



*Bundesamt für Energie  
Office fédéral de l'énergie  
Ufficio federale dell'energia  
Swiss Federal Office of Energy*

---

Programme  
**Stockage de chaleur**

# **Etude pilote pour les bâtiments du centre SUVA Lucerne**

**Analyse des réponses de 2 sondes tests et  
optimisation du stockage diffusif**

rédigé par  
**Dr D. Pahud**  
**EPFL - LASEN, CH - 1015 Lausanne**

par ordre de  
**Office fédéral de l'énergie**

## **Short Abstract**

A diffusive ground heat storage will be integrated in the energy concept of the new SUVA buildings at Gisikon, Luzern. The task is to size the storage as part of a whole heating and cooling system. It requires the knowledge of the time-evolution of the heating and cooling demand for a typical year, as well as the thermal properties of the ground and the borehole heat exchangers that will form the ground heat exchanger of the heat storage.

The heating and cooling requirements were simulated with a building simulation programme and two response tests were realised on two borehole heat exchangers to determine in situ the main thermal parameters of the ground and borehole heat exchangers. The boreholes will be reused in the actual storage. The measurements confirm that no significant ground water flow is present.

The PILESIM programme is used to assess three system concepts by numerical simulations. PILESIM is a thermal simulation tool of heating and cooling systems which use heat exchanger piles or borehole heat exchangers. The evaluations of the three system concepts permit the optimisation of the diffusive ground heat storage as part of the thermal system. They also helped to propose recommendations for the selection of the best system concept.

## Résumé

Dans le cadre de la construction des nouveaux bâtiments de la SUVA à Gisikon, près de Lucerne, un stockage de chaleur de type diffusif dans le terrain sera intégré dans le concept énergétique des bâtiments. Il s'agit de pouvoir le dimensionner de manière optimale en tant que partie intégrante d'un système de chauffage et de refroidissement. Il s'agit de connaître au mieux l'évolution de la demande de chauffage et de refroidissement des bâtiments au cours d'une année type, de même que les propriétés thermiques du terrain et des sondes géothermiques qui formeront l'échangeur souterrain du stockage de chaleur.

Les demandes de chauffage et de refroidissement ont été calculées par le bureau PB Energie & Haustechnik et sont les conditions d'exploitation que le système doit satisfaire. Le dimensionnement du stockage concerne sa première phase de construction. Il sera réalisé pour les 4 premières étapes de construction des bâtiments sur les 5 prévues. Les demandes annuelles de chauffage et de refroidissement sont estimées à respectivement 1'510 MWh/an et 730 MWh/an pour les 4 premières étapes.

En ce qui concerne les sondes et le terrain, deux tests de réponse ont permis de mesurer in situ leur paramètres thermiques importants. Ils ont été effectués sur 2 sondes en double-U de 160 m de profondeur et de 152 mm de diamètre, qui seront réutilisées pour le stockage de chaleur. Des valeurs de dimensionnement, définies pour simuler le comportement thermique du stockage, sont déduites de l'interprétation des mesures et d'analyses extérieures à cette étude. En outre, les valeurs de conductibilité thermique du terrain obtenues avec les 2 tests de réponse, comparées aux valeurs mesurées en laboratoire d'échantillons, confirment qu'il n'y a pas d'écoulement significatif de l'eau souterraine. Les valeurs de dimensionnement relatives au terrain et aux sondes sont:

Température initiale moyenne du terrain	<b>12.3 °C</b>
Capacité volumétrique thermique moyenne du terrain	<b>2.1 MJ/m<sup>3</sup>K</b>
Conductibilité thermique moyenne du terrain	<b>3.0 W/mK</b>
Résistance thermique effective de la sonde	<b>0.1 K/(W/m)</b>

Ces valeurs sont entrées dans le programme PILESIM, qui est utilisé pour évaluer trois concepts de système par simulations numériques. PILESIM est un outil de simulation thermique de systèmes de chauffage et refroidissement qui utilisent des pieux échangeurs ou des sondes géothermiques multiples. Un coefficient de performance constant de 3 est assigné à la PAC, et une efficacité de refroidissement de 2.5 à la machine frigorifique. Les performances thermiques sont simulées sur 10 années consécutives, de manière à prendre en compte les effets transitoires engendrés par le stockage diffusif, dont la durée est généralement de plusieurs années.

Les évaluations des trois concepts de système ont permis d'optimiser le stockage de chaleur diffusif dans le terrain en tant que partie intégrante du système thermique. Elles permettent également de proposer des recommandations quant au concept de système à choisir (voir ci-dessous). Les trois concepts de système sont:

- **cas 1:** refroidissement direct sur le stockage diffusif; seule une partie des besoins de refroidissement est satisfaite. La pompe à chaleur est dimensionnée en fonction de l'importance de la recharge thermique<sup>1</sup> du stockage effectuée par le refroidissement direct. Un chauffage d'appoint auxiliaire est nécessaire de même qu'une machine frigorifique non couplée au stockage diffusif.
- **cas 2:** la totalité des besoins de refroidissement sont injectés dans le stockage de chaleur par l'intermédiaire d'une machine frigorifique. La pompe à chaleur, dimensionnée en conséquence, permettra de couvrir une plus grande fraction de la demande de chaleur que dans le cas 1. Un chauffage d'appoint auxiliaire est encore nécessaire;
- **cas 3:** la taille de la pompe à chaleur est fixée arbitrairement à 1.5 fois celle du cas 2. La recharge thermique du terrain est effectuée par les rejets de chaleur de la machine frigorifique et par l'énergie thermique collectée par des absorbeurs solaires. Un chauffage d'appoint auxiliaire est toujours nécessaire.

Des contraintes sur la température du fluide circulant dans les sondes sont imposées. Une **température minimale de 3 °C** est prescrite, puisqu'il n'est pas prévu d'ajouter de l'antigel à l'eau qui circulera dans les sondes. Une **température maximale de 50 °C** est tolérée, afin de ne pas risquer l'endommagement des tubes en polyéthylène utilisés dans les sondes. Pour les trois cas, le nombre et l'espacement adéquat des sondes est à peu près le même. Le dimensionnement du stockage est proposé comme suit:

- **49 sondes géothermiques de 160 m** de profondeur (**7 x 7 sondes**);
- espacement quadratique de **6.5 m** entre les sondes.

Il est recommandé de placer les sondes de manière à avoir le "forage pilote" à égale distance des 4 sondes les plus proches. Le forage pilote, déjà foré, servira aux mesures de la température du terrain. Les deux sondes tests, mises en place avant la réalisation du stock pour effectuer les deux tests de réponse, seront intégrées dans les sondes du stockage. Un écart de leur position par rapport à leur emplacement prévu dans le stockage sera inévitable, mais sans grande conséquence sur les performances thermiques du stockage.

En ce qui concerne le débit total dans le stockage, il est estimé pour le troisième cas. La puissance thermique extraite des sondes est d'environ 300 kW. Avec un écart de température de 3 K, le débit total se monte à environ 86 m<sup>3</sup>/h. Comme le débit par sonde ne doit pas être inférieur à 1.5 m<sup>3</sup>/h, il est possible de connecter toutes les sondes en parallèle. Avec un débit plus faible (cas 1 et 2), il serait nécessaire de pouvoir connecter deux sondes en série. Ceci est réalisable en groupant les sondes dans deux zones: une zone centrale et une zone périphérique. Toutefois il est important d'équilibrer le nombre de sondes dans chacune des zones (i.e. une zone avec 25 sondes et une zone avec 24 sondes).

Il n'est pas inutile de rappeler que plus la conception d'un système est simple, plus le contrôle et la surveillance du système sera facilitée, et plus sa fiabilité sera renforcée. En particulier, il n'est pas judicieux de vouloir créer une zone chaude et une zone froide dans le stockage, de manière à utiliser la zone froide pour le refroidissement direct sur les sondes et la

---

<sup>1</sup> Une recharge thermique est nécessaire pour éviter une diminution trop importante de la température du terrain à long terme.

zone chaude pour les machines frigorifiques. Il ne faut pas oublier que le stockage de chaleur est avant tout un échangeur de chaleur dont la capacité de transfert est proportionnelle à la longueur totale des sondes utilisées. L'usage de la moitié des sondes à disposition diminue d'un facteur 2 la capacité de transfert. Comme l'écart de température maximum entre le fluide caloporteur et le stockage ne peut pas être augmenté, c'est la puissance de transfert de pointe qui est diminuée par un facteur 2. Il est donc très recommandé d'utiliser la totalité des sondes aussi bien pour l'injection que pour l'extraction de chaleur du stockage.

Comme déjà mentionné précédemment, les performances thermiques du système, et en particulier celles du stockage, sont largement dépendantes de la demande de chauffage et de refroidissement. La détermination des besoins de refroidissement des bâtiments de la Suva sont plus incertains que les besoins de chauffage, puisqu'elle dépend des activités et des besoins des futurs locataires, qui ne sont à ce jour que partiellement connus. Il est donc préférable de baser le concept du système sur la demande de chauffage. En conséquence, le système proposé dans le cas 1 n'est pas recommandé. Dans les cas 2 et 3, la totalité de la demande de refroidissement est satisfaite par des machines frigorifiques. Elles représentent un moyen de recharger le stockage. Comme la demande de refroidissement annuelle réelle peut sensiblement différer de l'estimation utilisée pour les calculs, les absorbeurs solaires apparaissent comme un facteur de sécurité, dans le sens où ils peuvent compenser une demande de refroidissement plus faible. Toutefois les 900 m<sup>2</sup> d'absorbeurs solaires ne suffisent pas à assurer la totalité de la recharge thermique du stockage dans les deux cas.

Compte tenu de ce qui précède, le système présenté dans le cas 3 est le plus recommandé. Toutefois, si la demande d'énergie de refroidissement semble être beaucoup plus faible que prévu, la puissance de la PAC doit être revue à la baisse, ou la surface des absorbeurs solaires augmentée.

Cette étude a été accomplie sur mandat de l'Office fédéral de l'énergie. Les auteurs sont seuls responsables du contenu et des conclusions.
---

## Abstract

In the framework of the construction of the new SUVA buildings at Gisikon, near Luzern, a diffusive ground heat storage will be integrated in the energy concept of the buildings. The task is to size the storage as part of a whole heating and cooling system. It requires the knowledge of the time-evolution of the heating and cooling demand for a typical year, as well as the thermal properties of the ground and the borehole heat exchangers that will form the ground heat exchanger of the heat storage.

The heating and cooling requirements were calculated by the engineer office PB Energie & Haustechnik and are the loading conditions that the system has to meet. The sizing procedure of the storage concerns its first phase, which corresponds to the first 4 of the 5 construction steps of the SUVA centre. The annual heating and cooling energy requirements are estimated to respectively 1'510 MWh/year and 730 MWh/year for the first 4 construction steps.

Two response tests were realised to determine in situ the main thermal parameters of the ground and borehole heat exchangers. They used two boreholes of 152 mm in diameter and with a double U-pipe installation of 160m deep. The boreholes will be reused in the actual storage. The measurements confirm that no significant ground water flow is present. Design values for the ground and borehole parameters are deducted from the analyses of the measurements and other available information:

Initial mean temperature of the ground	<b>12.3 °C</b>
Mean volumetric thermal capacity of the ground	<b>2.1 MJ/m<sup>3</sup>K</b>
Mean thermal conductivity of the ground	<b>3.0 W/mK</b>
Effective thermal resistance of the borehole	<b>0.1 K/(W/m)</b>

This information is given as input data to the PILESIM programme, which is used to assess three system concepts by numerical simulations. PILESIM is a thermal simulation tool of heating and cooling systems which use heat exchanger piles or borehole heat exchangers. A constant performance coefficient of 3 is assumed for the heat pump and an mean efficiency of 2.5 for the cooling machine. The thermal performances are simulated for 10 years, in order to take into account the start up effects of the ground heat storage, which usually last for several years.

The evaluations of the three system concepts permit the optimisation of the diffusive ground heat storage as part of the thermal system. They also helped to propose recommendations for the selection of the best system concept (see below). The 3 system concepts are:

- **case 1:** the storage is used for direct cooling only. Part of the cooling needs will be met. The heat pump is sized according to the importance of the thermal recharge of the storage. A thermal recharge is necessary in order to prevent a too important decrease of the ground temperature in the long term. Auxiliary heating is necessary as well as auxiliary cooling units.

- **case 2:** the storage is used to cover the totality of the cooling requirement. Cooling machine coupled to the storage will be used. The heat pump is sized according to the importance of the thermal recharge of the storage and is more powerful than for case 1. Auxiliary heating is necessary.
- **case 3:** the heat pump size is arbitrary set to 1.5 that of case 2. The importance of the thermal recharge of the storage has to be determined. It is achieved by the cooling machines and solar absorbers. Auxiliary heating is still necessary.

Constraints on the heat carrier fluid temperature in the boreholes are imposed. A **minimal temperature of 3 °C** is prescribed, as no antifreeze will be added to the water. A **maximal temperature of 50 °C** is tolerated, in order not to damage the polyethylene pipes in the boreholes. For the 3 cases, the optimal borehole spacing and number of boreholes is approximately the same. The design of the storage is proposed as follow:

- **49 borehole heat exchangers of 160 m long (7 x 7 boreholes);**
- **quadratic spacing of 6.5 m between the boreholes.**

It is recommended to keep the “pilot borehole” at equal distance from the 4 closest neighbouring boreholes. The “pilot borehole”, already bored, will serve for the measurements of the ground temperature. The two tested borehole heat exchangers, bored before the construction of the duct storage, should be integrated in the storage. Their position will differ from the expected one for the duct store, but without significant influence on the thermal performances of the storage.

The total flow rate is estimated for the third case. The extracted thermal power is about 300 kW. Assuming a temperature difference of 3K between the inlet and outlet, the total flow rate is found to be 86 m<sup>3</sup>/h. As the flow rate per borehole should not be smaller than 1.5 m<sup>3</sup>/h, it is possible to connect all the boreholes in parallel. If the flow rate is smaller (case 1 and 2), it would be necessary to connect 2 boreholes in series. This is possible in connecting the boreholes into two zones: a central and a peripheral one. It is important to have about the same number of boreholes in each zone (one zone with 24 and one with 25 boreholes).

It is not unnecessary to highlight the importance of having a simple system concept. It is beneficial for the system control, the system maintenance and the system reliability. In particular, it is not recommended to create a warm and a cold zone in the storage, in order to use the cold zone for direct cooling and the warm zone for the cooling machines. One do not have to forget that the heat storage is first of all a heat exchanger, whose transfer capacity is proportional to the total borehole length used. Half of the boreholes results in a decrease by 2 of the heat transfer capacity. As the temperature difference between the heat carrier fluid and the storage can not be increased, the heat transfer rate has to be decreased by a factor 2. It is thus highly recommended to used the totality of the boreholes for heat injection as well as for heat extraction.

As previously mentioned, the thermal performances of the system, and in particular those of the storage, are strongly dependent on the estimation of the heating and cooling demands. The determination of the cooling needs are not as reliable as the heating needs, as they depends on the future activities of the people who will occupy the buildings, which are so far only partly known. In consequence, the proposed system in case 1 is not recommended. In

cases 2 and 3, the totality of the cooling demand is satisfied by cooling machines. They are seen as a mean to recharge the storage. As the real cooling needs may greatly differ from the estimation used for the simulations, the solar absorber appear as a security factor, in the sense that they can compensate a smaller cooling demand. However, the 900 m<sup>2</sup> of solar absorbers are not enough to cover the totality of the thermal recharge in both cases.

The system presented in case 3 is the most recommended one. However, if the cooling energy appears to be smaller than expected, the size of the heat pump has to be decreased, or the absorber area has to be increased.

## **Remerciements**

L'auteur remercie chaleureusement l'Office Fédéral de l'Energie pour son soutien financier sans lequel cette étude n'aurait pas pu être effectuée. Toutes les personnes et entreprises qui ont collaboré de près ou de loin au bon déroulement de ce projet de recherche sont également remerciées.



## Table des matières:

1. Introduction, objectifs.....	p. 1
2. Tests de réponse nord et sud.....	p. 2
2.1 Rappels théoriques.....	p. 2
2.2 Module de chauffage.....	p. 3
2.3 Les sondes géothermiques nord et sud.....	p. 4
2.4 Test de réponse sur la sonde nord.....	p. 5
2.5 Test de réponse sur la sonde sud.....	p. 9
2.6 Valeurs de dimensionnement.....	p. 12
3. Dimensionnement des sondes géothermiques du stockage de chaleur.....	p. 13
3.1 Besoins de chauffage et de refroidissement des bâtiments.....	p. 14
3.2 Propriétés thermiques des sondes et du terrain.....	p. 15
3.3 Performances thermiques de la pompe à chaleur et de la machine frigorifique.....	p. 16
3.4 Cas1: fraction de la demande de froid couverte par refroidissement direct.....	p. 16
3.5 Cas2: totalité de la demande de froid couverte par des machines frigorifiques.....	p. 18
3.6 Cas3: grande PAC avec recharge complémentaire du stockage par énergie solaire.....	p. 20
3.7 Dimensionnement optimal du stockage de chaleur dans le terrain.....	p. 22
Conclusions, recommandations.....	p. 24
Références.....	p. 26

## **1. Introduction, objectifs**

Dans le cadre de la construction des nouveaux bâtiment de la SUVA à Gisikon, près de Lucerne, il a été décidé de développer un concept énergétique de chauffage et de refroidissement qui permette une utilisation rationnelle des énergies fossiles et de recourir à l'utilisation des énergies renouvelables.

Le but principal de ce projet est d'évaluer plusieurs concepts énergétiques, de quantifier le bilan énergétique du système et de proposer des recommandations pour son élaboration. Un stockage de chaleur de type diffusif dans le terrain sera utilisé. Il servira de source froide à une pompe à chaleur en hiver et de réservoir de froid pour des besoins de refroidissement en été. Un groupe chaleur force est prévu pour fournir une partie de l'électricité à la pompe à chaleur et de l'énergie thermique aux bâtiments. Des absorbeurs solaires sont également prévus pour une recharge thermique du terrain si nécessaire. (Une recharge thermique est nécessaire pour éviter une diminution trop importante de la température du terrain à long terme).

Un autre objectif est de pouvoir simuler l'installation de chauffage / refroidissement dans les conditions imposées par le projet de la Suva. La simulation des principaux composants (stockage diffusif, pompe à chaleur, capteurs solaires, etc.) en tant que partie intégrante du système doit aboutir à une configuration optimum et un dimensionnement correct de l'installation. Les performances thermiques sont simulées sur 10 années consécutives, de manière à prendre en compte les effets transitoires engendrés par le stockage diffusif, dont la durée est généralement de plusieurs années.

Dans une première phase, deux tests de réponse sur une sonde géothermique de 160 m seront effectués pour déterminer les caractéristiques thermiques du terrain et des sondes. L'analyse de ces résultats devra également permettre d'établir si l'influence d'un mouvement éventuel de l'eau souterraine est importante ou pas. Les résultats obtenus dans la première phase seront directement utilisables pour les simulations numériques.

Dans une deuxième phase, différents concepts énergétiques seront évalués avec le programme de simulation PILESIM (Pahud, 1999), afin de sélectionner le concept le plus prometteur. Un outil de simulation dynamique de l'installation retenue, incluant le stockage de chaleur diffusif et la pompe à chaleur, sera développé avec le programme de simulation dynamique TRNSYS (Klein et al., 1998). L'objectif de cette simulation détaillée est de pouvoir vérifier la faisabilité du concept énergétique, d'optimiser le schéma de principe du système et de définir un mode de contrôle adéquat.

Dans ce rapport la première phase du projet est décrite dans le chapitre 1. Le chapitre 2 se limite à la première partie de la deuxième phase, à savoir l'évaluation de plusieurs concepts énergétiques avec le programme PILESIM.

## 2. Tests de réponse nord et sud

Deux sondes géothermiques ont été forées à l'emplacement du futur stockage de chaleur des bâtiments du centre de la Suva dans le but d'effectuer un test de réponse sur chacune d'elle. Un test de réponse permet de déterminer in situ la conductibilité thermique moyenne du terrain ainsi que la résistance thermique effective d'une sonde. La connaissance de ces deux paramètres est primordiale pour la simulation thermique d'un stockage de chaleur diffusif. L'emplacement des sondes est nord et sud; elles seront réutilisées et intégrées dans le stockage de chaleur lors de sa construction.

### 2.1 Rappels théoriques

Un test de réponse est réalisé à partir de l'injection dans le terrain d'une puissance thermique constante et de la mesure de la température du fluide ( $T_{fin}$ ,  $T_{fout}$ ). Au cours du test, les transferts thermiques près de la sonde sont essentiellement radiaux et relativement constants le long de la sonde. La solution pour une source d'énergie thermique linéaire permet de mettre en équation l'évolution de la température moyenne du fluide (Eskilson, 1987) (2.1).

$$T_f(t) - T_o = \frac{q}{4 \pi \lambda} \cdot \ln(t) + q \cdot \left[ R_b + \frac{1}{4 \pi \lambda} \cdot \left( \ln\left(\frac{4a}{r_b^2}\right) - \gamma \right) \right] \quad (2.1)$$

$R_b$  : résistance thermique effective de la sonde géothermique (K/(W/m)).

$T_f = 0.5 \times (T_{fin} + T_{fout})$ ,  $T_f$  : moyenne arithmétique de la température du fluide caloporteur à l'entrée ( $T_{fin}$ ) et la sortie ( $T_{fout}$ ) de la sonde (°C).

$q = Q/H$  (W/m),  $Q$  : puissance thermique moyenne transférée par la sonde (W) dont la longueur active (du point de vue thermique) est  $H$  (m).

$T_o$  : température du terrain non perturbé, avant le début de l'injection de chaleur (°C).

$\lambda$  : conductibilité thermique du terrain (W/mK).

$C$  : capacité thermique volumétrique du terrain (J/m<sup>3</sup>K).

$a = \lambda/C$  : diffusivité thermique du terrain (m<sup>2</sup>/s).

$r_b$  : rayon de la sonde géothermique (forage) (m).

$\gamma$  : constante d'Euler = 0.5772.

Le temps  $t$  est compté depuis le début de l'injection de chaleur. L'équation (2.1) est valide lorsque un régime stationnaire est atteint dans la sonde, soit après le temps  $\frac{5r_b^2}{a}$ . La

température du fluide  $T_f(t)$  évolue de façon linéaire en fonction de  $\ln(t)$ . La pente de la droite,  $\phi$ , permet d'évaluer d'abord la conductibilité thermique du terrain (cf. relation 2.2).

$$\lambda = \frac{q}{4 \pi \phi} \quad (2.2)$$

La résistance thermique de la sonde est évaluée dans une deuxième étape, sur la base de l'équation (2.1). Elle nécessite la connaissance de la capacité thermique volumétrique du

terrain, qui peut généralement être connue avec une précision suffisante à partir de valeurs usuelles découlant de la géologie du site ou de mesures sur des prélèvements. La température du terrain non perturbé doit également être connue. Elle est obtenue en faisant circuler le fluide sans chauffage avant le début du test.

Si la sonde géothermique est soumise à une puissance thermique qui varie par paliers successifs, le principe de superposition est appliqué. La relation (2.1) devient (Eskilson et al., 1987):

$$T_f(t) - T_o = \frac{q_N}{4\pi\lambda} \cdot \tau_N(t) + q_N \cdot \left[ R_b + \frac{1}{4\pi\lambda} \cdot \left( \ln\left(\frac{4a}{r_b^2}\right) - \gamma \right) \right] \quad (2.3)$$

Le domaine de validité de l'équation (2.3) est donné par:

$$t_N + \frac{5r_b^2}{a} < t < t_{N+1} \quad (2.4)$$

$q_N$  : flux de chaleur échangé par la sonde durant le dernier palier, entre  $t_N$  et  $t_{N+1}$  (W/m);

$\tau_N(t)$  : temps sans dimension, défini par la relation (2.5) (-).

$$\tau_N(t) = \sum_{n=1}^N \frac{q_n - q_{n-1}}{q_N} \cdot \ln(t - t_n) \quad (2.5)$$

$q_n$  : flux de chaleur échangé par la sonde durant le palier n, entre  $t_n$  et  $t_{n+1}$  (W/m); le flux de chaleur  $q_0$  est par définition nul.

## 2.2 Module de chauffage

Afin de pouvoir imposer une puissance thermique constante à une sonde géothermique, le LASEN dispose d'un module de chauffage développé dans le cadre d'un projet relatif à des pieux échangeurs (Laloui et al., 1998). Le module de chauffage est placé dans un cube de 1.5 m d'arête. Pesant environ 200 kg, il est facilement transportable dans une petite remorque tractée par une voiture. Il se compose principalement d'une chaudière électrique à faible contenance CIPAG (P = 3, 6 ou 9 kW), d'une pompe de circulation Grundfos (Q = 0 - 2,5 [m<sup>3</sup>/h]), d'un vase d'expansion Stucklin (50 l) et de deux purgeurs automatiques / mélangeurs Flamcovent.

Différentes vannes permettent d'isoler certains tronçons lors de la purge ou du remplissage. Un limiteur de niveau d'eau Stucklin (Flow switch) permet d'arrêter automatiquement l'alimentation de la chaudière en cas de débit insuffisant (par exemple la rupture d'un tube) et des soupapes de sécurité empêchent la pression de dépasser une valeur d'environ 3 bar dans les différents composants du module. En plus de ses trois niveaux de puissance, la température de la chaudière peut être limitée au moyen d'un thermostat; de plus, une sécurité indépendante contre la surchauffe déclenche l'alimentation de la chaudière lorsque la température de cette dernière dépasse ~90°C.

Les tuyaux, la chaudière ainsi que le module lui-même sont isolés afin de diminuer au maximum les déperditions thermiques.

Les températures aller et retour et la pression d'eau sont grossièrement mesurés et affichés dans le module pour faciliter le contrôle des opérations. Un système d'acquisition de données automatique pour quatre températures ( $T_{\text{aller}}$ ,  $T_{\text{retour}}$ ,  $T_{\text{module}}$  et  $T_{\text{ext}}$ ), pour le débit et ainsi que pour la puissance électrique consommée par la chaudière et la pompe de circulation est utilisé pour chaque campagne de mesure. Les températures du fluide  $T_{\text{aller}}$  et  $T_{\text{retour}}$  sont mesurées par des PT100 insérées dans des doigts de gant et noyées dans de la graisse thermique. Etalonnées en laboratoire, la précision de mesure est inférieure à 0.05 K. Les températures  $T_{\text{module}}$  et  $T_{\text{ext}}$  sont les températures de l'air dans le module et à l'extérieur. La mesure du débit se fait avec un débitmètre à turbine axiale. La précision de mesure est de 1% dans la plage de mesure. L'énergie électrique délivrée à la chaudière est mesurée par un compteur électrique dont la précision est inférieure à 2%. Le comptage se fait par pulses qui sont comptabilisés par le système d'acquisition de données (640 pulses par kWh). Un schéma du module de chauffage est montré dans la figure 2.1.

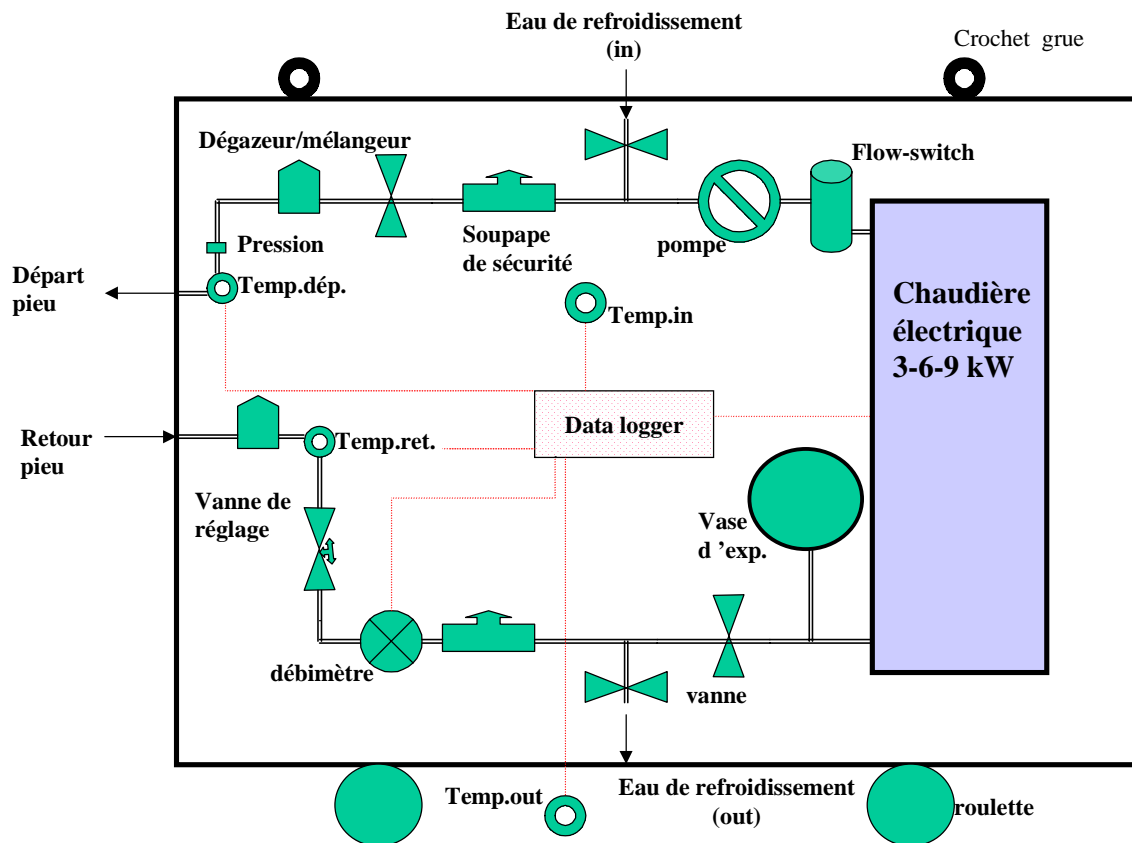


Fig. 2.1 Schéma du module de chauffage.

### 2.3 Les sondes géothermiques nord et sud

Les sondes géothermiques sont forées jusqu'à une profondeur de 160 m avec un diamètre de 152 mm. Un double-U en plastique est installé dans le forage pour permettre la circulation du fluide caloporteur. Des distanceurs sont utilisés pour écarter le plus possible les tubes et les placer le plus près possible de la paroi du forage. Du sable de quartz est utilisé pour le

remplissage de l'espace compris entre les tubes, de manière à assurer un bon contact thermique avec le terrain. Le sable de quartz humide est plus conducteur que la bentonite, ce qui est favorable aux transferts thermiques entre le fluide caloporteur et le terrain. Les principales caractéristiques des deux sondes sont données dans la table 2.1.

	Sonde nord	Sonde sud
Profondeur	160 m	162 m
Diamètre sonde	152 mm	152 mm
Tube	polyéthylène	polyéthylène
Diamètre extérieure tube	40 mm	40 mm
Epaisseur tube	3.7 mm	3.7 mm
Pression nominale tube	16 bar	16 bar
Distanceur (centre tube à centre tube)	87 mm	87 mm

Table 2.1 Principales caractéristiques des deux sondes géothermiques.

#### 2.4 Test de réponse sur la sonde nord

Le test de réponse sur la sonde nord a débuté le mardi 6 juillet 1999 et s'est terminé le lundi suivant. Afin de correctement mesurer la température du terrain non perturbé, la circulation de l'eau dans la sonde a été effectuée durant une vingtaine d'heures sans chauffage. Les mesures ont été enregistrées chaque minute et stockées par moyennes de 10 minutes. Les mesures de température et de débit sont montrées dans la figure 2.2 et la puissance thermique et électrique dans la figure 2.3.

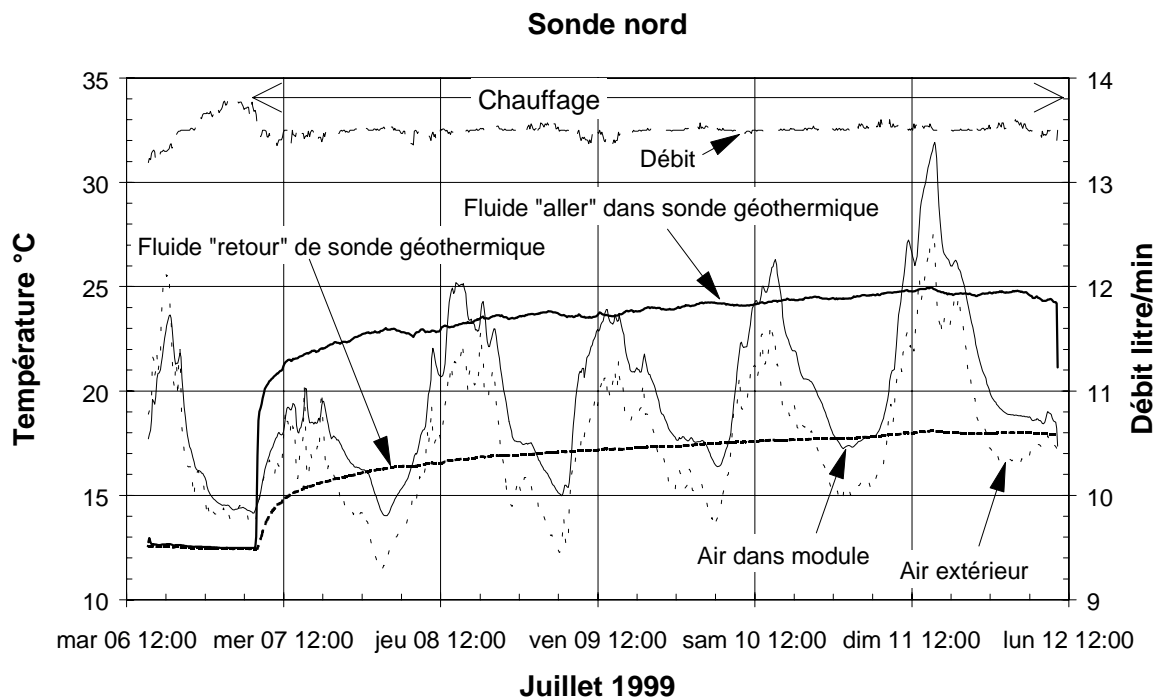


Fig. 2.2 Evolution des températures mesurées de l'eau circulant dans la sonde nord (aller et retour), de l'air dans la boîte contenant le module de chauffage, de l'air extérieur et du débit mesuré.

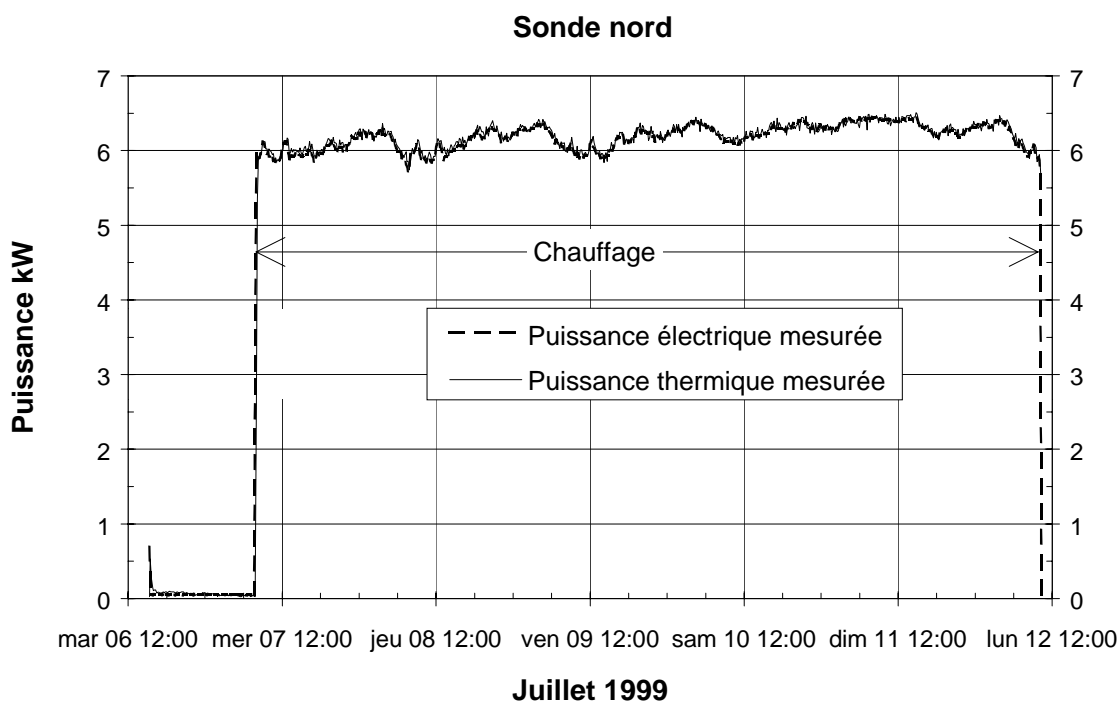


Fig. 2.3 Evolution des puissances thermique et électrique mesurées lors du test de la sonde nord.

La puissance thermique montrée dans la figure 2.3 est calculée à l'aide des mesures de température et de débit de l'eau circulant dans la sonde. La bonne correspondance avec la puissance électrique mesurée confirme la précision des mesures annoncées. Il est toutefois intéressant d'observer les variations de puissances, qui dépendent de la tension dans le réseau. En ce qui concerne le test de réponse, c'est la valeur moyenne de la puissance qui est importante. Celle-ci est relativement bien stable.

La figure 2.4 montre l'évolution de la température de l'eau dans la sonde au cours de la période sans chauffage. La température de l'eau se stabilise entre 12.4 et 12.5 °C.

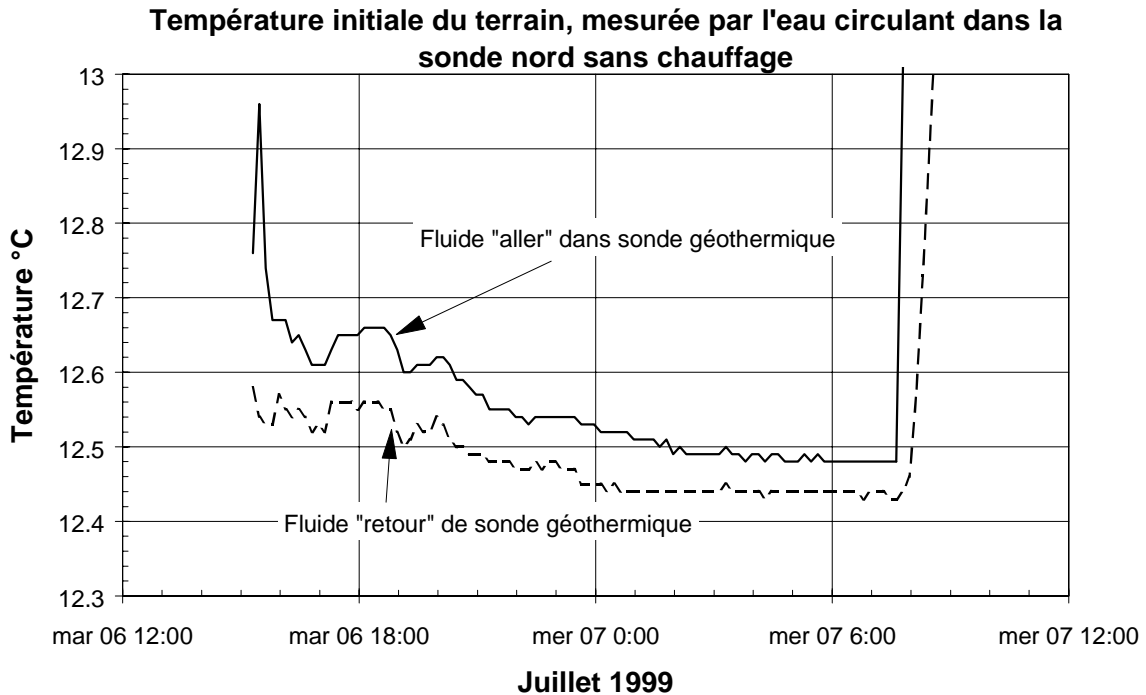


Fig. 2.4 Température du fluide circulant dans la sonde nord avant l'enclenchement du chauffage.

L'analyse de l'évolution des températures dans la sonde nord permet d'estimer la conductibilité thermique moyenne du terrain à 3.0 W/mK (cf. figure 2.5).

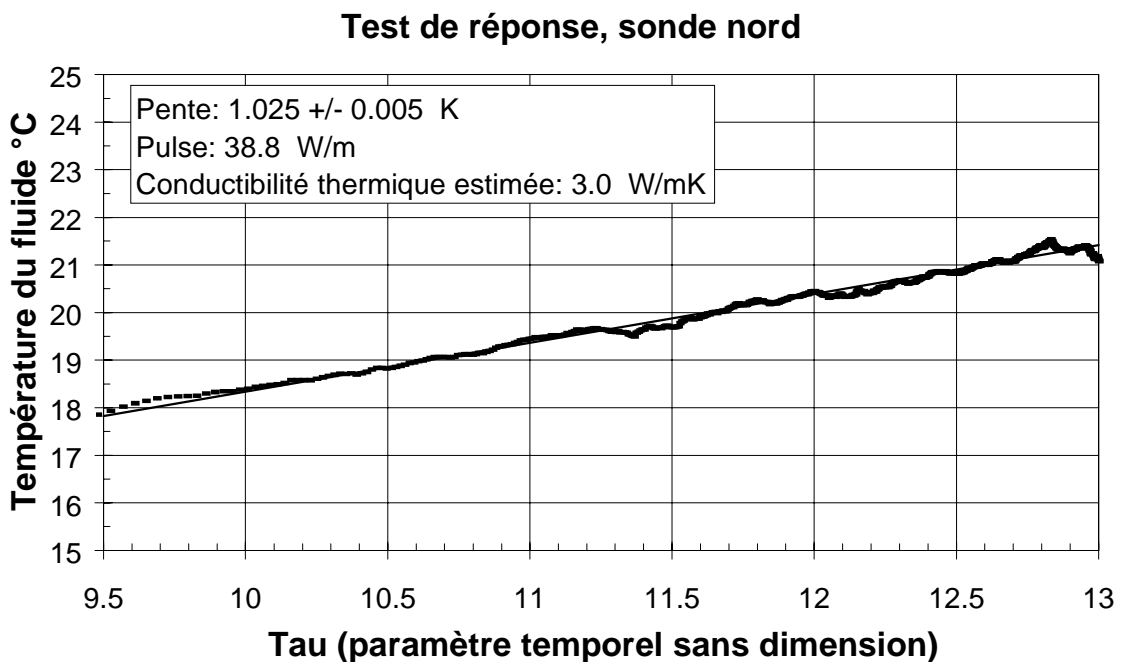


Fig. 2.5 Estimation de la conductibilité thermique moyenne du terrain avec les mesures de la sonde nord.



Pour estimer la résistance thermique de la sonde, la capacité volumétrique du terrain est nécessaire. Elle a été mesurée en laboratoire sur des échantillons de roche prélevés dans les forages. Une valeur moyenne de  $2.1 \text{ MJ/m}^3\text{K}$  est obtenue. La résistance thermique de la sonde est estimée à  $0.088 \text{ K/(W/m)}$  (voir figure 2.6). Il s'est avéré par la suite que la détermination de la capacité volumétrique du terrain n'avait pas pris en compte l'eau contenue dans le rocher. Il s'ensuit une correction d'environ +10% sur la valeur de la capacité ( $2.3$  plutôt que  $2.1 \text{ MJ/m}^3\text{K}$ ). La conséquence sur l'estimation de la résistance thermique de la sonde est faible; elle est légèrement augmentée (elle vaut  $0.090 \text{ K/(W/m)}$  plutôt que  $0.088 \text{ K/(W/m)}$ ).

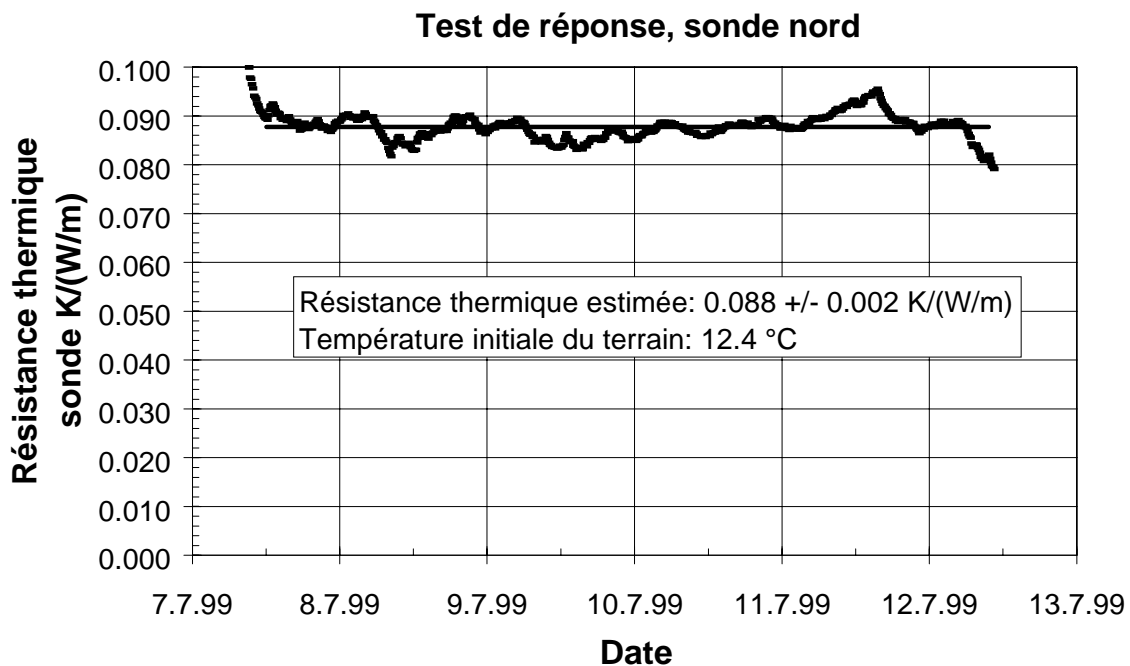


Fig. 2.6 Estimation de la résistance thermique effective de la sonde géothermique nord.

L'analyse du test de réponse sur la sonde nord livre les résultats suivants, en incluant la capacité thermique volumétrique du terrain:

	<b>Sonde nord</b>
Température initiale moyenne du terrain	<b>12.4 °C</b>
Capacité volumétrique thermique moyenne du terrain	<b>2.1 MJ/m<sup>3</sup>K</b>
Conductibilité thermique moyenne du terrain	<b>3.0 W/mK</b>
Résistance thermique effective de la sonde	<b>0.088 K/(W/m)</b>

### 2.5 Test de réponse sur la sonde sud

Le test de réponse sur la sonde sud a débuté le lundi 19 juillet 1999 et s'est terminé le lundi suivant. En réalité le chauffage avait été enclenché le lundi 12 juillet, mais pour une raison indéterminée, la sécurité sur les courants de fuite a coupé l'électricité le lendemain. L'analyse de l'évolution des températures est un peu modifiée, puisque l'évolution de la puissance injectée dans la sonde est maintenant décrite par 3 pulses successifs. Le premier pulse, d'intensité  $q_1$ , correspond à la première mise en marche du chauffage. Le second pulse, d'intensité  $q_2$ , est nul et correspond à la période sans courant. Le dernier pulse, d'intensité  $q_3$ , est celui qui correspond au test de réponse. Les relations suivantes, dérivées des relations 2.3 et 2.5, remplace la relation 2.1:

$$T_f(t) - T_o = \frac{q_3}{4\pi\lambda} \cdot \tau_3(t) + q_3 \cdot \left[ R_b + \frac{1}{4\pi\lambda} \cdot \left( \ln\left(\frac{4a}{r_b^2}\right) - \gamma \right) \right] \quad (2.6)$$

$$\tau_3(t) = \frac{q_1}{q_3} \cdot \ln\left(\frac{t - t_1}{t - t_2}\right) + \ln(t - t_3) \quad (2.7)$$

Les mesures de température et de débit sont montrées dans la figure 2.7 et la puissance thermique et électrique dans la figure 2.8.

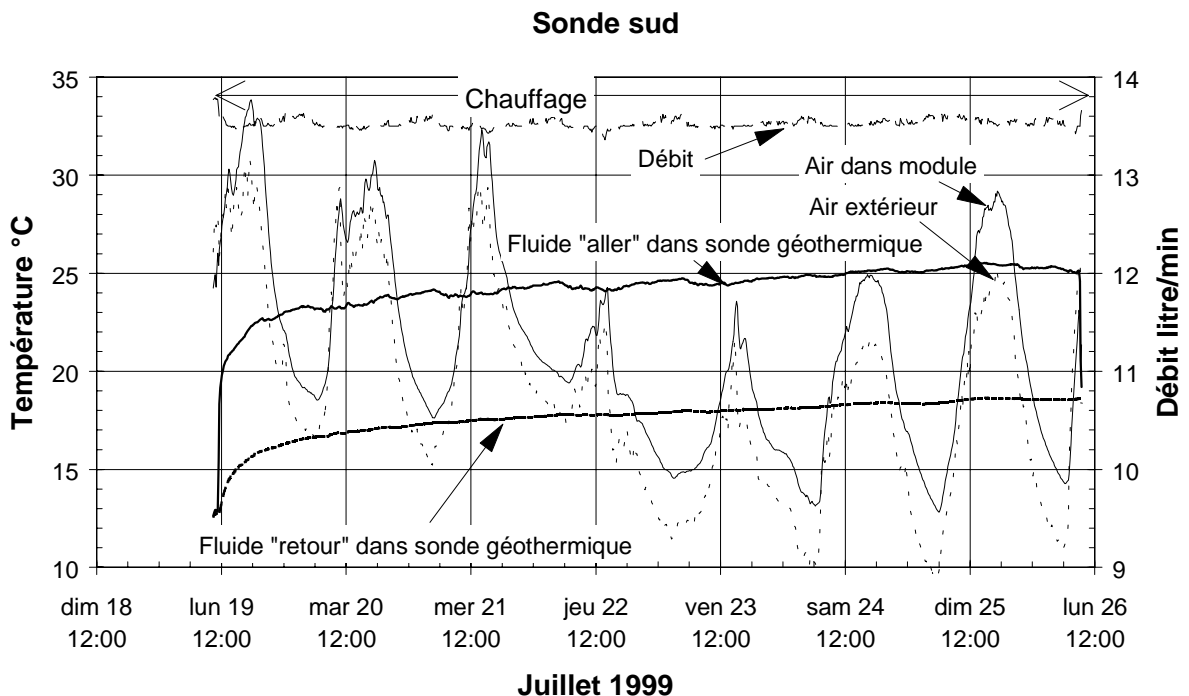


Fig. 2.7 Evolution des températures mesurées de l'eau circulant dans la sonde sud (aller et retour), de l'air dans la boîte contenant le module de chauffage, de l'air extérieur et du débit mesuré.

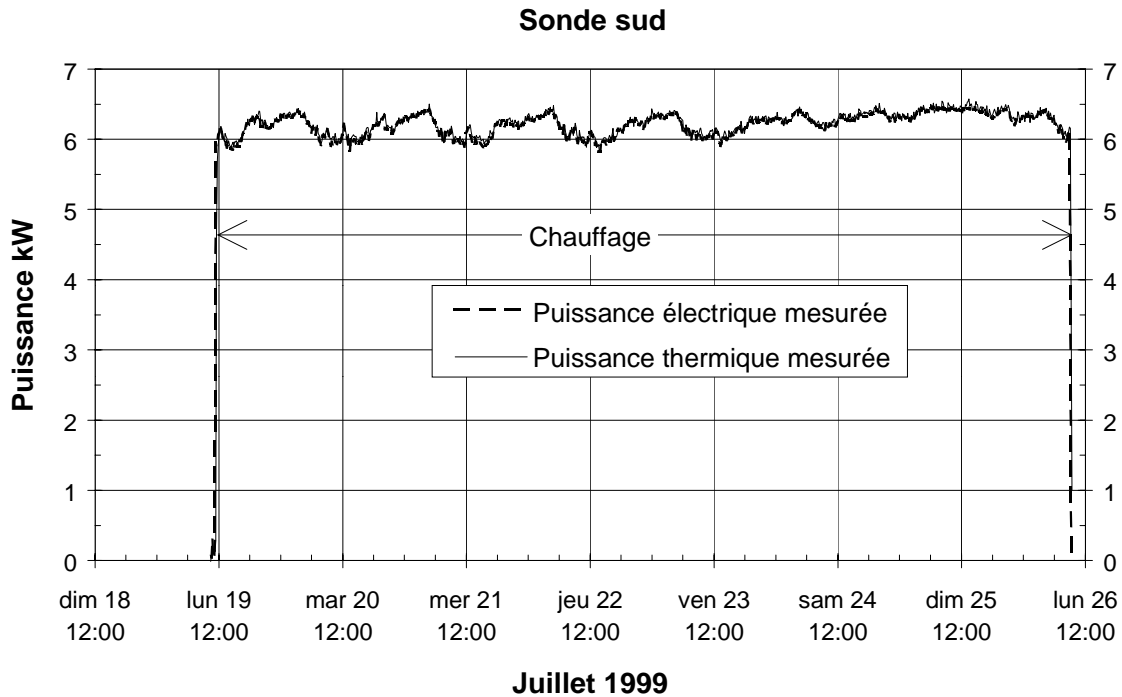


Fig. 2.8 Evolution des puissances thermique et électrique mesurées lors du test de la sonde sud.

L'analyse de l'évolution des températures dans la sonde sud permet d'estimer la conductibilité thermique moyenne du terrain à 3.3 W/mK (cf. figure 2.9).

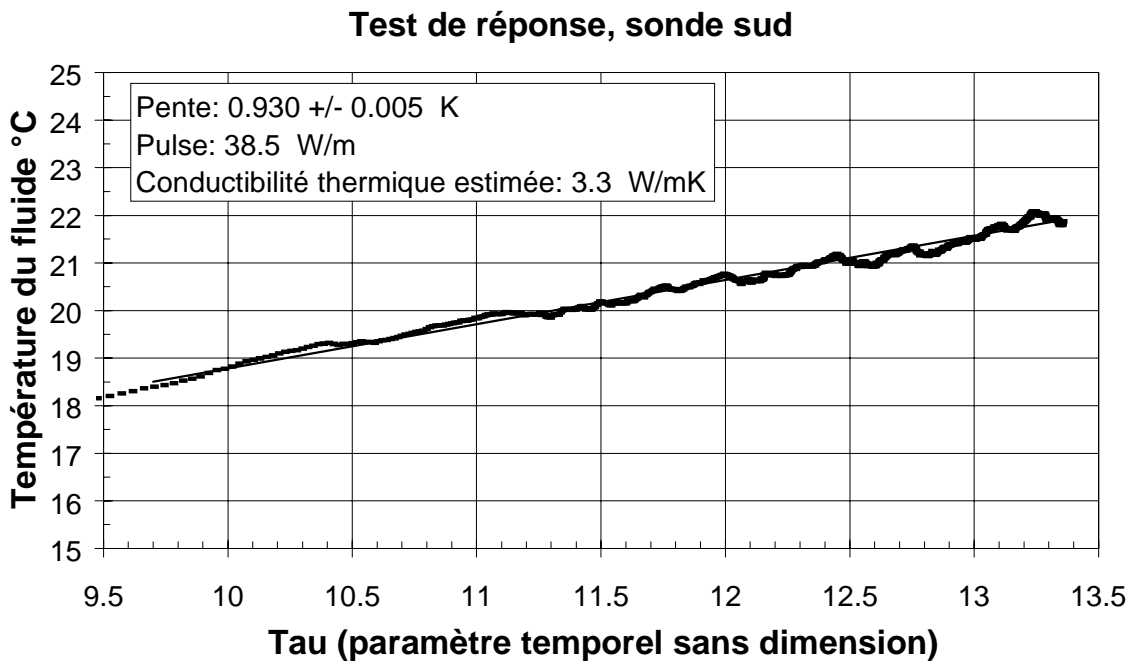


Fig. 2.9 Estimation de la conductibilité thermique moyenne du terrain avec les mesures de la sonde sud.

La capacité volumétrique du terrain est fixée comme précédemment à  $2.1 \text{ MJ/m}^3\text{K}$ . La température initiale du terrain est supposée être la même que celle mesurée dans la sonde nord. La résistance thermique de la sonde est estimée à  $0.104 \text{ K/(W/m)}$  (voir figure 2.10).

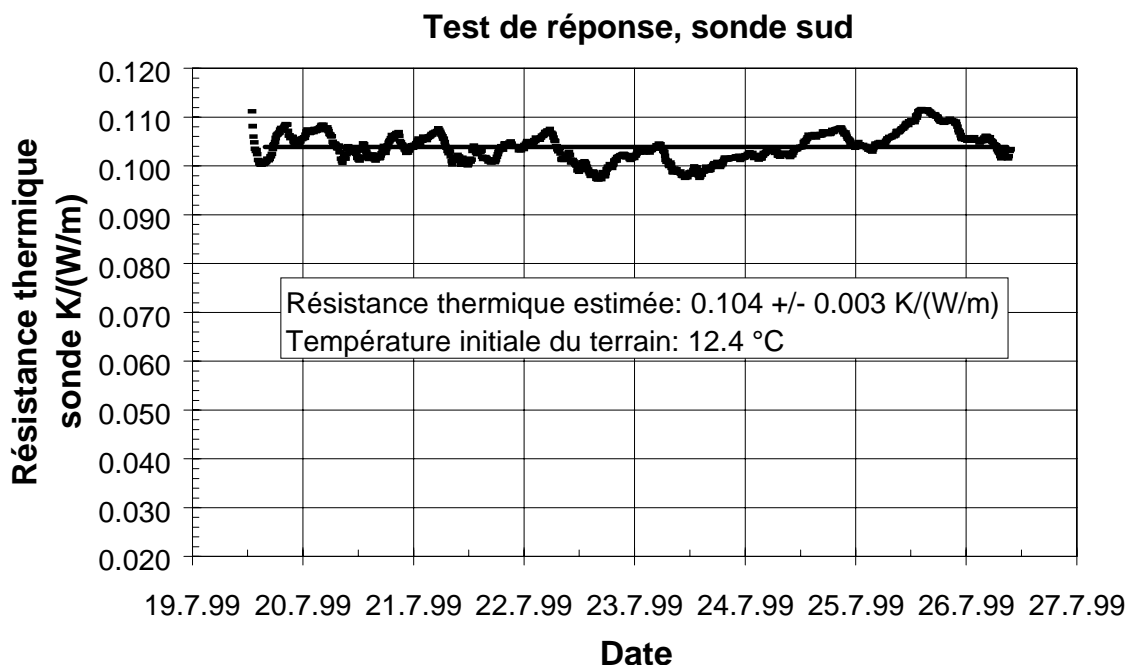


Fig. 2.10 Estimation de la résistance thermique effective de la sonde géothermique sud.

L'analyse du test de réponse sur la sonde sud livre les résultats suivants, en incluant la capacité thermique volumétrique du terrain et sa température initiale obtenue avec la sonde nord:

	<b>Sonde sud</b>
Température initiale moyenne du terrain	<b>12.4 °C</b>
Capacité volumétrique thermique moyenne du terrain	<b>2.1 MJ/m<sup>3</sup>K</b>
Conductibilité thermique moyenne du terrain	<b>3.3 W/mK</b>
Résistance thermique effective de la sonde	<b>0.104 K/(W/m)</b>

## 2.6 Valeurs de dimensionnement

Les deux tests de réponse livrent une conductibilité thermique du terrain comprise entre 3.0 et 3.3 W/mK. Ces valeurs ne sont pas supérieures aux valeurs de conductibilité thermique mesurées en laboratoire, ce qui indique qu'il n'y a pas d'écoulement significatif de l'eau souterraine à cet endroit. La résistance thermique est, quant à elle, comprise entre 0.09 et 0.10 K/(W/m). Afin de conserver une marge de sécurité, les paramètres suivants sont choisis dans les simulations:

	<b>Paramètres de calcul</b>
Température initiale moyenne du terrain	<b>12.3 °C</b>
Capacité volumétrique thermique moyenne du terrain	<b>2.1 MJ/m<sup>3</sup>K</b>
Conductibilité thermique moyenne du terrain	<b>3.0 W/mK</b>
Résistance thermique effective de la sonde	<b>0.1 K/(W/m)</b>

### 3. Dimensionnement des sondes géothermiques du stockage de chaleur

Un stockage de chaleur diffusif dans le terrain sera intégré dans le concept énergétique de chauffage et refroidissement des bâtiments. Son dimensionnement doit être connu très tôt dans le projet puisqu'il sera placé sous un parking dont la construction est prévue dans la première phase du projet.

Le dimensionnement du stockage revient à dimensionner son échangeur de chaleur, formé par un ensemble de sondes géothermiques. Il s'agit de déterminer le nombre de sondes géothermiques ainsi que leur espacement, de manière à pouvoir satisfaire la plus grande fraction possible de la demande d'énergie de chauffage et de refroidissement. Le stockage sera construit en deux étapes. Le dimensionnement proposé dans cette étude ne concerne que la première étape. Les contraintes sont une surface carrée d'environ 50 m de côté pour l'emplacement des sondes, et une profondeur de 160 m pour ces dernières.

L'utilisation du stockage de chaleur sera à "basse température", puisqu'une pompe à chaleur sera utilisée pour extraire l'énergie du stockage. La recharge thermique du stockage devrait être assurée par les besoins de refroidissement des bâtiments, par l'intermédiaire d'une machine frigorifique ou par refroidissement direct sur les sondes<sup>1</sup>, ou encore par de l'énergie solaire. Le stockage est dimensionné en tant que partie intégrante du système. Ceci implique la connaissance de la conception du système mis en oeuvre, de la demande de chaleur et de refroidissement des bâtiments, et des propriétés thermiques des sondes et du terrain. En ce qui concerne la conception du système, trois cas sont étudiés:

- **cas 1:** les besoins de refroidissement sont uniquement couverts par refroidissement direct sur les sondes, et seule une partie des besoins de refroidissement peut être satisfaite. Une machine frigorifique non couplées aux sondes géothermiques est nécessaire. La pompe à chaleur est dimensionnée en fonction de l'importance de la recharge thermique du stockage effectuée par le refroidissement direct. Un chauffage d'appoint auxiliaire est nécessaire;
- **cas 2:** la totalité des besoins de refroidissement sont injectés dans le stockage de chaleur, soit par refroidissement direct, soit par l'intermédiaire d'une machine frigorifique. La pompe à chaleur, dimensionnée en conséquence, permettra de couvrir une plus grande fraction de la demande de chaleur que dans le cas 1. Un chauffage d'appoint auxiliaire est donc encore nécessaire;
- **cas 3:** la taille de la pompe à chaleur est fixée arbitrairement à 1.5 fois celle du cas 2. Il s'agit de déterminer l'importance de la recharge thermique du terrain, effectuée par les rejets de chaleur de la machine frigorifique et par l'énergie thermique collectée par des absorbeurs solaires. La machine frigorifique couvre la totalité des besoins de refroidissement des bâtiments. Pas de refroidissement direct n'est prévu et un chauffage d'appoint auxiliaire est nécessaire.

---

<sup>1</sup> En mode "refroidissement direct", les charges thermiques du bâtiment sont directement dissipées dans le terrain par le biais des sondes géothermiques.

Idéalement le dimensionnement du stock, déterminé par le nombre de sondes et leur espacement optimal, est le même dans les trois cas. Il ne s'agit pas d'effectuer des simulations exactes, mais d'évaluer la sensibilité du nombre de sondes et de leur espacement pour les trois cas. Le programme de simulation PILESIM (Pahud, 1999) est utilisé. Les informations nécessaires au programme sont données ci-dessous.

### 3.1 Besoins de chauffage et de refroidissement des bâtiments

Les bâtiments seront construits en 5 étapes successives. La première partie du stockage est dimensionnée pour les 4 premières étapes de construction des bâtiments. Les demandes de chauffage et de refroidissement ont été calculées par le bureau PB (Berchtold, 1999) et sont connues en valeurs mensuelles. Les demandes annuelles de chauffage et de refroidissement des étapes 1 à 4 sont données dans la table 3.1.

Bâtiment	Surface de référence	Besoins de chauffage		Besoins de refroidissement	
Zentrum Z2	9'770 m <sup>2</sup>	260 MWh/an	96 MJ/m <sup>2</sup> an	209 MWh/an	77 MJ/m <sup>2</sup> an
Flanke F1	3'660 m <sup>2</sup>	264 MWh/an	260 MJ/m <sup>2</sup> an	-	-
<b>Etape 1</b>		<b>524 MWh/an</b>		<b>209 MWh/an</b>	
Zentrum Z1	8'890 m <sup>2</sup>	265 MWh/an	107 MJ/m <sup>2</sup> an	200 MWh/an	81 MJ/m <sup>2</sup> an
<b>Etape 1+2</b>		<b>789 MWh/an</b>		<b>409 MWh/an</b>	
Zentrum Z3	11'290 m <sup>2</sup>	279 MWh/an	89 MJ/m <sup>2</sup> an	317 MWh/an	101 MJ/m <sup>2</sup> an
<b>Etape 1+2+3</b>		<b>1'068 MWh/an</b>		<b>726 MWh/an</b>	
Flanke F2	6'100 m <sup>2</sup>	440 MWh/an	260 MJ/m <sup>2</sup> an	-	-
<b>Etape 1+...+4</b>		<b>1'508 MWh/an</b>		<b>726 MWh/an</b>	

Table 3.1 Demandes d'énergie annuelles de chauffage et de refroidissement des bâtiments de la Suva

Les demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement sont données en valeurs horaires au programme PILESIM. Un modèle simplifié à un noeud dépendant de la température extérieure est utilisé pour établir les demandes d'énergie en valeurs horaires sur la base des valeurs mensuelles. Les demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement sont établies pour les 4 étapes réunies (cf. figure 3.1).

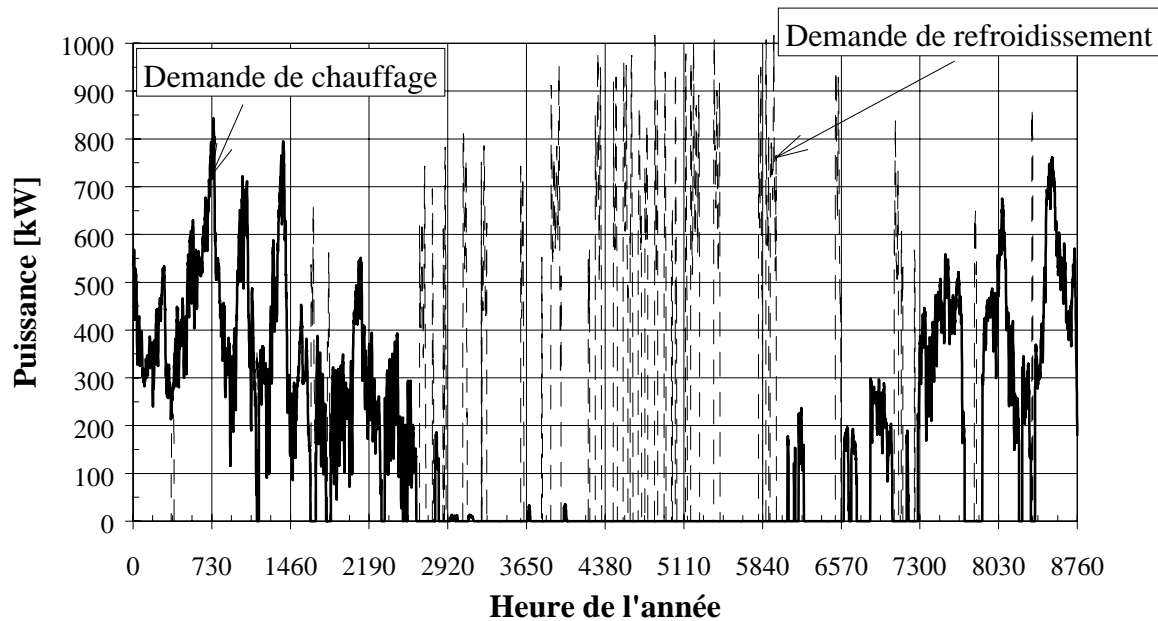


Fig. 3.1 Evolution des demandes de chaleur et de refroidissement globales pour tous les bâtiments de la Suva prévus dans les 4 premières étapes.

Selon le modèle simplifié des puissances de pointes de 850 kW pour le chauffage et de 1'000 kW pour le refroidissement ont été estimées. Ces valeurs sont inférieures à celles qui ont été calculées par le bureau PB (Berchtold 1999), qui sont de respectivement 1'800 et 1'400 kW. Ceci ne devrait pas avoir de conséquence sur le dimensionnement du stockage puisqu'il n'est pas utilisé pour couvrir les pointes de puissance de chauffage, et un stockage de glace sera utilisé pour couvrir les pointes de refroidissement.

### 3.2 Propriétés thermiques des sondes et du terrain

Deux tests de réponse sur deux sondes pilotes forées durant l'été 1999 ont été effectués (voir chapitre 2). L'analyse de ces tests a permis de déterminer la température initiale moyenne du terrain, la résistance thermique effective des sondes ainsi que la conductibilité thermique moyenne du terrain. Pas d'écoulement d'eau souterrain significatif n'a été détecté lors du forage des sondes pilotes. Les paramètres de calcul relatifs aux sondes et au terrain sont énumérés dans la table 3.2.



Grandeur physique /paramètre de calcul	Valeur de calcul
Diamètre des sondes	0.15 m
Longueur active des sondes	160 m
Résistance thermique des sondes	0.1 K/(W/m)
Température moyenne initiale du terrain	12.3 °C
Conductibilité thermique moyenne de terrain	3 W/mK
Capacité thermique volumique du terrain <sup>2</sup>	2.1 MJ/m <sup>3</sup> K
Ecoulement de l'eau souterraine dans le terrain traversé par les sondes ?	non

Table 3.2 Paramètres de calcul relatifs aux sondes et au terrain.

### 3.3 Performances thermiques de la pompe à chaleur et de la machine frigorifique.

A ce stade du projet, des hypothèses simplificatrices et raisonnables sont utilisées pour la pompe à chaleur (PAC) et la machine frigorifique. Un coefficient de performance constant de 3 est assigné à la PAC, et une efficacité de refroidissement de 2.5 à la machine frigorifique. En d'autres termes, une puissance électrique de 100 kW consommée par la PAC permet de délivrer une puissance de chauffage de 300 kW et d'extraire 200 kW des sondes géothermiques. Une puissance électrique de 100 kW consommée par la machine frigorifique permet de satisfaire 250 kW de puissance de refroidissement, et d'injecter dans les sondes une puissance thermique de 350 kW.

Les tailles de la PAC et de la machine frigorifique sont fixées par leur puissance électrique nominale. Toutefois, la puissance électrique de la machine peut être diminuée pour ajuster, si nécessaire, la puissance thermique délivrée par la PAC à la demande de chaleur du bâtiment. La puissance électrique peut également être diminuée pour satisfaire la contrainte en température sur le fluide circulant dans les sondes. Une **température minimale de 3 °C** est imposée, puisqu'il n'est pas prévu d'ajouter de l'antigel à l'eau qui circulera dans les sondes. Des considérations similaires s'appliquent également à la machine frigorifique, et une **température maximale de 50 °C** est tolérée, afin de ne pas risquer l'endommagement des tubes en polyéthylène utilisés dans les sondes.

### 3.4 Cas 1: fraction de la demande de froid couverte par refroidissement direct

Comme une fraction de la demande de refroidissement est couverte, la déshumidification de l'air peut être assurée par les besoins de refroidissement auxiliaires. Ce cas nécessite un système de refroidissement auxiliaire qui sera entièrement découplé du système avec les sondes géothermiques. Dans ce cas, les niveaux de température pour le refroidissement direct peuvent être plus élevés que dans le cas précédent. Conformément à l'information reçue du bureau PB, une température aller de 14 °C dans la distribution de froid est possible, avec un retour à 18°C.

<sup>2</sup> Les derniers résultats indiquent que la capacité thermique volumétrique du terrain est en fait 10% plus grande que la valeur indiquée et admise pour les simulations, qui était issue des premières analyses. Cette variation améliore la capacité du stockage à emmagasiner de l'énergie thermique et ne remet pas en cause les résultats des simulations.

Des simulations préliminaires montrent qu'une PAC de 50 kW électrique est relativement bien appropriée pour extraire du stockage l'énergie amenée par refroidissement direct. L'influence du nombre de sondes (de 36 à 56) et de leur espacement (de 4 à 8 m) sur la quantité d'énergie de chauffage et de refroidissement délivrée par le système est calculée et montrée dans la figure 3.2. Pour tous les cas, l'énergie annuelle injectée dans le stockage est 30 à 40% plus faible que l'énergie extraite, ce qui abaisse la température du stock de quelques degrés au cours des premières années de fonctionnement.

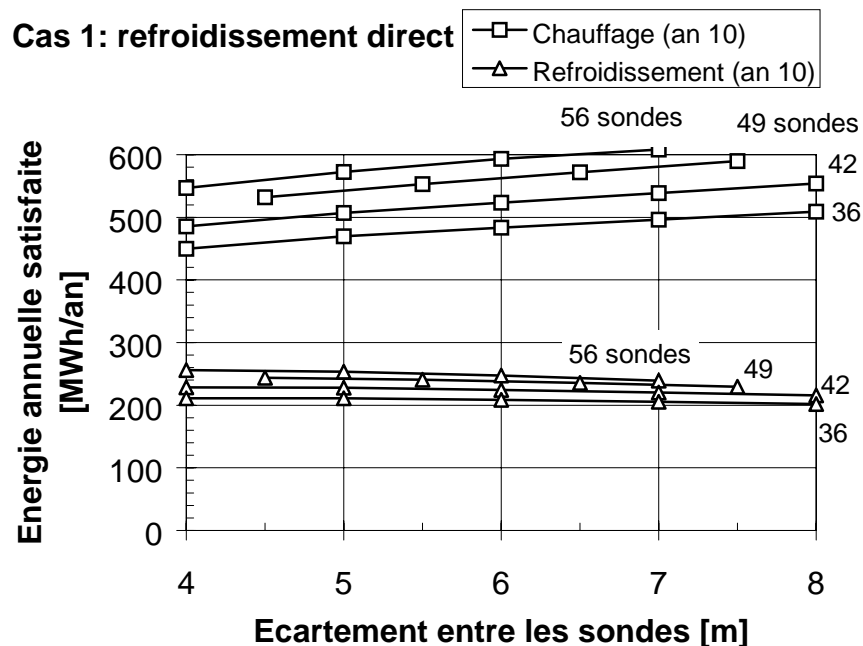


Figure 3.2 Influence du nombre de sondes et de l'espacement sur la quantité d'énergie de chauffage et de refroidissement délivrée par le système couplé au stockage (cas 1: refroidissement direct sur les sondes).

Pour un nombre fixé de sondes, on observe une légère augmentation des énergies de chauffage en fonction d'un espacement entre les sondes plus grand. En revanche, la tendance est inverse pour les énergies couvertes par refroidissement direct, qui indique que l'espacement optimal ne serait pas plus grand que 4 m. Toutefois la sensibilité de l'énergie couverte par refroidissement direct est très faible, et même un espacement de 6.5 m donne des résultats similaires.

Avec 49 sondes espacées de 6.5 m, la fraction de l'**énergie de refroidissement** couverte par refroidissement direct est de **30 %**. La fraction de l'**énergie de chauffage** couverte par la PAC, dimensionnée pour extraire 100 kW du stockage, est d'environ **40 %**. Après une dizaine d'années de fonctionnement, la température moyenne annuelle du stockage, initialement à 12.3 °C, est descendue à 8.3 °C. Les performances thermiques du stockage sont énumérées dans la table 3.3. La capacité de transfert de chaleur de l'échangeur souterrain est calculée par la relation de Hellström (1991) pour un espacement quadratique (cf. relation 3.1). La capacité de transfert détermine la puissance thermique transférée en régime permanent par degré d'écart entre la température moyenne du fluide caloporteur et la température moyenne du stockage (relation 3.2).

$$R_{sf} = \frac{1}{2 \pi \lambda} \left[ \ln \left( \frac{B}{\sqrt{\pi} r_b} \right) - 0.7419 \right] + R_b \quad (\text{K}/(\text{W}/\text{m})) \quad (3.1)$$

$$UA = N H / R_{sf} \quad (\text{W}/\text{K}) \quad (3.2)$$

$R_{sf}$  : résistance thermique en régime permanent (sonde + terrain) (0.27 K/(W/m));

$R_b$  : résistance thermique de la sonde (0.10 K/(W/m));

$B$  : espacement entre les sondes (6.5 m);

$\lambda$  : conductibilité thermique effective du terrain (3 W/mK);

$r_b$  : rayon des sondes géothermiques (0.15/2 m);

$H$  : longueur active d'une sonde (160 m);

$N$  : nombre de sondes (49);

$UA$  : capacité de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur souterrain (~30'000 W/K).

<b>Stockage de chaleur</b>	volume de stockage:	330'000 m <sup>3</sup>	
49 sondes de 160 m	capacité de transfert de chaleur:	<b>30 kW/K</b>	
espacement de 6.5 m	capacité thermique du stockage:	<b>200 MWh/K</b>	
<b>Bilan stockage</b>	Extraite	Injectée	Ratio injecté/extrait
Energie	380 MWh/an	230 MWh/an	0.61
	48 kWh/m/an	29 kWh/m/an	
Puissance maximum	100 kW	360 kW	
	13 W/m	46 W/m	
<b>Demande d'énergie satisfaite</b>	chauffage	refroidissement	
	570 MWh/an (38 %)	240 MWh/an (32 %)	

Table 3.3 Performances thermiques du stockage après 10 ans de fonctionnement pour le cas 1: refroidissement direct.

### 3.5 Cas 2: totalité de la demande de froid couverte par des machines frigorifiques

Comme la totalité de la demande de refroidissement doit être couverte, la déshumidification de l'air doit également être assurée. Ceci implique une température de départ dans la distribution de froid de 10 °C, conformément à l'information reçue du bureau PB. Des calculs préliminaires montrent que la part de refroidissement couverte par refroidissement direct sur les sondes représente moins de 1 pour mille. Dans ce cas, le refroidissement direct peut être négligé.

Des simulations préliminaires montrent qu'une PAC de 100 kW électrique est relativement bien appropriée pour une cinquantaine de sondes de 160 m. Cela revient à extraire 25 W par mètre linéaire de sonde. La machine frigorifique est suffisamment puissante pour couvrir les pointes de puissances. Cependant la contrainte en température (50 °C) peut avoir comme effet une réduction temporaire de sa puissance, ce qui ne permettra pas de satisfaire la totalité de la demande d'énergie de refroidissement. L'influence du nombre de sondes (de 36 à 56) et de leur espacement (de 4 à 8 m) sur la quantité d'énergie de chauffage et de refroidissement délivrée est calculée et montrée dans la figure 3.3. Pour tous les cas, l'énergie annuelle

injectée dans le stockage est 25 à 35% plus grande que l'énergie extraite, ce qui a pour conséquence une élévation de la température du stock de quelques degrés au cours des premières années de fonctionnement.

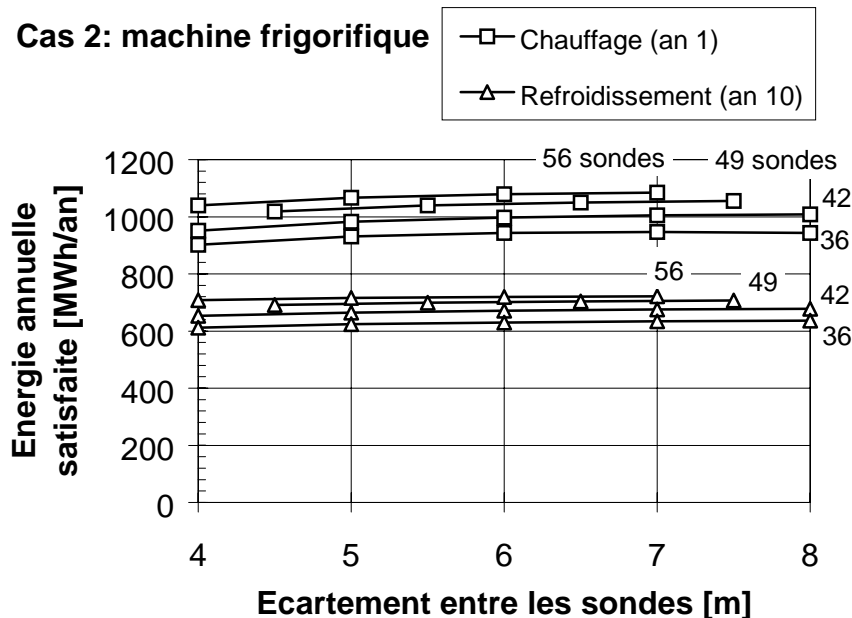


Figure 3.3 Influence du nombre de sondes et de l'espacement sur la quantité d'énergie de chauffage et de refroidissement délivrée par le système couplé au stockage de chaleur dans le terrain (cas 2: refroidissement par machine frigorifique).

Pour un nombre fixé de sondes, une légère augmentation des énergies délivrées est observée en fonction d'un espacement croissant entre les sondes. Seul le cas avec 36 sondes montre un maximum de l'énergie de chauffage pour un espacement de 7 m. Toutefois, avec 36 sondes, la température maximum tolérée dans les sondes (50 °C) limite la couverture de la demande de refroidissement à 88%. D'autre part, la puissance de la PAC devrait également être réduite afin de respecter la température minimale de 3 °C dans les sondes.

Le nombre de sondes ne doit pas être trop petit, de manière à pouvoir injecter les rejets thermiques issus de la production de froid. Avec 49 sondes, 98% de la demande de refroidissement est couverte. La puissance de refroidissement doit parfois être réduite à 700 kW afin de ne pas dépasser 50 °C dans les sondes. Compte tenu du stockage de froid pour l'écrêtement des pointes, la puissance de 700 kW semble tout à fait raisonnable. Dans ces conditions, la totalité de la demande de refroidissement peut être couverte par une machine frigorifique couplée sur les sondes.

Avec 49 sondes espacées de 6.5 m, la fraction de l'énergie de refroidissement couverte par les machines frigorifiques est de **100 %**. La fraction de l'énergie de chauffage couverte par la PAC, dimensionnée pour extraire 200 kW du stockage, est d'environ **70 %**. Après une dizaine d'années de fonctionnement, la température moyenne annuelle du stockage, initialement à 12.3 °C, est montée à 16.3 °C. Les performances thermiques du stockage sont énumérées dans la table 3.4.

<b>Stockage de chaleur</b>	volume de stockage:		330'000 m <sup>3</sup>
49 sondes de 160 m	capacité de transfert de chaleur:		<b>30 kW/K</b>
espacement de 6.5 m	capacité thermique du stockage:		<b>200 MWh/K</b>
<b>Bilan stockage</b>	Extraite	Injectée	Ratio injecté/extrait
Energie	720 MWh/an 92 kWh/m/an	970 MWh/an 124 kWh/m/an	1.35
Puissance maximum	200 kW 26 W/m	980 kW 125 W/m	
<b>Demande d'énergie satisfaite</b>	chauffage 1'100 MWh/an (73 %)		refroidissement 730 MWh/an (100 %)

Table 3.4 Performances thermiques du stockage après 10 ans de fonctionnement pour le cas 2: machine frigorifique.

### 3.6 Cas 3: grande PAC avec recharge complémentaire du stockage par énergie solaire

Comme la pompe à chaleur (PAC) fonctionne également en machine frigorifique en été, une machine de 100 kW électrique permet de satisfaire 250 kW en refroidissement avec une efficacité de 2.5. On aimerait avoir une PAC qui puisse satisfaire la moitié de la puissance de refroidissement en été, soit environ 350 kW. La taille de la PAC doit être augmentée de 50% environ, ce qui revient à extraire 300 plutôt que 200 kW du stockage en hiver. Il s'agit donc d'élever la température moyenne du stockage, afin de ne pas violer la température minimum dans les sondes, fixée à 3 °C. Une recharge complémentaire du stockage est alors nécessaire, qui devra être effectuée par les toitures solaires prévues dans le projet. La recharge thermique du stockage est donc effectuée par les machines frigorifiques et les absorbeurs solaires. L'importance de la recharge thermique est chiffrée relativement à la taille de la pompe à chaleur.

Des simulations préliminaires montrent que la recharge thermique du stockage par les machines frigorifiques doit être augmentée de 25%. L'influence du nombre de sondes (de 36 à 56) et de leur espacement (de 4 à 8 m) sur la quantité d'énergie de chauffage délivrée est calculée et montrée dans la figure 3.4. Pour tous les cas, l'énergie annuelle injectée dans le stockage est environ 40% plus grande que l'énergie extraite, ce qui permet de suffisamment élever la température du stock au cours des premières années de fonctionnement. Les premières années de fonctionnement, la température du stock est trop basse pour utiliser la PAC à sa puissance nominale. Toutefois, la PAC prévue aura 2 allures. La première année, elle pourra toujours fonctionner à mi-régime sans que l'on doive l'arrêter à tout moment pour éviter de risquer le gel du fluide caloporteur dans les sondes (eau).

### Cas 3: recharge complémentaire

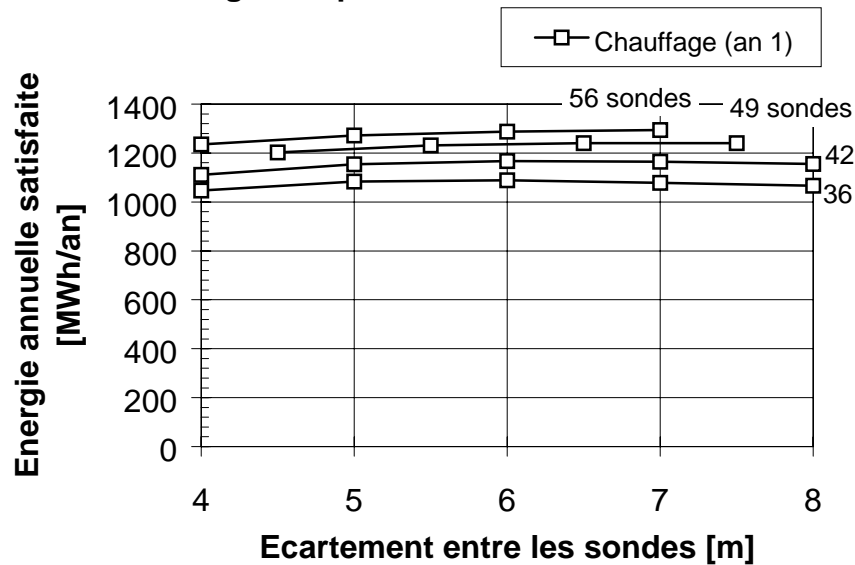


Figure 3.4 Influence du nombre de sondes et de l'espacement sur la quantité d'énergie de chauffage délivrée par le système couplé au stockage de chaleur dans le terrain (cas 3: recharge complémentaire par absorbeurs solaires).

Pour un nombre fixé de sondes, un espacement optimum est observé entre 5 et 7 m. La sensibilité de l'espacement sur l'énergie annuelle de chauffage fournie est très faible dans le voisinage de l'optimum. Avec 49 sondes espacées de 6.5 m, la fraction de l'**énergie de refroidissement** couverte par les machines frigorifiques est de **100 %**. La recharge thermique du stockage se monte à 1'270 MWh/an. La recharge complémentaire du stockage doit au minimum assurer 260 MWh/an, ce qui représente, avec 900 m<sup>2</sup> d'aborbeurs, 290 kWh/m<sup>2</sup>an. Toutefois l'énergie issue de la demande de refroidissement peut être plus faible que prévue, et la différence devra être compensée par une recharge solaire plus importante. La fraction de l'**énergie de chauffage** couverte par la PAC, dimensionnée pour extraire 300 kW du stockage, est d'environ **90 %**. Après une dizaine d'années de fonctionnement, la température moyenne annuelle du stockage, initialement à 12.3 °C, est montée à 18.3 °C. Les performances thermiques du stockage sont énumérées dans la table 3.5.

<b>Stockage de chaleur</b>	volume de stockage:		330'000 m <sup>3</sup>
49 sondes de 160 m	capacité de transfert de chaleur:		<b>30 kW/K</b>
espacement de 6.5 m	capacité thermique du stockage:		<b>200 MWh/K</b>
<b>Bilan stockage</b>	Extraite	Injectée	Ratio injecté/extrait
Energie	910 MWh/an 116 kWh/m/an	1'270 MWh/an 162 kWh/m/an	1.39
Puissance maximum	300 kW 38 W/m	- -	
<b>Demande d'énergie satisfaite</b>	chauffage 1'370 MWh/an (91 %)	refroidissement 730 MWh/an (100 %)	

Table 3.5 Performances thermiques du stockage après 10 ans de fonctionnement pour le cas 3: recharge complémentaire par absorbeurs solaires.

### 3.7 Dimensionnement optimal du stockage de chaleur dans le terrain

Le dimensionnement du stockage de chaleur dépend fortement des demandes annuelles de chaleur et de refroidissement, et de leurs évolutions respectives au cours d'une année type. Par exemple avec le cas 2, comme la totalité de la demande de refroidissement doit être couverte par une machine frigorifique couplée sur les sondes, la puissance de pointe à satisfaire a également une grande importance sur le dimensionnement du stockage. Pour ce cas, on admet que la puissance de refroidissement de la machine frigorifique ne dépasse pas 700 kW en pointe, en raison d'un stockage de glace à court terme. En outre, l'efficacité de la machine frigorifique, supposée constante à 2.5, a également son importance. Une efficacité de 2 a pour résultat d'abaisser la puissance frigorifique de pointe à 650 kW.

De manière simplifiée, le stockage optimum est celui qui peut satisfaire la prestation demandée avec la longueur totale des sondes la plus petite. Pour les trois cas, le nombre et l'espacement adéquat des sondes est à peu près le même. L'influence de la profondeur du stockage (120 et 200 m) est estimée avec le troisième cas. Comme attendu, elle est positive sur l'énergie de chauffage et négative sur l'énergie de refroidissement. Cependant, l'influence reste très modeste et ne justifie pas de choisir une autre profondeur pour le stockage. Le dimensionnement du stockage est proposé comme suit:

- **49 sondes géothermiques de 160 m de profondeur (7 x 7 sondes);**
- espacement quadratique de **6.5 m** entre les sondes.

Il est recommandé de placer les sondes de manière à avoir le "forage pilote" à égale distance des 4 sondes les plus proches. Le forage pilote, déjà foré, servira aux mesures de la température du terrain. Les deux sondes tests, mises en place avant la réalisation du stock pour effectuer les deux tests de réponse, seront intégrées dans les sondes du stockage. Un écart de leur position par rapport à leur emplacement prévu dans le stockage sera inévitable, mais sans grande conséquence sur les performances thermiques du stockage.

En ce qui concerne le débit total dans le stockage, il est estimé pour le troisième cas. La puissance thermique extraite des sondes est d'environ 300 kW. Avec un écart de température

de 3 K, le débit total se monte à environ  $86 \text{ m}^3/\text{h}$ . Comme le débit par sonde ne doit pas être inférieur à  $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ , il est possible de connecter toutes les sondes en parallèle. Avec un débit plus faible (cas 1 et 2), il serait nécessaire de pouvoir connecter deux sondes en série. Ceci est réalisable en groupant les sondes dans deux zones: une zone centrale et une zone périphérique. Toutefois il est important d'équilibrer le nombre de sondes dans chacune des zones (i.e. une zone avec 25 sondes et une zone avec 24 sondes).



## Conclusions, recommandations

Les deux tests de réponse ont permis de mesurer in situ les paramètres thermiques importants relatifs au terrain et aux sondes. Ces mesures ont permis de fixer des valeurs de dimensionnement pour le programme PILESIM, qui est utilisé pour évaluer plusieurs concepts de système par simulations numériques. Ces évaluations ont permis d'optimiser le stockage de chaleur diffusif dans le terrain en tant que partie intégrante d'un système thermique. Elles permettent également de proposer des recommandations quant au concept de système à choisir (voir ci-dessous).

Trois concepts de système ont été définis:

- **cas 1:** les besoins de refroidissement sont uniquement couverts par refroidissement direct sur les sondes géothermiques du stockage diffusif, et seule une partie des besoins de refroidissement est satisfaite. La pompe à chaleur est dimensionnée en fonction de l'importance de la recharge thermique du stockage effectuée par le refroidissement direct. Un chauffage d'appoint auxiliaire est nécessaire de même qu'une machine frigorifique non couplée au stockage diffusif.
- **cas 2:** la totalité des besoins de refroidissement sont injectés dans le stockage de chaleur, soit par refroidissement direct, soit par l'intermédiaire d'une machine frigorifique. La pompe à chaleur, dimensionnée en conséquence, permettra de couvrir une plus grande fraction de la demande de chaleur que dans le cas 1. Un chauffage d'appoint auxiliaire est toujours nécessaire;
- **cas 3:** la taille de la pompe à chaleur est fixée arbitrairement à 1.5 fois celle du cas 2. Il s'agit de déterminer l'importance de la recharge thermique du terrain, effectuée par les rejets de chaleur de la machine frigorifique et par l'énergie thermique collectée par des absorbeurs solaires. La machine frigorifique couvre la totalité des besoins de refroidissement des bâtiments. Pas de refroidissement direct n'est prévu et un chauffage d'appoint auxiliaire est nécessaire.

Pour les trois cas, le nombre et l'espacement adéquat des sondes est à peu près le même. Le dimensionnement du stockage est proposé comme suit:

- **49 sondes géothermiques de 160 m de profondeur (7 x 7sondes);**
- **espacement quadratique de 6.5 m entre les sondes.**

Il n'est pas inutile de rappeler que plus la conception d'un système est simple, plus le contrôle et la surveillance du système sera facilitée, et plus sa fiabilité sera renforcée. En particulier, il n'est pas judicieux de vouloir créer une zone chaude et une zone froide dans le stockage, de manière à utiliser la zone froide pour le refroidissement direct sur les sondes et la zone chaude pour les machines frigorifiques. Il ne faut pas oublier que le stockage de chaleur est avant tout un échangeur de chaleur dont la capacité de transfert est conditionnée par la longueur totale des sondes utilisées (cf. relation 3.2). L'usage de la moitié des sondes à disposition diminue d'un facteur 2 la capacité de transfert. Comme l'écart de température maximum entre le fluide caloporteur et le stockage ne peut pas être augmenté, c'est la puissance de transfert de pointe qui est diminuée par un facteur 2. Il est donc très recommandé

d'utiliser la totalité des sondes aussi bien pour l'injection que pour l'extraction de chaleur du stockage.

Comme déjà mentionné précédemment, les performances thermiques du système, et en particulier celles du stockage, sont largement dépendantes de la demande de chauffage et de refroidissement. Les besoins de refroidissement des bâtiments de la Suva sont plus incertains que les besoins de chauffage, puisqu'ils dépendent des activités et des besoins des futurs locataires, qui ne sont à ce jour que partiellement connus. Il est donc préférable de baser le concept du système sur la demande de chauffage. En conséquence, le système proposé dans le cas 1 n'est pas recommandé. Dans les cas 2 et 3, la totalité de la demande de refroidissement est satisfaite par des machines frigorifiques. Elles représentent un moyen de recharger le stockage. Comme la demande de refroidissement annuelle réelle peut sensiblement différer de l'estimation utilisée pour les calculs, les absorbeurs solaires apparaissent comme un facteur de sécurité, dans le sens où ils peuvent compenser une demande de refroidissement plus faible. Toutefois les 900 m<sup>2</sup> d'absorbeurs solaires ne suffisent pas à assurer la totalité de la recharge thermique du stockage dans les deux cas.

Compte tenu de ce qui précède, le système présenté dans le cas 3 est le plus recommandé. Toutefois, si la demande d'énergie de refroidissement semble être beaucoup plus faible que prévu, la puissance de la PAC doit être revue à la baisse, ou la surface des absorbeurs solaires augmentée.

## Références

- Berchtold P. (1999) SUVA Dienstleistungs- und Gewerbezentrum Längenbold, Root (9703). Heiz- und Kühllasten, Jahresenergiebedarf. PB Ing. Büro für Energie & Haustechnik, Sarnen, Switzerland.
- Eskilson P., Hellström G., Wånggren B (1987) Response Test for a Heat Store with 25 Boreholes. Department of Building Technology and Mathematical Physics, Lund Institute of Technology, Sweden.
- Eskilson P., (1987) Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes. Thesis. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.
- Hellström G. (1991) Ground Heat Storage. Thermal Analyses of Duct Storage Systems. Theory. Thesis, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.
- Klein S. A. et al. (1998) TRNSYS. A Transient System Simulation Program. Version 14.2. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA.
- Laloui L., Moreni M., Steinmann G., Fromentin A. and Pahud D. (1998) Test en conditions réelles du comportement statique d'un pieu soumis à des sollicitations thermo-mécaniques. Rapport intermédiaire de juillet 1998. Office fédéral de l'énergie, Bern, Switzerland.
- Pahud D. (1999) PILESIM- LASEN: Simulation Tool for Heating / Cooling Systems with Heat Exchanger Piles or Borehole Heat Exchangers. User Manual. Laboratory of Energy Systems, Swiss Federal Institute of Technology in Lausanne, Switzerland.