 2.8 W/m² (aération à 20.6°C). Bien que de faible utilité estivale l'isolation du sous-sol est indispensable en hiver, si bien qu'elle sera également introduite dans les configurations suivantes, de même qu'un récupérateur sur air vicié amélioré (pour l'hiver uniquement).

Effet de la régulation :

L'utilisation hivernale de l'échangeur eau/sol étant sujette à caution, nous examinons une configuration dans laquelle ce dernier n'est actionné qu'en été (config. « Eté »), avec la même régulation différentielle que précédemment. Le potentiel de rafraîchissement résultant (aération à 20.8°C) est quasiment identique à celui obtenu avec un fonctionnement annuel (config. « Isol » ou « IsolRec+ ») : ceci est conforme aux observations faites pour le préchauffage et à l'analyse du Ch. 3, qui montrait déjà que pour une configuration de tuyaux en nappe peu profonde l'effet saisonnier reste tout à fait marginal. Etant donné l'isolation du bâtiment, le bilan thermique hivernal ne se trouve quant à lui que faiblement amélioré par ce fonctionnement purement estival (+0.6 MJ/m² par rapport à la config. homologue « IsolRec+ », contre +16.1 MJ/m² par

rapport à la config. « Base », non isolée). Mais on peut également attendre d'une telle régulation une petite économie d'électricité sur la pompe de circulation (0.3 MJ/m^2).

En alternative à la régulation différentielle, un fonctionnement continu de l'échangeur eau/sol sur les heures d'aération (config. « 24/24h » et « 24/24hEté », à comparer aux config. « IsolRec+ » et « Eté ») ne produit pas de variation notable du potentiel de rafraîchissement. La comparaison de ces deux dernières configurations confirme par ailleurs l'inutilité de faire fonctionner l'échangeur eau/sol en hiver.

Etant donné ce qui précède, l'optimisation de l'échangeur air/eau/sol à des fins de rafraîchissement se fera pour un fonctionnement estival uniquement, avec une régulation différentielle du type de la config. « Eté ».

Optimisation pour débit d'aération de base :

En accord avec la discussion du Ch. 3, nous vérifions qu'un débit d'eau trois fois plus faible (rapport de débit calorifique eau/air aux alentour de 2, config. « Eau- ») induit un potentiel de rafraîchissement inchangé, tout en permettant de baisser la consommation électrique associée.

Une fois ce rapport de débit corrigé, l'accroissement du potentiel de rafraîchissement passe nécessairement par l'amélioration de l'échangeur air/eau. En portant son efficacité à 80 au lieu de 60% (config. « Eau-Eff+ »), on peut s'attendre à une puissance cumulée des deux échangeurs de 3.1 W/m^2 , contre 2.8 W/m^2 pour la configuration précédente. Notons que cette augmentation de 10% (25% pour le seul échangeur air/eau/sol, qui passe de $1.2 \text{ à } 1.5 \text{ W/m}^2$) est cohérente avec les règles du pouce développées précédemment (Fig. 25) : en effet, avec environ 560 m de tubes pour 1000 m³/h d'air et une efficacité d'échange air/eau de 60%, on s'attend selon ces dernières à passer d'environ 55 à 70% d'amortissement sur l'amplitude journalière, soit une augmentation relative de $(70-55)/55 = 27\%$ sur l'échangeur air/eau/sol.

Enfin, avec un échangeur air/sol deux fois plus petit (5 au lieu de 10 boucles de 100 m, soit environ 280 m de tuyaux par 1000 m³/h d'air) et une efficacité d'échange air/eau de 60 ou 80% (config. « Eau-L- » et « Eau-L-Eff+ »), la perte sur la puissance de rafraîchissement n'atteint pas plus de 7 ou 10% en valeur globale (16 et 20% sur l'échangeur air/eau/sol). Ces résultats sont également cohérents avec les règles du pouce développées plus haut.

En résumé, outre le fait qu'un débit d'eau trois fois plus petit aurait été suffisant à produire le même apport de fraîcheur, la combinaison entre longueur des tubes et efficacité d'échange air/eau qui a été retenue s'avère correcte. Une prestation similaire aurait cependant pu être atteinte avec deux fois moins de tubes et un échangeur air/eau deux fois plus grand (280 m de tubes pour 1000 m³/h d'air, pour une efficacité d'échange air/eau de 80%). C'est cette dernière option que nous retiendrons pour le rafraîchissement par ventilation accrue.

Ventilation accrue :

Ainsi que nous l'avons montré au chapitre précédent, l'accroissement significatif de la puissance de rafraîchissement doit passer par un débit de ventilation accru. A l'instar de ce que nous avons fait précédemment nous caractériserons ce potentiel pour des débits 2, 4 ou 6 fois plus importants que celui utilisé pour l'aération du bâtiment Perret (config. « Vent2 / L », « Vent4 / L2 » et « Vent6 / L3 »).

Nous considérerons à cet effet des échangeurs air/eau/sol de 10, 20 ou 30 boucles de 100m, répartis en 1, 2 ou 3 couches superposées (à 50, 80 et 110cm sous l'isolation du bâtiment), avec des débits d'eau de 2'000, 4'000 ou 6'000 lit/h. La température de sortie de l'échangeur air/sol situé en amont est supposée ne pas varier avec l'augmentation du débit d'air, ce qui suppose qu'il est redimensionnée en même temps que l'échangeur eau/sol. Ainsi, alors que ce dernier comprend 280 m de tubes pour 1000 m³/h d'air, les deux échangeurs terrestres représentent ensemble un système équivalent à un échangeur eau/sol d'environ 600 m de tubes pour 1000 m³/h d'air. La taille de l'échangeur air/eau est également supposée adaptée au débit d'air, de façon à garder une efficacité d'échange de 80%. Ensemble, ces valeurs de dimensionnement représentent la valeur optimale donnée par les règles du pouce développées plus haut (Ch. 3).

On vérifie avoir alors une relation quasi linéaire entre le débit d'air et la puissance de rafraîchissement en heure de pointe, qui passe de 4.6 à 11.0 W/m² pour un renouvellement d'air variant entre 1.2 et 3.6 vol/h.

Comme prévu (cf. Fig. 35), la dynamique des températures est invariante et l'intensité de la puissance de rafraîchissement en fonction de la météo a tendance à s'uniformiser (Fig. 47, 49, 51 et 53). Ces observations assoient définitivement le fait que l'amortissement de l'oscillation thermique journalière se fait sur moins de 20 cm au pourtour des tuyaux, ouvrant la possibilité de recourir pour le rafraîchissement à des configurations multicouches.

Finalement, étant donné l'échangeur air/sol qui continue en amont à effectuer environ les deux tiers du rafraîchissement, la variation de taille de l'échangeur eau/sol autour des 280 m par 1000 m³/h d'air prend relativement peu d'importance (config. « Vent2 / L2 », « Vent4 / L » et « Vent4 / L3 »).

Sans échangeur air/sol

Air/eau/sol versus air/sol :

Sans ni l'un ni l'autre des deux échangeurs (config. « Ref »), la température d'aération moyenne sur les 350 heures de canicule (28.1°C, donné directement par la météo) s'élève tout juste à la valeur limite admise pour le bâtiment, mais ne permettrait plus forcément d'absorber les gains internes et gains solaires résiduels. Tel que dimensionné (config. « Base »), l'adjonction du seul échangeur air/eau/sol aurait permis une température d'aération bien plus confortable (23.7°C), soit une puissance de rafraîchissement de 1.6 W/m², équivalente à la seule prestation de l'échangeur air/sol actuel.

Effet de l'isolation et de la régulation :

Comme c'était déjà le cas avec l'échangeur air/sol, l'isolation du sous-sol permettrait d'augmenter légèrement cet apport (2.2 W/m²), qui ne chuterait que légèrement avec une utilisation limitée à l'été (1.9 W/m²).

Optimisation pour débit d'aération de base :

Pour une même géométrie, la puissance précédente peut évidemment s'obtenir avec un débit d'eau trois fois moindre (config. « Eau- »). En absence de l'échangeur air/sol, l'effet d'une réduction de longueur par deux (config. « Eau-L- ») prend plus d'importance que précédemment (de l'ordre de 25%), effet qui peut à nouveau être compensé par un échangeur air/eau plus efficace (config. « Eau-L-Eff+ »).

Ventilation accrue :

Un débit de ventilation plus important associé à un échangeur air/eau/sol adapté en conséquence (280 m de tubes par 1000 m³/h d'air et une efficacité d'échange air/eau de 80%), sans échangeur air/sol en amont, permet à nouveau d'accroître la puissance de rafraîchissement (config. « Vent2 / L », « Vent4 / L2 » et « Vent6 / L3 »). Sur les heures dépassant 26°C et pour un renouvellement d'air variant entre 1.2 et 3.6 vol/h, cette puissance passe régulièrement de 3.1 à 6.1 W/m². Ainsi que le montre également la Fig. 56, il s'agit d'un accroissement nettement inférieur à celui observé en présence amont de l'échangeur air/sol (équivalent à un système environ deux fois plus grand).

Sur les heures les plus chaudes, dépassant 30°C, la puissance de rafraîchissement ne varie même plus avec l'augmentation du débit et stagne à 4 W/m² (Fig. 48, 50, 52, 54). Ceci est dû à une oscillation thermique résiduelle non négligeable, qui atteint aux heures de pointe le seuil de confort de 26°C et anéantit le potentiel de rafraîchissement sur le surplus de débit. Au contraire, sur l'ensemble des heures au dessus de 18°C, la puissance de rafraîchissement moyenne reste relativement proche de celle obtenue avec échangeur air/sol (système équivalent de 600 m de tubes pour 1000 m³/h d'air).

Il résulte de ces observations que le dimensionnement d'échangeurs terrestres à des fins de rafraîchissement dépend avant tout de la réponse temporelle du bâtiment aux contraintes qu'il endure (gains internes et solaires, ainsi que température de ventilation). Comme cela a été relevé plus haut, ce type de système ne peut pas être vu comme une simple pièce que l'on rajoute au système technique, mais doit avant tout être accordé au bâtiment, dont il fait partie intégrante, et être dimensionné au travers d'un concept énergétique global.

Aération, avec éch. air/sol (config. « Eau-L-Eff+ »)

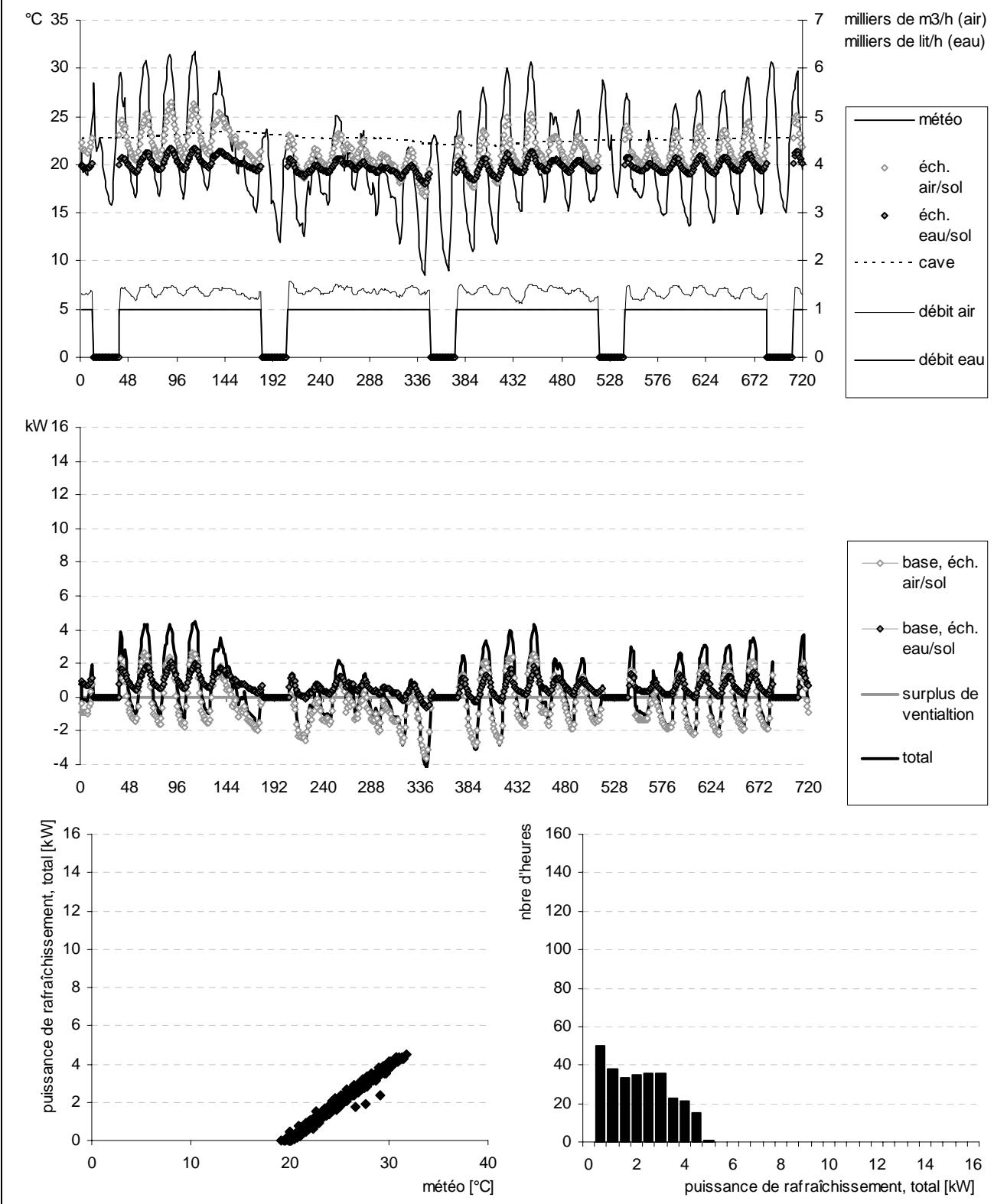


Fig. 47 : Température d'aération et puissance de rafraîchissement associé (mois d'août), aération de base, avec éch. air/sol.

Aération, sans éch. air/sol (config. « Eau-L-Eff+ »)

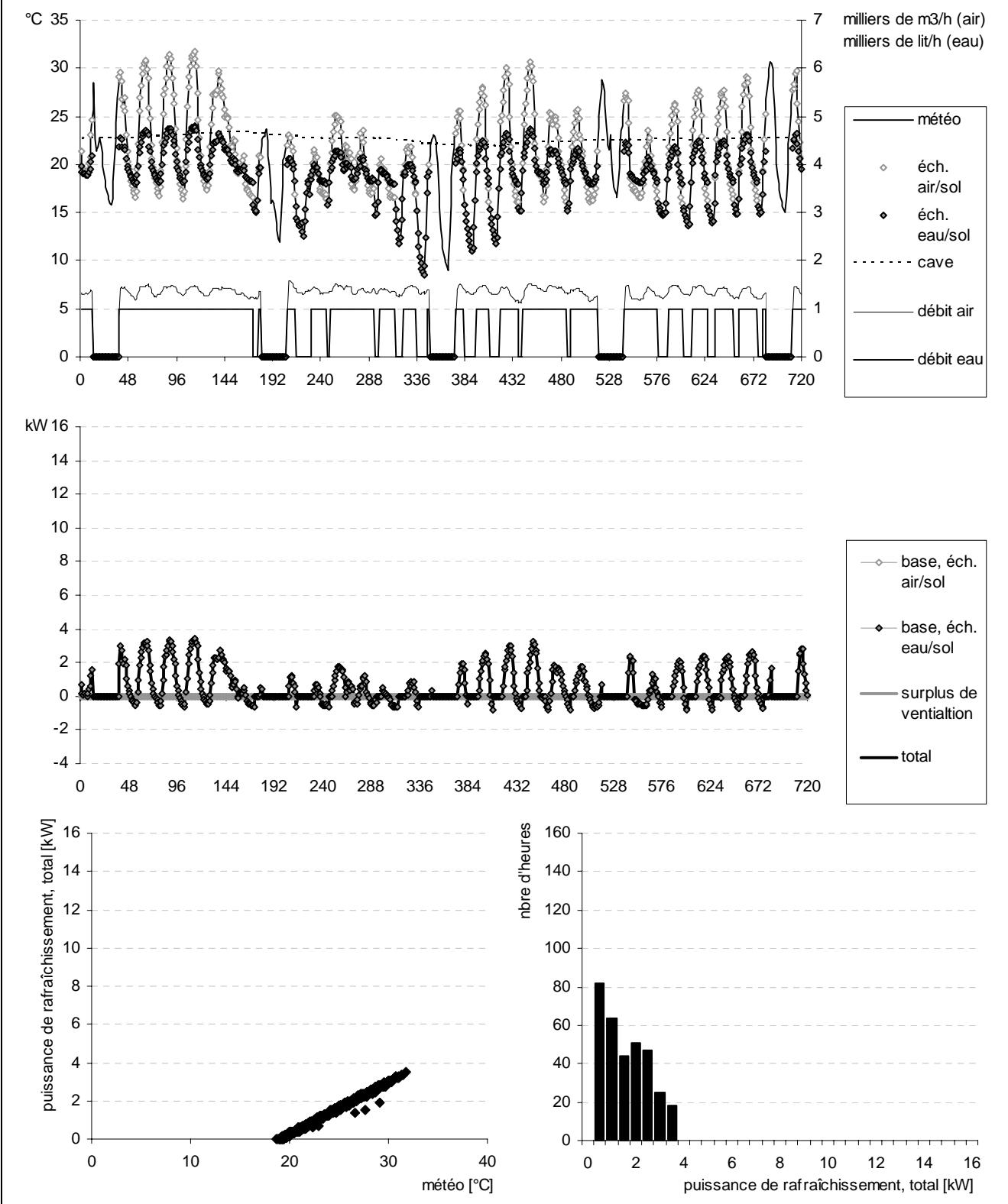


Fig. 48 : Température d'aération et puissance de rafraîchissement associé (mois d'août), aération de base, sans éch. air/sol.

2 x aération, avec éch. air/sol (config. « Vent2 / L »)

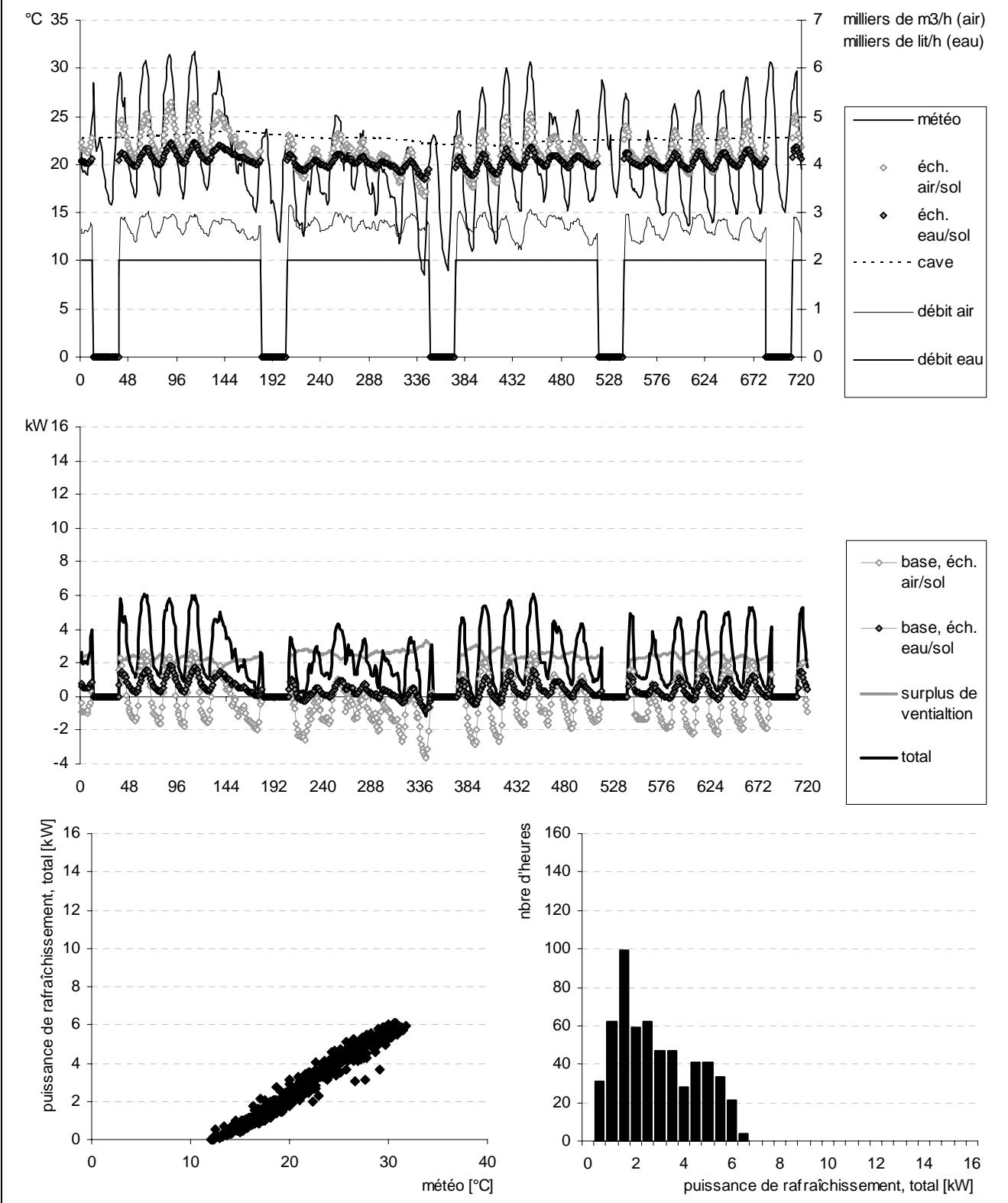


Fig. 49 : Température d'aération et puissance de rafraîchissement associé (mois d'août), ventilation 1.2 vol/h, avec éch. air/sol.

2 x aération, sans éch. air/sol (config. « Vent2 / L »)

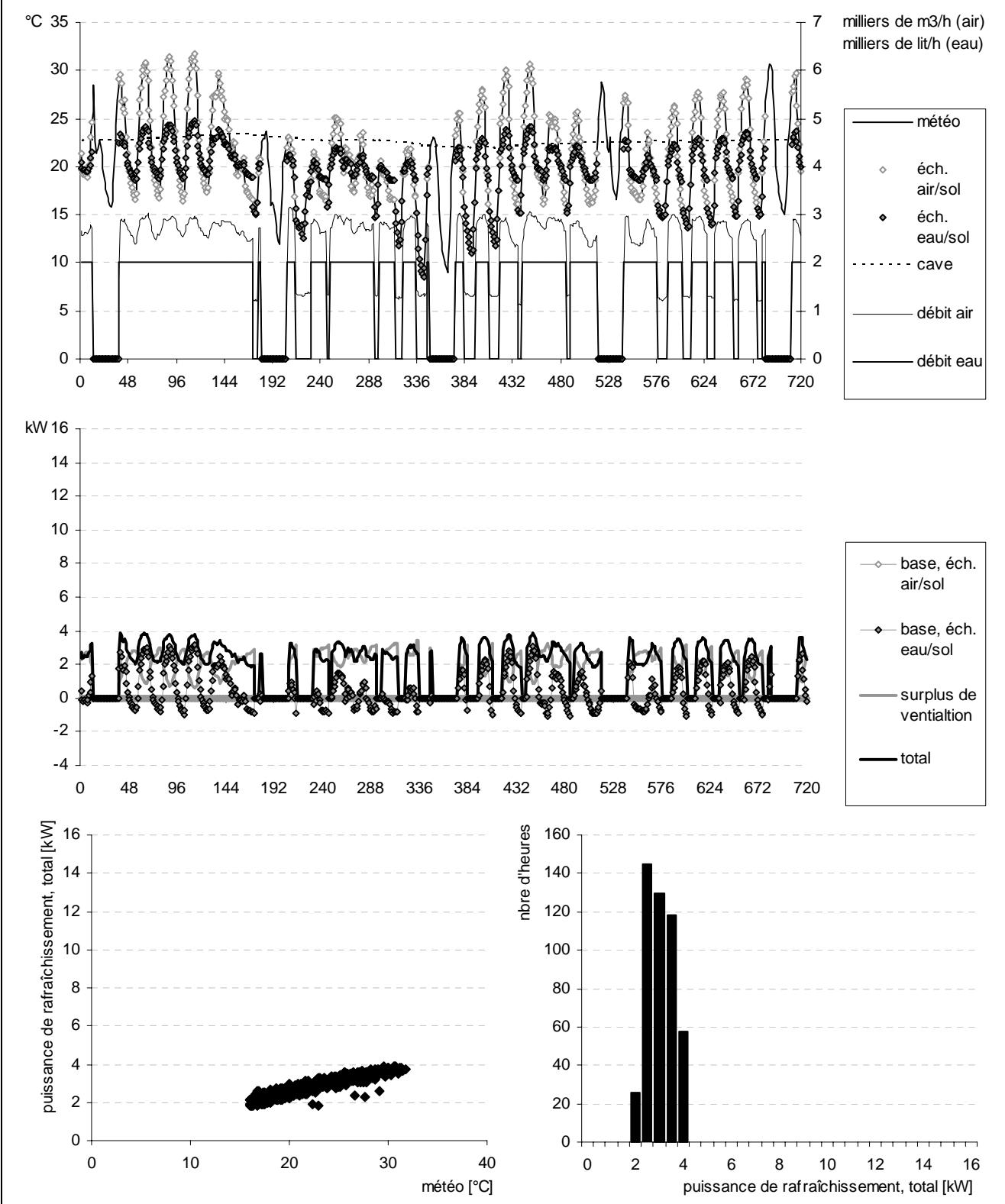


Fig. 50 : Température d'aération et puissance de rafraîchissement associé (mois d'août), ventilation 1.2 vol/h, sans éch. air/sol.

4 x aération, avec éch. air/sol (config. « Vent4 / L2 »)

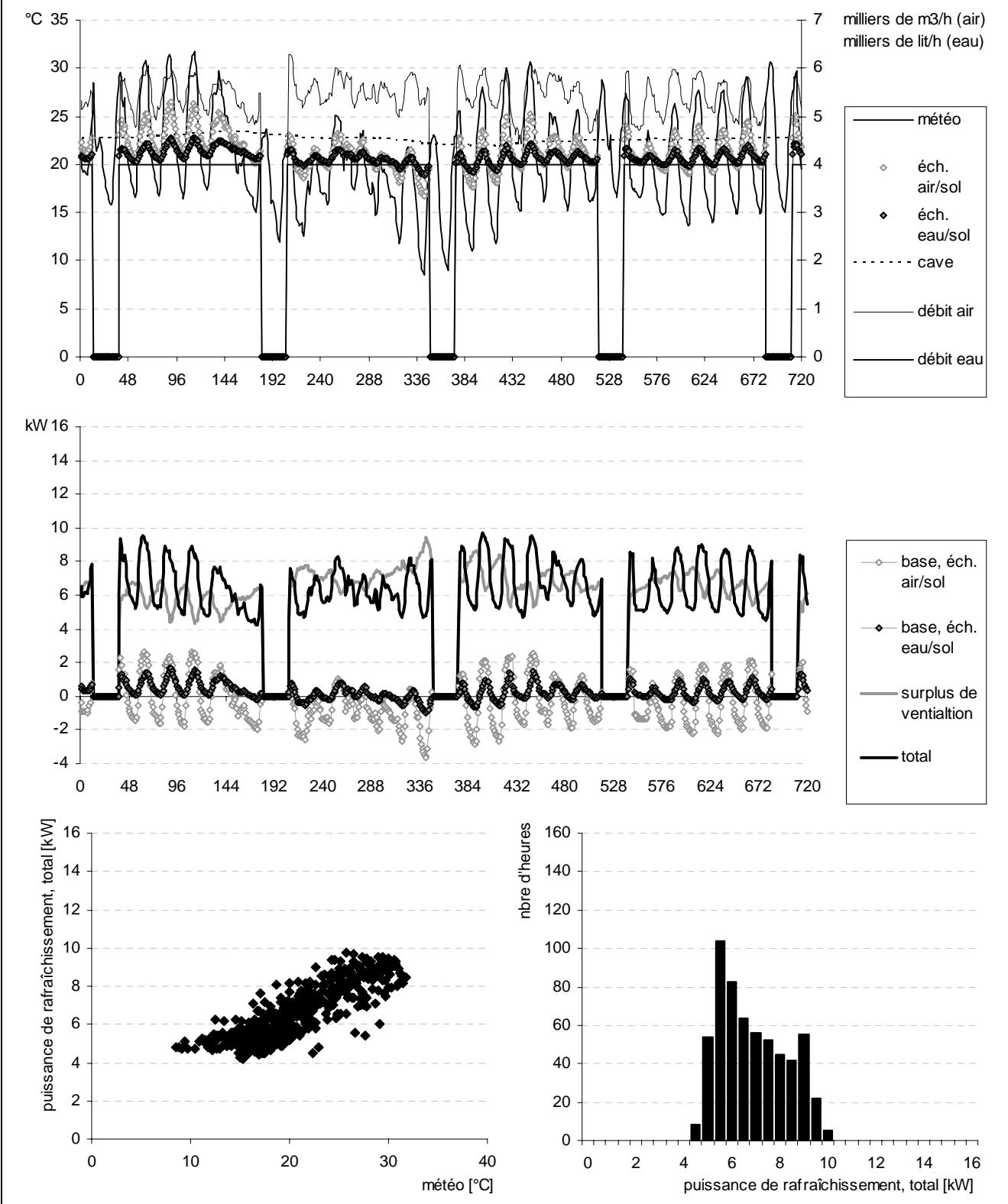


Fig. 51 : Température d'aération et puissance de rafraîchissement associé (mois d'août), ventilation 2.4 vol/h, avec éch. air/sol.

4 x aération, sans éch. air/sol (config. « Vent4 / L2 »)

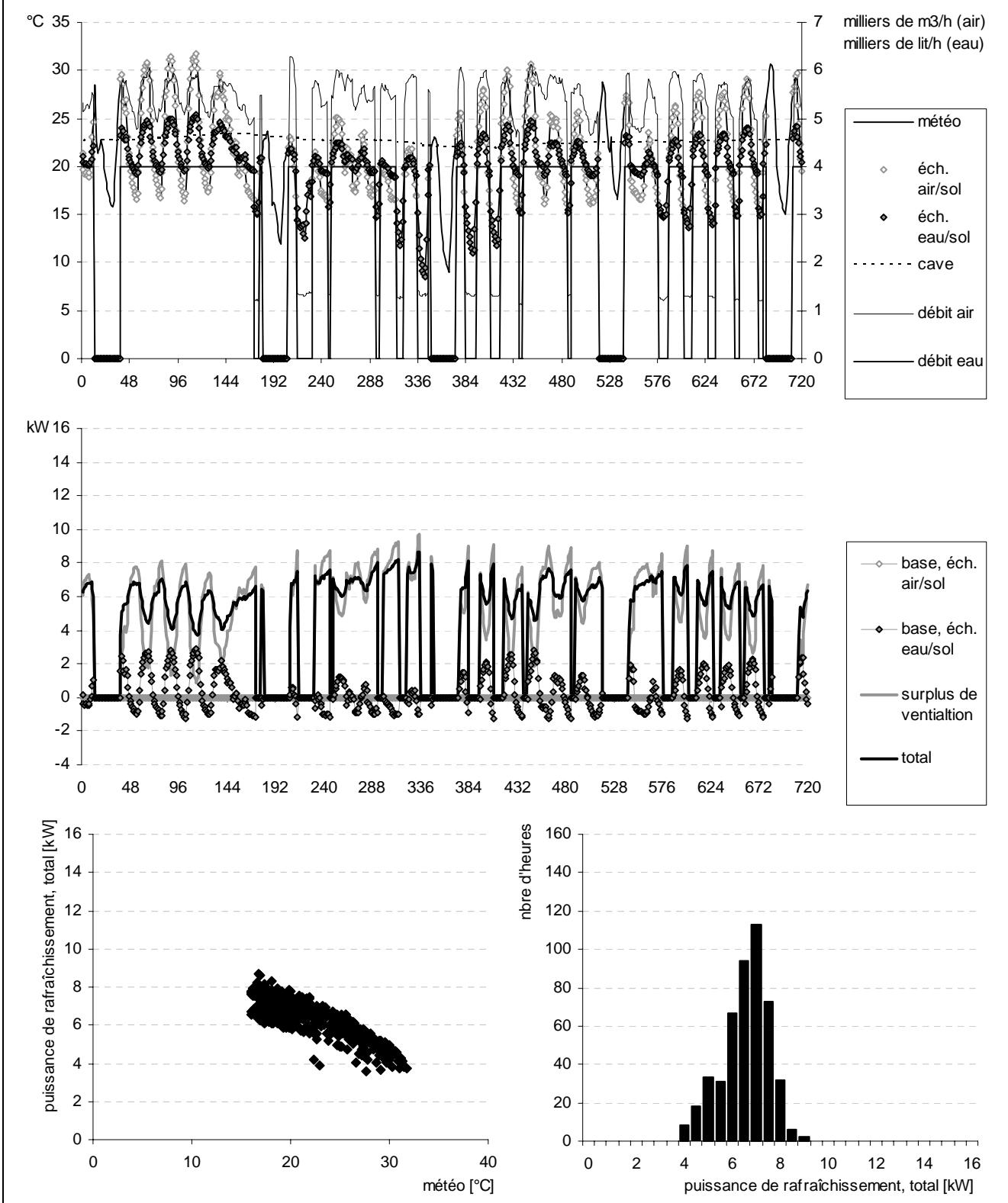


Fig. 52 : Température d'aération et puissance de rafraîchissement associé (mois d'août), ventilation 2.4 vol/h, sans éch. air/sol.

6 x aération, avec éch. air/sol (config. « Vent6 / L3 »)

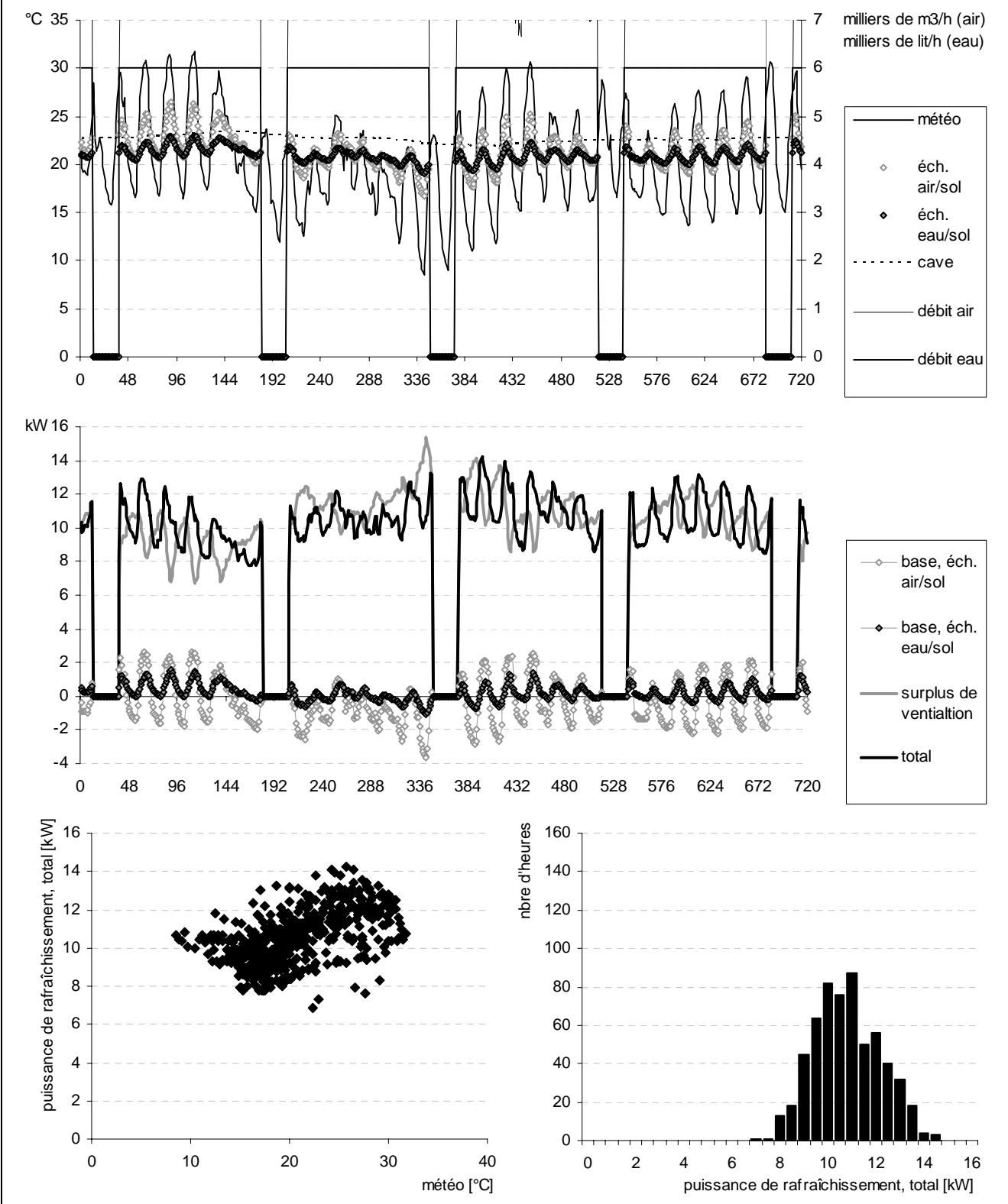


Fig. 53 : Température d'aération et puissance de rafraîchissement associé (mois d'août), ventilation 3.6 vol/h, avec éch. air/sol.

6 x aération, sans éch. air/sol (config. « Vent6 / L3 »)

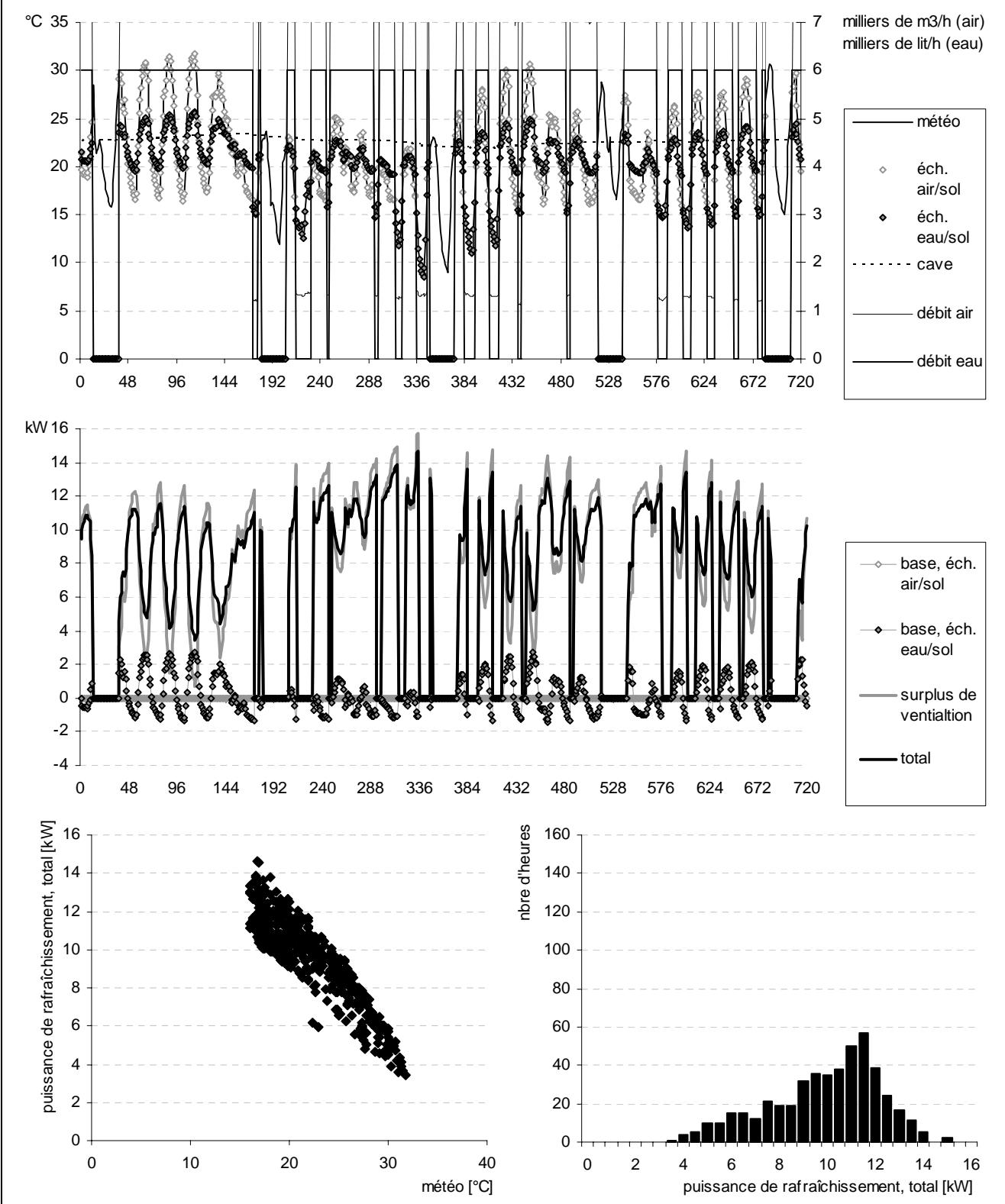


Fig. 54 : Température d'aération et puissance de rafraîchissement associé (mois d'août), ventilation 3.6 vol/h, sans éch. air/sol.

5.3. Synthèse

En complément à l'analyse du système de chauffage/ ventilation mesuré sur le bâtiment Perret, l'étude de sensibilité par simulation numérique se résume comme suit :

- L'adaptation d'un modèle numérique développé précédemment pour les échangeurs air/sol s'est avérée concluante, les résultats de simulations concordant extrêmement bien avec les mesures.
- Une première série de simulations comparatives, avec et sans échangeur air/eau/sol, atteste que dans l'installation Perret le préchauffage hivernal brut obtenu par ce système (6.5 MJ/m^2) est obtenu aux 3/4 au détriment d'une perte diffusive accrue depuis le bâtiment. Ce résultat est en excellente concordance avec l'approche analytique développée auparavant (Ch. 3), ce qui consolide l'utilisation de ce dernier type d'approche, propre à expliquer et à quantifier ce type d'effet.
- En tenant compte du défaut de synergie avec le récupérateur sur air vicié, qui fonctionne avec un différentiel de température réduit, la simulation numérique confirme également que l'apport net de l'échangeur air/eau/sol représente finalement, en hiver, une légère perte thermique. Une utilisation uniquement estivale est donc recommandée.
- Si l'isolation du fonds du bâtiment permettrait de réduire la perte diffusive de ce dernier, elle entraînerait également une chute drastique du préchauffage de l'air, ce qui corrobore l'inutilité sinon la contre-productivité de l'échangeur air/eau/sol à des fins de préchauffage. Il convient prioritairement, à des fins d'efficience hivernale, d'améliorer l'enveloppe du bâtiment (isolation du sous-sol) et de soigner le dimensionnement du récupérateur sur air vicié.
- Le potentiel des échangeurs terrestres concerne principalement l'été, pendant lequel ils permettent d'amortir les pointes de chaleur diurnes. Par rapport au seul échangeur air/sol, qui apporte sur les heures dépassant 26°C un rafraîchissement de 1.6 W/m^2 (aération à 23.8°C), l'échangeur eau/sol mis en place dans l'immeuble Perret permet de gagner quelques 0.8 W/m^2 supplémentaires (aération à 21.8°C).
- L'isolation du fond du bâtiment, surtout utile en hiver, permettrait également d'améliorer quelque peu le potentiel estival, qui ne souffrirait par ailleurs aucunement d'une interruption hivernale de l'échangeur eau/sol. Ce dernier point confirme, pour une en nappe de tube peu profonde, le travail essentiellement journalier de l'inertie du sol.
- En accord avec les règles du pouce développées pour l'amortissement journalier (Ch. 3), nous vérifions qu'un échangeur eau/sol deux fois plus petit et un débit d'eau réduit par trois auraient suffi à assurer le même rafraîchissement estival. Pour le rafraîchissement du débit base utilisé dans l'immeuble Perret, la combinaison entre longueur des tubes et efficacité d'échange air/eau qui a été retenue s'avère correcte, bien qu'une prestation similaire aurait pu être atteinte avec un échangeur air/eau deux fois plus grand et un collecteur deux fois plus court.
- Nous confirmons qu'avec une prise d'air directe sur l'extérieur (sans échangeur air/sol en amont) l'échangeur air/eau/sol mis en place permettrait en période de canicule de fournir à lui seul l'équivalent de l'échangeur air/sol supprimé. Cette accord consolide lui aussi l'utilisation de l'approche analytique, qui avait permis d'anticiper ce résultat.
- La règle du pouce de 600 m de tube par $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ d'air et une efficacité d'échange air/eau de 80% est confirmée. Ce dimensionnement permet d'amortir environ 75% de l'oscillation thermique journalière et de fournir au bâtiment une puissance de froid même sur les heures les plus chaudes de la journée.
- Dans la mesure des besoins de rafraîchissement du bâtiment, il est possible de faire du rafraîchissement inertiel avec une ventilation accrue, de 1 à 4 vol/h, induisant en heure de pointe un potentiel de 4 à 12 W/m^2 de rafraîchissement par rapport au seuil de confort de 26°C . L'augmentation du débit d'air doit être accompagnée d'un accroissement proportionnel de l'échangeur eau/sol, selon la règle du pouce ci-dessus. Cependant, dans la mesure où l'inertie du bâtiment le permet et que la puissance de rafraîchissement peut chuter pendant les heures de pointes, il est possible de revoir la longueur du collecteur eau/sol à la baisse.
- Etant donné que l'amortissement de l'oscillation thermique journalière se fait sur moins de 20 cm au pourtour des tuyaux, le recours à une configuration multicouche est possible.

6. EVALUATION TECHNICO-ECONOMIQUE

6.1. Délimitation de l'étude

La mesure de l'installation Perret et l'étude de sensibilité complémentaire nous amène à délimiter l'évaluation tecnico économique d'échangeur air/eau/sol, sur la base des constatations suivantes :

- Le système étudié n'est intéressant qu'en période estivale. Sur cette saison, l'intérêt d'un tel système est d'amortir fortement la variation journalière de température pour obtenir une température la plus constante possible, proche de la moyenne journalière (l'effet saisonnier ne se faisant que très faiblement ressentir). La charge diurne du sol (aux alentours immédiat des tubes) est compensée par sa décharge nocturne, si bien que la puissance échangée entre l'eau et le sol varie continuellement au cours de la journée. A peu près nulle en moyenne journalière, elle ne participe au rafraîchissement du bâtiment que pendant les heures chaudes.
- La température de l'air à la sortie du système étant relativement constante et se situant en dessous du seuil de confort, le bâtiment peut être ventilé en continu avec de l'air frais (en augmentant le débit et en dimensionnant l'échangeur air/eau/sol en conséquence). La puissance de froid fournie au bâtiment se compose alors de deux parties :
 - pour le débit d'air correspondant à l'aération nécessaire au bâtiment (environ 0.5 vol/h ou $25 \text{ m}^3/\text{h.personne}$), la puissance fournie est proportionnelle à la différence de températures entre l'air sortant et l'air entrant le système (çàd proportionnelle à la puissance échangée entre l'eau et le sol).
 - pour le débit supplémentaire (c'est-à-dire ce qui est supérieur au volume d'aération strictement nécessaire), la puissance fournie est proportionnelle à la différence de température entre l'air sortant du système et l'air intérieur (ou le seuil de confort, par exemple 26°C).
- L'une et l'autre de ses deux composante varient au cours de la journée.
- L'oscillation thermique à la sortie du système, dont dépend la puissance de rafraîchissement fournie au bâtiment, ne décroît pas linéairement en fonction de la longueur du collecteur. Les systèmes « classiques » de collecteurs souterrains à eau, comme les collecteurs pour pompes à chaleur à eau ou les pieux énergétiques, sont souvent caractérisés par une puissance spécifique de soutirage par mètre linéaire, exprimée en W/m. Avec le système étudié ici une telle approche n'est plus pertinente, d'autant moins qu'il n'y pas correspondance directe entre cette grandeur et la prestation fournie par le système (voir point précédent).

6.2. Exemple

Forts des remarques précédentes, nous évaluerons le coût économique d'un échangeur air/eau/sol sur la prestation de rafraîchissement estival uniquement, pour un bâtiment de taille similaire au bâtiment Perret.

Dimensionnement

A titre illustratif, nous considérerons un bâtiment avec 1440 m^2 de surface utile et 360 m^2 de surface d'emprise (4 étages). Il est pourvu d'une ventilation mécanique fournissant 0.5 vol/h ($1800 \text{ m}^3/\text{h}$) pour les besoins d'aération, ainsi qu'un supplément variable pour le rafraîchissement. L'air de ventilation est couplé à un collecteur souterrain à eau, aux caractéristiques suivantes (voir également Tab. 18) :

- Le collecteur est situé à 50 cm sous le bâtiment, qui possède 10 cm d'isolation en sous-sol.
- Sa longueur est adaptée au débit d'air total (aération + surplus de ventilation), à raison de 600 m de tubes pour $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ d'air. Une alternative plus petite à 300 m pour $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ d'air est également considérée.
- Les tubes sont disposés par boucle de 100 à 150 m, avec 30 cm d'écart entre les tubes. Si besoin est (surface d'emprise de 360 m^2), la disposition se fait en couches multiples, avec une couche de 30 cm de terre entre deux.
- Le débit d'eau est proportionnel au débit d'air et vaut 560 lit/h par $1000 \text{ m}^3/\text{h}$.
- L'échangeur eau/air est adapté au débit d'air de telle sorte à avoir une efficacité de 80%.

- Une simple régulation par différentiel de température met en marche la circulation d'eau quand la température d'entrée (météo) dépasse les 18°C (avec une hystérèse de 2 K) ou chute en dessous de 8°C (avec une hystérèse de 4 K).
- On supposera par passé le récupérateur de chaleur sur air vicié (même s'il peut ponctuellement être intéressant de l'utiliser judicieusement).

Investissement

L'investissement nécessaire pour de tels systèmes (Tab. 17 et Fig. 55) a été évalué par Ch. Jolliet, de la société Ecoconfort, concepteur de l'installation réalisée pour l'immeuble Perret. Le coût spécifique du collecteur à eau baisse de 7.50 CHF/m (hors taxe) pour une longueur de 1'000 m à 6.00 CHF/m pour une taille de 4'000 m. Ces coûts comprennent le matériel et la main d'œuvre. Pour la partie hydraulique et le couplage avec la partie aéraulique, le coût spécifique baisse également de moitié lorsque l'on passe de 3'000 m³/h (3.80 CHF par m³/h) à un système quatre fois plus grand (1.80 CHF par m³/h).

Tab. 17 : Investissement pour échangeurs air/eau/sol.

Collecteur terrestre à eau	1'000	2'000	3'000	4'000
longueur, m	10x100m	20x100m	20x150m	27x150m
tube PE 32/28 mm - S8 - PN 10, nombre de boucles	3'500	7'000	9'500	11'600
prix du matériel, CHF (hors taxe)	4'000	6'800	9'600	12'400
main d'œuvre, CHF (hors taxe)	7'500	13'800	19'100	24'000
coût total, CHF (hors taxe)	7.50	6.90	6.37	6.00
coût spécifique, CHF/m (hors taxe)				

Ensemble aéraulique et couplage hydraulique	3'000	6'000	9'000	12'000
débit ventilation [m ³ /h]	8'000	10'300	14'200	16'800
prix du matériel, CHF (hors taxe)	3'600	4'000	4'400	4'800
main d'œuvre, CHF (hors taxe)	11'600	14'300	18'600	21'600
coût total, CHF (hors taxe)	3.87	2.38	2.07	1.80
coût spécifique, CHF par m ³ /h (hors taxe)				

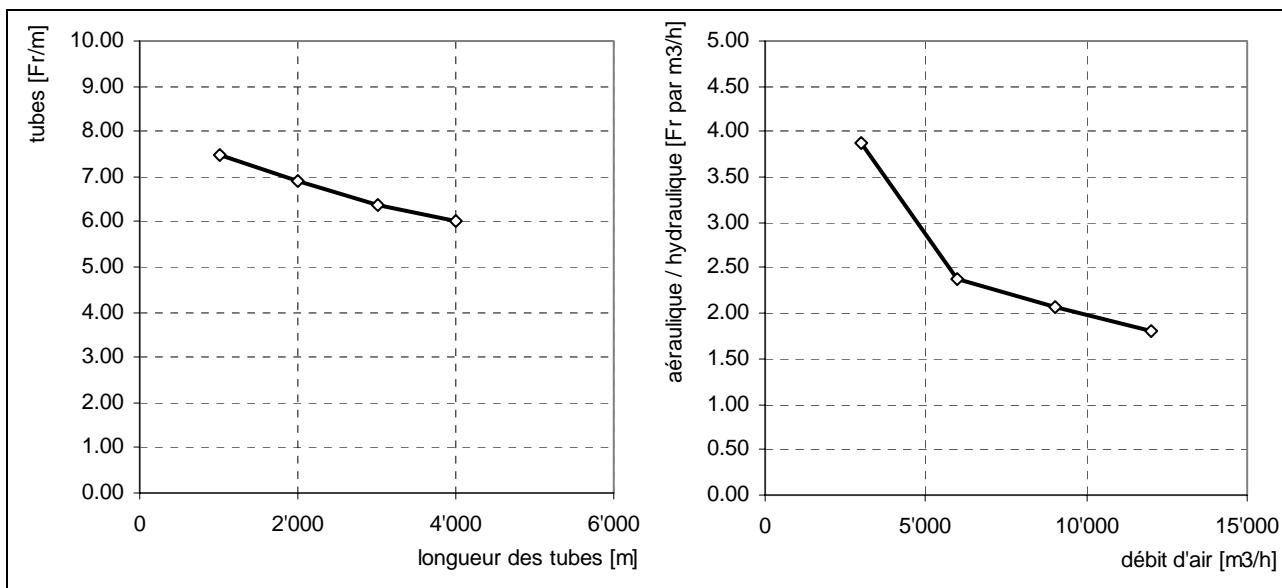


Fig. 55 : Investissement spécifiques pour échangeurs air/eau/sol.

Prestation énergétique

La puissance de froid fournie au bâtiment (Fig. 56 et Tab. 18), rapportée à la surface de plancher, est donnée par les résultats de simulation numérique du Ch. 5. Elle est évaluée séparément : 1) sur les jours les plus chauds (météo dépassant 18°C), correspondant à un besoin estival de base (bâtiment à faible inertie ou à gains internes élevés) ; 2) sur les seules heures de canicule (météo dépassant 26°C), correspondant à un besoin estival de pointe (bâtiment avec bonne enveloppe et gains internes limités).

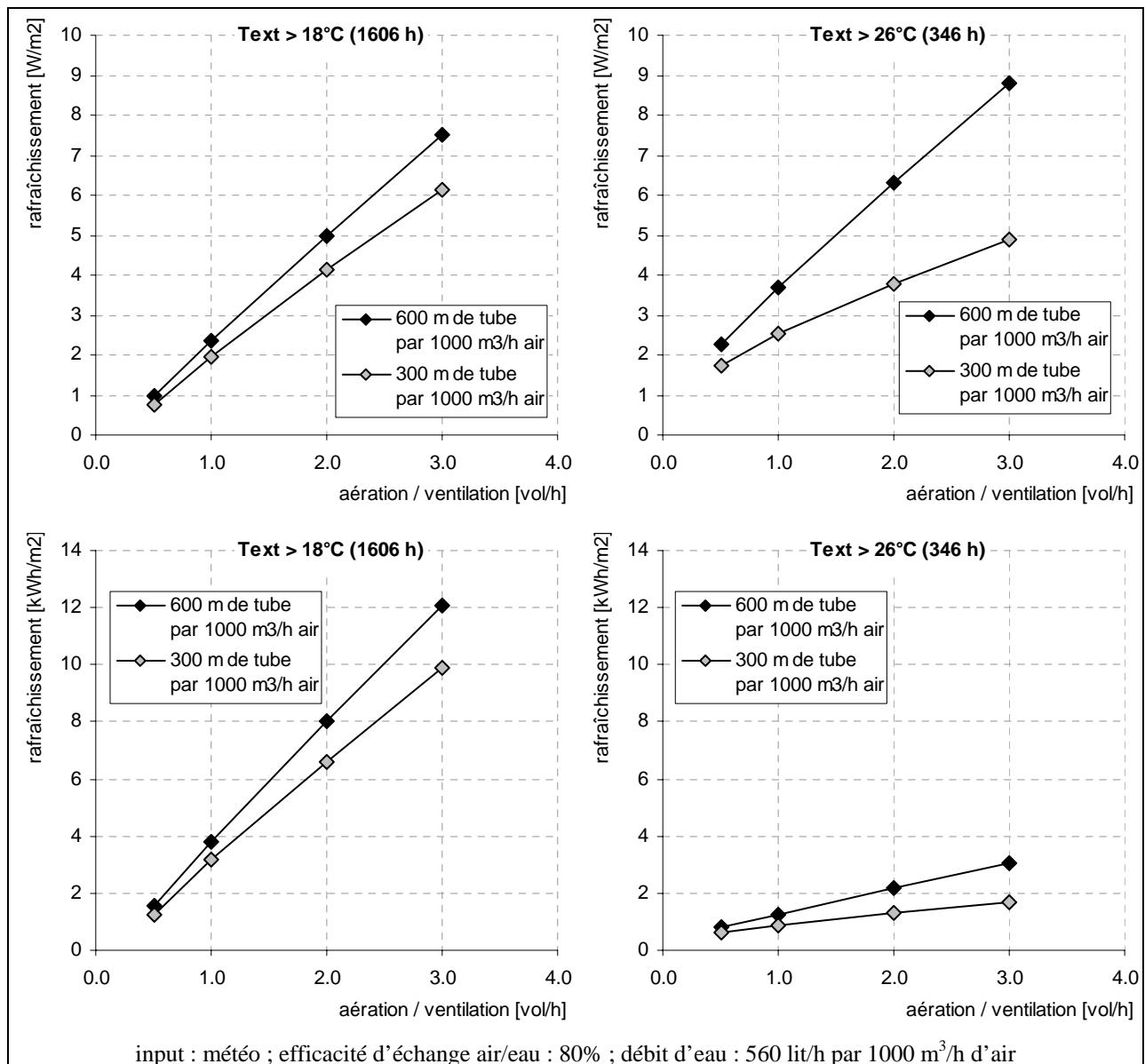


Fig. 56 : Puissance moyenne de rafraîchissement par échangeur air/eau/sol pour Genève (météo standard), besoin estival de base (Text > 18°C) ou en pointe journalière uniquement (Text > 26°C).

Nous en rappelons les caractéristiques essentielles :

- Pour un besoins de base (sur les heures où la météo dépasse 18°C), on obtient pour un taux de renouvellement d'air de 1 à 3 vol/h et un échangeur air/eau/sol dimensionné en conséquence, une puissance de rafraîchissement moyenne de 2 à 7 W par m² de plancher. Ces valeurs sont compatibles avec les charges thermiques moyennes observées dans les bâtiments (dont il faut retrancher la part due à l'aération, déjà contenue dans l'apport de froid via l'échangeur terrestre). L'importance d'un bon bâtiment et du contrôle des gains solaires est donc primordiale, un apport de froid plus important nécessitant un système plus grand et plus cher.

- Le dimensionnement d'un tel système doit inclure la dynamique des charges thermiques et de la réponse du bâtiment. Ainsi, si les deux variantes de longeur de tube sont à peu près équivalentes en prestation de base, une forte différence apparaît sur les heures de pointe (météo dépassant 26°C). A 3 vol/h, la variante la plus courte ne fournit par exemple « plus que » 5 W par m² de plancher, contre 9 W par m² pour la variante la plus longue. Dans la mesure de charges thermiques constantes ou d'une inertie de bâtiment permettant de stocker l'apport de frais de l'échangeur terrestre, la variante la plus courte sera suffisante. Si au contraire les besoins restent localisés sur les heures de pointe, il sera judicieux de choisir la variante la plus longue qui, pour une prestation donnée, nécessite d'un débit d'air plus faible (et donc de gaines et puissance électrique réduite).
- Rapportée à la taille du collecteur à eau, la puissance de froid spécifique moyenne (1 à 5 W/m) est plus faible que celle donnée pour les autres collecteurs, tels les pieux énergétiques de forte profondeur (15 à 60 W/m), mais n'a pas du tout la même signification du fait de l'utilisation estivale.
- La possibilité de faire des arrangements multicouches rend le système très extensible en théorie, mais il faut prendre garde aux coûts d'excavation et, si on augmente le taux de ventilation, à la consommation électrique.

Tab. 18 : Récapitulatif technico-économique pour l'apport de froid par échangeur air/eau/sol, pour besoin estival de base (Text > 18°C) ou en pointe journalière uniquement (Text > 26°C).

Dimensionnement		600 m de tube pour 1000 m ³ /h d'air				300 m de tube pour 1000 m ³ /h d'air			
Débit d'air	vol/h	0.5	1.0	2.0	3.0	0.5	1.0	2.0	3.0
	m ³ /h	1'800	3'600	7'200	10'800	1'800	3'600	7'200	10'800
Tubes	m	1080	2160	4320	6480	540	1080	2160	3240
Emprise	m ²	^{*)} 360	(2x) 360	(4x) 360	(6x) 360	180	360	(2x) 360	(3x) 360
Investissement	Fr	18'524	26'788	41'588	56'552	15'122	20'144	30'668	40'676
Annuité	Fr/an	^{**) 1'482}	2'143	3'327	4'524	1'210	1'612	2'453	3'254
Prestation et coût en base (Text > 18°C, 1606 h)									
Energie	kWh	2'217	5'445	11'526	17'413	1'756	4'537	9'531	14'207
	kWh/m ²	^{***) 1.5}	3.8	8.0	12.1	1.2	3.2	6.6	9.9
	ct/kWh	67	39	29	26	69	36	26	23
Puissance	kW	1.4	3.4	7.2	10.8	1.1	2.8	5.9	8.8
	W/m ²	^{***) 1.0}	2.4	5.0	7.5	0.8	2.0	4.1	6.1
	W/m _{lin}	^{***) 1.3}	1.6	1.7	1.7	2.0	2.6	2.7	2.7
	Fr/W	13.4	7.9	5.8	5.2	13.8	7.1	5.2	4.6
Prestation et coût en pointe uniquement (Text > 26°C, 346 h)									
Energie	kWh	1'132	1'832	3'135	4'387	861	1'257	1'893	2'440
	kWh/m ²	^{***) 0.8}	1.3	2.2	3.0	0.6	0.9	1.3	1.7
	ct/kWh	131	117	106	103	140	128	130	133
Puissance	kW	3.3	5.3	9.1	12.7	2.5	3.6	5.5	7.1
	W/m ²	^{***) 2.3}	3.7	6.3	8.8	1.7	2.5	3.8	4.9
	W/m _{lin}	^{***) 3.0}	2.5	2.1	2.0	4.6	3.4	2.5	2.2
	Fr/W	5.7	5.1	4.6	4.5	6.1	5.5	5.6	5.8

^{*)} Emprise au sol (x nombre de couche).

^{**) Facteur d'annuité de 8%.}

^{***)} Energie ou puissance par m² de plancher ou par m_{lin} de tube.

Coût de revient

Pour le rafraîchissement de base (météo dépassant 18°C) on remarque une décroissance du coût du kW si on augmente le taux de ventilation et donc la taille du système (Tab. 18 et Fig. 57). Avec un système dimensionné pour un taux de renouvellement d'air de 3 vol/h le coût se stabilise cependant aux alentour de

5'000 Fr par kW. On retrouve cette même valeur pour un calcul effectué sur les seules heures de pointes (météo dépassant 26°C), pour lesquelles l'investissement spécifique est beaucoup moins sensible au débit d'air et à la taille correspondante du système.

Ces investissements sont plus élevés que pour un groupe de froid mais les frais de fonctionnement seront beaucoup plus faibles (à condition d'une bonne maîtrise des pertes de charges dans le système de ventilation). En négligeant ces derniers et avec un facteur d'annuité à 8% (intérêt à 5% et amortissement sur 20 ans), le coût du froid produit par échangeur air/eau/sol se situe, en base et pour des besoins/prestations supérieurs à 5 W/m², aux alentour de 25 ct par kWh thermique. Tout comme avec un groupe de froid, le coût énergétique grimpe cependant pour des besoins localisés sur les seules heures de pointe, pour atteindre environ 1 Fr par kWh thermique. Dans l'un comme dans l'autre cas, il s'agit finalement de valeurs compétitives avec celles obtenues avec un groupe de froid.

Mais plus qu'une question économique, le choix d'un tel système sera basé sur la volonté d'un véritable concept énergétique qui essaie de répondre de la façon la plus juste et la plus simple aux besoins du bâtiment et de ses occupants.

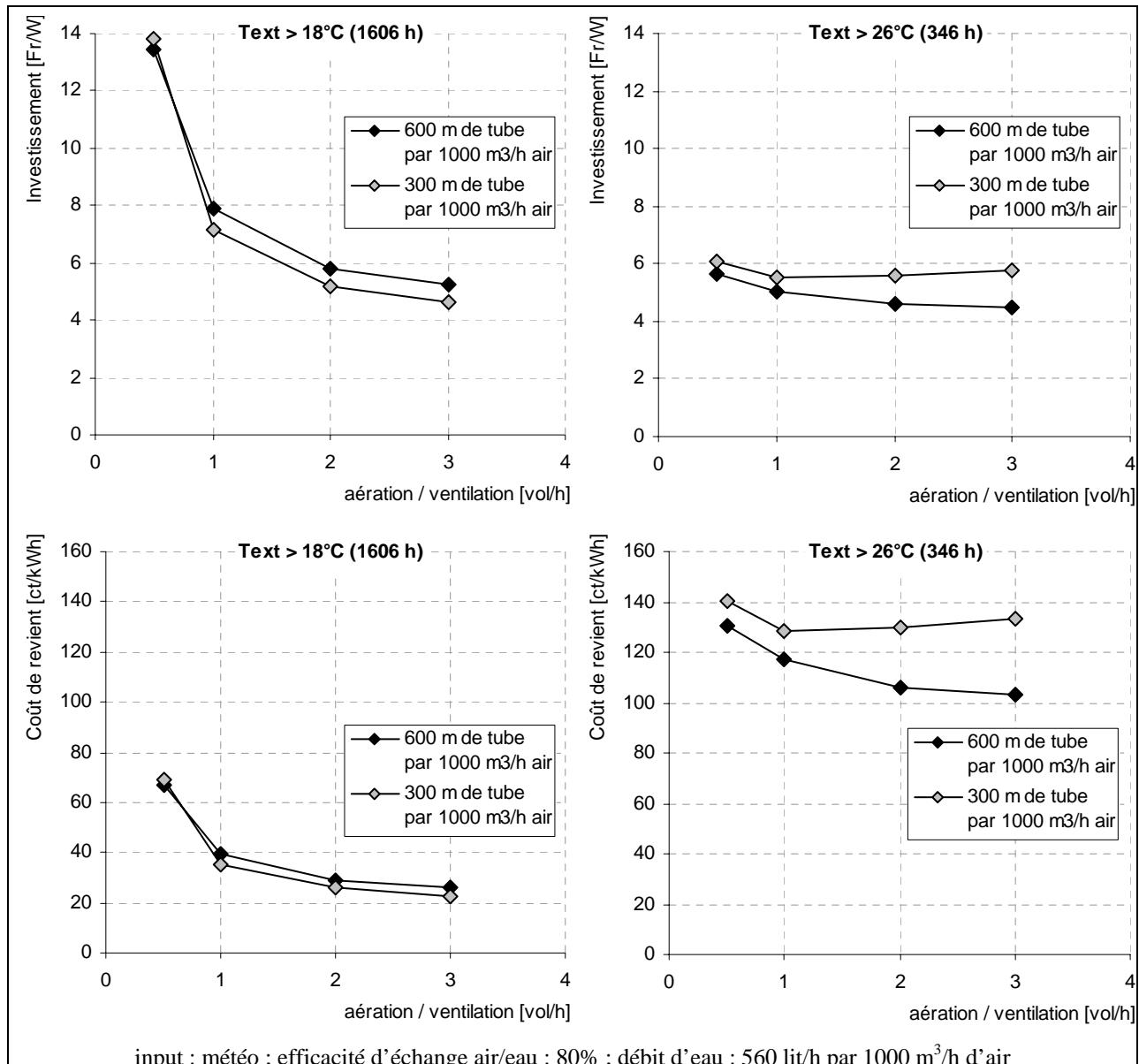


Fig. 57 : Investissement et coût de revient de l'apport de froid par échangeur air/eau/sol, pour besoin estival de base (Text > 18°C) ou en pointe journalière uniquement (Text > 26°C).

6.3. Comparaison avec d'autres systèmes

Nous finirons par quelques considérations d'ordre général quant aux avantages comparatifs des collecteurs à eau et des puits canadiens ou de la ventilation nocturne. Nous évoquerons également la possibilité d'utiliser un collecteur à eau en conjonction avec un plafond froid.

Puits canadien versus collecteur à eau

Les systèmes de collecteurs à eau ne présentent pas de différences fondamentales avec les puits canadiens quant au fonctionnement. Le bâtiment étudié présentait les deux systèmes, qui possédaient les mêmes performances. On peut dire que les puits canadiens présentent l'avantage d'éviter un système d'échangeur eau/air et sont réalisés quelquefois spontanément (amenée de l'air frais dans le local de ventilation). Les avantages du système à collecteur à eau sont sa facilité de mise en œuvre, le peu de contrainte spatiale par rapport à des systèmes à air et l'absence de problèmes sanitaires potentiels. Concernant les coûts, ils semblent voisins et, selon les considérations locales, l'une ou l'autre des possibilités sera plus avantageuse.

Echangeur terrestre versus ventilation nocturne

L'un et l'autre de ces deux types d'échangeur terrestre est à mettre en relation avec la ventilation nocturne. Tout comme cette dernière, l'apport de fraîcheur par ventilation accrue tend à combler les gains thermiques en période de canicule. La ventilation nocturne nécessite cependant une masse thermique suffisante et accessible dans le bâtiment, pour stocker la fraîcheur de la nuit sur une douzaine d'heures. En alternative, les échangeurs terrestres permettent d'augmenter la masse thermique en utilisant le sous-sol, et d'étaler ainsi sur 24 heures la puissance de froid fournie au bâtiment.

Pour ces raisons, le choix de mise en œuvre d'un échangeur terrestre plutôt qu'un autre système de rafraîchissement, par exemple la ventilation nocturne, dépend avant tout de la réponse inertie du bâtiment aux contraintes qu'il endure (gains internes et solaires, ainsi que température de ventilation). Ce type de système ne peut pas être vu comme une simple pièce que l'on rajoute au système technique, mais doit avant tout être accordé au bâtiment, dont il fait partie intégrante, et être dimensionné au travers d'un concept énergétique global.

Couplage d'un collecteur à eau avec un plafond froid

Finalement, une alternative au couplage du collecteur à eau sur le système de ventilation pourrait être son couplage sur un plafond froid (avec recharge nocturne de fraîcheur via un échangeur air/eau sur l'air extérieur). Cette alternative aurait l'avantage de diminuer les contraintes sur l'échangeur air/eau, qui limite la performance du système actuel et de limiter les pertes de charges sur l'air induites par une ventilation accrue.

6.4 Synthèse

Etant donné les conclusions des chapitres précédents, l'évaluation technico-économique des systèmes de collecteur à eau couplé sur la prise d'air neuf se fera pour le rafraîchissement estival uniquement, pour lequel l'amortissement de l'oscillation thermique journalière en dessous du seuil de confort permet un apport de fraîcheur par augmentation du débit de ventilation. Les conclusions de cette étude se résument comme suit :

- Pour un système correctement dimensionné, le coût de mise en œuvre d'un collecteur à eau couplé à l'air de ventilation s'élève à environ 5000 Fr par kW de froid. Cet investissement est plus élevé que pour un groupe de froid mais les frais de fonctionnement seront beaucoup plus faibles. Ainsi le coût de production de froid par échangeur air/eau/sol peut atteindre aux alentour de 25 ct par kWh thermique pour des besoins de base, contre 1 Fr par kWh thermique pour des besoins localisés en heure de pointe. L'un dans l'autre, le coût d'un système à collecteur à eau bien dimensionné et bien adapté au bâtiment sera, tout compte fait, compétitif avec un groupe de froid.
- Le choix de mise en œuvre d'un échangeur terrestre plutôt qu'un autre système de rafraîchissement, par exemple la ventilation nocturne, dépend avant tout de la réponse inertie du bâtiment aux contraintes qu'il endure (gains internes et solaires, ainsi que température de ventilation). Ce type de système ne peut pas être vu comme une simple pièce que l'on rajoute au système technique, mais doit avant tout être

accordé au bâtiment, dont il fait partie intégrante, et être dimensionné au travers d'un concept énergétique global.

- Au niveau du fonctionnement et du type de prestation, les systèmes de collecteurs à eau ne présentent pas de différences fondamentales avec les puits canadiens. Les coûts semblent voisins et, selon les considérations locales, une ou l'autre des possibilités sera plus avantageuse.
- Une alternative au couplage du collecteur à eau sur le système de ventilation pourrait être son couplage sur un plafond froid. Cette alternative aurait l'avantage de diminuer les contraintes sur l'échangeur air/eau, qui limite la performance du système actuel, et de limiter les pertes de charges sur l'air induites par une ventilation accrue.

7. CONCLUSION

En se basant sur une étude de cas, nous avons dans ce travail délimité le potentiel de préchauffage et rafraîchissement de bâtiments par échangeur air/eau/sol (collecteur souterrain à eau couplé sur la ventilation), en prenant soin de caractériser les prestations par rapport à l'ensemble du système de ventilation et au bâtiment. En faisant appel à diverses méthodes d'analyse, il a été possible à la fois de caractériser l'installation particulière se trouvant à la base de l'étude, et de généraliser les conclusions pour l'utilisation future de ce genre de système.

Développement méthodologique

Les méthodes mises en œuvre et développées dans le cadre de cette étude se sont articulées entre elles de la façon suivante :

- Une trentaine de sondes de mesure disposées tout au long du système de ventilation étudié, ont permis de caractériser le fonctionnement de chacun des sous-systèmes et leur interaction les uns avec les autres. Le système de distribution de l'air par dalle active ainsi que l'enveloppe du bâtiment n'a pas contre pas été instrumentée et analysée. Un soin particulier a été porté à la propreté et à la cohérence des mesures qui, par pas de 5 minutes, couvrent une année complète de fonctionnement.
- Pour l'échangeur air/eau/sol plus particulièrement étudié ici, l'adaptation d'une méthode analytique développée pour les échangeurs air/sol et son extension au couplage air/eau a permis de caractériser séparément le travail inertiel du sol (effet recherché) et le couplage thermique avec le bâtiment (effet parasite). Cette approche a également permis de développer des règles du pouce pour le dimensionnement de tels systèmes. L'excellente correspondance entre valeurs théoriques et mesurées corrobore par ailleurs la pertinence de cette approche et la qualité du monitoring.
- L'adaptation d'un modèle de simulation numérique s'est avérée concluante, les résultats de simulation concordant extrêmement bien avec les mesures et reproduisant des résultats compatibles avec les règles du pouce développées via l'approche analytique. Plus flexible et moins abstraite que cette dernière, l'utilisation de ce modèle a permis une étude de sensibilité relativement extensive, permettant de faire des recommandations qui dépassent le seul cadre de l'installation Perret.

Analyse de l'installation Perret

En ce qui concerne l'installation Perret, l'analyse détaillée des sous-systèmes ainsi que les bilans annuels et l'étude complémentaire par simulation numérique permettent de tirer les conclusions suivantes :

- Couplé sur l'amenée d'air neuf, le collecteur à eau faisant l'objet de cette étude (échangeur air/eau/sol) n'est que l'un de 3 systèmes de préchauffage agissant en série : il est précédé d'une amenée d'air souterraine faisant office de puits canadien (échangeur air/sol) et est suivi d'un récupérateur sur air vicié. Les deux premiers échangeurs terrestres sont également utilisés pour le rafraîchissement estival.
- En absence d'isolation efficace entre le bâtiment et le sous-sol, les deux échangeurs terrestres situés à faible profondeur sont thermiquement couplés au bâtiment. Dès lors, une fraction importante du préchauffage hivernal de l'air, de l'ordre de 75%, provient de la diffusion de chaleur en provenance de ce dernier. Une autre moitié se fait au détriment du récupérateur sur air vicié, qui produit moins que s'il avait été couplé directement sur l'échangeur air/sol. L'utilisation hivernale de l'échangeur air/eau/sol provoque finalement une perte thermique nette.
- Le potentiel des échangeurs terrestres concerne principalement l'été, pendant lequel ils amortissent les pointes de chaleur diurnes. Ainsi, même si le couplage avec le bâtiment induit sur la saison un préchauffage moyen de l'amenée d'air, celle-ci pénètre finalement le bâtiment à une température très stable. Sur les heures de canicule, lorsque la météo excède les 26°C, l'air neuf ne dépasse pas les 22°C à la sortie de l'échangeur air/sol et 20°C à la sortie de l'échangeur air/eau/sol.
- Dans le cas de figure présent, cela suffit à maintenir le bâtiment en dessous du seuil de confort cible de 26°C, ce qui met en valeur la bonne enveloppe et l'inertie du bâtiment. Dans la mesure où les gaines de ventilation incorporées aux dalles du bâtiment participent elles-mêmes à l'amortissement inertiel de

l'oscillation météo, il n'est pas aisément de déterminer si cet excellent confort n'aurait pas pu être atteint sans construction de l'échangeur air/eau/sol.

- Pour le débit d'air actuel, la combinaison entre longueur des tubes et efficacité d'échange air/eau qui a été retenue dans l'installation Perret s'avère correcte, bien qu'une prestation similaire aurait pu être atteinte avec un échangeur air/eau deux fois plus grand et un collecteur deux fois plus court. Le débit d'eau pourrait par contre être réduit par trois, sans préterriter la prestation estivale.

Généralisation

De façon plus générale cette étude nous amène aux consatations suivantes :

- Le préchauffage saisonnier de l'air neuf au moyen d'un collecteur à eau couplé sur l'amenée d'air neuf se fait au détriment partiel du récupérateur sur air vicié, qui fonctionne avec un différentiel de température plus faible. D'autre part, avec une nappe de tube à faible profondeur, une partie importante du préchauffage provient d'une diffusion accrue en provenance du bâtiment, même lorsque celui-ci est correctement isolé. L'un dans l'autre, la prestation nette de l'échangeur air/eau/sol s'avèrera constituer sinon une perte du moins un gain marginal. Il convient donc prioritairement, à des fins d'efficience hivernale, d'améliorer l'enveloppe du bâtiment et de soigner le dimensionnement du récupérateur sur air vicié.
- En été, le lissage de l'oscillation thermique journalière est suffisante à maintenir la température d'aération en dessous du seuil de confort de 26°C, fournissant un potentiel de rafraîchissement sur les heures les plus chaudes de la journée. Moyennant un dimensionnement correct du système, il devient alors possible d'accroître le débit d'air à des taux plus importants de quelques vol/h, permettant de ventiler le bâtiment avec de l'air frais et d'en extraire les excédents thermiques. Un dimensionnement journalier et un fonctionnement uniquement estival sont donc recommandés.

Dans cet esprit, les recommandations suivantes sont de mise :

- Pour le rafraîchissement estival, 600 m de tube par 1000 m³/h d'air permettent d'amortir environ 75% de l'oscillation thermique journalière portée par l'air neuf. Il est important de soigner le dimensionnement de l'échangeur air/eau qui, pour ce dimensionnement, doit présenter une efficacité de 80%. Le débit d'eau ne doit pas excéder 600 lit/h pour 1000 m³/h d'air.
- Afin de profiter pleinement de la température stable de l'air neuf, qui ne dépasse alors en principe pas les 22°C, le récupérateur sur air vicié devrait être bypassé.
- Etant donné que l'amortissement de l'oscillation thermique journalière se fait sur moins de 20 cm au pourtour des tuyaux, le recours à une configuration multicouche est possible. Il est important de veiller au bon contact thermique entre les tubes et le terrain.
- Dans la mesure des besoins de rafraîchissement du bâtiment, il est possible de faire du rafraîchissement inertiel avec une ventilation accrue, de 1 à 3 vol/h, induisant en heure de pointe un potentiel de rafraîchissement de 2 à 10 W/m² (2 à 7 W/m² en moyenne journalière, soit la valeur moyenne des gains thermiques observés dans les bâtiments). L'augmentation du débit d'air doit être accompagnée d'un accroissement proportionnel de l'échangeur eau/sol, selon la règle du pouce ci-dessus. Cependant, dans la mesure où l'inertie du bâtiment le permet et que la puissance de rafraîchissement peut chuter sur les heures de pointes, il est possible de revoir la longueur du collecteur eau/sol à la baisse.
- Le choix de mise en œuvre d'un échangeur terrestre plutôt qu'un autre système de rafraîchissement, par exemple la ventilation nocturne, dépend avant tout de la réponse inertie du bâtiment aux contraintes qu'il endure (gains internes et solaires, ainsi que température de ventilation). Ce type de système ne peut pas être vu comme une simple pièce que l'on rajoute au système technique, mais doit avant tout être accordé au bâtiment, dont il fait partie intégrante, et être dimensionné au travers d'un concept énergétique global. En particulier, avec un débit de ventilation accru, le système devient grand et cher et les pertes de charges supplémentaires sur l'air risquent de préteriter le bon rendement électro-thermique du système. Dès lors il est primordial, en été, de limiter les gains solaires et maîtriser les gains internes du bâtiment.
- Pour un système correctement dimensionné, le coût de mise en œuvre d'un collecteur à eau couplé à l'air de ventilation s'élève à environ 5000 Fr par kW de froid. Cet investissement est plus élevé que pour un groupe de froid mais les frais de fonctionnement seront beaucoup plus faibles. Ainsi le coût de

production de froid par échangeur air/eau/sol peut atteindre aux alentour de 25 ct par kWh thermique pour des besoin de base, contre 1 Fr par kWh thermique pour des besoins localisés en heure de pointe. Ces coûts semblent voisins de ceux que l'on rencontre pour les puits canadiens, qui fournissent le même genre de prestation, si bien que selon les considérations locales une ou l'autre des possibilités sera plus avantageuse. L'un dans l'autre le coût d'un système à collecteur terrestre, bien dimensionné et bien adapté au bâtiment, sera tout compte fait compétitif avec un groupe de froid.

- Une alternative au couplage du collecteur à eau sur le système de ventilation pourrait être son couplage sur un plafond froid. Cette alternative aurait l'avantage de diminuer les contraintes sur l'échangeur air/eau, qui limite la performance du système, et de limiter les pertes de charges sur l'air induites par une ventilation accrue.

8. REMERCIEMENTS

Nous tenons vivement à remercier :

- M. Jean-Christophe HADORN de l'Office fédéral de l'énergie, ainsi que MM. Jean-Pascal GENOUD de l'Office cantonal de l'énergie (OCEN) et Olivier OUZILOU du Service cantonal de l'énergie (SCANE) pour avoir financé l'étude.
- MM. Jacques MARTIN et Dario DERRER de la société Perret SA, pour avoir permis la réalisation de l'étude et mis à disposition les locaux de chauffage/ventilation du bâtiment.
- M. Christian JOLLIET de la société Ecoconfort, pour sa collaboration tout au long du projet.
- M. Jean PUTALLAZ de l'association des techniciens en chauffage, climatisation et froid (ASTECH), ainsi que MM. Vincent GILLIOZ et Olivier EPELY du SCANE, pour avoir participé de même que les personnes susmentionnées aux séances de suivi et coordination de l'étude.
- M. Eric PAMPALONI du Centre universitaire d'étude des problèmes de l'énergie (CUEPE), pour son habituelle efficacité dans la mise en place et le suivi du système de mesure.

9. REFERENCES

1. Hollmuller P., *Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments. Mesures in situ, modélisation analytique, simulation numérique et analyse systémique*, Thèse, Université de Genève, 2002
2. Hollmuller P., Lachal B., Jaboyedoff P., Reist A., Gil J., Danloy L., *Geoser : stockage solaire à court terme en serres horticoles*, Rapport final, CUEPE – Université de Genève, 2002.
3. Norme SIA 382/2, *Puissance de réfrigération à installer dans le bâtiment*, Société suisse des ingénieurs et architectes, CH - 8039 Zurich, 1992.