

Dimensionnement du « puits climatique »

Analyse, modélisation, validation d'un modèle de
simulation dynamique pour les puits « canadiens » ou
« provençaux »



IZUBA énergies
Thierry SALOMON
Renaud MIKOLASEK
contact@izuba.fr



**CENTRE ENERGETIQUE ET
PROCEDES**
Ecole des Mines de Paris
Bruno PEUPORTIER
Stéphane THIERS
bruno.peupartier@ensmp.fr

SOLARTE
Yves JAUTARD
solarte@free.fr

Alain TROMBE
INSA de Toulouse

Rapport final
PREBAT ADEME 04 04C 000 1
Région Languedoc-Roussillon

A - Objectifs et intervenants

Objectifs

Cette étude a pour objet l'étude du potentiel de l'inertie du sol par le système de « puits canadien » ou de « puits provençal » (pour l'été), que l'on se propose de nommer ici « **puits climatique** ».

Elle vise à :

1. Mieux analyser et quantifier les valeurs physiques nécessaires à la prise en compte de ces systèmes,
2. En déterminer un modèle de dimensionnement,
3. Implémenter ce modèle dans un logiciel de simulation dynamique,
4. Valider le modèle par rapport aux résultats observés sur des sites en service.

Equipe

L'équipe constituée par sa pluridisciplinarité a pu couvrir les besoins en études, recherches et mesures du projet : IZUBA Energies a apporté son expertise sur l'analyse des réalisations actuelles, la définition du module de calcul, l'implémentation et les test dans « Pleiades + Comfie ».

ARMINES est intervenu principalement sur la modélisation et la conception du module de calcul et la validation sur site.

SOLARTE a apporté son expertise sur l'analyse des réalisations récentes, sur les aspects de mise en œuvre et de conception architecturale globale des ouvrages.

Alain TROMBE, consultant, a été sollicité pour l'antériorité de ses études et son expertise reconnue sur ce domaine.

Synthèse des travaux réalisés

Le travail réalisé au cours des six premiers mois de l'étude a permis **l'état de l'art et son analyse**, qui a aboutit à une première modélisation. Une première tentative de validation de cette modélisation a permis d'en identifier quelques imperfections et insuffisances.

Le travail élaboré durant les six mois suivants a permis de faire évoluer **la modélisation** réalisée, notamment avec l'amélioration du détail du maillage, la refonte d'une partie des équations et la modélisation spécifique de la thermique du sol à travers une analyse de Fourier des conditions climatiques et un bilan énergétique à la surface du sol. Une première campagne de mesure a permis de faire avancer la validation de ce modèle.

Le travail réalisé de février à août 2006 a consisté en **l'amélioration du modèle**, notamment en vue d'une meilleure prise en compte de la variété des échangeurs air/sol mis en œuvre au sein de bâtiments réels. Deux fonctionnalités majeures ont ainsi été apportées au modèle déjà développé : la prise en compte de l'influence du bâtiment situé à proximité pour le calcul la température du sol et la prise en compte de plusieurs nappes de tubes superposées au sein de l'échangeur.

Dans ce rapport final, **l'évaluation du modèle** est présentée sous deux aspects. D'abord, une analyse de sensibilité du modèle à différents paramètres permet d'identifier les paramètres les plus influents et de vérifier qu'ils correspondent aux paramètres qui avaient été identifiés dans l'état de l'art. Ensuite, une première validation du modèle est réalisée à partir de la confrontation de résultats de simulation avec les mesures issues de deux installations instrumentées.

B - Analyse et état de l'art

L'analyse des ressources bibliographiques est séparée en deux parties.

La première est consacrée aux travaux effectués sous la direction du professeur Alain Trombe qui participe à ce projet en tant que consultant.

La seconde montre d'autres approches possibles à travers l'analyse d'autres ressources.

Essais et instrumentations réalisés par l'INSA de Toulouse

Liste des documents

[T1] A.TROMBE et B.BOURRET

INSA de Toulouse

Contrat Puits Provençal ADEME - FRME : expérimentation de l'INSA
1993

[T2] A.TROMBE

INSA de Toulouse

Rafraîchissement d'air par puits provençal : expérimentation de l'Ariège
1993

[T3] A.TROMBE

INSA de Toulouse

Rafraîchissement d'air par puits provençal : expérimentation de Castanet
1991

[T4] INSA de Toulouse. KUNETZ J., LEFEBVRE L., *Les puits provençaux. Etude et méthode de dimensionnement*. Rapport de projet tutoré de 5^{ème} année. Janvier 2004. 54 p.

Analyse des documents : expérimentation de l'INSA

Le document [T1] propose une modélisation d'un puits canadien suivie de sa validation expérimentale. Le modèle est construit grâce au principe de superposition permettant de chercher des solutions séparées pour les différentes sollicitations thermiques subies par la terre, la solution étant la somme des solutions séparées. Dans notre cas la terre est soumise à un échange thermique au niveau de la surface et à la charge imposée par le puits canadien.

Le modèle prend en compte tous les phénomènes de transfert de chaleur à l'exception des échanges radiatifs et latents au niveau de la surface et des échanges latents dans le puits. Les échanges radiatifs sont principalement l'ensoleillement reçu par le sol et dans une moindre mesure les radiations émises par le sol vers le ciel la nuit. Les échanges latents sont relatifs à l'évaporation de l'eau. Les échanges latents dans les puits, en l'absence d'infiltrations sont négligés.

L'avantage de ce modèle est d'être analytique. Il évite ainsi un maillage de la terre qui est délicat étant donné la géométrie du problème. Cependant, la présence de fonctions mathématiques dans les formules est susceptible d'augmenter nécessairement le temps de calcul. En outre, le principe de superposition peut être extrapolé à plusieurs puits facilement alors que c'est très délicat dans le cas des modélisations numériques par maille.⁰

Les deuxième et troisième parties constituent la validation expérimentale.

La deuxième partie est consacrée uniquement à l'expérimentation. Elle présente trois expériences distinctes. La première est consacrée à l'étude d'un puits canadien classique et évalue son incidence sur la thermique d'un petit bâtiment. La seconde compare trois puits canadiens ne se différenciant que par le matériau le constituant. Enfin la troisième étudie l'évolution de la température du sol en l'absence de puits canadiens.

La première expérience étudie à la fois l'été et l'hiver.

Elle permet plusieurs constats. Les puits canadiens amortissent très bien l'oscillation jour-nuit qui passe d'une amplitude de 10°C pour l'air extérieur à 1°C pour la température de sortie des puits.

En été, la température de sortie passe de 20 à 23°C entre début juillet et début août ce qui montre l'incidence de l'utilisation du puits et donc la nécessité de modéliser les puits canadiens de manière dynamique. Cela montre aussi

⁰ Toutes les autres modélisations sont construites en subdivisant la terre en maille.

la capacité de rafraîchissement du système puisque l'air entre dans la pièce avec une température environ 5°C inférieure à celle de l'air extérieur.

Pour l'hiver : Au mois de novembre et décembre la température de sortie vaut 14°C environ ce qui permet un préchauffage efficace de l'air de ventilation, environ 55% des besoins relatifs au renouvellement d'air sont assurés. Pendant la période allant de janvier à mars, ce chiffre n'est plus que de 25% à cause de la baisse de température de sortie du puits due à la fois à la baisse naturelle de température de la terre et aux prélèvements effectués pendant la période précédente. Au bilan, la couverture énergétique des puits canadiens pour le renouvellement d'air est d'environ 40%.

La seconde expérience compare les températures en sortie de 3 puits de 10 mètres de long de ne se différenciant que par le matériau les constituant. Les écarts ne dépassent pas 2°C. Dans le cas d'un puits canadien réel, c'est à dire d'une longueur d'environ 30 mètres, ils seront encore bien plus faibles (de l'ordre de 0,5°C). Le choix du matériau constitutif du puits n'influe donc pas de manière significative sur son efficacité.

La troisième expérience permet de vérifier la bonne concordance entre les valeurs expérimentales et théorique de la température du sol en l'absence de puits canadien. La température expérimentale est supérieure de 1°C au maximum à 2,5 mètres de profondeur. La troisième partie compare les mesures expérimentales avec les résultats donnés par le modèle.

La température de sortie théorique est plus faible d'environ 0,5°C en moyenne par rapport à la température expérimentale été comme hiver. Les températures le long du canal sont suivies par pas de 3 mètres. Les profils de température concordent très bien confirmant ainsi la pertinence de la modélisation de l'échange thermique air-sol.

En conclusion de cette étude.

- les performances des puits canadiens peuvent être évalués grâce au modèle présenté avec une bonne précision à condition de bien connaître les caractéristiques thermiques du sol.
- en hiver les puits canadiens permettent de réaliser des économies de chauffage de l'ordre de 40% sur le poste de renouvellement d'air.
- en été, la puissance de froid lors des périodes les plus chaudes vaut 800 W par puits et elle pourrait être augmentée grâce à une augmentation de débit.

Etude paramétrique

En partant du modèle ainsi construit et validé, la dernière partie de l'étude évalue l'influence des différents paramètres sur les performances du puits.

Les paramètres étudiés sont les suivants :

- longueur du puits
- diamètre de la conduite
- débit d'air
- profondeur du puits
- type de sol
- température du bâtiment
- scénario de fonctionnement

La **longueur du puits** doit être comprise entre 25 et 40 mètres. En dessous de 25 mètres, le puits canadien ne permet pas d'obtenir une température de sortie proche de celle du sol car le rendement de l'échange est moyen. En revanche au delà de 40 mètres le rendement n'augmente plus de manière significative.

Le **diamètre de la conduite et le débit d'air** sont liés par la vitesse de l'air parcourant le puits. Celle-ci ne doit pas dépasser les 3 mètres par seconde afin de ne pas induire des pertes de charges trop importantes dans le puits. La qualité de l'échange varie peu en fonction du diamètre. Afin d'obtenir un débit significatif, ce dernier doit être compris entre 15 et 25 centimètres. Plus le débit est important, plus la longueur du puits devra être importante.

La **température de sortie** est directement liée à la température du sol. Son amplitude diminue fortement avec la profondeur. A l'INSA de Toulouse par exemple⁰, elle vaut environ 9°C à 2 mètres alors qu'elle descend à 1,5°C à 7 mètres. Le puits doit donc être enterré assez profondément de manière à profiter au mieux de l'inertie du sol.

Le **type de sol** n'influe pas de manière importante sur la température de sortie dans le cas d'un puits unique à condition que le débit ne soit pas trop élevé. Si par contre plusieurs puits sont placés à proximité il faut les espacer suffisamment pour que le sol puisse se régénérer. Ce document n'étudie pas cette problématique.

La régulation consiste ici à couper le puits pendant la nuit en été. Elle n'a pas d'incidence importante quant à l'énergie récupérée. D'autres modes de régulation sont envisageables. On peut par exemple faire varier le débit en fonction des besoins. Ce mode plus difficile à implémenter n'a pas été testé.

Conclusions

Cette étude est riche d'enseignements. Les principaux points à retenir sont les suivants :

⁰ La source vient ici du document [4].

- Les puits canadiens permettent l'économie d'environ 40% du poste de renouvellement d'air en hiver. Ils sont très intéressants dans les maisons à basse consommation énergétique où ce poste représente de 40 à 60% de l'énergie nécessaire au chauffage.
- En été, la puissance de froid fournie par les puits est considérable. Ils peuvent donc être employés pour le rafraîchissement également.
- Le modèle est valide ce qui montre que la physique mise en jeu par le procédé est bien connue. Les puits canadiens peuvent donc être intégrés comme un système à part entière dans la thermique des bâtiments.
- L'étude paramétrique donne une plage de définition des puits canadiens. Ces derniers sont des tuyaux de 25 à 40 mètres de long, avec un diamètre de 15 à 25 centimètres enterrés à une profondeur minimale de 1,5 mètres mais de préférence plus profondément.

Enfin, le modèle construit est remarquable car il peut être généralisé à l'étude d'un réseau de puits canadiens et il ne nécessite pas d'effectuer un maillage sur la terre.

Expérimentation de l'Ariège

Cette étude évalue le potentiel des puits canadiens sur une année entière en comparant deux maisons identiques ; la première est ventilée grâce à un puits canadien et la seconde par l'extérieur.

La maison et le puits canadien sont modélisés indépendamment et couplés sous TRNSYS. Après avoir validé la modélisation expérimentalement, des simulations dynamiques sont effectuées dans le but de tester l'efficacité des puits canadiens pour trois applications : le rafraîchissement en été, le préchauffage de l'air en hiver et la mise hors gel du bâtiment. Elles utilisent les bases météo de Toulouse.

Un taux de renouvellement d'air de 0,7 volume/heure est suffisant pour abaisser la température intérieure 2°C aux heures les plus chaudes de l'été. Ainsi la maison est toujours maintenue en dessous de 27°C. Elle baisse de 1,5°C supplémentaire en appliquant un taux de 2,5 volume/heure. La maison passe alors rarement la barre des 25°C. La baisse de température n'est pas proportionnelle à l'augmentation de débit. En effet, le rendement de l'échange baisse avec l'augmentation de débit augmentant la température de sortie⁰, et à mesure que la température de la maison baisse la puissance de froid apportée diminue. En implantant plusieurs puits on multiplierait le débit tout en conservant un bon rendement.

En hiver, ils permettent d'économiser 48% de l'énergie du poste de renouvellement d'air. Ce chiffre est probablement un peu surévalué puisque le modèle ne semble pas tenir compte de l'incidence des puits canadiens sur la température du sol. L'expérience précédente qui le prenait en compte donnait plutôt 40%. Globalement ce chiffre se généralise assez bien. En effet la terre joue le même rôle de tampon thermique en hiver fournissant un air tempéré de manière similaire.

En ce qui concerne la mise hors-gel, elle nécessite d'augmenter le débit d'air traversant les puits pendant les périodes les plus froides en passant d'un taux de renouvellement de 0,7 volume/heure à 1,5 volume/heure. (Au delà, l'amélioration est faible).

Cette étude confirme les résultats de la précédente en ce qui concerne l'hiver. En outre, elle montre la capacité des puits canadiens à abaisser la température dans la maison de plusieurs degrés en été et suggère des pistes pour améliorer encore l'efficacité du système comme augmenter le débit ou encore le nombre de puits. En outre, l'efficacité des puits en été à taux de renouvellement égal dépendra également de la conception de la maison. Mieux celle-ci sera isolée, meilleur sera le rafraîchissement.

Expérimentation de Castanet

Cette étude est antérieure à celles présentées précédemment. Elle s'accorde aux deux autres sur les points étudiés.

Son originalité consiste à s'intéresser aux problèmes de condensation dans les puits. Pendant la période étudiée l'humidité spécifique mesurée en entrée de puits est très proche de celle mesurée en sortie de puits ce qui suggère l'absence de condensations dans le puits et concorde avec les prévisions théoriques.

Le modèle aux différences finies construit est assez simple et est validé expérimentalement. Il est donc envisageable de l'adapter sur Pléiades Comfie.

INSA : les puits provençaux : « étude et méthode de dimensionnement »

Ce document a été réalisé par des étudiants lors d'un projet de fin d'étude sous le tutorat de Monsieur Trombe. Il constitue une bonne introduction aux puits canadiens grâce à son approche synthétique. Au terme de ce travail les étudiants ont réalisé un logiciel permettant l'évaluation des puits canadiens en temps réel.

Le second chapitre est consacré à l'élaboration du modèle implémenté dans le logiciel. Il donne la température de sortie du puits en fonction de sa profondeur, de la température du sol, de son diamètre et du débit d'air. Il constitue donc un bon outil pédagogique.

⁰ Dans l'exemple étudié, le taux de renouvellement de 2,5 volume/heure induit une vitesse dans le puits de 3,9 m/s ce qui dépasse les règles définies dans l'étude précédente et induit une baisse significative du rendement de l'échange. La température en sortie étant plus élevée le pouvoir de rafraîchissement diminue relativement au même débit.

Cette étude montre la nécessité de prendre en compte l'ensoleillement dans le calcul de la température du sol en profondeur.

Le modèle développé montre qu'à 2 mètres de profondeur la différence de température entre un terrain ensoleillé et un terrain à l'ombre est de 4°C en été et de 2°C en hiver alors que les courbes de simulation et de mesure se correspondent bien lorsqu'on le prend en compte.

Ainsi, suivant la situation du terrain le pouvoir de rafraîchissement du puits variera dans des proportions importantes.

Conclusion générale sur l'ensemble de la bibliographie fournie par Alain Trombe

Le travail de l'INSA donne un éventail assez large de l'ensemble des approches théoriques et expérimentales possibles sur les puits canadiens.

Elle permet de définir de manière assez précise les dimensions typiques d'un puits ainsi que la plage de fonctionnement idéale.

Elle montre la pertinence du système à la fois pour le rafraîchissement en été et pour le préchauffage de l'air de ventilation en hiver.

En outre, elle propose deux types de modèle adaptés : un modèle analytique et un modèle numérique aux différences finies dont on pourra s'inspirer pour l'implémentation des puits canadiens dans Pléiades.

Ressources bibliographiques principales

[R1] BENKERT, S., F.D. HEIDT, *Abschlussbericht zum Projekt : Validierung des Programms "Graphische Auslegung von ErdwärmeAustauschern GAEA" mit Hilfe von Messdaten im Rahmen des Verbundprojekts "Luft-/Erdwärme tauscher" der AG Solar NRW*, FG Bauphysik & Solarenergie, Universität Siegen, 2000, 89 p.

URL : <http://nesa1.uni-siegen.de/softlab/download/abschlussbericht.PDF>

[R2] HOLLMULLER, P., *Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments*.

Thèse de doctorat. Faculté des sciences de l'Université de Genève. 2002. 125 p.

<http://www.unige.ch/cyberdocuments/theses2002/HollmullerP/these.html>

[R3] P.HOLLMULLER et B.LACHAL

Cooling and preheating with buried pipe systems : monitoring, simulation and economic aspects
2001

[R4] JACOVIDES, C.P., MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., LEWIS, J.O. (1996) On the ground temperature profil for passive cooling applications in buildings. *Solar energy*. Vol. 57, No 3. pp. 167-175

[R5] ZWEIFEL G. (2004) *A simplified model of a Ground to Air Heat Exchanger*. Hochschule für Technik+Architektur Luzern (HTA Luzern). Horw. 6 p

[R6] CARSLAW, H.S., J.C. JAEGER, *Conduction of heat in solids*. Clarendon Press. London. 1959. 510 p.

[R1] Calculation tool for earth heat exchangers GAEA

Le logiciel GAEA est développé par l'université de Siegen. Il permet d'évaluer les apports thermiques de puits canadiens au bâtiment en fonction de leur diamètre, leur longueur, la profondeur à laquelle ils sont disposés ainsi que le type de terre dans lequel ils sont placés.

Ce document présente la méthode de calcul employée par les concepteurs du logiciel GAEA. Les principales approximations du modèle sont les suivantes. Les puits canadiens n'interagissent pas entre eux ce qui empêche de tester des nappes de puits canadiens. Ils n'influent pas sur la température de la terre. Cela peut fausser les résultats en particulier lorsque les débits parcourant les puits sont importants.

Le modèle ainsi construit permet l'obtention d'un ordre de grandeur du potentiel de chaud et de froid que l'on peut obtenir. Cependant, la comparaison avec une expérience mettant en jeu un puits canadien montre la nécessité de traiter le problème en temps réel et de manière couplé au bâtiment.

Les concepteurs prévoient de perfectionner le modèle et de prendre en considération le lien avec le bâtiment. Il peut donc être intéressant de suivre l'évolution de leur projet.

[R2] Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments : Mesure in situ, modélisation analytique, simulation numérique et analyse systémique

Cette étude est une thèse universitaire réalisée sur sept ans. Elle traite des échangeurs air-sol en général et des puits canadiens en particulier dans la dernière partie. Notre intérêt se portera plus particulièrement sur les puits canadiens mais il pourra aussi se tourner vers d'autres systèmes en rapport avec ces derniers.

La première partie décrit l'ensemble des projets étudiés. Les projets relatifs à l'utilisation de puits canadiens serviront pour la validation du modèle théorique. Elle présente également des expériences originales où le sous-sol du bâtiment est utilisé comme un échangeur air-sol pour le rafraîchissement du bâtiment en été. Ce type de dispositif est très avantageux en terme de coût et très efficace il mérite donc d'être envisagé en priorité sur tout autre système de rafraîchissement.

La partie centrale de la thèse est consacrée au calcul analytique des échangeurs air-sol. Elle étudie deux géométries : la géométrie plane et la géométrie cylindrique (puits canadiens). La réponse du sol est évaluée dans le cas d'une excitation journalière ou annuelle. Les résultats du calcul permettent le dimensionnement des puits canadiens en fonction de leur utilisation.

Le dimensionnement est effectué à partir d'un objectif d'amortissement de l'oscillation entre l'entrée et la sortie du puits d'un facteur 7,4 (ou plus exactement e^2).

Dans le cas d'une utilisation classique des puits canadiens, c'est à dire sur un cycle annuel, les règles de dimensionnement établies (qui donnent la valeur du rapport entre la surface d'échange et le débit d'air passant dans le puits en fonction de la vitesse de l'air parcourant les puits) aboutissent approximativement à la même configuration pour les puits canadiens que celle trouvée dans les travaux de Monsieur Trombe (voir tableau page 48). Il y a donc concordance entre les deux approches.

L'intérêt du calcul analytique effectué par Pierre Hollmuller est qu'il permet d'étudier d'autres configurations et modes de fonctionnements pour les puits canadiens.

Le fonctionnement du puits sur un cycle journalier est fondé sur le même principe que la ventilation nocturne. Il est particulièrement intéressant puisque la longueur de diffusion journalière est réduite à une trentaine de centimètres. Ainsi, les puits peuvent être placés à cette profondeur et espacés au maximum d'une soixantaine de centimètres ce qui réduit fortement le coût du terrassement. **Cette solution n'est cependant valable que pour le rafraîchissement d'été et dans les régions où les différences de température entre le jour et la nuit sont assez importantes.** Pour un cycle journalier, la valeur du rapport entre la surface d'échange et le débit d'air passant dans le puits est divisé par deux. Il faut donc réduire le diamètre du puits de 1,41 (égal à $\sqrt{2}$) pour conserver le même amortissement.

La modélisation numérique est un modèle à éléments finis. Il est implémenté sur TRNSYS comme celui développé par Alain Trombe pour l'expérience de l'Ariège. Il constitue en outre un module du logiciel TRNSYS et peut ainsi être couplé à n'importe quel bâtiment modélisé sous ce logiciel. Le modèle numérique ainsi construit est validé à la fois de manière théorique par comparaison avec la solution analytique et par deux expériences : Caroubier où l'écart entre le modèle et les mesures est de 3% et Schwerzenbacherhof où l'écart est de 4% en charge estivale et de 10% en décharge hivernale. Les résultats de la seconde expérience sont cependant à prendre avec précaution à cause de possibles infiltrations d'eau dans les puits canadiens induisant des échanges latents non pris en compte par le modèle donnant les résultats ci-dessus.

Analyse et commentaires

Pour le préchauffage de l'air en hiver, les paramètres sont le bâtiment sur lequel le système est appliqué, la présence ou non d'un échangeur double-flux, les conditions météorologiques. Les puits canadiens apportent de 40 à 50% de l'énergie nécessaire au préchauffage de l'air. Dans un bâtiment peu isolé ce qui est le cas pour la plus part des bâtiments anciens l'énergie nécessaire au renouvellement d'air représente une faible part de la consommation de chauffage. En outre, ils sont en général naturellement ventilés car les parois ne sont pas bien étanches. Dans ce contexte l'utilisation de puits canadiens n'est pas intéressante. Par contre, dans un bâtiment bien isolé la ventilation représente de 40 à 60% de la consommation totale de chauffage et l'étanchéité à l'air du bâtiment induit l'utilisation d'une ventilation mécanique contrôlée. L'implantation de puits canadiens est alors tout à fait justifiée mais doit être comparée avec l'utilisation d'un échangeur double-flux.

Il faut alors comparer trois possibilités : le puits canadien seul, l'échangeur double-flux seul et l'échangeur double-flux placé en série après un puits canadien.

Un échangeur double-flux a un rendement compris entre 60 et 99% suivant les modèles. Il est donc toujours plus performant que le puits canadien d'un point de vue thermique. En terme d'installation, Pierre Hollmuller considère le système double-flux plus simple et plus économique. Cela ne me semble pas si évident. En fait, si le puits canadien nécessite des travaux de terrassement l'échangeur double-flux implique quant à lui de constituer un réseau complet de ventilation. En outre, les échangeurs double-flux ont un coefficient de performance moins bon que les puits canadiens et l'excédent de consommation électrique engendrée doit être pris en considération. Enfin, le puits canadien peut être utilisé pour le rafraîchissement d'été. Dans un climat chaud, les besoins de préchauffage de l'air sont réduits et les besoins de rafraîchissement importants la solution des puits canadiens est donc à privilégier. Dans une région froide, la question du choix entre un échangeur double-flux et un puits canadien mérite d'être approfondie.

La troisième possibilité consistant à mettre en série l'échangeur après le puits est peu avantageuse. En effet, le gain thermique supplémentaire apporté par le puits canadien est alors marginal. Elle n'est intéressante que si le puits canadien est utilisé pour le rafraîchissement d'été il faut alors by-passer le double-flux.

Une dernière remarque s'impose. Dans le cas de l'utilisation de puits canadiens ces derniers ne doivent pas passer sous l'habitation en particulier si le plancher est peu isolé ou dans le cas du système puits canadiens-échangeur double-flux en série. En effet, les puits canadiens risquent alors de tirer des calories à l'habitation elle-même en refroidissant le sol sous le plancher.⁰

Alors qu'en hiver la période du cycle est toujours annuelle, en été il est possible de choisir entre un cycle annuel et un cycle journalier. Dans les régions chaudes il est plus intéressant de fonctionner sur un cycle annuel pour pouvoir maintenir le confort de l'habitation pendant tout l'été. En effet, les nuits sont fréquemment trop chaudes ne permettant pas au puits de se recharger pour affronter la journée suivante. Dans les régions plus tempérées et où l'amplitude des variations de températures jour-nuit est importante (comme la Suisse), un cycle journalier permet d'obtenir un confort satisfaisant. Le choix est alors dirigé vers ce dernier car il suffit alors d'enterrer les puits à une trentaine de centimètres (au lieu de deux mètres au minimum dans le cas d'un cycle annuel) sous la surface ce qui réduit le coût du terrassement.

Alors qu'en hiver le débit est minimal, il est possible en été de sur-ventiler le bâtiment afin d'augmenter le rafraîchissement du bâtiment.

En conclusion, l'approche adoptée dans cette thèse apporte de nombreux éclairages sur les puits canadiens en choisissant un cadre théorique large et grâce à l'exploitation de plusieurs expériences et du modèle numérique construit. Il donne des critères de choix entre les puits canadiens et d'autres systèmes de rafraîchissement ou de préchauffage. Il fournit également des règles de dimensionnement simple des puits canadiens (règle du pouce) et de leur emplacement en fonction du type d'utilisation et du lieu d'implantation.

L'auteur fait cependant remarquer page 91 que « Malgré le développement conceptuel des interfaces et la mise en évidence de certaines règles de bases, (...) l'analyse paramétrique de l'intérêt réel de la technique, en fonction de la typologie de bâtiments est un sujet qui resterait à aborder. ». En effet, le choix d'un puits canadien peut notamment avoir une incidence sur la conception du bâtiment lui-même et sur le dimensionnement du système de chauffage dans les maisons à basse consommation énergétique. Le fait d'utiliser des puits canadiens permet par exemple de reporter l'inertie du bâtiment dans la terre et donc d'économiser de la matière. Il réduit la puissance de chauffage nécessaire et permet d'envisager dans le cas d'un couplage en série avec un échangeur double-flux de se diriger vers une maison sans système de chauffage utilisant simplement les apports internes des appareils et des personnes. Enfin, il faut étudier le couplage des puits canadiens avec d'autres techniques de rafraîchissement possibles en été comme la ventilation nocturne ou la mise en place de protections solaires. La régulation est aussi un thème à traiter plus complètement.

[R3] Cooling and preheating with buried pipe systems : monitoring, simulation and economic aspects

Cette étude est globalement intégrée dans la thèse citée précédemment malgré une présentation différente. Une étude économique montre la compétitivité des puits canadiens par rapport à un système de climatisation classique (prix du kWh froid du même ordre). Il faut cependant noter que dans l'expérience étudiée l'excavation est réduite à 50 centimètres. Le coût d'un puits canadien usuel est donc plus cher. Il présente cependant l'intérêt d'être écologique et discret ce qui n'est pas le cas d'une climatisation classique. La compétitivité économique n'est par contre pas atteinte dans le cas du simple préchauffage (le kWh du puits canadiens étant alors environ 2 fois plus cher que celui du gaz).

L'étude économique étant menée pour une expérience ponctuelle ces chiffres sont considérés comme une indication.

Stockage de chaleur dans le sol

Les puits canadiens ont en général un rôle de tampon thermique : ils profitent de l'inertie de la terre pour lui soutirer des calories en hiver et des frigories en été.

Il est possible d'augmenter l'efficacité des puits canadiens en augmentant artificiellement la température de la terre avant l'hiver et en la diminuant de même avant l'été. Il suffit de faire passer de l'air chaud dans les puits en automne. En effet ils ne servent alors pas à la ventilation du bâtiment. Le même principe est appliqué au printemps lorsque les températures extérieures sont assez basses.

La recherche de document sur le stockage de chaleur vise à trouver des pistes pour traiter cette nouvelle problématique :

[S1] M.BERNNER et E.W.P.HAHNE
Campus universitaire de Stuttgart

⁰ Cette remarque doit être tempérée. En effet, si un puits unique passe sous l'habitation à deux mètres de profondeur il n'aura pas d'incidence significative sur les échanges à travers le plancher.

Ce document présente un ensemble d'articles scientifiques ayant fait l'objet de présentations à la conférence de Stuttgart sur le stockage de la chaleur.

Les thèmes abordés sont principalement le stockage de chaleur dans le sol, dans les nappes phréatiques, les pompes à chaleur et les matériaux à changements de phases.

Les stocks utilisent en général des pompes à chaleur. Lorsqu'ils ne sont pas isolés thermiquement ils doivent être de grande taille environ 20000 m³. Dans le cas de stock de chaleur de taille inférieure on doit veiller à prendre un isolant ne prenant pas l'humidité comme le verre cellulaire. En effet, au contact de la terre un isolant classique absorbe l'humidité. Son efficacité peut alors être divisée par dix.

[S2] J.C.HADORN

Office fédéral l'énergie OFEN (Suisse)

Rapports de synthèse du programme de recherche suisse Solaire actif : chaleur et stockage de chaleur

1997, 1999, 2000, 2001, 2002, 2003, 2004

Ces documents font le point sur l'avancée de la recherche suisse en matière de stockage de chaleur. Il présente les progrès sur les systèmes solaires, des pistes de recherche et les résultats des expériences entreprises.

Des expériences ont été menées pour étudier le stockage inter-saisonnier dans des cuves à eau et dans la terre.

[S3] D.PAHUD

SUPSI, laboratoire du LEEE

Ground heat storage

2002

Ce document fait le point sur les différents types de stockage. Il définit le taux de récupération de l'énergie dans un stockage inter-saisonnier comme le rapport de l'énergie extraite avec l'énergie injectée. Ce dernier augmente avec la taille du stock et son isolation et diminue avec son niveau de température. Il varie entre 30% et 90%. Il faut noter que les stocks considérés sont de grande dimension : au minimum 10000 m³.

[S4] INES magazine

Stockage saisonnier dans le sol : L'exemple de Neckarsulm

Septembre-octobre 2004

Ce stockage de 63360 m³ possède la particularité de ne pas utiliser de pompe à chaleur. L'appoint est réalisé par le gaz. Le taux de récupération devrait atteindre les 70 % au bout de trois ou quatre années d'exploitation. Le coût du kWh est au final de 12 centimes d'euros ce qui démontre la rentabilité économique de ce système.

Entreprises

CANPLAST

<http://www.canplast.ch/canadien.html>

Entreprise suisse spécialisée dans les canalisations.

Z.I. du Mont-de Faux

CH-1029 Villars-Ste-Croix / VD

Suisse

Tel: (+41) 021 637 37 77

Fax: (+41) 021 637 37 78

uisseromande@canplast.ch

Pour les puits canadiens elle propose des tuyaux en PVC ou en polyéthylène dont les diamètres correspondent au divers usages possibles avec la possibilité de réaliser une installation sur mesure.

CANADA CLIM

CANADA-CLIM

44, rue de Beaumont 95 290 L'ISLE ADAM

Tel : 33 1 34 08 22 28 - Fax : 33 1 34 08 25 09

http://www.canada-clim.com/rubrique.php?id_rubrique=9

Mèl : contact@canada-clim.com

Cette entreprise propose l'installation de puits canadiens. Le site présente le principe des puits canadiens et montre les solutions techniques employées à travers la présentation de ses réalisations.

AEROPLUS

<http://www.aeroplus.org/>

Aéroplus sarl

21, route du Claireau

F-17600 SABLONCEAUX

Tél.: *33 (0)5 46 94 85 11

Fax: *33 (0)5 46 94 85 12

Cette entreprise propose l'installation de puits canadiens pour un prix de 3000 à 5000 € hors terrassement pour une surface de 100 m² / 250 m³.

C - Analyse des paramètres à modéliser

(Source : rapport intermédiaire ARMINES n°2)

L'analyse approfondie de la littérature consultée amène à clairement identifier les paramètres influant sur le comportement thermique du puits canadien et à distinguer les plus prépondérants d'entre eux.

Le débit dans les canalisations

Le débit d'air dans les canalisations intervient simultanément sur l'échange convectif entre l'air et la canalisation et sur la puissance thermique apportée au bâtiment.

Un optimum est à déterminer, le débit global devant surtout correspondre - au moins en partie - aux besoins de renouvellement d'air de la pièce ou de la zone à ventiler.

La longueur des canalisations

La longueur optimale du puits va dépendre du débit dans les canalisations. En effet, la bibliographie montre que pour les faibles débits, la température minimale est atteinte assez rapidement, et qu'à partir d'une certaine longueur, l'échangeur ne tempère plus l'air : il a atteint sa limite d'efficacité. Par contre, plus le débit augmente et plus cette longueur limite croît.

Le diamètre des canalisations

Une augmentation du diamètre des tubes entraîne une augmentation de la surface d'échange, mais d'augmente pas nécessairement l'échange thermique. Au delà d'une certaine valeur optimale, dépendant de la vitesse d'écoulement de l'air, le coefficient d'échange convectif chute (INSA, 2004). Ceci est dû au fait que l'accroissement de cette vitesse d'écoulement réduit l'épaisseur de la couche limite, où va être échangée la chaleur. L'air circulant au cœur de la canalisation ne va plus être en contact avec le tube et sa température sera peu influencée par la température du sol.

Cet optimum est indépendant de la longueur de la canalisation. On obtiendra donc une relation directe entre débit d'air et diamètre optimal. En général, pour les débits utilisés, cet optimum se situe autour des 20 cm de diamètre.

La distance entre canalisations

La fonction de stockage et d'amortisseur thermique du puits est assurée par la couche de sol se trouvant en contact ou à proximité de chaque canalisation, l'épaisseur de sol concernée dépendant de la période des phénomènes mis en jeu (Hollmuller, 2002).

Le rôle de la distance entre les canalisations n'a pas été réellement abordé dans les documents consultés. Cependant, il semble important d'assurer une distance suffisante pour maintenir une interaction mineure entre deux canalisations adjacentes. Une distance de 40 cm sera suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique pour les variations journalières. Un stockage thermique saisonnier nécessiterait un espacement de l'ordre de plusieurs mètres qui n'est généralement pas envisageable en pratique.

La profondeur d'enfouissement des canalisations

Dans le cas du puits canadien, le sol joue le rôle de tampon thermique entre l'extérieur et la canalisation enterrée. C'est lui qui isole cette dernière de l'influence des conditions atmosphériques. La profondeur d'enfouissement est donc un paramètre important qui va jouer sur la qualité de cette isolation : une profondeur plus grande améliore l'isolation de la canalisation et le déphasage.

Hollmuller (2002) montre clairement que les variations de température de l'air extérieur sont amorties et déphasées par le sol, et ceci est d'autant plus marqué que la profondeur est grande. Au delà d'une dizaine de mètres sous la surface du sol, la température du sol ne varie plus sous l'effet de l'évolution de la température extérieure. Seule la température moyenne évolue en fonction de la profondeur sous l'effet de la puissance géothermique provenant du manteau terrestre.

Il existe alors plusieurs manières d'aborder la question de la profondeur en fonction de l'usage attendu du puits canadien :

- Dans le cas d'un puits qui chercherait à utiliser le *déphasage journalier*, une profondeur de 40 cm serait suffisante.
- Pour un *déphasage saisonnier*, la profondeur minimale d'enfouissement requise serait de 2 m. Au delà, l'efficacité du puits augmente encore, mais des contraintes réglementaires et économiques ne permettent généralement pas d'installer le puits à de telles profondeurs. En effet, l'augmentation de la profondeur et les obligations de sécurisation des travaux font croître les coûts de réalisation bien plus rapidement que l'économie d'énergie marginale apportée.

La qualité du sol et le taux d'humidité

Les capacité calorifique et conductivité du sol ont un impact important sur l'efficacité du système. Ces caractéristiques dépendent de la composition du sol mais aussi de son taux d'humidité et des migrations d'eau en son sein. La capacité thermique du sol correspond à la moyenne des calorifiques de ses différents constituants : minéraux, matières organiques, air et eau.

L'eau possédant une capacité et une conductivité thermiques supérieures à celles des autres constituants du sol, un sol humide est plus inertielle qu'un sol sec et transmettra plus facilement sa chaleur ou sa fraîcheur à l'air dans les canalisations du puits. Cet effet peut être mis à profit pour augmenter la performance des échangeurs thermiques air/sol. Il suffit alors d'humidifier le sol par arrosage pour accroître ses capacités de stockage thermique et les échanges avec l'air dans le puits.

Les autres paramètres

Certains paramètres sont peu ou pas cités par les articles qui ont été consultés. Il s'agit par exemple de la rugosité intérieure des canalisations, les propriétés physiques des canalisations, la géométrie globale du puits canadien, l'impact du rayonnement solaire sur la température du sol, le régime de fonctionnement du puits canadien.

La rugosité intérieure des canalisations

Elle induit des pertes de charges hydrauliques indésirables qui vont nécessiter un surdimensionnement des systèmes de ventilation et des pertes énergétiques induites supplémentaires. Par contre, elle favorise le transfert convectif en créant de la turbulence. Cependant, les rugosités risquant d'entraîner des accumulations d'eau stagnante, une légère pente de l'ensemble des canalisations est indispensable pour permettre alors à l'eau condensée de s'écouler naturellement.

Les propriétés physiques des canalisations

Les capacité et conductivité thermiques des canalisations sont généralement négligées dans l'ensemble des documents consultés, la faible épaisseur des canalisations rendant ces dernières peu influentes sur le comportement général du puits. Pourtant ces propriétés peuvent avoir un impact sur le comportement dynamique de l'échangeur, et il est nécessaire les prendre en compte.

La géométrie de l'échangeur

L'échangeur est généralement constitué d'une nappe de tubes placés parallèlement et regroupés en entrée et en sortie par des collecteurs. Les coudes, les bifurcations induisent des pertes de charges supplémentaires, à éviter dans la mesure du possible.

Le rayonnement solaire et la surface du sol

La surface du sol absorbe le rayonnement solaire selon son coefficient d'albedo : il s'agit d'un apport énergétique *majeur* dont l'effet sur la température du sol est important, bien que souvent négligé dans les rapports consultés.

Le régime de fonctionnement du puits canadien

Lors du rafraîchissement d'été, le débit doit être plus élevé que lors du préchauffage d'hiver où seul le débit hygiénique est nécessaire. Les documents consultés se préoccupent assez peu de cette question portant essentielle : seule la note du COSTIC (1998) propose une stratégie de commande.

D - Proposition d'un modèle

Le modèle proposé dans cette partie tient compte de l'ensemble des conclusions et remarques du chapitre précédent.

Il s'articule autour de deux objectifs principaux :

- dans un premier temps, il s'agit d'établir un **modèle de température de sol** réaliste.
- dans un second temps, on détermine un **modèle d'échangeur**, associé à un maillage numérique.

Modèle thermique du sol

Dans le cadre du présent modèle de puits canadien, les sollicitations extérieures, c'est-à-dire les paramètres variables ayant une influence sur la réponse du modèle sont la *température de l'air extérieur* et la *température du sol* à la profondeur d'enfouissement des tubes du puits.

La **température de l'air extérieur** est la température de l'air qui entre au niveau du collecteur du puits canadien. Cette donnée peut être fournie au modèle à partir de la base de données météorologiques que comporte l'outil Pléiades + Comfie. Il s'agit de relevés annuels de diverses grandeurs caractéristiques des conditions atmosphériques locales - dont la température de l'air extérieur - pour différentes stations météorologiques. Les températures y sont généralement fournies pour chaque heure de l'année (par exemple, fichiers *Test Reference Years* (TRY)).

La **température du sol** n'est pas fournie par la base de données météorologiques. Il a donc été nécessaire d'élaborer, avant toute chose, un modèle thermique permettant de calculer la température du sol pour chaque heure de l'année, à la profondeur souhaitée.

Structure du modèle thermique de sol

Le modèle de sol envisagé ici a été largement utilisé dans la littérature (INSA, 2004; Williams *et al.*, 1977; Mermoud, 2001; Benkert *et al.*, 2000). Il consiste très simplement à considérer le sol comme un *massif semi-infini*, excité en surface par un signal de température sinusoïdal. En effet, ce modèle présente des solutions sinusoïdales de même période que l'excitation mais dont les amplitudes, valeurs moyennes et déphasages varient en fonction de la profondeur considérée. Globalement, plus la profondeur est grande et plus le signal sinusoïdal est amorti et retardé. La solution analytique de ce modèle est parfaitement établie.

À la surface du sol, les échanges thermiques sont multiples. Le sol échange avec l'atmosphère (conduction, convection et chaleur latente) mais aussi avec le soleil et le ciel (par rayonnement). Une étude plus approfondie de ce bilan thermique en surface du sol, s'appuyant sur l'étude de Mihalakakou *et al.* (1997) et le cours de Mermoud (2001), a permis de ranger les différentes contributions par ordre d'importance : d'abord, l'échange convectif avec l'air, puis les échanges radiatifs, et enfin les échanges latents. Si l'on néglige, en première approximation, la contribution du rayonnement et des échanges latents, on constate que la température du sol à la profondeur du puits canadien ne correspond pas du tout à la température réelle. En conséquence, la contrainte en surface se réduisant au seul échange avec l'air est insuffisante.

Le bilan thermique retenu nécessite donc la connaissance de la température de l'air extérieur et du flux de rayonnement solaire global incident à la surface du sol. Là encore, une approximation est nécessaire. En effet, le modèle de sol (massif semi-infini) n'est utilisable que pour une sollicitation (température de la surface du sol) décomposée en somme de fonctions sinusoïdales. En conséquence, le bilan thermique doit lui-même être réalisé à partir de variables oscillant sinusoïdalement. Dans un premier temps, il sera donc nécessaire de réaliser une mise en forme, nécessairement simplificatrice, des courbes de température de l'air extérieur et du flux de rayonnement solaire global incident à la surface du sol. Cette opération est présentée au paragraphe suivant, suivi par la description détaillée du bilan thermique retenu.

À l'intérieur de la couche de sol, les échanges conductifs sont prépondérants sur les échanges convectifs (infiltration d'eau, nappe phréatique) et radiatifs (milieu dense et opaque). Eux seuls seront pris en considération par le modèle de massif semi-infini.

La Figure 1 représente schématiquement l'enchaînement des calculs depuis les sollicitations jusqu'à la température du sol à une profondeur donnée.

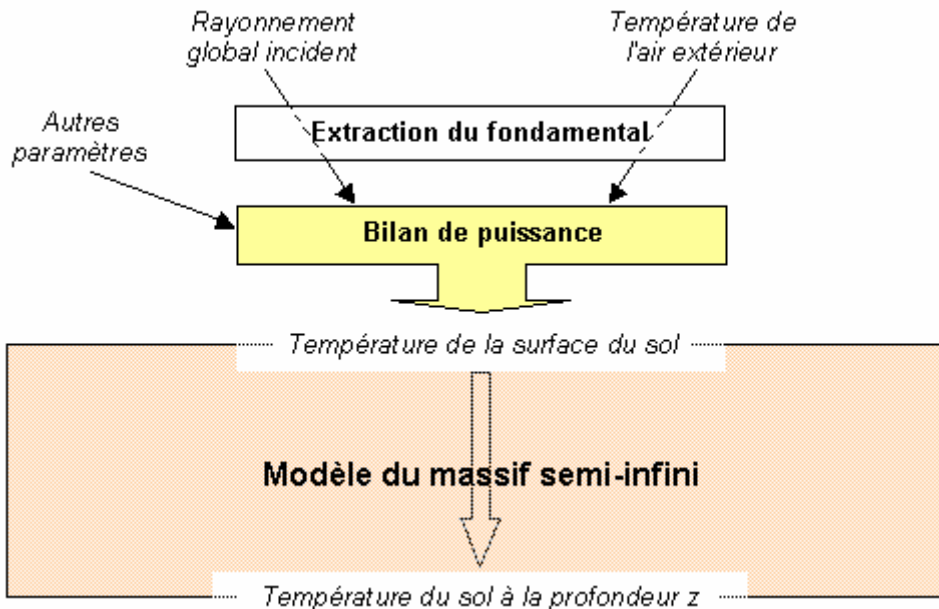


Figure 1. Structure du calcul de la température du sol

Enfin, en première approximation, la puissance géothermique, c'est-à-dire provenant du manteau terrestre, sera négligée. Comme on le verra plus loin, cette puissance pourra être ajoutée ultérieurement au présent modèle.

Expression des sollicitations

Le modèle de propagation de la chaleur par conduction dans un massif semi-infini propose une solution analytique lorsque la température en surface du massif est sinusoïdale. En conséquence, toutes les sollicitations du problème doivent être ramenées à des constantes ou à des fonctions sinusoïdales du temps.

On présentera ici la méthode retenue à cet effet, appliquée à la température de l'air extérieur. Le même raisonnement est réalisé sur le flux de rayonnement solaire global incident à la surface du sol.

Objectif

Il s'agit d'extraire, à partir de températures mesurées, un signal de forme sinusoïdale. C'est-à-dire que la température de l'air extérieur, T_e , sera idéalement exprimée sous la forme :

$$T_e(t) = \bar{T}_e + A_e \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_e) \quad (1)$$

où la pulsation ω représente la pulsation annuelle. Elle vaut : $\omega = \frac{2\pi}{365j} = \frac{2\pi}{8760h}$.

Les paramètres constants à évaluer sont donc la température moyenne (\bar{T}_e), l'amplitude (A_e) et le déphasage (φ_e).

Extraction des paramètres

Différentes méthodes peuvent être utilisées (moindres carrés, identification, analyse spectrale), cependant, l'objectif étant ici d'extraire le fondamental d'un signal réel bruité (les températures mesurées), la plus adaptée reste l'analyse spectrale de type Fourier.

Cette méthode permet d'exprimer $T_e(t)$ sous la forme d'une somme de fonctions sinusoïdales :

$$T_e(t) = \bar{T}_e + \sum_{n=1}^N a_n \cdot \sin(n \cdot \omega \cdot t) + \sum_{n=1}^N b_n \cdot \cos(n \cdot \omega \cdot t),$$

soit, en se limitant au fondamental (N=1) : $T_e(t) = \bar{T}_e + a_1 \cdot \sin(\omega \cdot t) + b_1 \cdot \cos(\omega \cdot t)$.

La **température moyenne**, \bar{T}_e , est identifiée à la température moyenne de l'air extérieur par simple intégration des données de température fournies par la base de données météorologique sur une année.

$$\bar{T}_e = \frac{1}{1 \text{ an}} \cdot \int_0^{1 \text{ an}} T_e(t) \cdot dt \quad \text{soit à partir des données horaires : } \bar{T}_e = \frac{1}{8760} \cdot \sum_{i=1}^{8760} T_{e_mesuré}(i)$$

Les coefficients de Fourier, a_1 et b_1 , se calculent, à partir des données horaires de température ($T_{e_mesuré}(t)$), comme suit :

$$a_1 = \frac{2}{8760} \cdot \sum_{i=1}^{8760} T_{e_mesuré}(i) \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{8760} \cdot i\right) \quad \text{et} \quad b_1 = \frac{2}{8760} \cdot \sum_{i=1}^{8760} T_{e_mesuré}(i) \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{8760} \cdot i\right)$$

Il est ensuite facile d'exprimer $T_e(t)$ sous la forme de l'équation (1) recherchée, avec $A_e = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}$ et $\varphi_e = \text{Arccos}\left(\frac{a_1}{A_e}\right)$.

La température de l'air extérieur est ainsi exprimée comme une fonction sinusoïdale.

Il faut noter que les harmoniques 2 et 3 se propagent aussi assez profondément dans le sol (Jacovides *et al.*, 1996). La prise en compte de l'un ou l'autre de ces harmoniques pourra constituer un raffinement du calcul dont l'intérêt reste à évaluer.

Le même type de calcul est réalisé à partir des données brutes de rayonnement global incident. Le flux résultant est donc de la forme : $\Phi(t) = \bar{\Phi} + A_\Phi \cdot \sin(\omega t - \varphi_\Phi)$

Détermination de la température de la surface du sol

La température du sol à sa surface constitue la sollicitation qui sera imposée comme condition à la limite supérieure du sol considéré comme un massif semi-infini. Son évaluation est donc particulièrement déterminante, elle conditionne les résultats du calcul de la température du sol à toute profondeur.

La détermination de cette température est réalisée à partir du bilan de puissance, exprimé à la surface du sol comme suit :

$$0 = CE_{eq} + SR - LE \quad \text{avec :}$$

- CE_{eq} , le flux d'échange global,
- SR , le flux de rayonnement incident absorbé et
- LE , le flux de chaleur latente cédé à l'atmosphère.

Le membre de gauche représente le flux de chaleur transmis à l'intérieur du sol. En réalité, ce flux est très faible par rapport aux trois autres, c'est pourquoi il est ici considéré comme nul.

Ce bilan est fortement inspiré de celui de Mihalakakou *et al.* (ibid). Il prend en compte - outre la température de l'air extérieur et le flux de rayonnement global incident - l'humidité du sol, la couverture du sol par la végétation, le vent, et l'humidité relative moyenne de l'atmosphère. Ce bilan est ainsi le seul qui prenne en compte toutes les spécificités du lieu d'implantation du puits canadien étudié.

La différence avec le bilan de Mihalakakou *et al.* (ibid) réside dans le fait que les échanges convectifs et l'émission radiative du sol ont été regroupés ici sous la forme d'un flux CE_{eq} d'échange global, caractérisé par un coefficient d'échange global avec l'atmosphère, h_{eq} .

Les expressions détaillées des trois flux sont les suivantes :

$$\begin{aligned} CE_{eq}(t) &= h_{eq} \cdot (T_a(t) - T_s(t)) \\ SR(t) &= (1 - \alpha) \cdot \Phi(t) = abs \cdot \Phi(t) \\ LE(t) &= c \cdot f \cdot h_{sur} \cdot [(a \cdot T_s(t) + b) - r_a \cdot (a \cdot T_a(t) + b)] \end{aligned}$$

Les paramètres sont tous issus Mihalakakou *et al.* (ibid) (sauf c qui a été ajouté pour une meilleure compréhension) :

abs : la part du rayonnement global incident qui est absorbée par le sol $abs = 1 - \alpha$ (α : albédo de la surface du sol)

f : un coefficient de correction empirique fourni par Mihalakakou *et al.* (ibid), et variant entre 0 et 1 en fonction du type de sol considéré et de l'état de sa surface.

h_{sur} : le coefficient d'échange par convection du sol avec l'air calculé par la formule : $h_{sur} = 0,5 + 1,2 \cdot \sqrt{v}$

v : la vitesse du vent au niveau du sol (m/s)

a , b et c trois constantes : $a = 103 \text{ Pa/K}$, $b = 609 \text{ Pa}$, $c = 0,0168 \text{ K/Pa}$

r_a : l'humidité relative de l'air

de plus, l'expression des solutions de ce bilan fait appel aux deux coefficients d'échange suivants :

$$h_r = c \cdot f \cdot h_{sur} \cdot a \cdot r_a + h_{eq} \quad \text{et} \quad h_e = c \cdot f \cdot h_{sur} \cdot a + h_{eq}$$

Ces paramètres sont tous considérés comme des valeurs moyennes annuelles. Dans les modèles présentés ici, ils ne varient pas durant l'année.

La température à la surface du sol résultant de ce bilan se présente finalement la forme suivante :

$$T_s(t) = \bar{T}_s + A_1 \cdot \sin(\omega t - \varphi_a) + A_2 \cdot \sin(\omega t - \varphi_\Phi) \quad (2)$$

$$\text{où } \bar{T}_s = \frac{(h_r - h_e) \cdot \frac{b}{a} + h_r \cdot \bar{T}_a + abs \cdot \bar{\Phi}}{h_e}, \quad A_1 = \frac{h_r \cdot A_a}{h_e} \quad \text{et} \quad A_2 = \frac{abs \cdot A_\Phi}{h_e}.$$

Modèle du massif semi-infini soumis à une excitation périodique

Le modèle du massif semi-infini est un cas d'école dont la démonstration est présentée dans le cours de thermique de l'École des mines (Marchio, 2003). Considérant simplement un massif semi-infini dont l'excitation en surface est une température de forme sinusoïdale (du type de l'équation (1)), la température $T_{sol}(z, t)$ du sol, au temps t et à la profondeur z , est de la forme :

$$T_{sol}(z, t) = \bar{T}_e + A_e \cdot \exp\left(-\frac{z}{\delta}\right) \sin\left(\omega t - \varphi_e - \frac{z}{\delta}\right)$$

où δ représente la *profondeur de pénétration* du signal. Cette dernière est liée à la diffusivité thermique du sol ($a_{sol} = \frac{\lambda_{sol}}{C_{sol} \cdot \rho_{sol}}$) et à la période du signal d'entrée ω , par la relation : $\delta = \sqrt{\frac{2 \cdot a_{sol}}{\omega}}$.

Physiquement, cette profondeur de pénétration indique la profondeur où l'amplitude d'un signal de température surfacique périodique, de pulsation ω , est atténuée d'un facteur $e^{-1} \approx 0,367$.

À partir de la température en surface du sol (2), la température du sol prend la forme :

$$T(z, t) = \bar{T}_s + A_1 \cdot \exp\left(-\frac{z}{\delta}\right) \sin\left(\omega t - \varphi_a - \frac{z}{\delta}\right) + A_2 \cdot \exp\left(-\frac{z}{\delta}\right) \sin\left(\omega t - \varphi_\Phi - \frac{z}{\delta}\right)$$

De plus dans la présente modélisation, un terme $Geo(z)$ est ajouté à cette solution afin de représenter le réchauffement géothermique du sol. La solution retenue sera finalement :

$$T(z, t) = \bar{T}_s + Geo(z) + A_1 \cdot \exp\left(-\frac{z}{\delta}\right) \sin\left(\omega t - \varphi_a - \frac{z}{\delta}\right) + A_2 \cdot \exp\left(-\frac{z}{\delta}\right) \sin\left(\omega t - \varphi_\Phi - \frac{z}{\delta}\right) \quad (3)$$

En pratique, l'effet géothermique peut être représenté par une fonction linéaire, indépendante du sol : $Geo(z) = g \cdot z$ avec g , le gradient thermique en K/m. Ce coefficient pourra être pris égal à 0,2 K/m, compte tenu des mesures réalisées par l'INSA de Toulouse (INSA, 2004). En raison de la faible profondeur d'enfouissement d'un puits canadien, ce terme aura un effet assez réduit sur la température du sol (quelques dixièmes de degré tout au plus).

Ainsi, cette modélisation rend possible le calcul de la température du sol pour toute profondeur, à toute heure de l'année. Un aperçu de la forme du signal de température pour différentes profondeurs est présenté sur la Figure 2, ci-dessous.

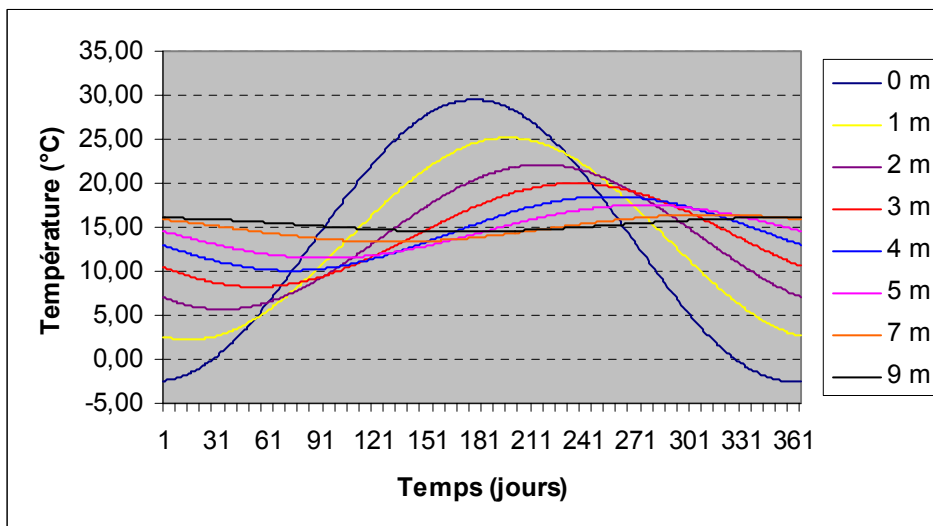


Figure 2. Représentation du comportement d'un signal de température sinusoïdal dans le sol (amortissement et déphasage) en fonction de la profondeur

Critique du modèle

L'approximation sinusoïdale proposée plus haut suppose que le climat à l'endroit où se situe le bâtiment modélisé présente une saisonnalité marquée (climat tempéré). Dans les autres cas, ce modèle risque de n'être plus valable (climats tropicaux, équatoriaux, etc.). Cependant, il faut noter que pour ces climats-ci, le système de puits canadien n'est en général pas pertinent, en raison de la valeur élevée de la température moyenne du sol.

Cependant, en climat tempéré, la précision et la justesse du modèle de massif semi-infini ont été validées par des mesures (INSA, 2004). De plus, ce modèle est utilisé dans de nombreux cas dans la littérature, ce qui laisse à penser qu'il demeure satisfaisant pour les besoins de la modélisation d'un puits canadien.

Le bilan thermique établi pour le calcul de la température de surface du sol est très complet et permet de simuler tout type de sol pour n'importe quelle situation géographique et climatique. L'absorption du rayonnement solaire par la surface du sol et les échanges latents avec l'atmosphère y sont pris en compte. Cependant, les différents paramètres complémentaires demeurent nombreux et parfois difficiles à évaluer. L'influence des structures végétales ou bâties - qui peuvent couvrir une partie ou la totalité de sa surface - sur l'absorptivité du sol est donc prise en compte par le modèle mais assez difficile à évaluer. L'utilisation optimale de ce modèle passe par une meilleure caractérisation de ces paramètres, ce qui pourrait faire l'objet d'un approfondissement de cette étude.

Modèle de l'échangeur thermique air/sol

Le modèle d'échangeur a été conçu de manière à pouvoir être incorporé, en tant que module, au logiciel Pléiades + Comfie. Il se doit donc de respecter la philosophie première de ce logiciel : *simplicité et efficacité*. Un compromis est donc nécessaire entre un modèle trop simple, qui risquerait de fournir des résultats trop éloignés de la réalité, et un modèle trop complexe, qui risquerait de demander trop de mémoire ou de temps de calcul.

En conséquence, la plupart des paramètres prépondérants du phénomène ont été inclus, mais beaucoup de phénomènes de moindre importance ont été négligés, les résultats de la validation du modèle permettant de conclure sur la qualité du modèle et les corrections susceptibles d'améliorer le modèle.

Hypothèses géométriques

Le puits canadien qui va être modélisé ici possède les caractéristiques suivantes :

- Une entrée d'air verticale située entre la surface du sol ($z=0$) et le niveau d'enfouissement du puits ($z=+Z$).
- Une ou plusieurs canalisations disposées horizontalement sous la terre à la profondeur $z=+Z$.
- Une sortie d'air verticale située entre le niveau d'enfouissement du puits ($z=+Z$) et la surface du sol ($z=0$).

Les connexions entre les canalisations horizontales (tubes) et les conduites d'entrée et de sortie d'air (collecteurs) ne sont pas prises en compte.

Les collecteurs sont considérés comme strictement identiques. De même, les tubes horizontaux sont considérés comme strictement identiques entre-eux : mêmes dimensions, mêmes propriétés physiques, même orientation. Ils sont disposés côte à côte dans un même plan horizontal (une seule nappe horizontale), selon un espacement régulier fixé, D_{tubes} . Collecteurs et tubes sont à section circulaire.

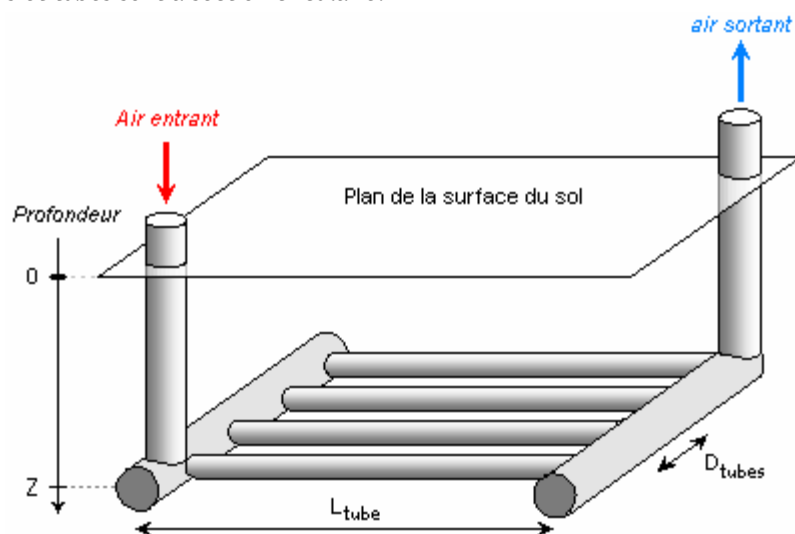


Figure 3. Schéma de la géométrie du puits canadien (fonctionnement en rafraîchissement)

D'autre part, à tout instant, le débit de l'air dans chacun des tubes sera supposé identique. En effet, les tubes étant identiques en tout point, la répartition des débits sera quasiment uniforme entre chaque tube.

Enfin, le sol sera considéré comme un milieu homogène.

Hypothèses thermiques

Le modèle géométrique présenté ci-dessus peut être encore simplifié. En effet, pour chaque tube :

- le débit d'air à l'intérieur est identique,
- les dimensions et propriétés physiques sont identiques,
- le sol environnant présente des propriétés thermiques homogènes et identiques.
- la température de l'air en entrée de chaque tube est la même.

Il est donc aisé de ramener le problème à celui d'un seul tube, par symétrie du modèle. En effet, le plus souvent le raccordement des tubes aux collecteurs se fera de manière identique, sans utilisation d'un raccord particulier, comme illustré sur la Figure 12. L'air traversant le puits verra donc le même environnement thermique, quel que soit le tube qu'il parcourt.

En réalité, l'environnement de chaque tube n'est pas exactement identique puisque certains tubes se trouveront à proximité de deux autres tubes, tandis qu'aux extrémités, les tubes ne se trouveront à proximité que d'un seul tube (effet de bord). Ce point important sera pris en compte plus loin dans le modèle, lors de la réalisation du maillage.

L'intérêt de la simplification à un seul tube réside dans la simplification et la réduction du nombre des équations. Le temps de calcul en sera par conséquent fortement diminué.

Le problème ayant été ramené à l'étude d'un seul tube, la température en sortie est la même pour chaque tube et il suffit de multiplier par le nombre total de tubes pour retrouver l'énergie totale transportée par l'air dans l'ensemble du puits.

Les échanges thermiques ayant lieu au sein des deux collecteurs d'entrée et de sortie sont ici négligés dans la mesure où ils sont généralement beaucoup plus faibles que ceux qui ont lieu au niveau des tubes de l'échangeur. Néanmoins, ils pourraient être pris en compte de manière simple puisqu'ils interviennent en série avec les tubes par rapport à l'écoulement de l'air.

Le maillage

Sur la Figure 4, le modèle a été représenté pour un puits à quatre tubes en vue de dessus. Les collecteurs d'entrée et de sortie y sont symbolisés par des cercles.

Le maillage spatial proposé consiste en un maillage régulier tout le long de chaque tube avec un pas Δx fixe.

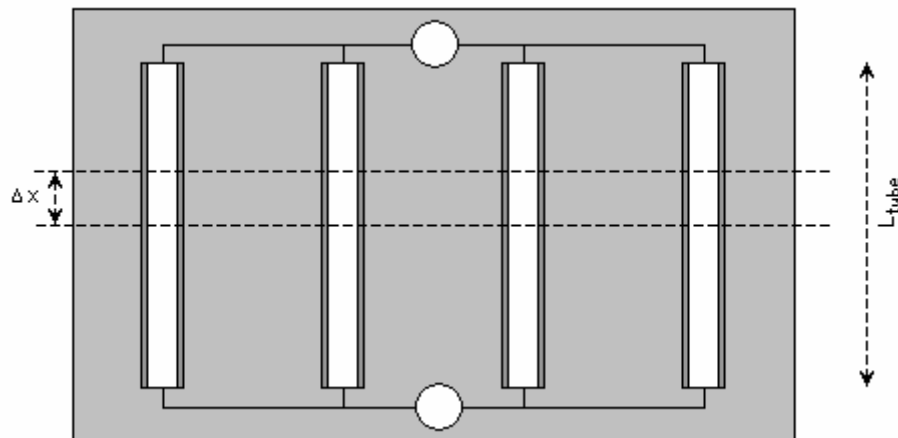


Figure 4. Schéma du modèle proposé (Vue de dessus)

Sur le schéma de la Figure 5 ci-après, le détail du maillage a été représenté.

Le sol autour des tubes a été découpé en mailles concentriques. Ainsi en cheminant de l'intérieur vers l'extérieur du tube, les mailles se répartissent comme suit :

- l'intérieur du tube où circule l'air (maille *air*),
- le tube (maille *tube*),
- une première maille de sol circulaire (maille *sol1*),
- une seconde maille de sol oblongue (maille *sol2*),

- le sol.

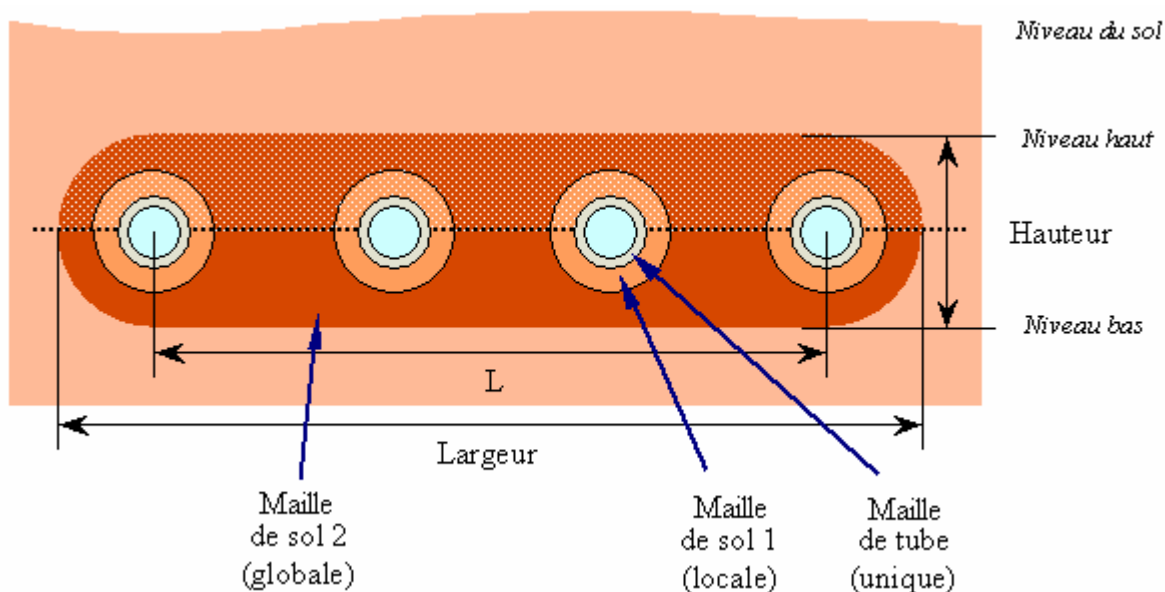


Figure 5. Le modèle proposé (Vue en coupe verticale)

Dans le cadre de la modélisation en volumes finis, chacune de ces mailles est supposée à température *uniforme*. Les échanges entre mailles sont calculés à l'aide de ces températures, appliquées sur une surface isotherme intérieure à la maille dont la position et la valeur sont définis plus bas. Les trois mailles les plus intérieures (*air*, *tube* et *sol1*) sont délimitées par des cylindres à section circulaire.

La maille intérieure (*air*) représente l'espace intérieur du tube et est constituée par l'air circulant dans le tube.

La maille *tube* représente exactement le tube. Cette maille est nécessaire à la prise en compte fine des caractéristiques du tube (en particulier la composition, le diamètre et l'épaisseur). Elle permet de connaître la température du tube. Cette maille sera utile pour réaliser une étude comparative entre des puits canadiens différant par les propriétés de leurs tubes. Cependant, la faible épaisseur de cette maille ne devrait pas lui faire jouer un rôle très important dans le comportement thermique de l'ensemble.

La première maille de sol (*sol1*) est une couronne circulaire de sol. L'épaisseur de sol qu'elle représente est proche de la profondeur de pénétration d'un signal thermique de période un jour (cf. théorie du massif semi-infini, § 0). Cette maille a pour rôle la prise en compte de la variation de température du sol à proximité immédiate du tube, et donc le stockage thermique local par le sol.

La seconde maille de sol (*sol2*) n'est pas circulaire, puisqu'elle présente une forme parallélépipédique dont deux côtés opposés sont des demi-cylindres (cf. Figure 5). Cette maille concerne l'ensemble de la nappe de tubes, qu'elle englobe, ce qui explique son étirement dans la direction de la largeur du puits canadien. Elle a été conçue dans l'objectif de prendre en compte l'interaction des tubes les uns sur les autres, et également les effets de bords liés à la géométrie de la nappe de tubes. C'est cette maille qui est en contact avec la « sollicitation thermique » imposée par le sol. Ainsi, au delà de cette maille, la température du sol n'est plus influencée par le puits canadien mais imposée par le modèle du massif semi-infini soumis à une excitation périodique présenté plus haut.

Le sol représente l'ensemble du sol. Il ne forme pas une maille en soit puisque sa température varie en fonction de la profondeur, conformément au modèle de massif semi-infini. Cette température est imposée en surface de la maille *sol2*. Cependant, la géométrie de cette dernière maille amène à utiliser deux températures de sol : une température sur la face supérieure de la maille *sol2* ($T_{sol_{haute}}$) et une température sur la face inférieure ($T_{sol_{basse}}$). Le maillage est donc subdivisé en deux moitiés - inférieure et supérieure - selon le plan horizontal contenant l'axe des tubes. Cette subdivision en demi-maille est appliquée aux deux mailles de sol (*sol1* et *sol2*) mais pas aux mailles *tube* et *air*. En effet, la dissymétrie des températures entre partie haute et basse sera considérée comme négligeable sur le tube et a fortiori sur l'air à l'intérieur du tube.

Il faut noter que l'échange thermique au niveau des extrémités de la maille *sol2* - qui constitue la particularité de cette maille - est aussi calculé à partir des deux températures de sol $T_{sol_{haute}}$ et $T_{sol_{basse}}$ définies plus haut. Ceci constitue une approximation supplémentaire qui ne devrait pas induire trop d'erreurs - d'autant moins que le nombre de tubes du puits canadien sera élevé.

Définition des paramètres géométriques du modèle de puits et du maillage

Les paramètres définissant le puits modélisé sont :

Z : la profondeur d'enfouissement de la nappe de tubes par rapport à la surface du sol. Cette profondeur est mesurée à partir de l'axe des tubes. Elle est comptée positivement.

L_{tube} : La longueur des tubes.

D_{tubes} : La distance entre les axes des tubes.

$r_{\text{int}}, r_{\text{ext}}$: Les rayons intérieur et extérieur des tubes.

e_{tube} : L'épaisseur de la paroi des tubes.

N_{tubes} : Le nombre de tubes formant la nappe du puits.

Les paramètres du maillage sont plus nombreux. Ils permettent de définir les surfaces et volumes d'échange (Figure 6 et Figure 7).

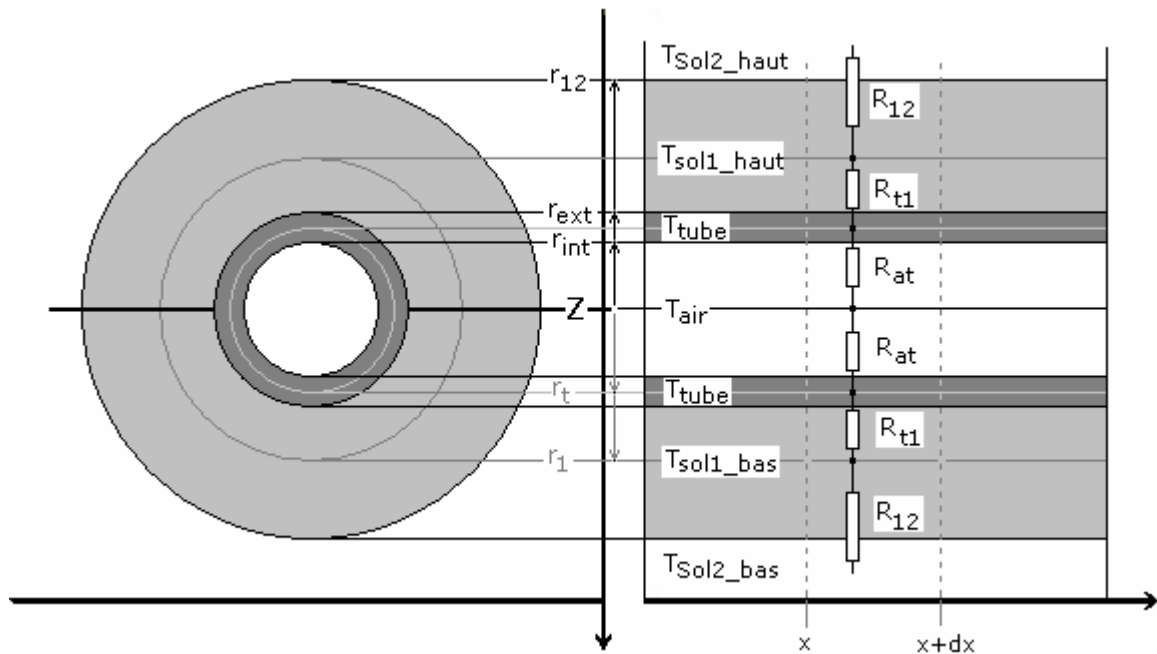


Figure 6. Schéma des mailles *sol1*, *tube* et *air* avec résistances thermiques équivalentes (Coupe de face et de profil)

r_{int} : Rayon intérieur du tube et de la maille *tube*. Rayon extérieur de la maille *air*.

r_t : Rayon interne de la zone *tube*.

r_{ext} : Rayon extérieur du tube et de la maille *tube*. Rayon intérieur de la maille *Sol1*.

r_1 : Rayon interne de la maille *Sol1*.

r_{12} : Rayon extérieur de la maille *Sol1*. Rayon intérieur de la maille *Sol2*.

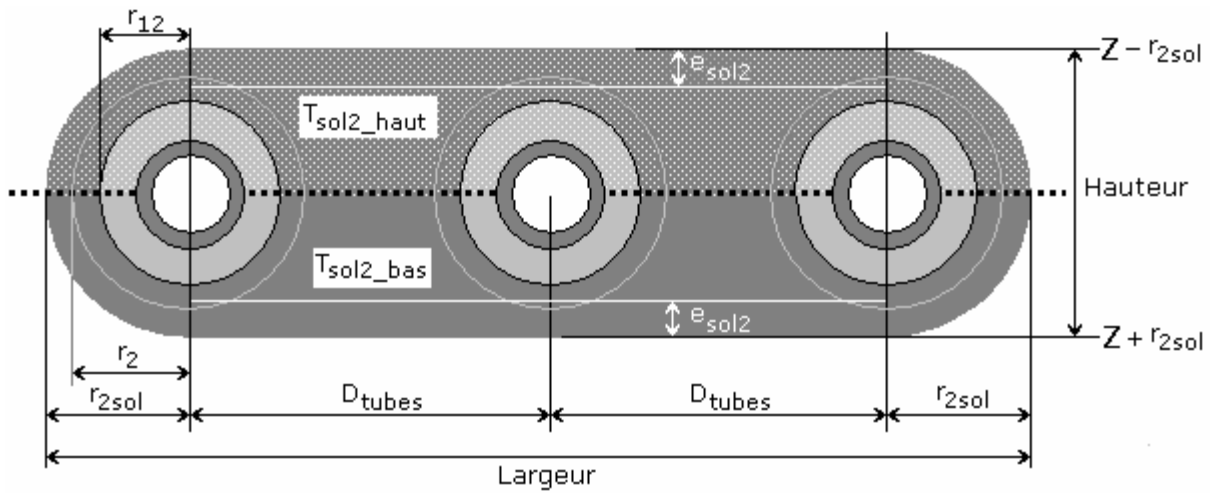


Figure 7. Détail de la maille de sol globale pour un puits à trois tubes (sol2)

r_{12} : Rayon intérieur des faces internes de la maille Sol2. Rayon extérieur de la maille Sol1.

r_2 : Rayon interne des deux extrémités cylindriques de la maille.

r_{2sol} : Rayon extérieur des deux extrémités cylindriques de la maille.

e_{sol2} : Épaisseur de la partie centrale de la maille Sol2 en contact avec le reste du sol.

La structure de la maille Sol2 est un peu plus complexe que celle de la maille Sol1. En effet, cette maille se compose de deux parties distinctes : d'une part, ses deux extrémités, et d'autre part, sa partie centrale.

Les extrémités sont formées de deux demi-cylindres de mêmes dimensions. Pareillement à la maille Sol1, ces extrémités présentent un rayon intérieur, interne et extérieur. Le rayon intérieur coïncide avec le rayon extérieur de la maille Sol1, avec laquelle la maille est en contact.

La partie centrale, de largeur égale à $N_{tubes}-1$ fois la distance inter-axe des tubes, est un volume parallélépipédique rectangulaire donc ont été ôtés les volumes des mailles qu'il inclut. Sa surface interne est donc connue. Sa surface externe, plane, se trouve en continuité de celle des deux extrémités.

Les échanges thermiques sont considérés à symétrie circulaire avec chacune des mailles Sol1 (le rayon de l'échange est r_{2sol}). Par contre, l'échange avec le reste du sol est considéré comme plan sauf aux extrémités. L'épaisseur de la couche échangeant avec le sol dans la partie centrale est notée e_{sol2} . Elle est calculée de manière que le volume total des échanges - avec le sol et avec la maille Sol1 - soit égal au volume réel de la partie centrale de la maille. L'échange avec le sol au niveau des extrémités correspond à celui d'une couronne circulaire. La température du sol est calculée pour les hauteurs $Z \pm r_{2sol}$. De manière à gérer le calcul ramené à un seul tube, la résistance thermique totale est calculée puis divisée par le nombre de tubes total N_{tubes} .

Enfin, il faut rappeler que la maille Sol2 est divisée en deux parties symétriques (haute et basse) exactement de la même manière que la maille Sol1.

Variantes possibles du modèle

Le modèle présenté plus haut a été imaginé avec un souci permanent de simplicité. Au fur et à mesure de son élaboration, son maillage s'est amélioré, les échanges thermiques mis en jeu ont été mieux explicités, toujours de façon à mieux correspondre à la réalité des phénomènes. Tout au long de cette conception, un certain nombre de variantes ont été imaginées, qui pourraient mieux encore représenter les phénomènes observés. Cependant, dans un premier temps et pour des raisons de simplicité, il a été décidé de ne pas les inclure au modèle. Ces variantes pourront néanmoins servir lors d'approfondissements ultérieurs de cette étude.

Distributeur et collecteur

L'entrée de l'air dans le puits canadien s'effectue par un puits d'entrée collecteur qui distribue l'air dans les différents tubes enterrés, tandis qu'un autre collecteur reçoit l'air en provenance de chaque tube pour le guider jusqu'à la pièce à ventiler. Ces deux éléments du puits canadien ne sont pas conçus pour réaliser l'échange de chaleur avec le sol, comme c'est le cas pour les tubes. Ceci ne veut pas dire qu'ils n'y participent pas. C'est pourquoi, il serait envisageable d'évaluer la chaleur échangée lors de la descente de l'air dans le sol et lors de sa remontée.

Cet effet n'a pas été finalement pris en compte en raison de son impact très marginal sur le phénomène (l'air parcourt 2 m dans le large conduit du collecteur d'entrée et plusieurs dizaines de mètres dans des conduites plus fines, donc avec un échange thermique meilleur et beaucoup plus long). De plus, la partie collectrice de sortie n'est généralement pas enterrée, puisqu'elle se trouve souvent à l'intérieur même du bâtiment, dans une partie enterrée

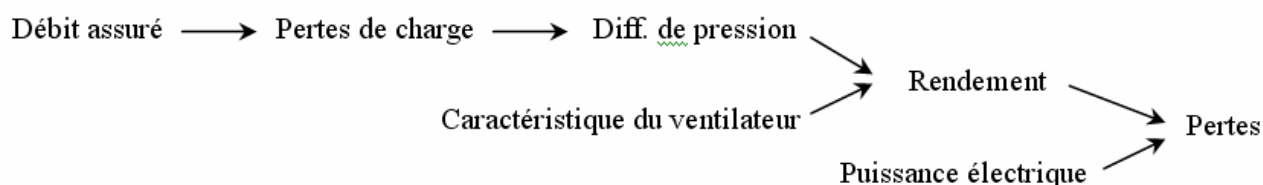
du bâtiment (cave, sous-sol, vide sanitaire). C'est le cas, notamment, du puits qui a été utilisé pour la validation expérimentale du modèle (cf. § 0).

Enfin, le collecteur se trouve entouré par un sol dont la température est comprise entre la température de l'air extérieur et de celle du sol à la profondeur d'enfouissement des tubes de l'échangeur. Ainsi, l'échange thermique dans la partie collectrice en *entrée* de puits ne devrait que très légèrement améliorer l'efficacité du puits, tandis que l'échange dans la partie collectrice en sortie aura tendance à réduire cette efficacité. Par conséquent, il vaudra mieux, dans la mesure du possible, isoler l'ensemble des tubes situés en aval du puits, et ceci jusqu'à l'entrée dans la pièce à ventiler. Cette dernière considération est d'autant plus pertinente que la partie non enterrée en aval du puits est longue.

Ventilateur

Le ventilateur est un élément essentiel du puits canadien. C'est lui qui assure le débit d'air dans les tubes. Il pourra s'agir, selon les cas, d'un ventilateur spécialement dédié au puits canadien, ou bien d'un ventilateur servant plus généralement au renouvellement de l'air du bâtiment. Dans les deux cas, ce ventilateur convertit une puissance électrique en puissance mécanique avec un rendement qui varie selon le type de ventilateur. Le reste de la puissance électrique est dégradé sous la forme d'une puissance thermique directement évacuée par l'air circulant dans le puits. L'élévation de température engendrée a donc un impact sur la température en sortie de puits.

La puissance thermique dissipée par le ventilateur dans l'air circulant dans le puits canadien est fonction de la puissance électrique du ventilateur et de son rendement mécanique. Or ce rendement dépend du point de fonctionnement du ventilateur ; celui-ci dépend de la différence de pression nécessaire pour assurer le débit requis ; cette différence de pression dépend elle-même des pertes de charges engendrées par le flux d'air dans le puits.



Les pertes de charges et la caractéristique du ventilateur ne sont généralement pas connues, par contre, il est possible d'évaluer de manière approchée la puissance thermique dissipée à partir des plages de variation du rendement du ventilateur. Pour une installation domestique, cette puissance peut varier entre quelques dizaines et quelques centaines de watts, ce qui va correspondre à une élévation de température de l'air de l'ordre de quelques dixièmes de degrés. Il est aussi possible de détailler cette approximation en évaluant plus précisément les pertes de charges engendrées par le flux d'air dans les canalisations du puits canadien. Mais ce calcul n'est pas d'un grand intérêt dans la mesure où il ne prend pas en compte les principales pertes que sont les pertes de charge singulières (liées à la géométrie, aux filtres, etc.), les pertes mécaniques et les pertes électriques.

Régulation

Pour réaliser l'évaluation précise des économies d'énergies pouvant être engendrées par l'adjonction d'un puits canadien à un bâtiment, il est nécessaire d'optimiser non seulement, le dimensionnement du puits, mais aussi le **régime de fonctionnement** pour éviter que le puits accroisse les besoins de chauffage ou de rafraîchissement en raison d'une mauvaise régulation. Par exemple, en période chaude, lorsque la température de l'air extérieur est plus basse que celle en sortie de puits, la ventilation doit se faire avec l'air extérieur - par exemple par ventilation nocturne - plutôt qu'avec l'air conditionné par le puits. Un **arbitrage** permanent est nécessaire entre l'air du puits canadien et l'air extérieur.

Autre exemple : en période froide, il faut réduire les débits de ventilation au minimum afin de réduire les déperditions thermiques dues à l'évacuation de l'air vicié. Bien entendu, le couplage éventuel du puits canadien à un système de ventilation à récupérateur de chaleur (double-flux) modifie les critères de régulation.

Dans de cette première modélisation, la question de la régulation n'a cependant pas été incluse afin de valiser dans un premier temps le modèle en régime permanent.

Le puits modélisé fonctionne donc en permanence et chaque type de période (chaude, froide, intermédiaire) nécessite l'exécution d'une nouvelle simulation. La régulation pourra bien entendu faire l'objet d'un approfondissement ultérieur de l'étude.

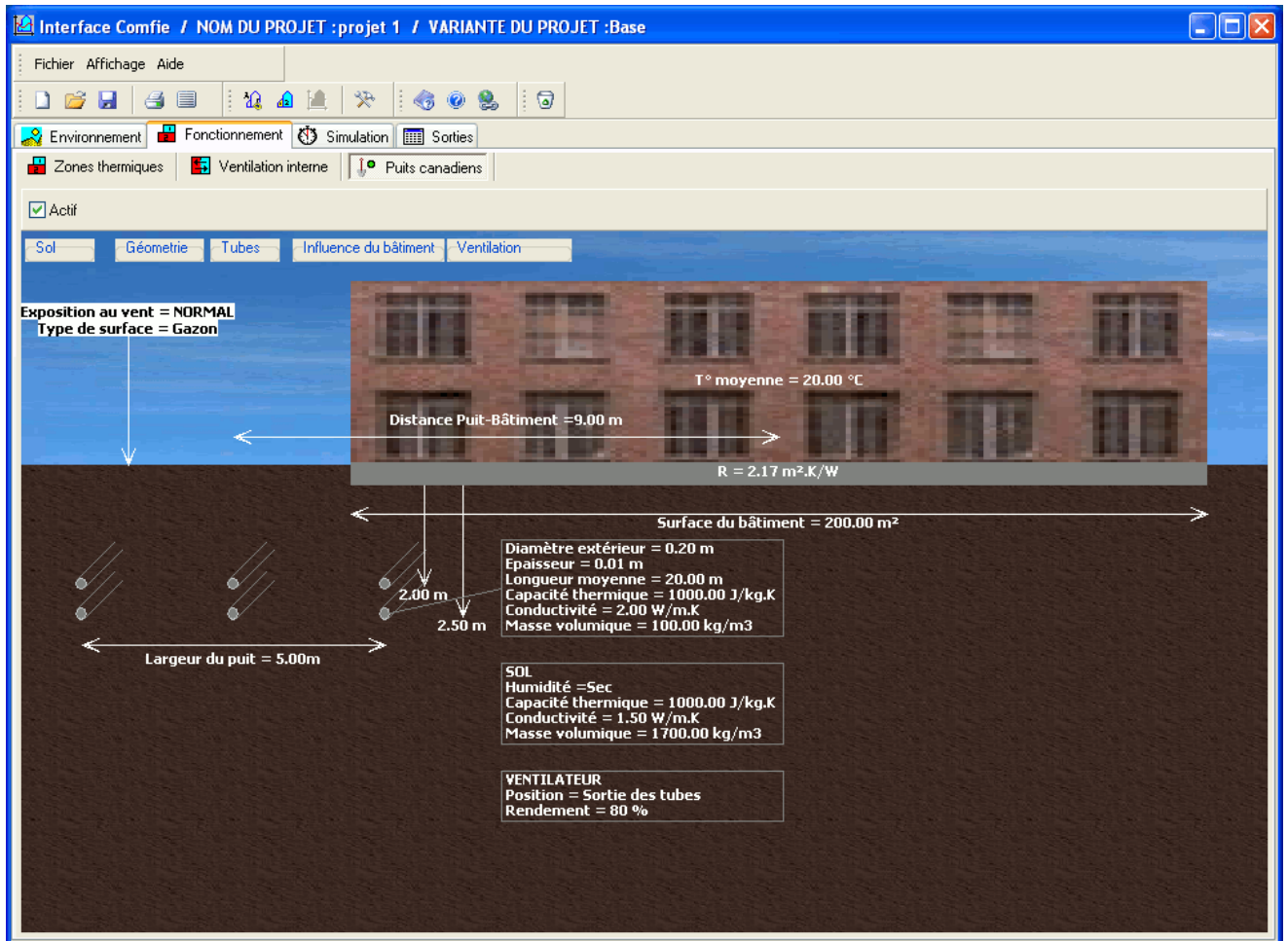
E - Implémentation du modèle

Saisie dans Pléiades + Comfie

Le modèle a implémenté par IZUBA énergie dans le logiciel PLEIADES + COMFIE.

Ecran général de saisie

Un écran unique permet de définir les caractéristiques d'un puits connecté au bâtiment.



Pour définir un puits canadien, il faut commencer par cocher la case "Actif"



Caractéristiques du sol

Il faut ensuite fournir les caractéristiques du sol :

Sol	
Exposition au vent	NORMAL
Type de surface	Gazon
Humidité	Sec
Données prédéfinies	Sable
Capacité thermique	1780 J/(kg.K)
Conductivité	0.93 W/m.K
Densité	1390 kg/m3

Exposition au vent

Exposition de la surface du sol au vent

Type de surface

Etat de surface du sol déterminant le coefficient d'absorption au rayonnement solaire.

Humidité

Humidité à la surface, responsable d'échanges latents entre l'air et le sol.

Données prédéfinies

Il s'agit de valeurs pour différents types de sol, définis par les données suivantes :

- Conductivité (W/m.K)
- Capacité thermique (J/(kg.K))
- Densité (masse volumique en kg/m3)

Caractéristiques géométriques du puits

On définit ensuite la géométrie du puits en renseignant :

- Le nombre de nappes
- La largeur maximale du puits, c'est-à-dire la largeur maximale de la superficie occupée par le puits.
- La longueur moyenne des tubes
- Les profondeurs des différentes nappes
- Le nombre de tubes de chaque nappe

Géométrie	
Nombre de nappes	2
Largeur maximale du puit	5.00 m
Longueur moyenne des tubes	20.00 m
Profondeur d'enfouissement des nappes	2.00 2.50
Nombre de tubes par nappe	3 3

Caractéristiques géométriques du puits

Il faut ensuite définir les caractéristiques des tubes :

Tubes		
Epaisseur de la paroi	0.005	m
Diamètre extérieur	0.200	m
Conductivité	2.00	W/m.K
Masse volumique	100.00	kg/m ³
Capacité thermique	1000.00	J/kg.K

Il est nécessaire de renseigner :

- L'épaisseur du tuyau (m)
- Le diamètre extérieur (m)
- La conductivité (W/m.K)
- La masse volumique (kg/m³)
- La capacité thermique (J/kg.K)

Attention dans le cas d'un tuyau annelé, il faut calculer les caractéristiques équivalentes.

Influence de la proximité du bâtiment

Il faut ensuite définir les caractéristiques de l'influence du bâtiment :

Influence du bâtiment		
Surface de la partie chauffée du bâtiment	200.00	m ²
Distance entre le centre du puit et le centre du bâtiment	9.00	m
Température moyenne du bâtiment	20.00	°C
Résistance de la dalle du bâtiment	2.17	m ² .K/W

Il est nécessaire de renseigner les points suivants :

- Surface de la partie chauffée du bâtiment : cette surface servira à calculer l'influence de la température du bâtiment sur le sol.
- Distance entre le centre géométrique du puit et le centre du bâtiment
- Température moyenne du bâtiment : température des zones chauffées en contact avec le sol. Dans le cas où le bâtiment a plusieurs températures de consigne de chauffage, on mentionnera une moyenne pondérée par la surface.
- Résistance thermique de la dalle du bâtiment en plancher. Dans le cas où le bâtiment a plusieurs type de dalles, on indiquera une moyenne pondérée par la surface.

Influence du mode de ventilation de l'air

Il faut ensuite définir les caractéristiques de la ventilation :

Ventilation

Position du ventilateur

Rendement du ventilateur %

Zones ventilées

- 5.00 m3/h vers P0 Entrée+Couloir+WC+SDB
- 20.00 m3/h vers P1 Séjour+Cuisine
- 30.00 m3/h vers P2 Chambre
- Zone 4
- Zone 5
- Zone 6
- Zone 7
- Zone 8
- Zone 9
- Zone 10
- Zone 11
- Zone 12
- Zone 13
- Zone 14

Il est nécessaire de renseigner :

- La position du ventilateur, à l'entrée ou en sortie des tubes.
- Le rendement du ventilateur permettant d'estimer la chaleur dégagée.
- La ou les zones thermiques irriguées, en cochant les cases en face de chaque zone thermique ventilée par le dispositif. Pour chaque zone, on renseigne le débit correspondant.

Dans cette première version , le débit est constant et ne peut être modulé.

Les résultats

Simulation

La simulation se fait exactement comme une simulation habituelle dans PLEIADES + COMFIE

Synthèse des résultats

Avec un puits canadien, la synthèse de résultats affiche en plus des valeurs habituelles les températures minimales, moyennes, et maximales des tubes à l'entrée, au milieu et à la sortie du puits.

Interface Comfie / NOM DU PROJET : projet 1 / VARIANTE DU PROJET : puit

Fichier Affichage Aide

Environnement Fonctionnement Simulation Sorties

Liste des résultats Synthèse Graphiques Générer un rapport Description Comparateur Consommation

Résumer

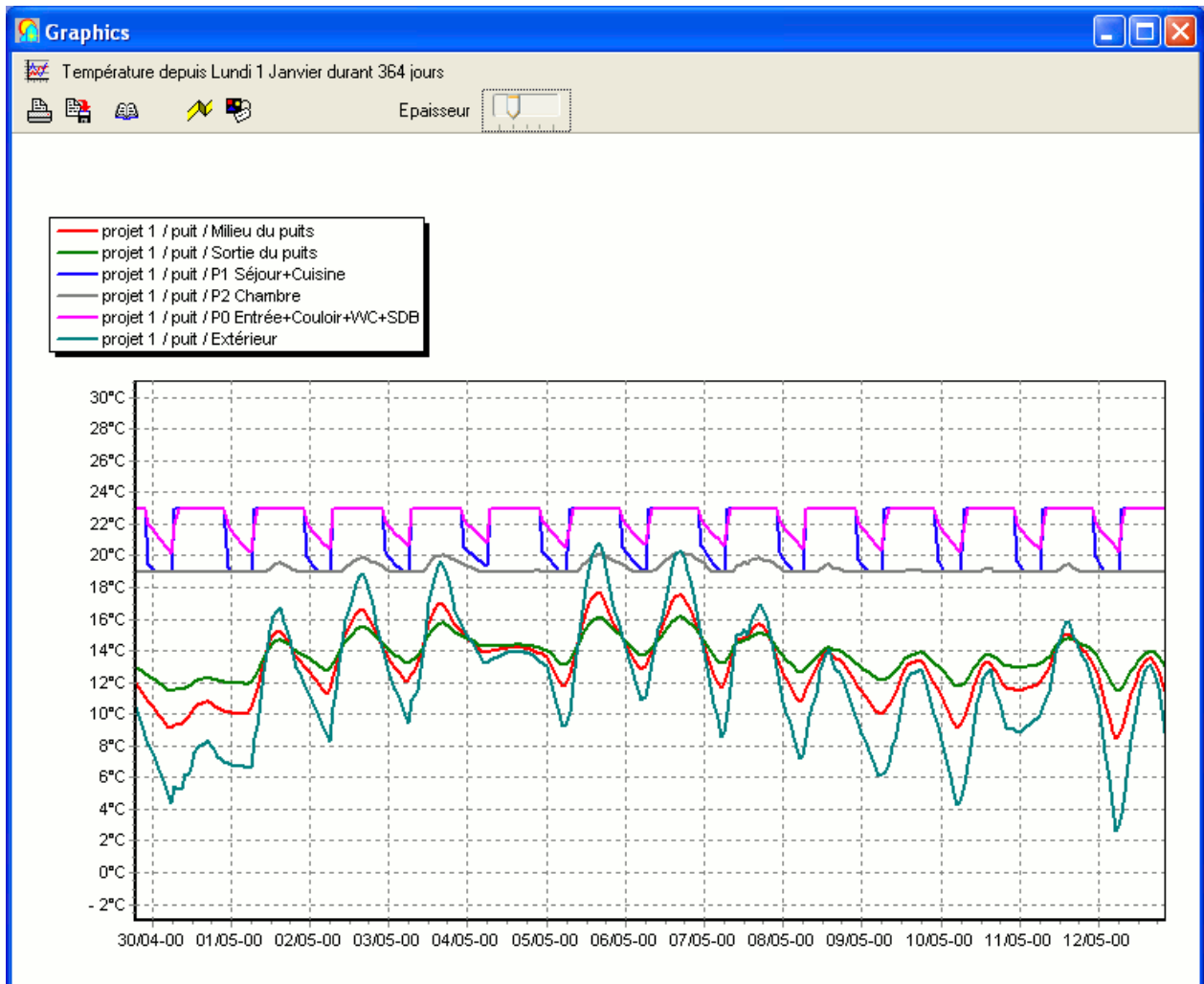
Projet sélectionné :

Diagramme de Sankey Exporter vers Excel

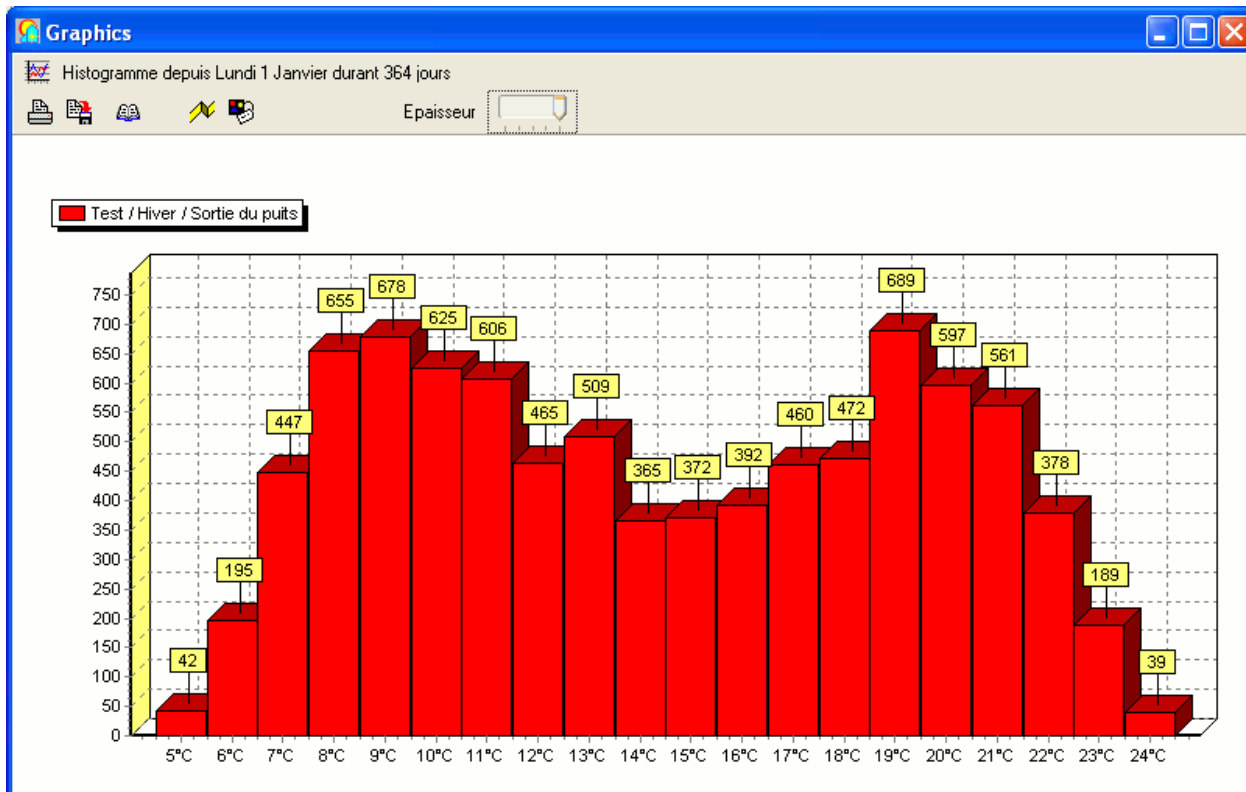
Zones	Besoins Ch.	Besoins Ch.	Besoins Clim.	Besoins Clim.	Puiss. Chauff.	Puiss. Clim.	T* Min	T* Moyenne	T* Max
Année									
P0 Entrée+Couloir+WC+SDE	3193 kWh	211 kWh/m²	0 kWh	0 kWh/m²	2492 W	-0 W	19.00 °C	22.50 °C	23.77 °C
P1 Séjour+Cuisine	8400 kWh	380 kWh/m²	0 kWh	0 kWh/m²	4075 W	-0 W	19.00 °C	22.12 °C	26.34 °C
P2 Chambre	1273 kWh	127 kWh/m²	0 kWh	0 kWh/m²	770 W	-0 W	19.00 °C	20.14 °C	25.32 °C
Entrée du puits	0 kWh	0 kWh/m²	0 kWh	0 kWh/m²	0 W	0 W	-8.45 °C	11.43 °C	31.60 °C
Milieu du puits	0 kWh	0 kWh/m²	0 kWh	0 kWh/m²	0 W	0 W	2.02 °C	13.72 °C	25.54 °C
Sortie du puits	0 kWh	0 kWh/m²	0 kWh	0 kWh/m²	0 W	-0 W	7.70 °C	15.03 °C	22.68 °C
Total	12866 kWh	273 kWh/m²	0 kWh		7338 W	0 W			

Zones	Apports solaires	Besoins Chaud+F	Moyenne Surcha	Amplification de T	Taux d'inconfort	Part de besoin ne	Déperditions
P0 Entrée+Couloir+WC+SDB	0.00 kWh	143.17 kWh/m3	0.00 (1/10°C)	34.80 %	0.00 %		
P1 Séjour+Cuisine	1336.00 kWh	151.91 kWh/m3	0.00 (1/10°C)	54.85 %	0.00 %		
P2 Chambre	399.00 kWh	50.93 kWh/m3	0.00 (1/10°C)	6.99 %	0.00 %		

Dans l'écran de visualisation des graphiques, les températures de ces différentes localisations du puits apparaissent de façon similaire à des zones, permettant ainsi de générer les mêmes graphiques et les mêmes traitements que sur les zones.



Visualisation des températures



Histogramme des températures

F - Validation : résidence à Presles (Val d'Oise)

Dernière étape avant l'ajout définitif du composant "Puits climatique" au logiciel PLEIADES + COMFIE, et son utilisation à des fins prédictives, la validation du modèle consiste en la confrontation de résultats de simulation à des mesures issues de puits canadiens instrumentés.

Indicateurs d'évaluation des performances

Comparer les performances de l'échangeur air/sol nécessite un ou plusieurs indicateurs permettant d'évaluer simplement ces performances. Ici deux indicateurs sont utilisés : l'**efficacité moyenne** et l'**étude statistique basée sur les écarts-types**. Ces deux indicateurs mesurent la capacité de l'échangeur air/sol à rapprocher la température de l'air de ventilation de la température du sol.

La question de la participation de l'échangeur air/sol au confort thermique du bâtiment n'a pas été traitée ici. En effet, la réponse à cette question dépend fortement du bâtiment et de l'implantation de l'échangeur air/sol par rapport au bâtiment, mais aussi de la gestion du bâtiment au cours des saisons.

La validation proposée ici est réalisée pour un module développé selon le modèle et le maillage décrits plus haut. Le cas réel servant de référence correspond à l'installation expérimentale réalisée en 2004 par la société CANADA CLIM sur le bâtiment 18 de la résidence ARPAD de Presles (Val d'Oise).

Il s'agit d'un échangeur constitué de 8 tubes type TPC en polyéthylène parcourant environ 40 m à 1,60 m sous le sol puis 10 m dans le vide sanitaire du bâtiment. Seule la partie enterrée des tubes est considérée ici.

Présentation de l'installation instrumentée

Le puits canadien dédié au rafraîchissement du bâtiment 18 de la résidence ARPAD à Presles (Val d'Oise) va servir de référence dans le cadre de la validation du modèle développé ici.

Le bâtiment en question a été achevé en juin 2004. Il s'agit d'un bâtiment d'accueil de maison de retraite où le confort des résidents importe donc avant tout. Le puits canadien y a été installé après sa réalisation, dans l'objectif d'abaisser la température de la pièce principale en plein été. En effet, cette pièce, destinée à accueillir les résidents durant la journée, a été conçue avec deux larges parois vitrées, non dotées de systèmes de protection solaire, dont l'une est orientée sud-ouest et l'autre nord-ouest (cf. Figure 8 et Figure 9, ci-dessous). Durant les après-midi d'été, cette pièce devient une "serre", véritable piège à rayonnement solaire, totalement inhabitable. Sa température intérieure peut alors dépasser 50°C ...



Figure 8. Vue de la pièce d'accueil (façade nord-ouest)

L'installation du puits canadien a été réalisée dans l'objectif de rendre cette pièce habitable durant une plus grande partie de l'année, tout en évitant l'installation d'un système de climatisation traditionnel énergivore et très coûteux.

Élaboration du cadre de validation du modèle

La validation du modèle par confrontation des résultats de simulation aux résultats de mesure ne présente d'intérêt que dans la mesure où les conditions et hypothèses de la simulation sont proches des caractéristiques de la réalité physique mesurée. Concrètement, il s'agit, dans un premier temps, de recueillir, de la manière la plus exacte possible, les caractéristiques précises du bâtiment et du puits canadien mis en œuvre, mais aussi les conditions de mesure et des paramètres extérieurs au bâtiment (les "solllicitations", telles que les données météorologiques). L'ajustement des paramètres du modèle sur ces caractéristiques et la prise en compte de ces sollicitations constituent un préalable à toute simulation.

Conditions des mesures

Les mesures ont été réalisées sur l'installation de la maison de retraite de Presles, alors équipée d'un système de climatisation passive par puits canadien.

Les données ont été enregistrées durant l'été 2004, l'hiver 2004-2005, l'été 2005 et en novembre 2005, mais les seules données chiffrées fournies sont celles qui ont été acquises entre le 28 juillet et le 26 septembre 2004 et entre le 8 et le 30 novembre 2005. Les autres données ne sont disponibles que sous forme de graphiques.

Les mesures réalisées sont constituées par :

- la température de la salle d'accueil ventilée par le puits canadien (T_{salle})
- la température de l'air extérieur (T_{ext})
- la température de l'air en sortie du puits 1 (T_{puits1})
- la température de l'air en sortie du puits 2 lorsque celui-ci a fonctionné (du 6 août au 26 septembre) (T_{puits2})
- la température de l'air en entrée du vide sanitaire (uniquement du 8 au 30 novembre 2005)

Structure du bâtiment

Les caractéristiques de la structure du bâtiment dans le logiciel PLEIADES + COMFIE sont directement renseignées à partir des plans du bâtiment. La structure modélisée est constituée de zones représentant une ou plusieurs pièces. La température de chaque zone est considérée à tout instant comme homogène. L'interaction entre chaque zone est calculée à partir des températures de chacune des zones, des conditions météorologiques extérieures au bâtiment, des contacts thermiques existant entre les zones (échanges conductifs à travers les parois et les ouvertures, ponts thermiques, ventilations, apports solaires) et des apports et stockages thermiques internes (chauffage, rafraîchissement, occupation, apports internes, inertie thermique).

La Figure 9 ci-dessous présente le plan utilisé pour la saisie de la géométrie et des caractéristiques techniques du bâtiment.



Figure 9. Plan du rez-de-chaussée du bâtiment 18

À l'aide du logiciel Alcyone, fourni avec Pléiades + Comfie, ces plans sont convertis en pièces, qui sont regroupées en zones thermiques. Alcyone permet de décrire l'orientation, la situation géographique et les contours physiques du bâtiment, les compositions des parois et les diverses ouvertures.

La Figure 10 ci-dessous présente l'apparence de la représentation du rez-de-chaussée superposée au plan de la Figure 9.

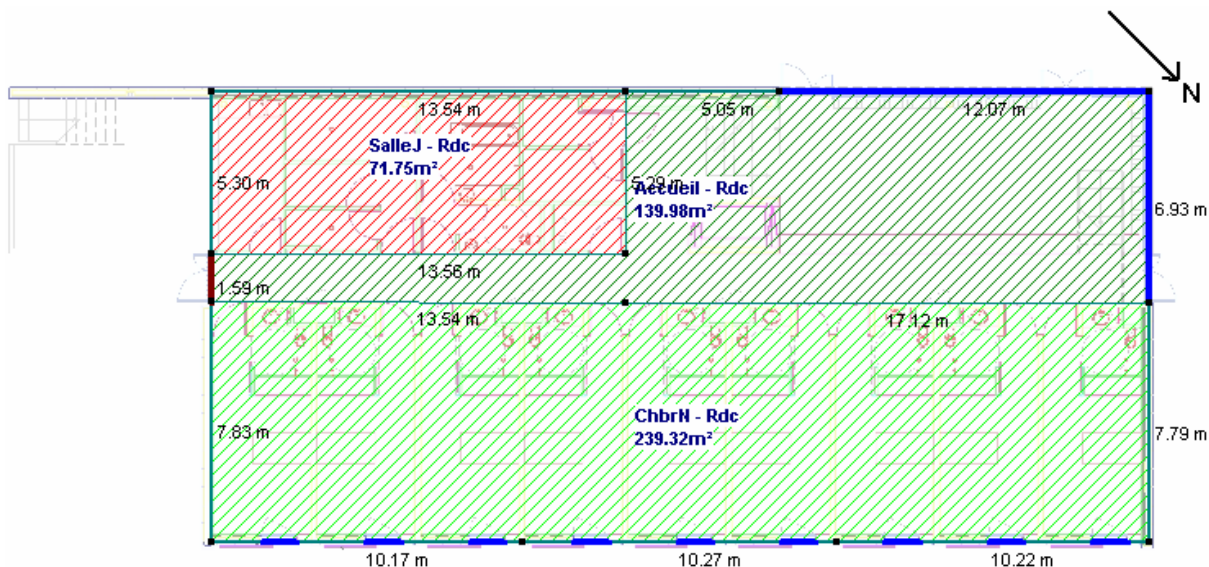


Figure 10. Représentation du rez-de-chaussée du bâtiment 18 par Alcyone

Une vue en trois dimension peut être obtenue afin de vérifier la saisie (Figure 11).

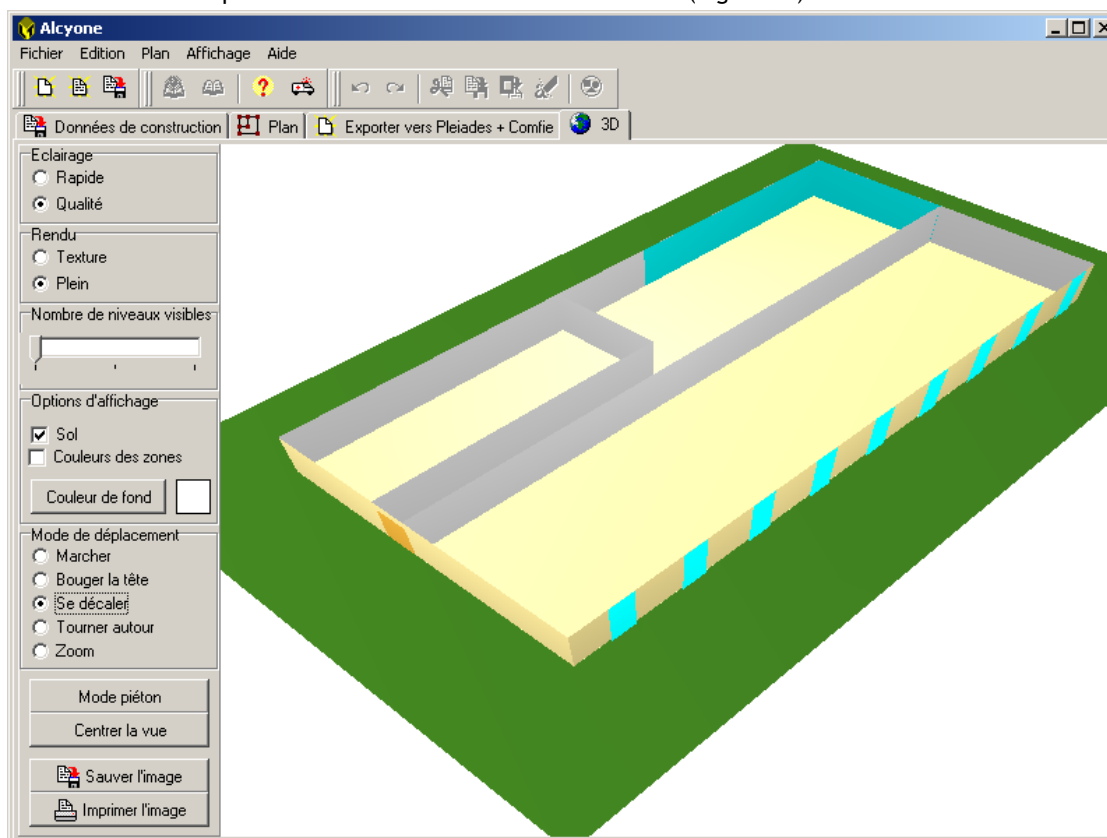


Figure 11. Vue tridimensionnelle du rez-de-chaussée par Alcyone

Toutes les données permettant de décrire précisément le comportement thermique du bâtiment doivent être renseignées. La description des compositions des parois, des ouvertures et des ponts thermiques en jeu étant réalisée dans Alcyone, il ne reste plus qu'à décrire les différents apports thermiques dans le bâtiment (chauffage, rafraîchissement, occupation, etc.). Ainsi, des scénarii d'occupation, de ventilation, d'occultation des ouvertures, de puissance dissipée et de consigne de thermostat sont attribuées à chaque zone sous la forme de valeurs horaires sur l'ensemble des sept jours de la semaine (cf. Annexe 2).

Structure du puits canadien

Il est d'abord important de noter que le puits canadien n'alimente pas directement la pièce d'accueil. En effet, une partie importante du circuit d'air, située en aval du puits canadien, traverse le vide sanitaire du bâtiment. Ce point

nécessite un traitement particulier au moment de l'intégration du puits canadien dans le modèle du bâtiment dans Pléiades + Comfie. En particulier, l'installation est séparée en deux parties : la partie enterrée et la partie sous le bâtiment.

Dans le sol

La partie souterraine du puits canadien se compose d'une prise d'air extérieure distribuant l'air dans huit tubes de polyéthylène à double paroi (type gaine de protection électrique) d'un diamètre de 160 mm et d'une longueur enterrée de 40 m. Ces tubes sont disposés parallèlement, dans un plan horizontal, à 1,60 m de profondeur en moyenne (cf. Figure 12). La distance moyenne entre axes est de 40 cm (cf. Figure 3).

Cette partie est modélisée à l'aide du modèle de puits canadien élaboré dans le cadre de cette étude. Les caractéristiques et dimensions retenues sont celles mentionnées plus haut pour cette partie enterrée.

Dans le vide sanitaire

Les huit tubes débouchent dans le vide sanitaire où ils parcourent encore 10 m (sans isolation supplémentaire) et se regroupent sur deux plénums (collecteurs). Le premier plénum (puits 1) associe 5 tubes. Il débouche sur une canalisation unique en aluminium non isolé de 300 mm de diamètre, qui parcourt 25 m dans le vide sanitaire avant d'atteindre un groupe ventilo-convecteur utilisé pour ventiler et chauffer la pièce d'accueil. Le second plénum (puits 2) associe les 3 autres tubes. Directement suivi par un ventilateur d'une puissance électrique de 150 W, il débouche sur une gaine en aluminium non isolée de 200 mm de diamètre qui parcourt 15 m dans le vide sanitaire avant d'atteindre l'entresol se trouvant en relation directe avec la pièce d'accueil (cf. Figure 12 ci-dessous).

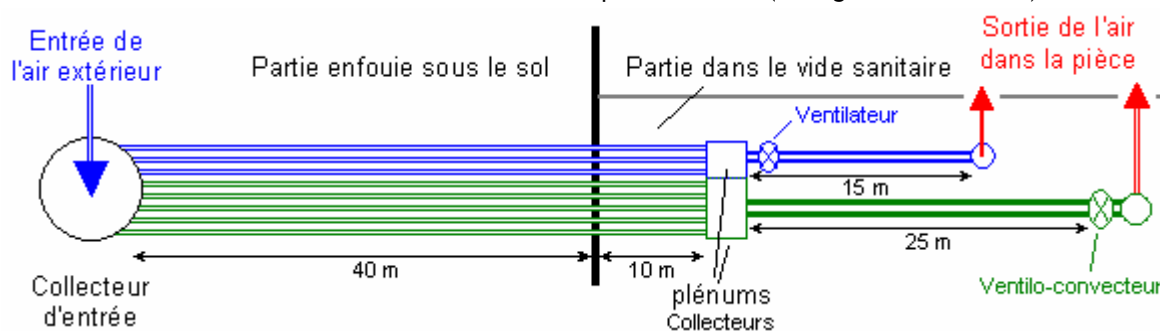


Figure 12. Schéma simplifié du puits canadien installé à Presles

Cette partie n'est pas modélisable à l'aide du module de puits canadien développé. Or, il est nécessaire de prendre en compte les échanges thermiques qui s'établissent entre le vide sanitaire et l'air circulant dans les canalisations, puisque ces dernières ne sont pas isolées. L'ensemble des phénomènes d'échanges thermiques avec le sous-sol va être intégré au modèle sous la forme de deux nouvelles zones du bâtiment : une zone "sous-sol", représentant le vide sanitaire, et une zone "tuyau", représentant l'ensemble des canalisations du puits canadien traversant le vide sanitaire. Cette schématisation est très simplificatrice. Il sera nécessaire de la critiquer plus loin. Deux ou trois zones "tuyau" pourraient peut-être représenter plus fidèlement la complexité de la structure du puits dans le vide-sanitaire.

Dans une modélisation à une seule zone "tuyau", la zone "sous-sol" est mise en contact avec le sol, les planchers des zones du rez-de-chaussée et, évidemment, avec la zone "tuyau". Cette dernière sera, quant à elle, constituée d'une seule paroi dont les caractéristiques seront les valeurs équivalentes des canalisations qu'ils représentent.

Ainsi, l'objet "échangeur thermique" est utilisé pour calculer le comportement thermique de l'air sur les quarante premiers mètres. Ses résultats alimentent la zone "tuyau". Cette dernière est mise en relation avec la zone "Accueil" sous la forme d'une ventilation interne forcée de débit correspondant au débit réel de ventilation. Les débits sont ceux mesurés sur le terrain.

Le sol

Pour des raisons pratiques, le remblaiement des tubes a été réalisé avec une couche de sable, recouverte par l'argile qui avait été excavée lors du percement de la tranchée. Cependant, dans la simulation, les propriétés du sol retenues sont celles de l'argile. La validation du modèle permettra de vérifier que l'hypothèse est acceptable. Autrement, il conviendra de la revoir.

Le surface du sol au dessus du puits canadien est engazonnée.

Données climatiques

Seules les températures extérieures ont été mesurées à Presles. Les valeurs de rayonnement solaire correspondantes, également nécessaires aux calculs du comportement de l'ensemble du bâtiment, ne sont donc pas disponibles. Par conséquent, les simulations n'ont pu être réalisées à partir des données mesurées. Néanmoins, ceci ne devrait avoir que peu d'influence sur le modèle de puits, qui ne tient compte du rayonnement solaire que de manière indirecte

(dans le bilan thermique à la surface du sol nécessaire pour déterminer la température du sol). Les données météorologiques utilisées pour les simulations sont les suivantes :

- une année type, basée sur les moyennes de dix années réelles relevées à Trappes (Yvelines) (Test Reference Year) ;
- l'année 2003 mesurée à Montreuil-sous-Bois (Seine-Saint-Denis), présentant une période d'été caniculaire (fichier `canicule.try`).

Ces fichiers fourniront la majeure partie des données nécessaires aux simulations. Bien entendu, les profils de température ne correspondent pas exactement à ceux des mesures de Presles. C'est pourquoi ces fichiers ont été retravaillés : les mesures de température réalisées à Presles ont été substituées aux données de ces fichiers sur les périodes correspondantes. Ainsi, il a été possible de réaliser les comparaisons dans des conditions analogues qui paraissent largement satisfaisantes.

Fonctionnement du puits canadien

Le puits canadien est utilisé toute l'année. Deux fonctionnements sont à distinguer :

- en général, seul le puits 1 (5 tubes) fonctionne. Le débit d'utilisation est de 750 m³/h, soit un renouvellement d'air dans la pièce de 0,9 volume par heure.
- en cas de période chaude, voire caniculaire, le puits 2 (3 tubes) est activé manuellement et s'ajoute au puits 1. Le débit total atteint alors 1200 m³/h, soit un renouvellement d'air dans la pièce de 1,45 volume par heure.

Le code testé n'est pas encore capable de travailler avec un puits dont le régime de fonctionnement varie dans l'année. Il est alors nécessaire de réaliser plusieurs simulations, une par régime de débit.

Il faut ajouter que, pareillement, les caractéristiques du bâtiment sont susceptibles de varier selon la saison, en particulier concernant les protections solaires, ou les ventilations de la pièce d'accueil avec l'extérieur (ventilations nocturnes). La distinction de scénarii est ainsi nécessaire.

Structure globale du modèle

En résumé, le modèle de puits canadien utilisé pour les simulations qui vont suivre est assujéti aux deux sollicitations que sont la température de l'air extérieur et la température du sol. Cette dernière est calculée par le modèle de sol semi-infini dépendant lui aussi de la température extérieure, mais aussi du flux de rayonnement solaire global incident et d'autres paramètres propres au climat et au site. La température en sortie du modèle de puits canadien est une entrée du modèle de bâtiment, et en particulier de la zone "tuyau" située dans le vide sanitaire du bâtiment. Les résultats fournis finalement par le modèle de bâtiment dépendent aussi des conditions extérieures.

Ainsi les résultats dépendent de la conjonction des sollicitations météorologiques avec la chaîne des différents éléments développés (sol, puits canadien, vide sanitaire, bâtiment) (cf. Figure 13), autant de points qui sont à analyser lors de la validation.

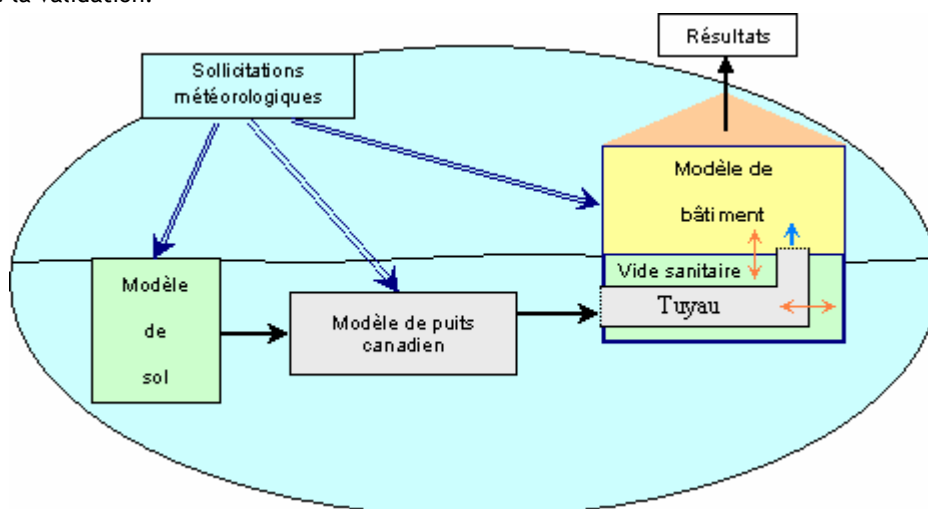


Figure 13. Structure des relations internes du système modélisé

Simulations

Dans cette partie, trois cas sont analysés : d'abord, la réponse générale du modèle de puits canadien en fonction des sollicitations extérieures (température de l'air et du sol), ensuite, la réponse du modèle en situation de fonctionnement estival et pour une période chaude, et enfin la réponse du modèle en situation de fonctionnement hivernal. Des conclusions sont formulées à partir de ces trois cas et de leur analyse critique.

Les résultats de simulation sont fournis par Pléiades + Comfie sous la forme de deux fichiers de texte. Le premier reprend les données du bâtiment (température et puissance de chauffage pour chaque zone, température de l'air extérieur). Le second contient les données spécifiques du modèle de puits canadien (températures de l'air et des différentes demi-maillages pour différentes positions dans le puits (entrée, milieu, sortie), températures du sol, puissance échangée avec la ou les zones ventilées par le puits canadien). La mise en forme et l'analyse graphique de ces données a été réalisée à partir d'un logiciel tableur (Excel).

Simulation générale

Il ne servirait à rien de confronter les résultats globaux de simulation aux mesures, si le fonctionnement interne du puits semblait trop irréaliste, voire erroné. En conséquence, il s'agit, dans ce premier cas, de vérifier le caractère réaliste du fonctionnement du modèle de puits, en fonction de résultats détaillés de simulation.

Conditions de simulation

La simulation est réalisée avec le seul puits 1 en fonctionnement - soit 5 tubes - et à l'aide du fichier météo `canicule.try`.

Résultats

D'abord, il est important de constater le bon fonctionnement du modèle de sol semi-infini, utilisé par le modèle pour calculer la température du sol à la profondeur du puits. La Figure 14, présente, pour une année, la température de l'air extérieur, telle qu'elle est donnée par le fichier météorologique, et la température du sol calculée (ici la moyenne arithmétique entre les températures pour les deux niveaux de profondeur, $T_{sol_{haute}}$ et $T_{sol_{basse}}$, telles que définis dans le modèle de puits canadien (cf. § 0))

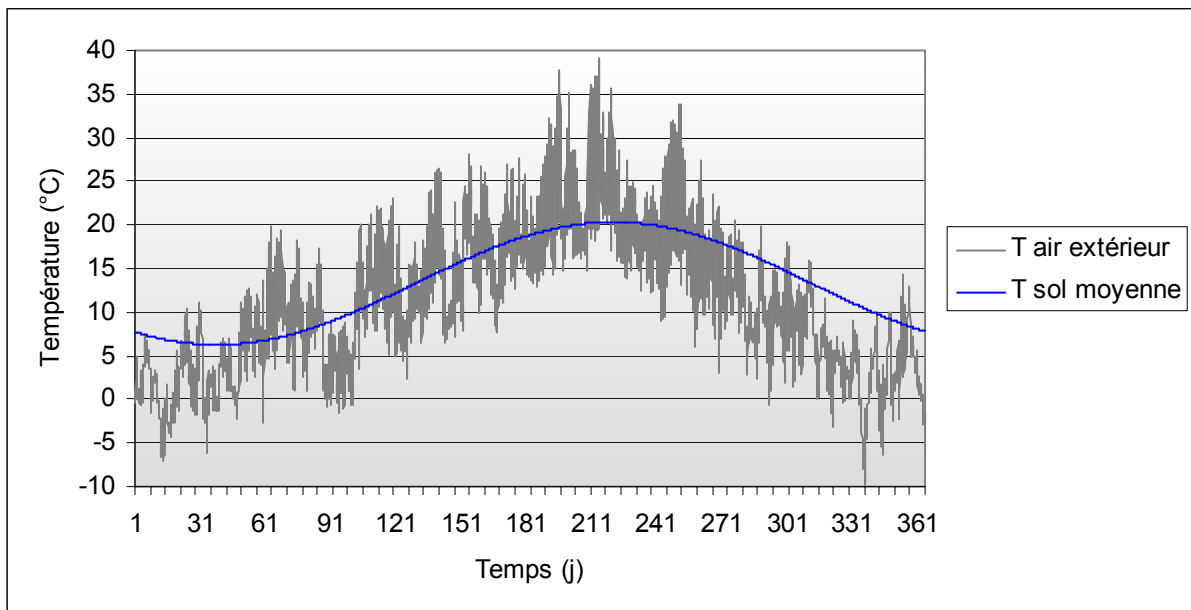


Figure 14. La température du sol à la profondeur du puits

Alors que la température de l'air extérieur varie journalièrement, la température du sol, forme une sinusoïde de période annuelle, apparemment légèrement retardée et à l'amplitude atténuée par rapport à la température extérieure. Ceci correspond bien à la modélisation proposée.

Ensuite, une vue plus détaillée de l'évolution des températures des différentes mailles de sol, permet de vérifier l'ordonnement des températures les unes par rapport aux autres (cf. Figure 15).

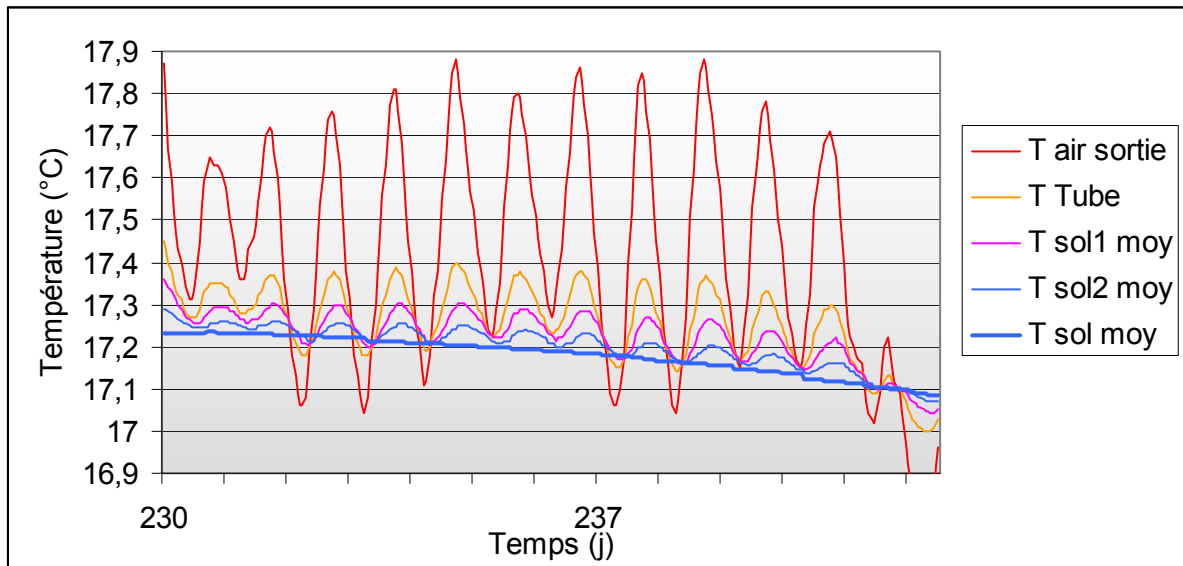


Figure 15. Les températures des différentes mailles

Enfin, l'analyse la plus fine correspond à celle des températures des demi-mailles (hautes et basses) (cf. Figure 16). Là encore, la répartition des courbes à l'intérieur des deux courbes de température du sol permet de vérifier le respect de l'ordre des températures, mais aussi la corrélation de la variation de ces températures avec celle de l'air en sortie de puits. La température de l'air extérieur, beaucoup trop variable, n'a pu être indiquée sur la Figure 16 mais elle reste en accord avec ces courbes.

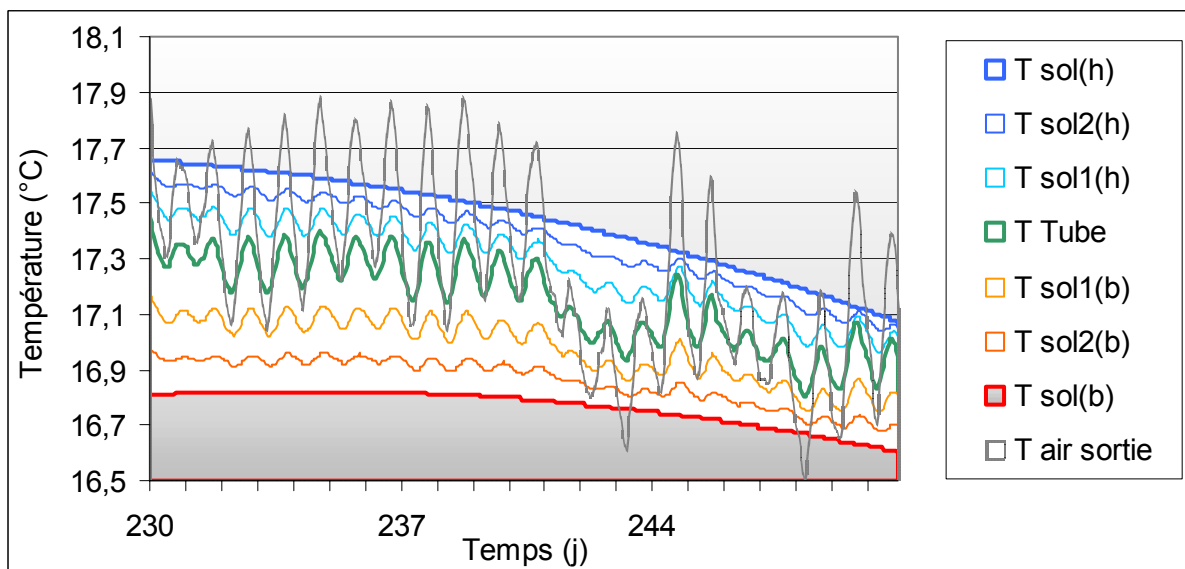


Figure 16. Températures des différentes demi-mailles

Critiques

Les trois constatations précédentes sont plutôt rassurantes quant au fonctionnement interne du modèle de puits canadiens. Les températures calculées respectent les lois de la physique ; aucune anomalie numérique ne semble venir les perturber. Cependant, il faut bien noter qu'aucune mesure ne permet de valider ces résultats. La validité de la température de l'air en sortie de puits sera étudiée sur le cas particulier du mois de novembre 2005, puisqu'il s'agit de la seule période où des mesures de cette température sont disponibles. Pour une validation rigoureuse du modèle de puits canadien, des mesures complémentaires seraient donc nécessaires, dans le sol, à l'intérieur du puits et au point correspondant à la sortie du modèle de puits.

Simulation d'été

Ici, l'objectif de la simulation est de comparer le comportement du puits canadien en période estivale aux mesures réalisées au cours de l'été 2004 par CANADA CLIM.

Conditions de simulation

Le bâtiment modélisé est équipé de brise-soleil. La pièce d'accueil est ventilée 24h/24h par le puits canadien (puits 1 et 2). Le fichier météorologique employé est constitué de `canicule.try` sur lequel on a introduit les relevés de températures réalisés à Presles durant les mois d'août et septembre 2004. Les paramètres retenus pour le bilan thermique à la surface du sol sont : $f = 0,5$, $abs = 0,7$, $h_{eq} = 40 \text{ W/m}^2.\text{K}$, $v = 3 \text{ m/s}$, $r_a = 0,8$. abs et h_{eq} ont été légèrement ajustés afin d'obtenir des résultats satisfaisants. Leurs valeurs semblent réalistes.

Résultats

La Figure 17, ci-dessous, présente les températures de l'air extérieur, de l'air de ventilation et de la pièce ventilée. En effet, il s'agit des seules températures susceptibles de faire l'objet d'une comparaison avec la mesure, compte tenu des données disponibles (cf. § 0). La température de l'air en sortie du modèle de puits canadien (i.e. en entrée de vide sanitaire) a été ajoutée pour information. La période représentée est la même que celle où les mesures ont été réalisées afin de présenter des conditions de température de sol analogues. Elle s'étale sur une durée de 2 mois, entre fin juillet et fin septembre 2004.

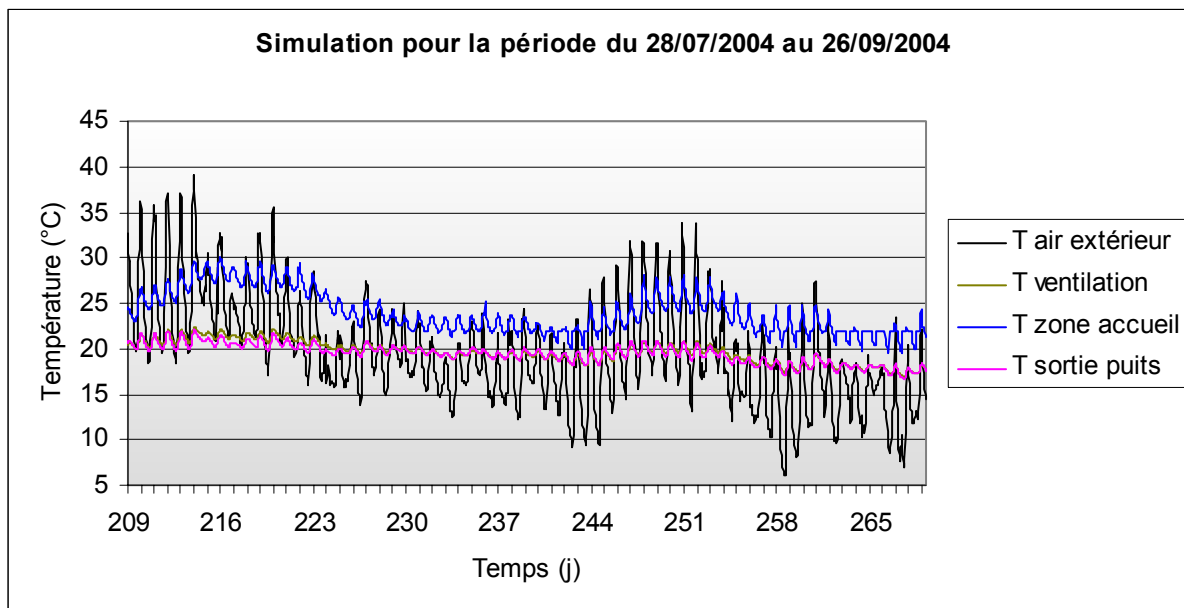


Figure 17. Températures simulées en période estivale

Les variations journalières de la température de ventilation ont été fortement réduites par le passage de l'air dans le puits canadien. Les variations hebdomadaires sont aussi fortement réduites puisque leur amplitude passe d'environ 10°C à environ 2°C . Le puits canadien modélisé présente donc une efficacité certaine.

Ensuite, on note un très faible écart entre la température de l'air en sortie du module de puits canadien et celle de l'air qui entre dans la pièce d'accueil pour les besoins de la ventilation. Ceci s'explique par le fait que les échanges thermiques qui ont lieu dans le vide sanitaire entre l'air du vide sanitaire et l'air transitant dans les gaines sont très faibles en raison de la proximité des températures. Ceci peut paraître étonnant du fait que l'isolation des gaines dans le vide sanitaire est inexistante, mais cela signifie simplement que le modèle considère une forte isolation entre le vide sanitaire et le reste du bâtiment. Ce découplage n'est pas très réaliste et nécessiterait de réajuster les paramètres des contacts entre le vide sanitaire et le reste du bâtiment. Cependant, ceci ne remet pas en cause la qualité du modèle de puits canadien.

Confrontation aux mesures

Comme déjà indiqué, le fichier météo utilisé pour les simulations ne correspond pas exactement aux mesures, puisque seules les températures ont été mesurées. Néanmoins, du fait de l'intégration de ces données de température au fichier météo, il est possible de comparer assez précisément résultats et mesures.

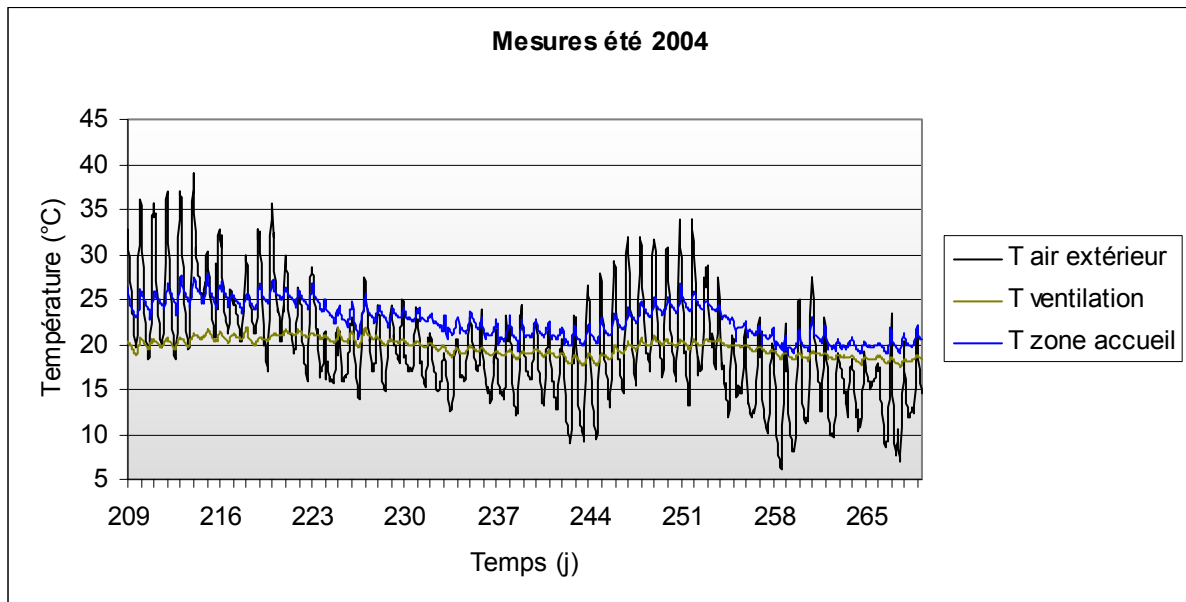


Figure 18. Relevés de température sur l'installation de Presles (été 2004)

Sur la Figure 18, on constate d'abord une forte similarité avec les résultats de simulation. Les variations des différentes courbes présentent les mêmes profils de variation. De plus, il apparaît que la température de l'air ventilé simulée ne s'écarte des mesures réalisées qu'avec un écart-type de $0,57^{\circ}\text{C}$ et une moyenne nulle sur l'ensemble de la période considérée (Figure 19). Ce résultat est très satisfaisant. Il faut néanmoins rappeler que les paramètres abs et h_{eq} retenus pour le bilan thermique à la surface du sol ont été ajustés de manière à atteindre ce résultat. De par ailleurs, il a été vérifié que des paramètres différents entraînent des résultats tout autres, parfois très éloignés des mesures. Ceci prouve donc que le modèle de puits canadien peut fournir des résultats satisfaisants, sous réserve que les paramètres présidant à l'évaluation de la température du sol soient correctement choisis. Ce choix des paramètres est donc crucial.

D'autre part, la température simulée de la salle d'accueil n'est pas aussi bien ajustée que la température de sortie de puits. Elle dépasse parfois de plusieurs degrés la température mesurée. Ceci peut s'expliquer par des imperfections dans la modélisation de la partie "bâtiment". En particulier l'évaluation des apports solaires, des différentes ventilations et des ponts thermiques, et, plus généralement, du couplage thermique entre le vide sanitaire et la pièce ventilée peuvent être à l'origine de ces divergences de résultat.

En effet, la comparaison des courbes des différentes températures simulées dans le bâtiment (Figure 20) met en évidence l'importante interaction entre l'air dans les canalisations et le vide sanitaire (courbes similaires et très proches), mais aussi la faible influence du bâtiment sur le vide sanitaire. Or, si l'on suppose que la température en sortie de puits canadien mais aussi l'interaction entre les canalisations et le vide sanitaire sont relativement correctes, alors l'influence thermique du bâtiment sur le vide sanitaire est sous-évaluée par le modèle de bâtiment retenu. Ceci, ajouté à la forte interaction du vide sanitaire sur l'air de ventilation, pourrait expliquer, au moins en partie, la sous-évaluation de la température de l'air en sortie de vide sanitaire par rapport aux mesures réalisées.

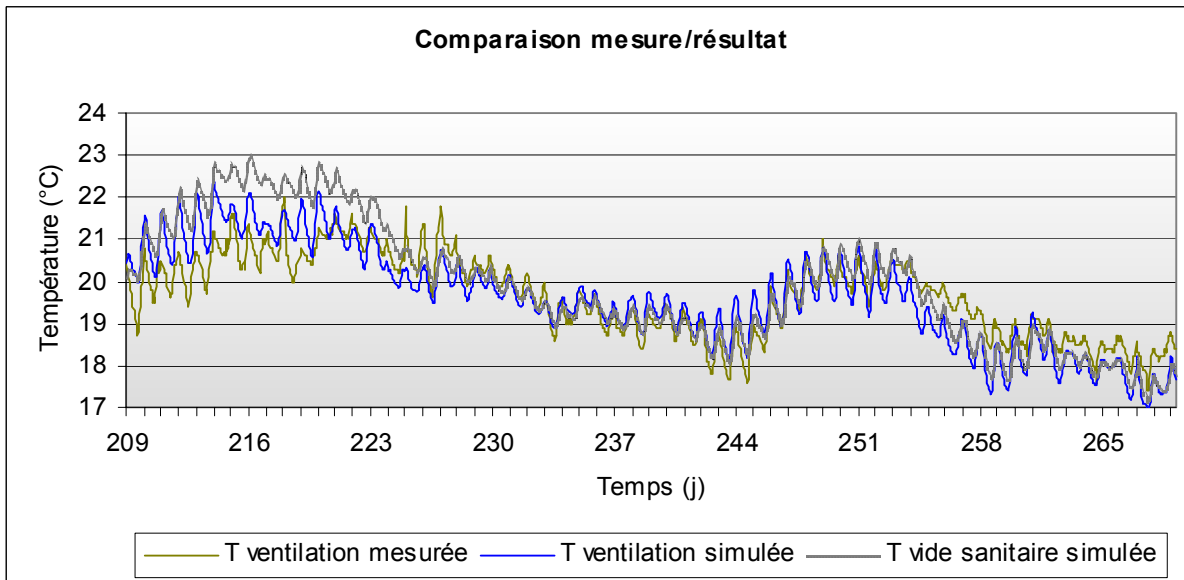


Figure 19. Comparaison des températures de l'air de ventilation

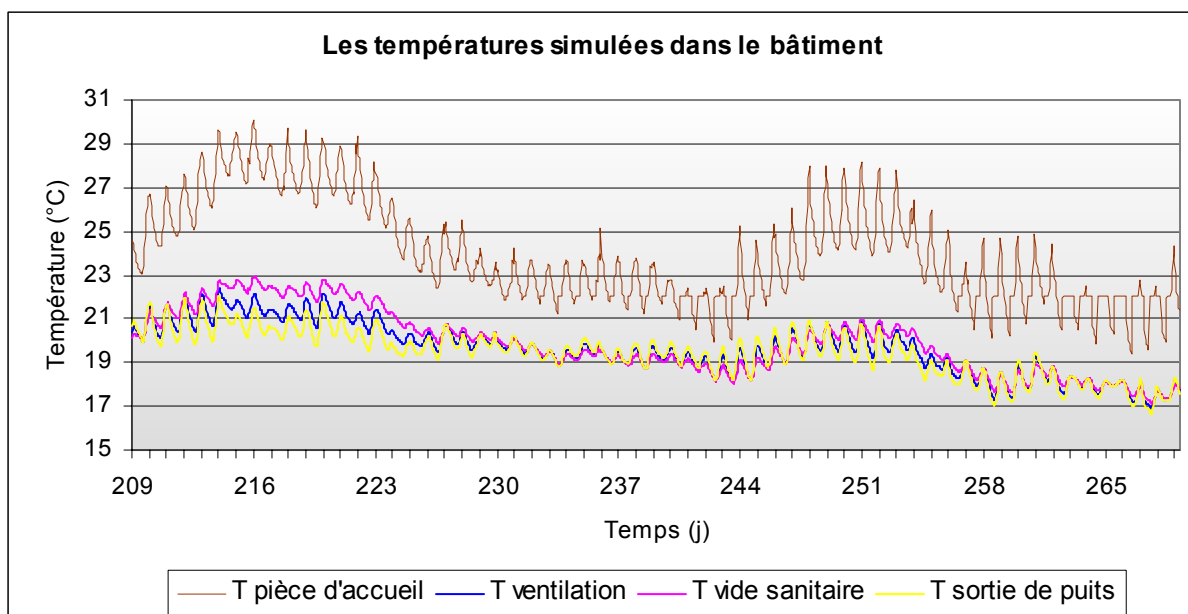


Figure 20. Les différentes températures simulées dans le bâtiment

Il faut donc noter que la qualité des résultats dépend fortement des paramètres du bilan thermique en surface du sol mais aussi des paramètres de couplage des échanges thermiques entre le puits canadien, le vide sanitaire et le reste du bâtiment.

Simulation d'hiver

Le modèle proposé se doit d'être valable pour toute période de l'année et tout mode de fonctionnement du puits canadien (rafraîchissement ou réchauffage de l'air de ventilation), c'est pourquoi une simulation sur la période hivernale est indispensable.

Conditions de simulation

Les conditions de simulation sont les mêmes que pour le cas précédent à la différence qu'ici seul le puits 1 est activé (débit de 750 m³/h) et les protections solaires sont supprimées. Le fichier météo est celui des *Test Reference Years* mesuré à Trappes (Yvelines) (`trappes.try`) sur lequel on a introduit les valeurs de température extérieure mesurées à Presles entre le 8 et le 30 novembre 2005. Les paramètres retenus pour le bilan thermique à la surface du sol sont : $f = 0,5$, $abs = 0,8$, $h_{eq} = 30 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $v = 3 \text{ m/s}$, $r_d = 0,8$.

Résultats et confrontation aux mesures

Le résultat (Figure 21) montre un profil de température en sortie de puits particulièrement lisse et peu variable par rapport à la température extérieure. Sa comparaison avec les mesures réalisées lors d'une période climatique analogue (Figure 22) permet de vérifier que la température réelle présente ce même profil lissé. Par contre, le niveau et la pente générale de la courbe de température de l'air de ventilation présentent des différences notables (perte de 3°C au lieu de 6°C durant toute la période considérée). Simulation et mesure ne sont donc pas exactement identiques. La simulation sous-estime la température de sortie de puits en début de période (-1°C) et la surestime (+2°C) en fin de période. Comme précédemment, la température $T_{\text{ventilation}}$ correspond à la température de l'air entrant dans la zone *accueil*, compte tenu de l'échange thermique avec le vide sanitaire. Ici, sa valeur simulée s'écarte fortement de la valeur mesurée. La simulation la sous-estime de 3 à 4°C. La courbe de la température calculée dans le vide sanitaire représentée sur la Figure 21 est donc, elle aussi, clairement sous-estimée. Ceci confirme donc l'hypothèse formulée plus haut selon laquelle le couplage de la zone "vide-sanitaire" avec les autres zones n'est pas correctement établi dans le modèle de bâtiment : peut-être faudrait-il augmenter les échanges d'air entre ces zones.

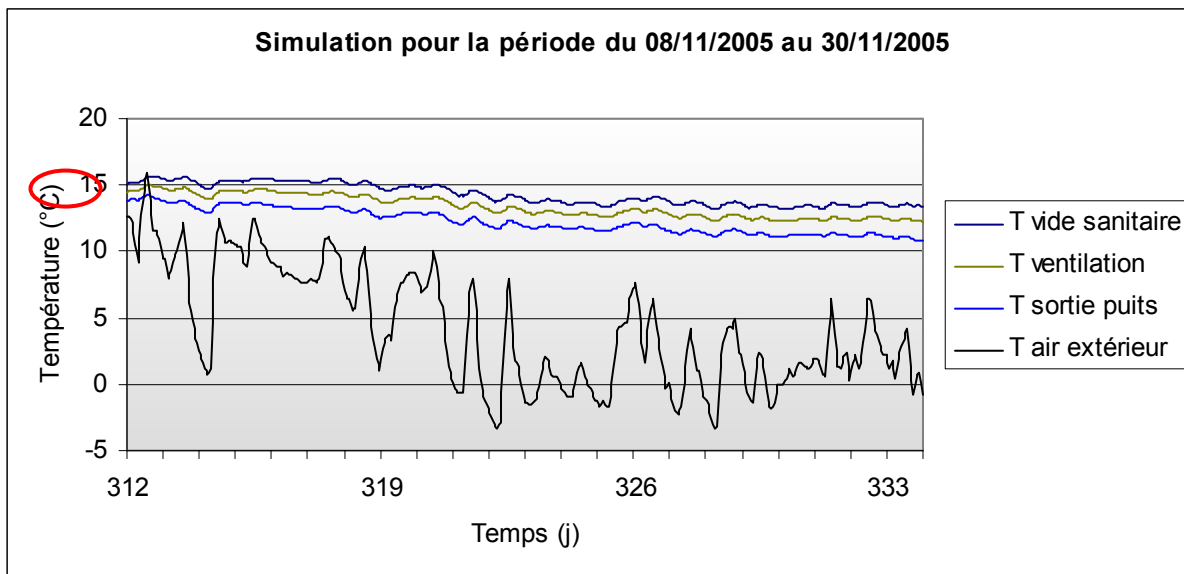


Figure 21. Températures simulées durant une période hivernale

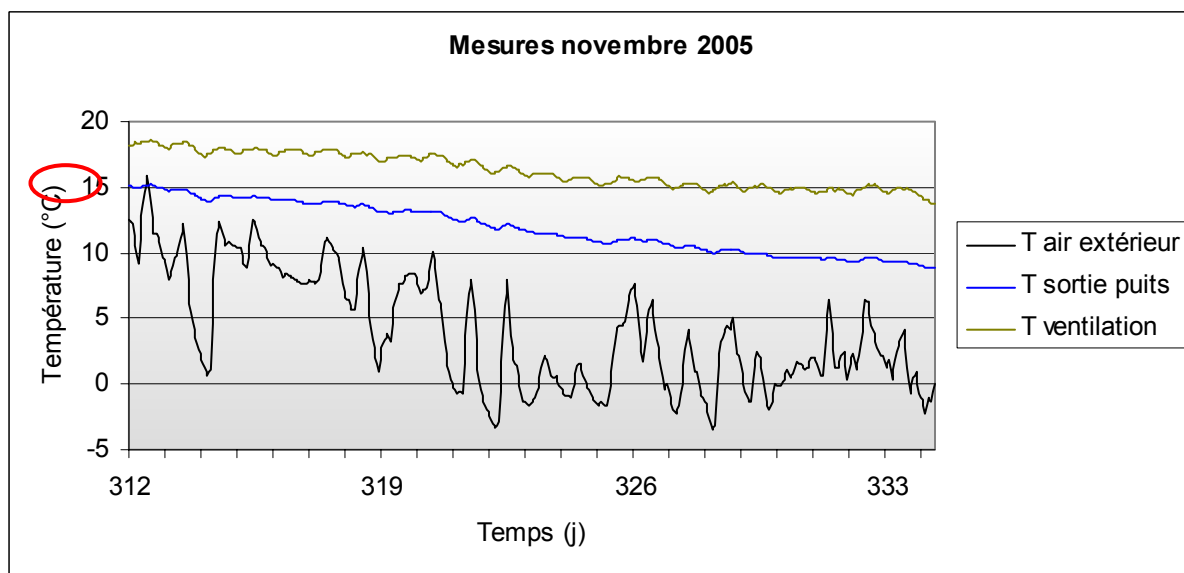


Figure 22. Mesures réalisées durant une période hivernale

D'autre part, un signal périodique apparaît sur la courbe de température de l'air de ventilation, alors que ce n'est pas le cas sur celle de la température de sortie de puits. Ce signal n'est apparemment pas causé par la variation de la température extérieure - qui ne présente en rien cet aspect - mais par l'effet de la température à l'intérieur du bâtiment. En effet, cette température est régulée sur deux niveaux alternés le jour (22°C) et la nuit (18°C). La courbe de cette température est donc du type "créneau", et c'est l'effet de cette régulation qui engendre le signal régulier sur la courbe de température de l'air en sortie de vide sanitaire. Ceci signifie clairement que la température

dans le vide sanitaire est fortement influencée par la température dans le bâtiment. À moins que la mesure ne soit perturbée par la température de la pièce ventilée (erreur sur la mesure), l'absence de cette variation régulière sur la Figure 17 pourrait indiquer que le modèle de bâtiment sous-évalue les échanges de chaleur entre le vide sanitaire et le reste du bâtiment. Mais ceci ne remet pas en cause la validité du modèle de puits canadien qui intervient en amont du vide sanitaire.

En ce qui concerne la température en sortie de puits canadien, on observe un même type de variation mais pas les mêmes niveaux de température, notamment durant la première semaine des mesures. L'explication apparaît simplement si l'on observe que les courbes de température de l'air extérieur et de température en sortie de puits se croisent pour des niveaux de température légèrement différents au cours de la première journée de mesure (zone cerclées sur les figures 23 et 24). En effet, cette intersection a son importance : elle indique que la température de l'air extérieur n'a pas été modifiée lors de la traversée du puits canadien, ce qui signifie qu'alors, la température du sol est voisine de celle de l'air. On peut ainsi vérifier que la simulation sous-évalue, d'environ 1,5°C, la température du sol au début du mois de novembre. Le choix des paramètres du bilan thermique à la surface du sol est donc remis en cause par ce constat. L'ajustement n'est pas parfait. Cependant, il suffirait certainement de modifier ce choix de paramètres pour améliorer la corrélation entre mesures et simulation.

Conclusions quant à la validité du modèle développé

Les conditions de validation du modèle développé sont encore imparfaites. En effet, si le bâtiment semble relativement bien connu, il n'en est pas de même des sollicitations extérieures (températures de l'air et du sol, rayonnement solaire). Ceci amène à comparer des courbes produites dans des conditions de sollicitations qui ne sont pas identiques, même si l'utilisation du relevé des températures de l'air extérieur permet de les rendre relativement analogues, en particulier sur les périodes considérées plus haut. Ce premier point rend la comparaison entre simulation et mesures délicate.

Ensuite, la structure même du puits canadien équipant le bâtiment 18 de la résidence ARPAD de Presles servant de référence ici rend l'usage du modèle développé complexe.

En effet, la modélisation de la partie du puits située dans le vide sanitaire sous la forme de zones thermiques du bâtiment est une simplification majeure par rapport au modèle de puits. La température de la zone "tuyau" est considérée comme uniforme dans toute la zone, comme si la température à l'intérieur était celle d'un air au repos. Or, en réalité, il s'agit d'un flux d'air permanent et la température de cet air en sortie du vide sanitaire n'est pas égale à la température moyenne de cet air sur l'ensemble de son parcours sous le bâtiment. Il est donc tout à fait possible que cette simplification induise un comportement thermique simulé un peu éloigné de la réalité.

En outre, l'analyse des simulations d'été et surtout d'hiver a conclu sur une probable sous-évaluation de l'interaction entre bâtiment et vide sanitaire par le modèle. Une telle erreur a des répercussions majeures sur le calcul des températures de l'air de ventilation et de la pièce ventilée. C'est pourquoi il serait important d'affiner la connaissance de cette interaction sur le terrain (isolation, pont thermiques).

D'autre part, l'insuffisance des points de mesure rend difficile la validation du modèle de puits canadien. En effet, les données disponibles permettraient tout au plus de valider l'ensemble du modèle "sol+puits canadien+vide sanitaire+bâtiment" (cf. Figure 13, p. 34). Or, force est de constater que, malgré un ajustement des paramètres du bilan thermique en surface de sol, les mesures ne corroborent pas totalement les résultats de simulation. Il faut rappeler que, si l'amplitude des variations journalières de la température simulée de l'air de ventilation paraît assez proche de celle des mesures, en revanche, la valeur moyenne de ces variations s'éloigne parfois beaucoup de celle des mesures. En conséquence, l'un ou l'autre (ou plusieurs) des modèles (de sol, de puits canadien, de vide sanitaire, voire de bâtiment) présente certainement des défauts ou des erreurs. Cependant, la méconnaissance des températures en sortie de chacun de ces éléments ne permet pas de déduire de manière certaine l'origine de ces défauts.

A contrario, il est important de souligner le fait que la mesure de la température de l'air en entrée de vide sanitaire soit disponible sur les mesures de novembre 2005 a fourni beaucoup d'informations quant à la justesse de notre modèle de puits, mais aussi quant l'influence de la température du sol calculée sur l'ensemble des résultats de simulation.

	T air extérieur (plage de variation)	T air ventilation		Ecart	Ecart sortie de puits
		mesuré	simulé		
Hiver	0 à 15°C	18 à 14°C	14,5 à 12,5°C	-1,5 à -3,5°C	-1 à +2°C
Été	10 à 25°C	19 à 20°C	19 à 20°C	0°C	Non disponible
	25 à 40°C	environ 21°C	environ 21,5°C	+0,5°C	Non disponible

Tableau 1. Confrontation des tendances mesurées et simulées

En conclusion, les résultats produits par le modèle de puits, et analysés plus haut, semblent plutôt encourageants : le modèle est fonctionnel, les calculs sont stables et relativement rapides (30 secondes de durée de simulation). D'autre part, la réponse dynamique du modèle paraît réaliste.

Les écarts constatés (Tableau 1) semblent essentiellement dus à une méconnaissance des paramètres d'entrée du calcul : paramètres utilisés par le bilan thermique à la surface du sol, structure du modèle de bâtiment mais aussi données météorologiques. En effet, pour la simulation d'hiver, le choix des paramètres du bilan thermique en surface du sol a été meilleur que pour la simulation d'été, puisque l'écart entre mesures et simulation y est très faible. D'autre part, la complexité de l'installation réelle rend difficile l'intégration du modèle de puits canadien au bâtiment (nécessité de passer par un modèle de vide sanitaire pouvant être à l'origine d'erreurs de calcul). Enfin, le faible nombre des points de mesure et la faible durée des mesures disponibles en sortie de puits, rend l'ensemble des considérations réalisées ci-dessus encore fragiles, en réduisant les possibilités d'étalonnage des paramètres précédents et en empêchant une correction fine du modèle.

Analyse et comparatif

Températures de sortie

Les mesures de température considérées ici sont la température d'air en entrée de collecteur ($T_{\text{extérieure}}$) et la température de l'air dans les tubes au point d'entrée dans le vide sanitaire (T_{sortie}). Elles ont été réalisées entre le 6 janvier et le 19 octobre 2006.

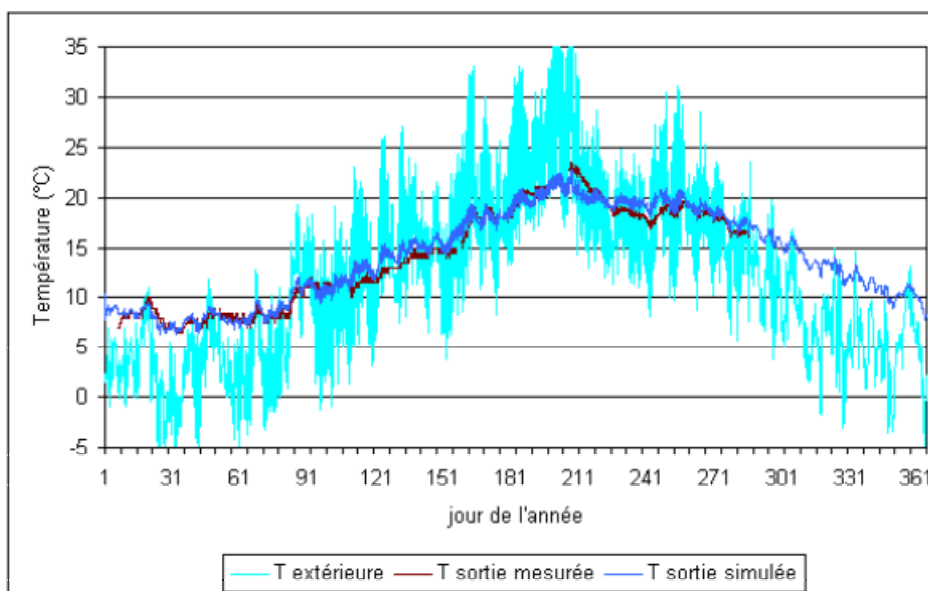


Figure 23. Confrontation de la température simulée aux données mesurées

Les courbes mesurée et simulée sont très proches. L'erreur de la simulation est inférieure à 2 °C sur plus de 98 % du temps et se trouve centrée autour de 0,3 °C (Figure 24 et Figure 25).

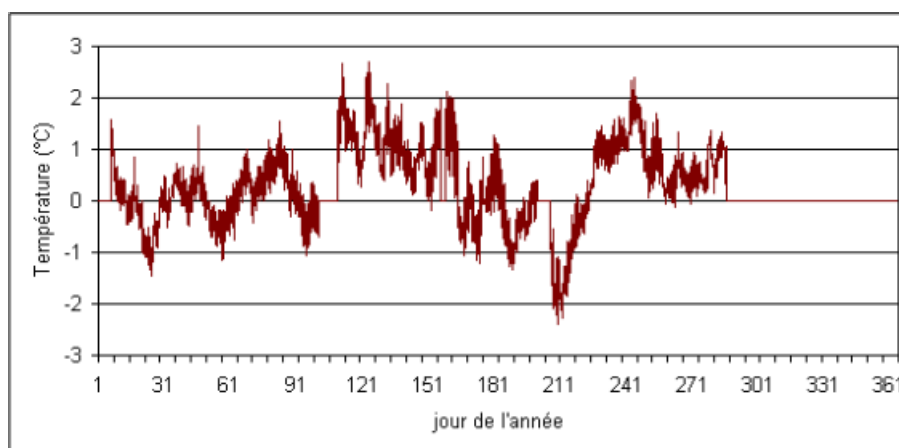


Figure 24. Différence entre les températures simulée et mesurée

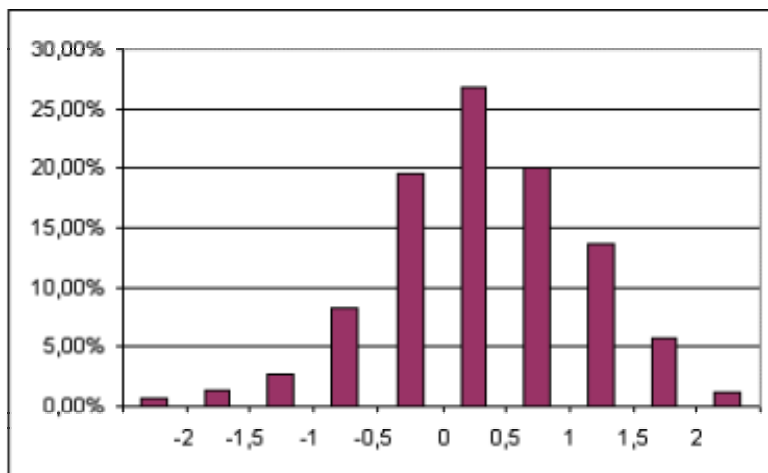


Figure 25. Répartition statistique des différences de température

Le résultat obtenu ici est d'une meilleure précision que la quasi-totalité de ceux obtenus par Benkert et Heidt (*op. cit.*) avec le logiciel d'aide au dimensionnement GAEA. De manière plus générale, les résultats de GAEA sont très variables selon l'installation considérée. La Figure 26 a été obtenue à partir de données de ce rapport, concernant l'un des cas où le logiciel s'est avéré le plus « précis ». Elle représente la répartition de la différence entre les températures simulée et mesurée pour une installation réalisée en Allemagne. L'erreur de GAEA est centrée sur -1,5 °C et peut atteindre -4 °C sur plus de 3 % du temps. Sur l'ensemble des cas présentés par Benkert et Heidt (*op. cit.*), un seul apparaît plus précis que le résultat obtenu par le modèle réalisé au cours de cette étude.

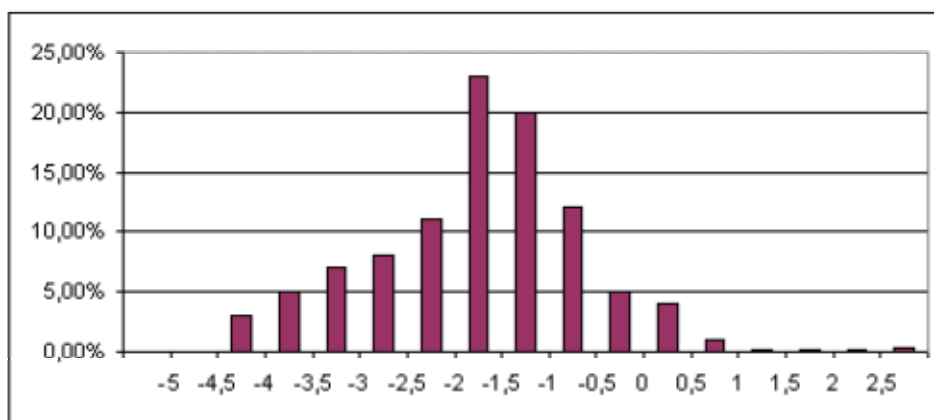


Figure 26. Répartition statistique des différences de température sur une installation simulée par GAEA

Efficacité moyenne des échangeurs

L'efficacité moyenne des échangeurs réel et simulé n'a pu être calculée qu'à partir de la température du sol « non perturbé » calculée, du fait qu'aucune mesure de température de sol n'a été réalisée sur l'installation instrumentée de Presles. Elle présente des valeurs proches dans les deux cas : 88,5 % pour l'installation réelle et 83,9 % pour l'installation simulée, ce qui confirme l'adéquation des résultats du modèle avec les mesures.

G - Validation : Montigny-lès-Cormeilles

Une seconde validation a été réalisée à partir d'un échangeur air/sol mis en service au printemps 2006 par la société CANADA CLIM. Cet échangeur équipe la partie bureaux d'un bâtiment neuf de 2 niveaux, construit à Montigny-lès-Cormeilles (Val d'Oise). Il est constitué de 6 tubes d'environ 25 m de long, placés à 1,60 m sous le sol.

Températures de sortie

Les mesures de température considérées ici sont la température d'air en entrée de collecteur (T extérieure) et la température de l'air dans les tubes au point d'entrée dans le sous sol du bâtiment (T sortie). Elles ont été recueillies entre le 25 avril et le 9 novembre 2006.

Les débits dans les canalisations ont été calés, au moment de la mise en service de l'installation, à l'aide d'un anémomètre manuel mais aucun suivi n'a été réalisé pour vérifier qu'il n'y a pas eu de dérive en cours d'expérience. Les débits sont donc supposés identiques dans tous les tubes. La vitesse dans les tubes a été mesurée à 3,5 m/s, soit un débit total de ventilation est de 1380 m³/h, ce qui correspond à un régime de fonctionnement d'été.

Après ajustement de quelques paramètres (absorptivité du sol, influence du bâtiment, nature du sol), la simulation montre que l'allure générale de la température calculée en sortie d'échangeur est similaire à celle mesurée (Figure 27 et agrandissement sur la Figure 28). La représentation de la différence entre températures simulée et mesurée (Figure 29), notamment sous forme d'histogramme (Figure 30), montre que le signal simulé est pratiquement centré et que pour 94 % du temps, l'erreur est inférieure à 2 °C.

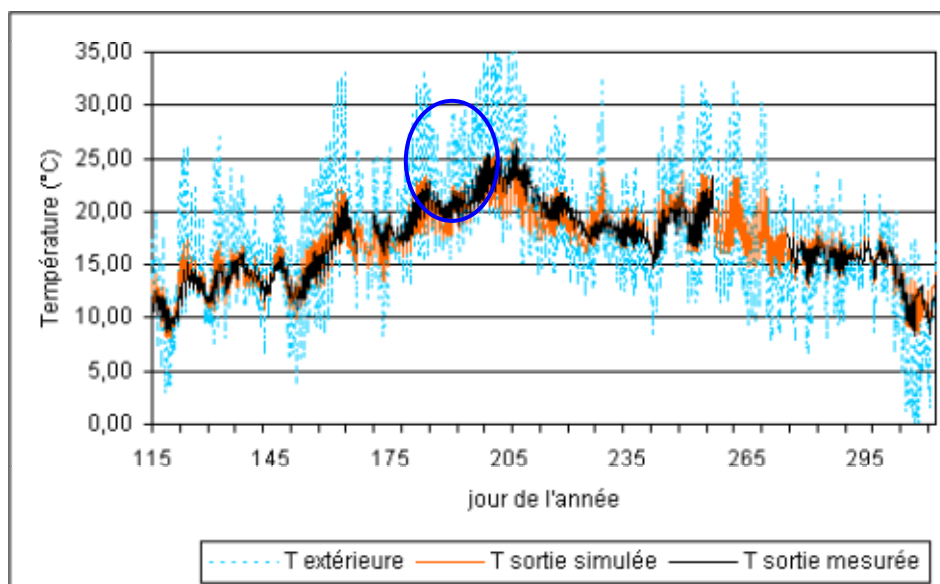


Figure 27. Comparaison des températures simulée et mesurée en sortie de l'échangeur air/sol

(d'avril à novembre 2006)

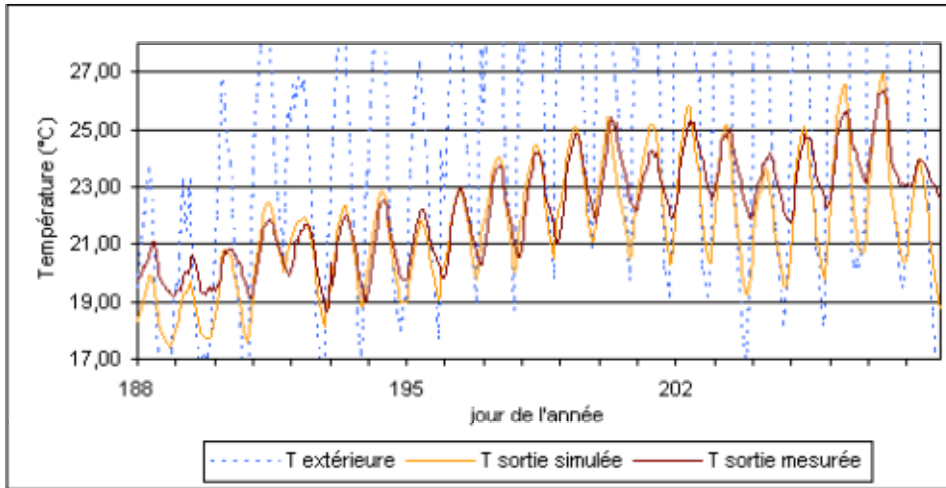


Figure 28. Aperçu des températures simulée et mesurée en sortie de l'échangeur air/sol

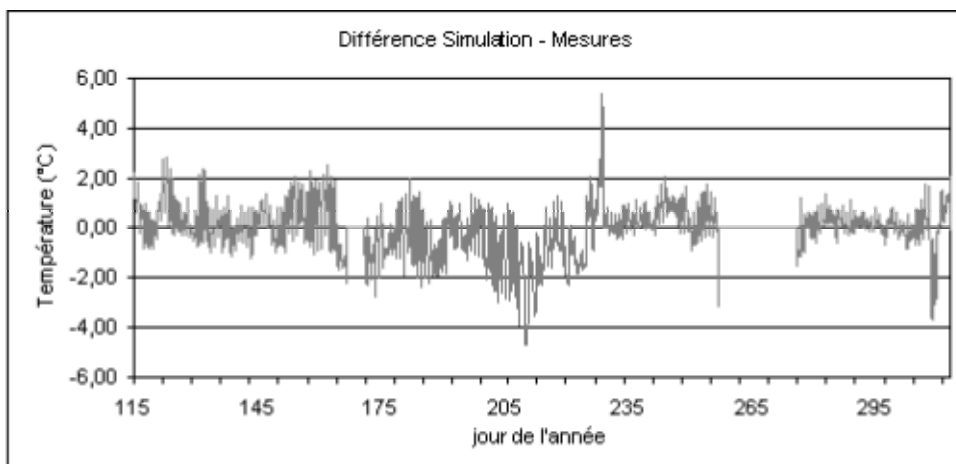


Figure 29. Différence entre les températures simulée et mesurée

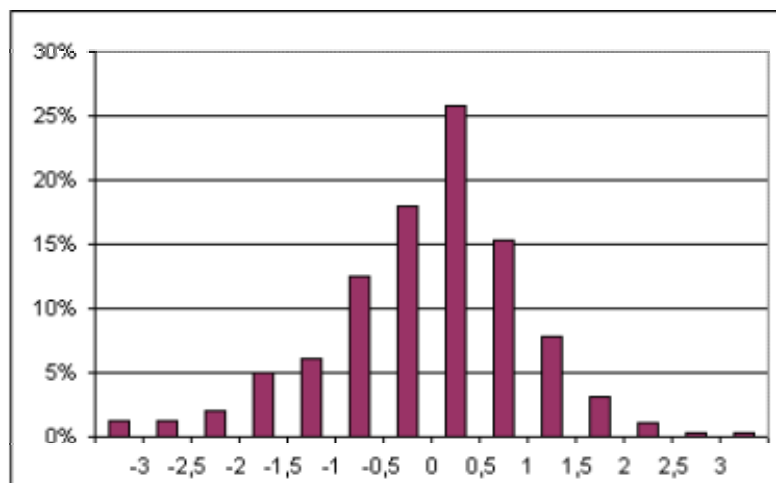


Figure 30. Répartition statistique des différences de température

Efficacité moyenne des échangeurs

L'efficacité moyenne des échangeurs réel et simulé a été calculée à partir de la température de sol « non perturbé » calculée (Tableau 2). Ici encore, l'efficacité de l'échangeur simulée (60 %) est relativement proche de celle calculée

pour l'échangeur réel (66 %). Les rapports des écarts types des différences à la température du sol sont même encore plus proches, ce qui indique que la simulation réalisée est là encore suffisamment précise.

	Écart type entrées $T_{\text{entrée}} - T_{\text{sol}}$	Écart type sorties $T_{\text{sortie}} - T_{\text{sol}}$	Rapport des écarts types	Efficacité moyenne annuelle
Simulé	5,7 °C	2,4 °C	58 %	60 %
Mesuré	5,8 °C	2,4 °C	59 %	66 %

Tableau 2. Performances des échangeurs air/sol sur la période des mesures

H - Étude de sensibilité

Rappel de la structure du modèle

Le modèle développé au cours de cette étude repose sur une structure en deux parties (Figure 31) :

- Un modèle thermique de sol, calculant, à tout instant, la température en un point du sol « non perturbé »
- Un modèle thermique d'échangeur air/sol, calculant la température de l'air en sortie d'échangeur en fonction de la température de l'air en entrée et de la température du sol « non perturbé » calculée par le modèle thermique de sol précédent.

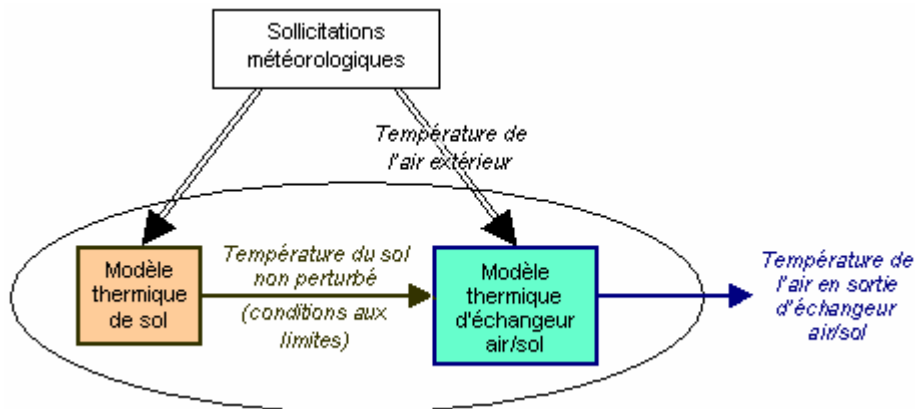


Figure 31. Structure du modèle d'échangeur air/sol

Chacun de ces deux modèles dépend de plusieurs paramètres qui doivent être ajustés en fonction des caractéristiques de l'échangeur air/sol modélisé.

Certaines données étant mal connues (nature et caractéristiques du sol, climat local, influence du bâtiment proche). Il est donc utile de savoir si ces paramètres ont une influence importante sur les résultats de simulation. Afin d'assurer un niveau de précision satisfaisant aux résultats de simulation, un paramètre très influent devra être finement ajusté tandis qu'un paramètre peu influent pourra être fixé de manière moins précise. Dans cette partie, l'objectif est d'identifier la nature de la relation entre les valeurs de chaque paramètre et les résultats fournis par le modèle.

Cadre de l'étude

Valeurs observées

Afin d'évaluer la sensibilité du modèle d'échangeur air/sol seul, les valeurs observées sont : la *température du sol « non perturbé »* au niveau de l'échangeur air/sol (résultats du modèle thermique de sol), la *température de l'air en sortie* de l'échangeur air/sol et l'*efficacité moyenne de l'échangeur air/sol*. Cette dernière constitue un outil d'évaluation de la performance de l'échangeur air/sol dont la définition est fournie en annexe.

La sensibilité a été étudiée en faisant varier indépendamment chaque paramètre étudié, toutes choses égales par ailleurs.

Cas de référence

Le cas de référence correspond à une installation typique dont les caractéristiques sont les suivantes :

Caractéristiques des tubes :

Nature	Polyéthylène
Conductivité	0,6 W/m/K
Masse volumique	790 kg/m ³
Capacité thermique	1520 J/kg/K
Epaisseur	0,01 m
Longueur	40 m
Diamètre extérieur	0,16 m
Nombre de tubes	8
Profondeur moyenne	1,6 m

Le type de tube représenté ici est le tuyau de protection de câbles (TPC) en polyéthylène mis en œuvre sur de nombreux échangeurs air/sol. Il s'agit d'un tuyau composite formé par la jonction d'un tube interne lisse à un tube externe annelé. Les deux parties sont séparées par de l'air. Or, le modèle d'échangeur air/sol ne considère que des tubes pleins et lisses. C'est pourquoi les valeurs de conductivité thermique, de masse volumique et de capacité thermique des tubes de polyéthylène ci-dessus sont issues d'un calcul.

Caractéristiques du sol :

Conductivité	1,7 W/m/K
Masse volumique	1500 kg/m ³
Capacité thermique	1400 J/kg/K
Nature de la surface	gazon
Humidité	sec
Exposition au vent	Normal

Ces propriétés correspondent à un sol relativement léger mais fortement conducteur (limon-argileux très humide).

Caractéristiques générales de l'échangeur :

Largeur de la nappe	2,80 m
Débit de ventilation	1200 m ³ / h
Rendement ventilateur	70 %
Ventilateur placé en sortie	
Pas de bâtiment à proximité	

Etudes de sensibilité effectuées

L'étude de sensibilité du modèle a été réalisée sur les paramètres suivants :

- 1) les paramètres influençant la température du sol
 - Rayonnement solaire à la surface du sol
 - Exposition au vent de la surface du sol
 - Nature de la surface du sol
 - Humidité du sol
 - Conductivité thermique du sol
 - Capacité thermique du sol
 - Nature du sol
- 2) L'influence d'un bâtiment proche
 - Distance horizontale du centre de l'échangeur au centre de la dalle du bâtiment proche
 - Profondeur considérée sous le bâtiment proche
 - Surface du bâtiment proche
- 3) les paramètres concernant l'échangeur
 - Conductivité thermique des tubes
 - Capacité thermique des tubes
 - Distance entre deux nappes de tubes
- 4) les paramètres concernant le régime de ventilation

- Débit de ventilation de l'échangeur air/sol
- 5) les paramètres du modèle numérique
- Pas d'espace du maillage dans la direction longitudinale
 - Rayon de la maille *sol2*
 - Nombre de composantes harmoniques retenues lors de la simplification des sollicitations pour le modèle thermique de sol

Paramètres influençant la température du sol

Rayonnement solaire à la surface du sol

Ce paramètre doit être étudié du fait que, généralement, aucune mesure du rayonnement global horizontal n'est effectuée sur les installations expérimentales. Cette donnée doit donc être reconstituée à partir des données de température disponibles, ce qui entraîne de fait une erreur pouvant être importante. Ici, l'influence de ce paramètre est évaluée afin de quantifier l'impact de cette erreur sur les résultats de simulation.

Deux fichiers météorologiques ont été comparés. Ils se distinguent uniquement par leurs données de rayonnement solaire : pour l'un, il s'agit de données d'une année type et, pour l'autre, de données partiellement reconstituées à partir des données de température (Figure).

L'impact des données de rayonnement sur la température du sol et sur la température en sortie d'échangeur est limité mais non négligeable (Figure 32 et Figure 33). C'est la tendance générale du signal de température en sortie d'échangeur qui est modifiée. Par contre, les oscillations journalières, tout comme l'efficacité moyenne annuelle de l'échangeur, sont visiblement inchangées (variation non significative).

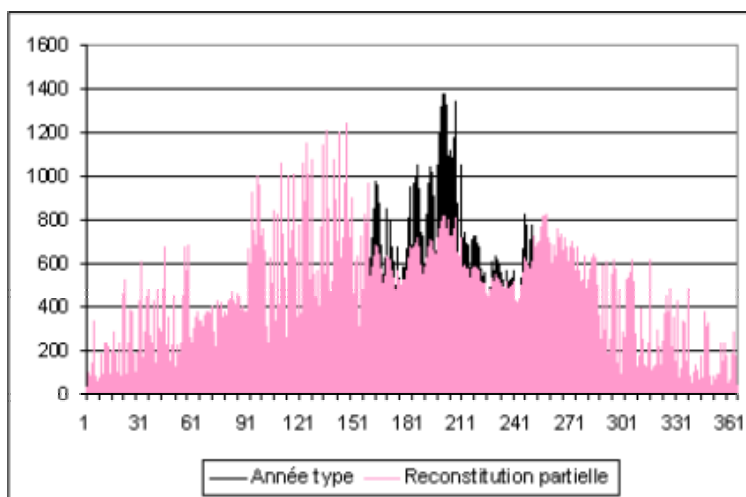


Figure 24. Données de rayonnement selon le fichier utilisé

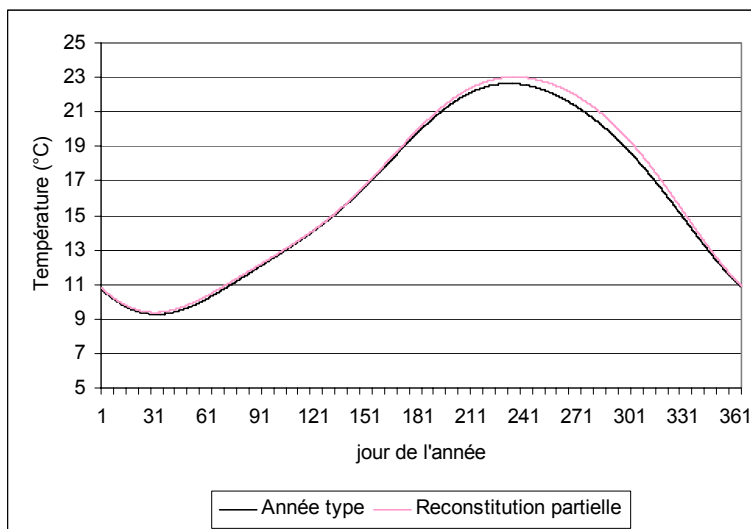


Figure 32. Température du sol au niveau des tubes selon le fichier utilisé

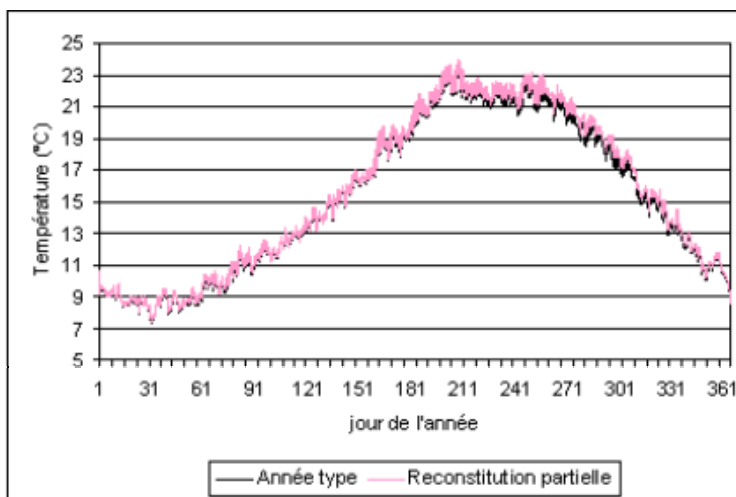


Figure 33. Température en sortie de l'échangeur air/sol en fonction du fichier utilisé

Exposition au vent de la surface du sol

L'exposition au vent de la surface du sol intervient sur les déperditions thermiques du sol. Ce paramètre joue donc sur la température moyenne du sol. Pour un sol particulièrement exposé, la température du sol sera plus faible que pour un sol situé à l'abri du vent. Par rapport au cas de référence, la température moyenne du sol peut varier de plusieurs degrés selon l'exposition du sol (Figure 40). Par contre, l'efficacité moyenne de l'échange est très peu affectée par ce paramètre.

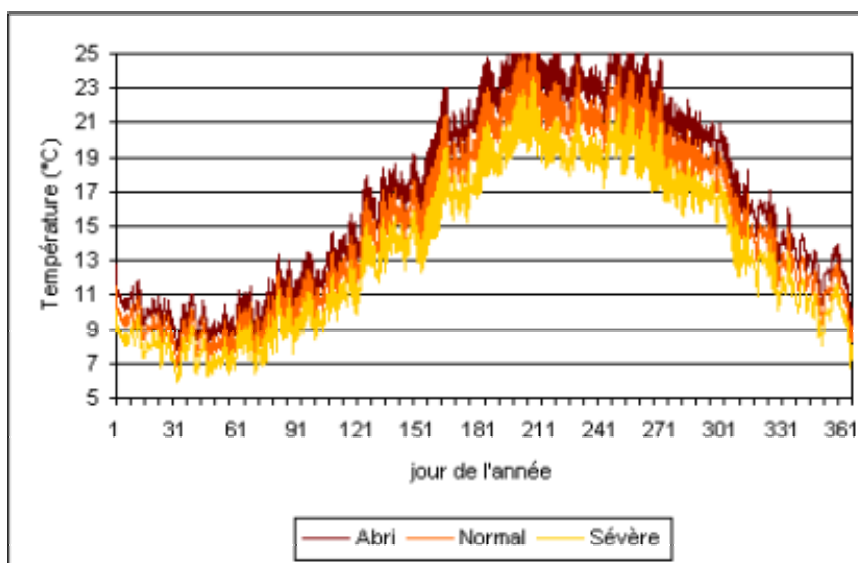


Figure 34. Température en sortie de l'échangeur air/sol en fonction de l'exposition au vent de la surface du sol

Nature de la surface du sol

La part du rayonnement solaire absorbé par la surface du sol dépend de la nature de la surface du sol. Pour un sol très absorbant (p. ex. asphalté), la température du sol sera plus élevée que si le sol est peu absorbant (p. ex. revêtement réfléchissant), en particulier lors des périodes où le rayonnement solaire est important (été). Par contre, là encore, l'efficacité moyenne de l'échange est très peu affecté par ce paramètre.

En pratique, ce paramètre présente généralement une valeur moyenne peu variable d'une installation à l'autre : la surface du sol est souvent très absorbante (gazon, sol nu, gravier, béton ou asphalté).

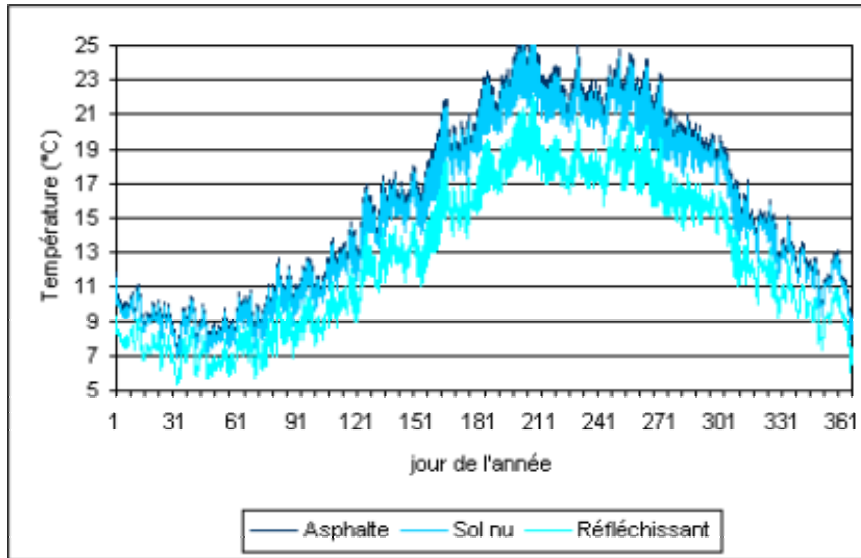


Figure 35. Température en sortie de l'échangeur air/sol en fonction de la nature de la surface du sol

Humidité à la surface du sol

L'humidité de la surface du sol influe sur les échanges latents intervenant entre l'air extérieur et la surface du sol. Ces échanges sont de moindre importance par rapport aux échanges par convection ou par rayonnement ce qui explique le fait que ce paramètre soit peu influent vis-à-vis de la température du sol et de la température en sortie d'échangeur (Figure 36).

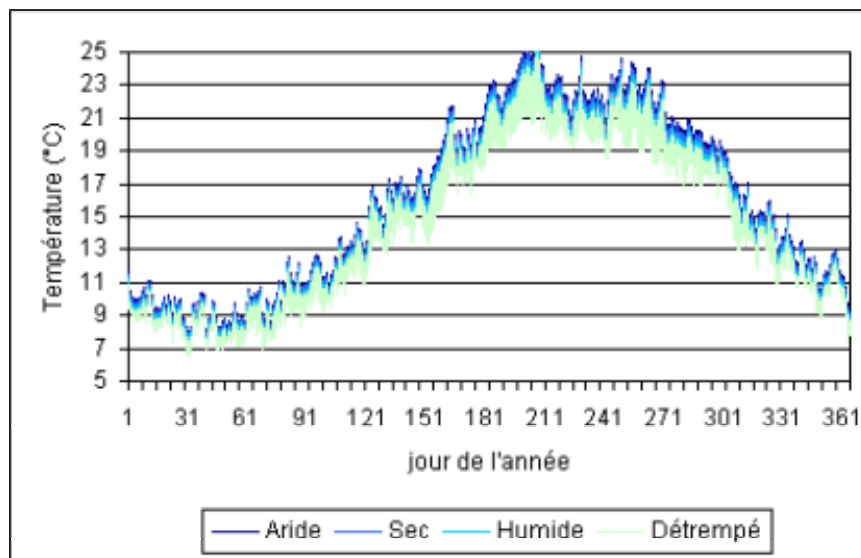


Figure 36. Température en sortie de l'échangeur air/sol en fonction de l'humidité de la surface du sol

Conductivité thermique du sol

Ce paramètre joue à la fois sur la profondeur de pénétration du signal thermique à l'intérieur du sol et sur le comportement dynamique des deux mailles de sol. Par conséquent, il modifie l'atténuation de l'amplitude, le déphasage du signal de température du sol et l'efficacité globale de l'échangeur. Lorsque la conductivité du sol est faible, l'amplitude de variation de la température en sortie d'échangeur est plus élevée (Figure 37), ce qui se traduit par une perte d'efficacité de l'échangeur (Tableau 3). Par contre, il est important de noter qu'un sol à faible conductivité isole mieux les tubes de l'échangeur des conditions extérieures ce qui limite l'amplitude de variation de la température du sol et la température atteinte en été en sortie d'échangeur. Finalement, c'est cette propriété qui semble préférable pour réduire la surchauffe en été.

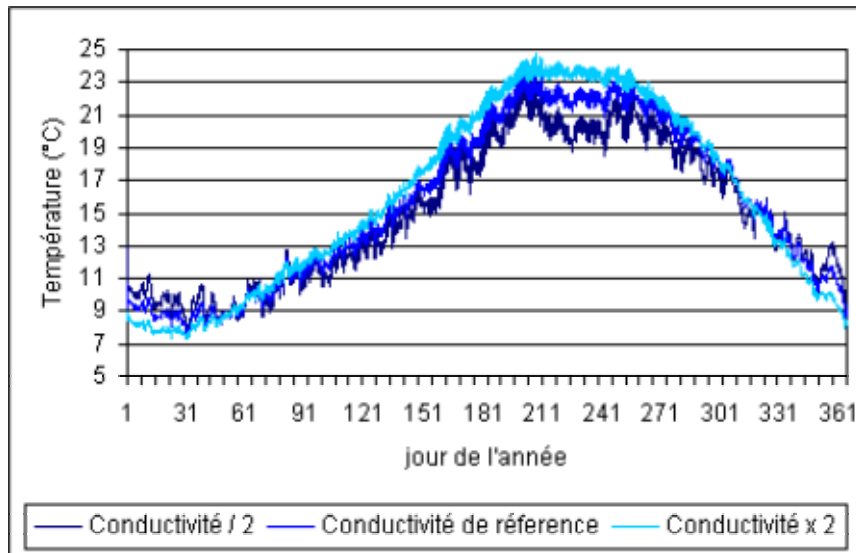


Figure 37. Température en sortie de l'échangeur air/sol en fonction de la conductivité du sol

Conductivité du sol	Efficacité moyenne annuelle
3,4 W/(m.K)	92,4 %
1,7 W/(m.K) (référence)	85,4 %
0,8 W/(m.K)	74,9 %

Tableau 3. Efficacité de l'échangeur air/sol en fonction de la conductivité du sol

Capacité thermique du sol

Ce paramètre joue un rôle quasiment symétrique à celui de la conductivité thermique. Il représente l'inertie thermique du sol et, par conséquent, influe, lui aussi, sur la température du sol non-perturbé (atténuation du signal et déphasage lorsque la capacité thermique est élevée). Par contre, l'influence de ce paramètre sur l'efficacité de l'échange est ici beaucoup moins marquée. Un sol à forte inertie sera donc toujours préférable, qu'elle que soit la saison (été ou hiver).

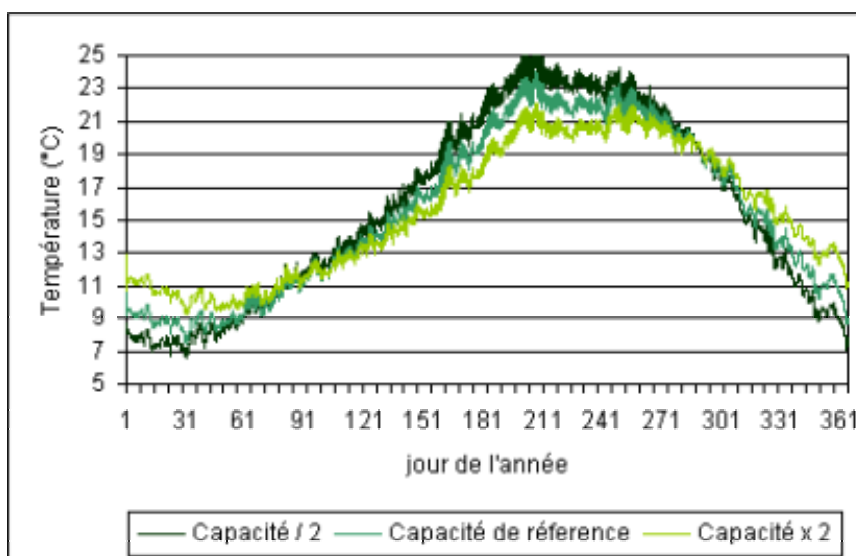


Figure 38. Température en sortie de l'échangeur air/sol en fonction de la capacité thermique du sol

Capacité thermique du sol	Efficacité moyenne annuelle
2 800 J/(kg.K)	86,1 %
1 400 J/(kg.K) (référence)	85,4 %
700 J/(kg.K)	88,1 %

Tableau 4. Efficacité de l'échangeur air/sol en fonction de la conductivité du sol

Nature du sol

Les deux paramètres précédents ne sont pas indépendants, mais liés par la nature du sol et par son taux d'humidité. En comparant trois types de sols différents (sable, limon argilo-sableux et argile), il apparaît à nouveau que le profil de température du sol et l'efficacité globale de l'échange sont influencés (Figure 39 et Tableau 5).

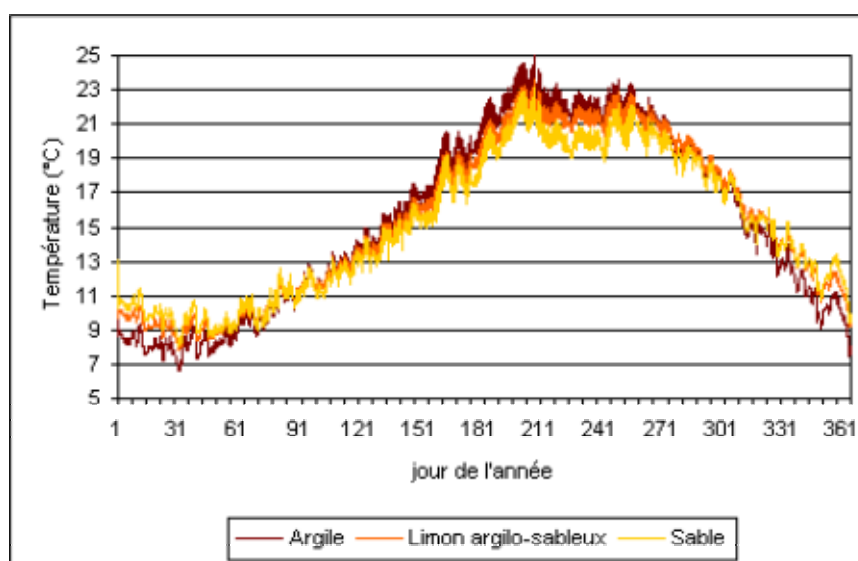


Figure 39. Température en sortie de l'échangeur air/sol en fonction de la nature du sol

Nature du sol	Efficacité moyenne annuelle
Sable	77,7 %
Limon argilo-sableux	84,1 %
Argile	81,9 %

Tableau 5. Efficacité de l'échangeur air/sol en fonction de la nature du sol

Influence d'un bâtiment proche

La distance au bâtiment, la surface de ce dernier, la température moyenne de sa surface inférieure, la résistance thermique de la dalle du bâtiment sont des éléments qu'il faudra précisément renseigner pour obtenir une température de sol proche de la réalité.

On la caractérise un bâtiment proche par les trois facteurs suivants :

- Distance horizontale du centre de l'échangeur au centre de la dalle du bâtiment proche
- Profondeur considérée sous le bâtiment proche
- Surface du bâtiment proche

Ce paramètre, représenté dans le modèle thermique de sol par le coefficient d'influence du bâtiment, peut varier entre 0 (pas d'influence du bâtiment proche) et 1 (forte influence du bâtiment proche).

La température du sol est fortement liée à ce paramètre (Figure 40) et, par conséquent, celle de l'air en sortie d'échangeur également. Par contre, l'efficacité de l'échangeur est peu influencée par ce paramètre (variation de l'ordre de 1 %).

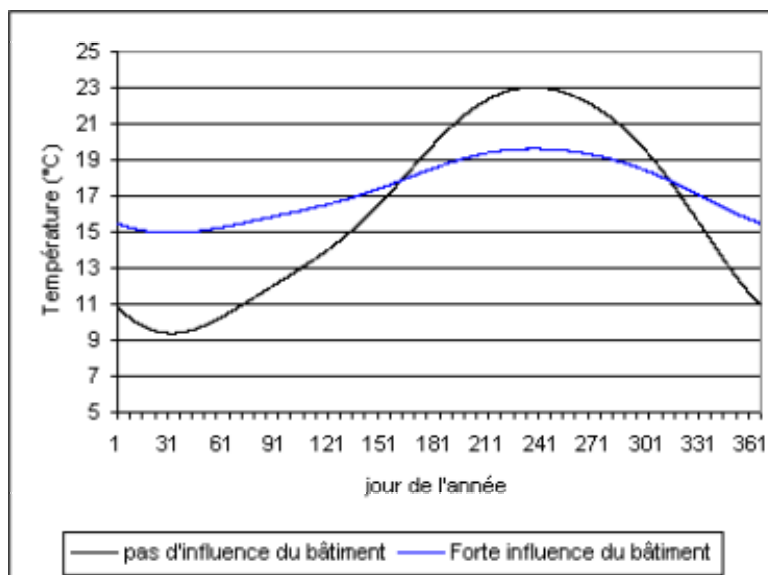


Figure 40. Température du sol à 1,60 m de profondeur

Paramètres influençant l'échange thermique air/sol

Conductivité thermique des tubes

Ce paramètre n'a aucune influence sur la température du sol loin des tubes, mais joue fortement sur l'efficacité de l'échange, en particulier pour des valeurs faibles. Une faible conductivité réduit l'échange thermique entre l'air et le sol, ce qui explique que dans ce cas, l'inertie thermique du sol est moins sollicitée et les variations journalières de la température extérieure sont moins amorties que dans le cas d'une conductivité élevée du tube. Par contre, au-delà d'une certaine valeur, l'influence de ce paramètre n'est plus significative.

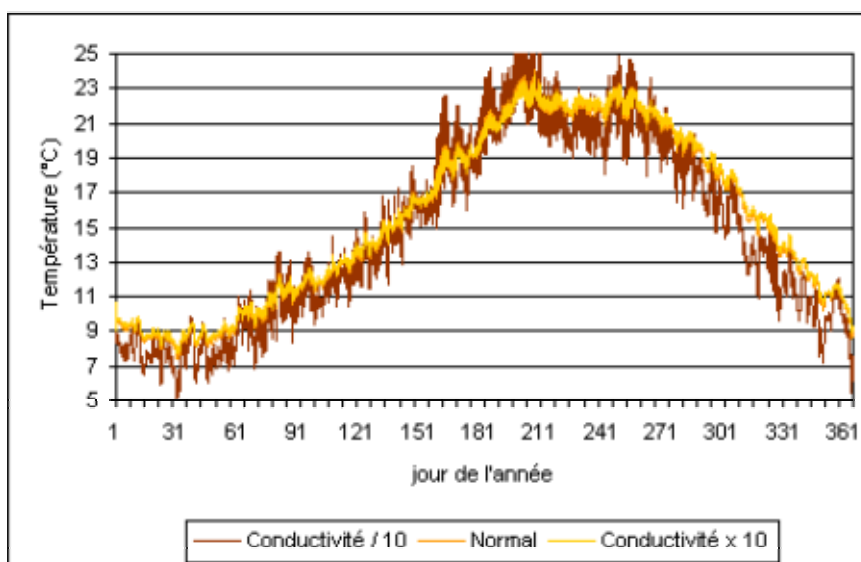


Figure 41. Température en sortie de l'échangeur air/sol en fonction de la conductivité thermique des tubes

Conductivité des tubes	Efficacité moyenne annuelle
6 W/(m.K)	87,6 %
0,6 W/(m.K) (référence)	85,4 %
0,06 W/(m.K)	66,5 %

Tableau 6. Efficacité de l'échangeur air/sol en fonction de la conductivité thermique des tubes

Capacité thermique des tubes

Compte tenu de la faible épaisseur des tubes, ce paramètre n'a strictement aucune incidence sur les performances de l'échangeur air/sol et sur la température de l'air en sortie d'échangeur. Le tube n'emmagasine ni ne cède significativement aucune chaleur.

Capacité thermique des tubes	Efficacité moyenne annuelle
15 200 J/(kg.K)	85,9 %
1 520 J/(kg.K) (référence)	85,4 %
152 J/(kg.K)	85,4 %

Tableau 7. Efficacité de l'échangeur air/sol en fonction de la capacité thermique des tubes

Paramètres concernant le régime de ventilation

Débit de ventilation de l'échangeur air/sol

Ce paramètre joue un rôle important sur le régime d'écoulement de l'air dans les tubes et sur l'efficacité de l'échange par convection entre l'air et le tube. Son influence sur l'efficacité moyenne de l'échangeur air/sol est donc importante (Tableau 8). Naturellement, l'efficacité de l'échangeur diminue pour un débit plus élevé (la température de l'air est alors moins tempérée). Par contre, ceci ne signifie pas que le préchauffage ou le rafraîchissement en sont pour autant moins efficaces. En effet, la puissance thermique échangée avec le sol est plus importante aux forts débits, même si ceci n'apparaît pas sur la température en sortie d'échangeur (Figure 42).

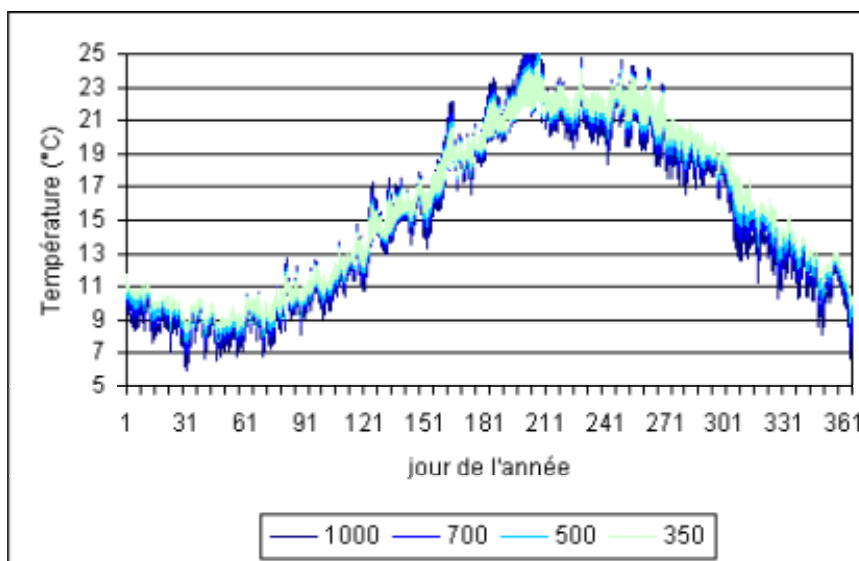


Figure 42. Température en sortie de l'échangeur air/sol en fonction du débit de ventilation (en m³/h)

Capacité thermique des tubes	Efficacité moyenne annuelle
1 000 m³/h	69,9 %
700 m³/h	76,2 %
500 m³/h	81,3 %
350 m³/h	85,9 %

Tableau 8. Efficacité de l'échangeur air/sol en fonction du débit de ventilation

Paramètres du modèle numérique

Pas d'espace

Deux valeurs différentes de pas d'espace ont été testées : 1 m et 10 m. L'écart observé sur la température en sortie d'échangeur calculée ne dépasse pas 0,1 °C, ce qui permet d'en déduire que ce paramètre n'engendre pas d'erreur significative.

Taille de la maille Sol2

Elle a été initialement fixée sans fondement théorique. Cependant, l'analyse de sensibilité montre que son influence est imperceptible sur les résultats de simulation obtenus.

Nombre de composantes harmoniques des sollicitations

Dans le modèle thermique de sol, les sollicitations - c'est-à-dire les données de température de l'air extérieur et le rayonnement solaire à la surface du sol - sont simplifiés par une analyse fréquentielle (analyse de Fourier). Jacovides *et al.* (1996) ont montré que la propagation des variations de la température du sol se limitait à l'harmonique fondamental (de période annuelle) et aux harmoniques d'ordre 2 et 3. Les oscillations de périodes plus courtes ne se propagent donc quasiment pas sous la surface du sol. Faire varier le nombre de composantes harmoniques prises en compte dans le bilan thermique à la surface du sol, permet de mettre en évidence l'influence de ce paramètre sur la température du sol. Ceci a été réalisé simplement en élargissant le modèle à plusieurs composantes harmoniques pour les deux sollicitations. Les résultats obtenus (Figure 40) montrent qu'à 1,60 m de profondeur, l'erreur engendrée par la limitation du nombre d'harmoniques à 2 est très faible.

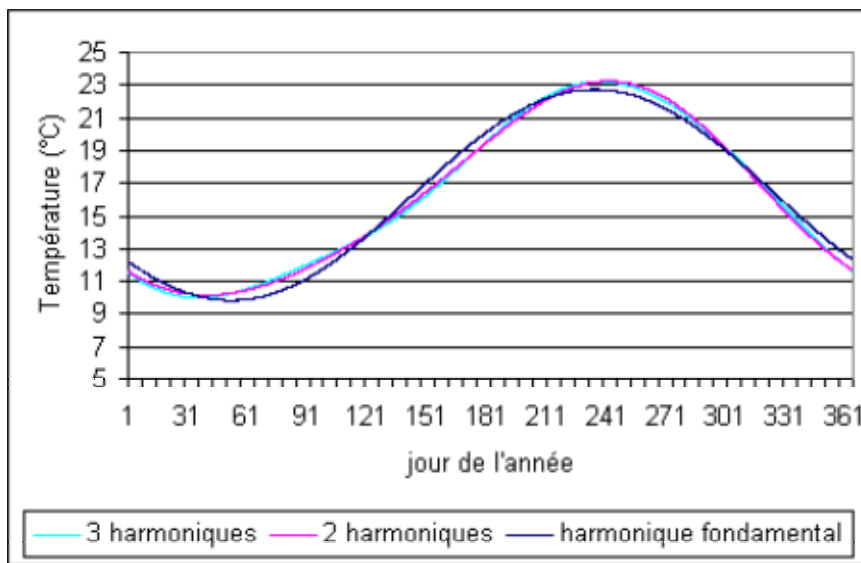


Figure 43. Influence du nombre d'harmoniques retenus sur la température du sol à 1,60 m de profondeur

Synthèse

Il faut rappeler ici que l'efficacité moyenne représente uniquement la faculté de l'échangeur air/sol à rapprocher la température de l'air de la température du sol. Elle ne donne pas une image de la performance du système vis-à-vis des besoins de préchauffage ou de rafraîchissement, qui dépend fortement de la température du sol, du débit de ventilation et des limites de confort considérées. Cependant, le rôle de l'échangeur air/sol étant la mise en contact de l'air de ventilation avec le sol, l'efficacité moyenne étudiée ici correspond réellement à l'apport de l'échangeur, à sa « valeur ajoutée ». Le confort thermique du bâtiment peut être, quant à lui optimisé à l'aide d'un échangeur double-flux ou de ventilation directe à partir de l'air extérieur selon la saison.

Compte tenu de ces considérations, la validation du modèle, pour un échangeur dont l'efficacité moyenne est élevée, passe par une détermination correcte de la température du sol « non-perturbé ». Le Tableau 9 récapitule l'ensemble des résultats de l'étude de sensibilité réalisée ici et dans le rapport d'avancement N° 3 (notés avec un astérisque). Il révèle qu'un grand nombre de paramètres influent sur cette température. Les plus influents sont l'*exposition du sol*

au vent, l'absorptivité de la surface du sol face au rayonnement solaire, la nature du sol, l'influence d'un bâtiment proche et les données de rayonnement solaire utilisées pour réaliser les calculs.

Paramètre\influence	Température du sol	Efficacité moyenne
Données rayonnement	oui	non
Distance horizontale au bâtiment *	oui, sur l'amplitude	non
Profondeur sous le bâtiment *	oui, sur l'amplitude et le déphasage	non
Surface du bâtiment *	oui, sur l'amplitude	non
Influence bâtiment	oui, sur l'amplitude	non
Exposition au vent	oui, sur la moyenne	faible
Nature de la surface du sol	oui, sur la moyenne	non
Humidité de la surface du sol	oui, sur la moyenne	faible
Conductivité sol	oui, sur l'amplitude	oui
Capacité thermique du sol	oui, sur l'amplitude	oui
Conductivité tubes	non	oui
Capacité thermique des tubes	non	très faible
Débit de ventilation	non	oui
Distance entre nappes de tubes *	très faible	non
Pas d'espace du maillage	non	non
Taille de la maille Sol2	non	non
Nombre de composantes harmoniques des sollicitations	très faible	non

Tableau 9. Synthèse de l'influence des différents paramètres analysés

Ce tableau permet aussi de dégager quatre types de paramètres :

- ceux qui influencent uniquement la température du sol « non perturbé »
- ceux qui influencent à la fois la température du sol « non perturbé » et la qualité de l'échange entre l'air et le sol
- ceux qui n'influencent que la qualité de l'échange entre l'air et le sol
- ceux qui n'ont pas d'influence notable

Grâce à cette analyse, l'étalonnage du modèle est facilité. En effet, lors de la comparaison de résultats de simulation avec des données de mesure, les écarts relevés sur la température du sol (tendance générale) ou sur l'efficacité moyenne (amplitude des variations journalières) permettent d'identifier rapidement le ou les paramètres qui peuvent en être à l'origine.

La nature du sol présente une influence importante sur les résultats de simulation. Or, elle est généralement mal connue, c'est pourquoi, il sera toujours préférable de se placer dans les conditions les plus défavorables pour le dimensionnement d'une installation.

Conclusion de l'analyse de sensibilité

L'analyse de sensibilité a permis d'identifier les paramètres les plus influents sur les résultats du modèle.

Ils correspondent aux paramètres qui avaient été identifiés comme prépondérants, lors de l'analyse de l'état de l'art : nature du sol, rayonnement solaire, débit de ventilation.

Ce sont les paramètres influençant la température du sol « non perturbé » qui conditionnent l'efficacité du modèle. La connaissance de la conductivité des tubes permet d'évaluer l'efficacité moyenne de l'échangeur, c'est-à-dire l'amortissement de la variation journalière de la température de l'air en sortie d'échangeur.

I - Conclusions et propositions

Synthèse des résultats

Le **modèle thermique de sol** n'a pas été validé expérimentalement, faute de mesures. Cependant, il s'appuie sur diverses études antérieures (Kunetz et Lefebvre, 2001 ; Mihalakakou *et al.*, 1997 ; Benkert et Heidt, 2000 ; Mermoud, 2001 ; Hollmuller, 2002) qui ont montré sa fiabilité. Sa limite principale réside dans la connaissance et l'étalonnage de ses nombreux paramètres d'entrée. L'étude de sensibilité qui a été menée) a permis cependant de caractériser l'influence de ces paramètres sur les résultats obtenus.

Le **modèle thermique d'échangeur** utilise comme entrée la température du sol calculée à partir du modèle thermique de sol. Sa validation reste donc en partie liée à celle de ce dernier. Néanmoins, une première validation a été menée, s'appuyant sur deux échangeurs air/sol réels instrumentés, installés en région Île de France. Les mesures réalisées ont été confrontées aux résultats de simulation dans les deux cas.

Les simulations réalisées à partir des cas expérimentaux de Presles et de Montigny-lès-Cormeilles fournissent des résultats acceptables pour valider le modèle, étant données les incertitudes sur certains paramètres (en particulier la nature du sol et de sa surface).

La précision des résultats du modèle est équivalente, voire supérieure, à celle des résultats fournis par le logiciel GAEA, actuellement utilisé pour le dimensionnement des échangeurs air/sol par un grand nombre de concepteurs. De plus, les performances de l'échangeur thermique, évaluées au moyen de l'efficacité moyenne, sont, elles aussi, du même ordre de grandeur que celle de l'installation instrumentée.

Les deux études de cas tendent donc à valider le modèle réalisé et la qualité de ses résultats, tant au niveau du modèle thermique de sol que du modèle d'échangeur air/sol proprement dit.

Néanmoins, il reste souhaitable :

- d'analyser et de simuler plusieurs autres installations instrumentées, afin de renforcer cette validation (en particulier sur les échanges à la surface du sol),
- dans la mesure du possible, d'élargir la validation à l'évaluation du confort réel apporté par l'échangeur air/sol.

Propositions d'amélioration

Améliorations de la validation

Afin de mener à son terme la validation complète du modèle de puits canadien, il serait vivement souhaitable de :

- disposer d'un nombre plus important de points de mesure. Une connaissance des températures de l'air dans les gaines en entrée de vide sanitaire, de l'ambiance dans le vide sanitaire et du sol à la profondeur du puits canadien, serait particulièrement souhaitable. Elle permettrait la réalisation d'un véritable diagnostic, pour la recherche des erreurs au sein des différents modèles.
- disposer de ces mêmes mesures pour différents régimes de fonctionnement du puits canadien (5 tubes, 8 tubes ou hors-service) et sur des durées plus longues. Elles permettraient d'affiner le modèle.
- disposer de mesures provenant d'une ou plusieurs autres installations de puits canadien. En effet, la validation serait plus fiable si elle était, au moins, confirmée par une seconde validation dans des conditions différentes. De plus, si cette nouvelle installation mettait en jeu un puits canadien plus simple à intégrer au bâtiment, cette validation serait encore facilitée. Enfin, la confrontation du modèle à différentes installations de puits canadien permettrait de valider sa souplesse d'utilisation, mais aussi d'adaptation, aux puits réellement construits aujourd'hui. Il est important que le modèle réalisé soit polyvalent et ergonomique.
- disposer de données de mesures météorologiques relevées sur le lieu et au moment de l'expérimentation, intégrant non seulement la température de l'air extérieur, mais aussi l'humidité relative de l'air, le rayonnement solaire global et le vent, afin de déterminer plus finement la température du sol à sa surface.

Améliorations du modèle

Le modèle de puits canadien réalisé semble bien fonctionnel et ne pose pas de problème numérique particulier. Il serait possible, voire souhaitable, de lui apporter quelques modifications voire quelques ajouts.

D'abord, le modèle de sol, même s'il n'a pu être complètement validé, semble efficace. La condition imposée à sa surface a fait l'objet d'un bilan thermique détaillé qui paraît satisfaisant, intégrant l'ensemble des paramètres les plus influents. En particulier, on a intégré l'absorption du rayonnement solaire mais aussi l'émission du rayonnement infrarouge du sol, ainsi que les échanges latents. Le point délicat demeure la détermination des valeurs de coefficients d'échange convectif, d'absorption radiative, et du coefficient empirique f . Deux solutions sembleraient pouvoir lever les difficultés et imprécisions induites par cette détermination. D'une part, une étude plus approfondie de ce bilan thermique pourrait permettre de mieux connaître les différents coefficients mis en jeu. D'autre part, une solution alternative consisterait à ajuster ces coefficients à partir d'une mesure directe de la température de la surface du sol réalisée durant une année. Cette démarche revient en quelque sorte à un étalonnage de ces coefficients au cas par cas.

On peut aussi envisager d'ajouter une harmonique à la température idéalisée de l'air extérieur, puisque celle-ci peut se propager de manière significative sur quelques mètres de profondeur et atteindre le puits. Cette possibilité ne deviendra cependant pertinente que lorsque la température en surface du sol sera correctement évaluée.

Ensuite, après validation complète du modèle, la prise en compte de la puissance dissipée par le ventilateur et l'introduction d'un système de régulation, permettront d'utiliser le modèle de manière prédictive, notamment pour le calcul des économies d'énergies induites par l'installation d'un puits canadien et pour l'optimisation du dimensionnement du puits.