

Mesures et optimisation de l'installation avec pieux énergétiques du Dock Midfield de l'aéroport de Zürich

Ausgearbeitet durch

Istituto di Sostenibilità Applicata all'Ambiente Costruito – ISAAC
Dipartimento Ambiente, Costruzioni e Design – DACD
Scuola Universitaria Professionale della Svizzera Italiana – SUPSI

Abteilung Facility Management
Hochschule Wädenswil – HSW

Im Auftrag des
Office fédéral de l'énergie

Juin 2007, rapport final

Auftraggeber:

Forschungsprogramm Geothermie
Bundesamtes für Energie

Auftragnehmer:

Istituto di Sostenibilità Applicata all'Ambiente Costruito, DACD, SUPSI
Abteilung Facility Management – Hochschule Wädenswil

Autoren:

Dr. Daniel Pahud, SUPSI-DACD / ISAAC, Trevano-Canobbio
Prof. Markus Hubbuch, Hochschule Wädenswil, Grüental, 8820 Wädenswil

Begleitgruppe:

-

2007

Diese Studie wurde im Rahmen des Forschungsprogrammes „Geothermie“ des Bundesamtes für Energie erarbeitet. Für den Inhalt ist alleine der/die Studiennehmer/in verantwortlich.

Bundesamt für Energie BFE

Worbentalstrasse 32, CH-3063 Ittigen • Postadresse: CH-3003 Bern
Tel. 031 322 56 11, Fax 031 323 25 00 • office@bfe.admin.ch • www.admin.ch/bfe

Vertrieb: BBL/EDMZ, 3003 Bern, www.admin.ch/edmz

BBL/EDMZ Bestellnummer: 805.xxx d

Riassunto

Il Dock Midfield é il nuovo terminal dell'aeroporto di Zurigo, situato all'interno del triangolo formato dalle tre piste di decollo e costruito nell'ambito dei lavori di sviluppo dell'aeroporto (quinta tappa). Questa struttura ha una lunghezza di 500 m per una larghezza di 30 m. Lo stabile è costruito sopra 440 pali di fondazione a causa delle cattive condizioni geologiche del terreno (terreno mobile formato da materiale alluvionale). I pali di fondazione hanno un grande diametro (da 90 a 150 cm) e sono piantati in uno strato di morena di fondo situata a ca. 30 metri di profondità. Più di 300 pali di fondazione sono utilizzati come pali energetici per contribuire al riscaldamento e al raffreddamento dell'edificio, che è utilizzato dall'autunno del 2003.

Il rilevamento delle misure dell'installazione che utilizza dei pali energetici è iniziato in ottobre 2004 per una durata di 2 anni. Il trattamento delle misure realizzate con il sistema di controllo dell'edificio è stato particolarmente laborioso a causa di problemi di acquisizione. Sono state quindi apportate delle correzioni per colmare le misure mancanti. Tutte le misure sono state controllate e analizzate per i due anni di acquisizione da ottobre 2004 a settembre 2006.

Il bilancio energetico del sistema e in particolare i fabbisogni energetici annuali per il riscaldamento e il raffreddamento sono vicini ai valori stabiliti durante la fase di progettazione. Inoltre, le prestazioni termiche del sistema sono molto buone. Questo fatto conferma la necessità e l'utilità di una progettazione dettagliata e curata di questo tipo di sistema e di una procedura di dimensionamento basata su studi dettagliati. Questi studi includono due test di risposta geotermica, delle simulazioni termiche dinamiche dell'edificio e del sistema con pali di fondazione energetici.

I rilievi dettagliati dell'impianto hanno permesso la messa a fuoco di PILESIM2, la versione 2 di PILESIM. Il modo di raffreddamento per geocooling è meglio preso in conto e il confronto dei calcoli con i rilievi è molto soddisfacente.

I rilievi da ottobre 2005 a settembre 2006 hanno mostrato che la pompa di calore (PdC), dimensionata per fornire una potenza termica di 630 kW, contribuisce per più di 70% al riscaldamento dell'edificio (3'020 MWh/an), il resto essendo coperto tramite il riscaldamento a distanza (il fabbisogno di potenza termica massima per il riscaldamento è di ca. 1.6 MW). Il fabbisogno di raffreddamento è causato dalla necessità di evacuare i carichi interni (1'170 MWh/an). È soddisfatto con il geocooling (53%), tramite fabbisogno contemporaneamente di riscaldamento (32%) e con la PdC utilizzata come macchina frigorifera (15%). I scarti termici di quest'ultima sono scaricati da una torre di raffreddamento sul tetto dell'edificio e non perturbano la produzione di freddo tramite geocooling. Il geocooling ammonta a 40% dell'energia estratta dalla PdC durante l'inverno. Assicura così una ricarica sufficiente del terreno, indispensabile per garantire il funzionamento a lungo termine dell'impianto. Se rapportate per metro lineare di palo di fondazione, la potenza media e l'energia annuale estratta sono rispettivamente di 45/m e di 183 kWh/(m an). Per quanto riguarda l'immissione di calore tramite geocooling, questi valori sono di 16 W/m e di 74 kWh/(m an).

Gli indici di prestazione energetica sono eccellenti. Il coefficiente di prestazione annuale (COPA) della PdC è di 3.9. L'efficienza di geocooling, definita con il rapporto tra l'energia di geocooling e l'energia elettrica consumata dalle pompe di circolazione, è eccezionalmente elevata con un valore di 60. L'efficienza globale annuale del sistema, definita con il rapporto dell'energia termica di riscaldamento e di raffreddamento, su l'energia elettrica totale per farlo funzionare, pompe di circolazione incluse, è di 5.1.

Esiste un potenziale di miglioramento attraverso la distribuzione del raffreddamento ipotizzando che la macchina frigorifera non entri in funzione. Attraverso questa ipotesi, l'efficacia globale del sistema aumenterebbe da 5.1 a 5.7. Questo implica che la temperatura di partenza nella distribuzione di raffreddamento, fissata attualmente a 14°C, possa essere aumentata e la taratura del circuito idraulico migliorato. Una simulazione con PILESIM2, con i parametri calibrati sulle misure, permette di mostrare

che basta poter distribuire l'energia di raffreddamento a 16-17°C, con un ritorno a 19-20°C, per non avere bisogno di accendere la macchina frugifera.

Le prestazioni economiche del sistema sono eccellenti. Il costo dell'energia termica fornita (in caldo e in freddo) è calcolato a 6 ct./kWh. Quello può essere paragonato a 8 ct./kWh, il costo dell'energia di una soluzione convenzionale. L'investimento supplementare dell'impianto con i pali è rimborsato in circa 8 anni.

Résumé

Le Dock Midfield est le nouveau terminal E de l'aéroport de Zürich. Avec une longueur de 500 m sur une largeur de 30 m, il a été construit dans le triangle des pistes dans le cadre de la 5e étape de développement de l'aéroport. En raison de mauvaises conditions géologiques (terrain meuble formé par d'anciens fonds lacustres), le bâtiment a dû être construit sur 440 pieux de fondation. Les pieux sont de gros diamètres (de 90 à 150 cm) et sont fichés dans une couche de moraine de fond située à environ 30 mètres de profondeur. Dans le but de contribuer au chauffage et au refroidissement du bâtiment, plus de 300 pieux sont utilisés en pieux énergétiques. Le bâtiment a été mis en service en automne 2003.

Les mesures de l'installation utilisant les pieux énergétiques ont débuté en octobre 2004 pour une durée de 2 ans. Des problèmes avec l'acquisition des mesures réalisées avec le système de contrôle du bâtiment ont demandé beaucoup plus d'effort pour leur traitement. Des corrections ont été apportées pour combler les trous de mesure. Toutes les mesures ont été contrôlées et analysées pour les deux ans de mesure, soit d'octobre 2004 à septembre 2006.

Le bilan énergétique du système, et en particulier les demandes d'énergie annuelles de chauffage et de refroidissement sont proches des valeurs établies durant la phase de planification. D'autre part, les performances thermiques du système sont très bonnes. Ceci confirme la nécessité et le bien fondé d'une planification détaillée et soigneuse de ce type de système, et d'une procédure de dimensionnement basée sur des études détaillées, qui ont inclus deux tests de réponse géothermiques, des simulations thermiques dynamiques du bâtiment et du système avec pieux énergétiques.

Les mesures détaillées du système ont permis la mise au point de PILESIM2, la version 2 de PILESIM. Le mode de refroidissement par geocooling est mieux pris en compte et la confrontation des calculs avec les mesures est très satisfaisante.

Les mesures d'octobre 2005 à septembre 2006 ont montré que la pompe à chaleur (PAC), dimensionnée pour délivrer une puissance thermique de 630 kW, contribue pour plus de 70% au chauffage du bâtiment (3'020 MWh/an), le reste étant couvert par du chauffage à distance (la demande de puissance de chauffage de pointe est d'environ 1.6 MW). La demande de refroidissement est causée par la nécessité d'évacuer les charges internes (1'170 MWh/an). Elle est couverte par geocooling (53%), en satisfaisant des besoins de chauffage simultanés (32%) et avec la PAC utilisée comme machine frigorifique (15%). Les rejets thermiques de cette dernière sont évacués par une tour de refroidissement sur le toit du bâtiment et ne compromettent pas la production de froid par geocooling. La production de geocooling représente 40% de l'énergie extraite en hiver par la PAC. Elle assure ainsi une recharge thermique suffisante du terrain, indispensable pour garantir un fonctionnement à long terme du système. Rapportées par mètre linéaire de pieu, la puissance moyenne et l'énergie annuelle extraite ont été établies à respectivement 45 W/m et 183 kWh/(m an). En injection de chaleur, et donc pour le geocooling, ces valeurs sont de 16 W/m et 74 kWh/(m an).

Les indices de performance du système sont excellents. Le coefficient de performance annuel de la PAC est mesuré à 3.9. L'efficacité annuelle de geocooling, définie par le rapport de l'énergie de geocooling sur l'énergie électrique consommée par les pompes de circulation, est exceptionnellement élevée avec une valeur de 60. L'efficacité globale annuelle du système, définie par le rapport de l'énergie thermique de chauffage et de refroidissement sur l'énergie électrique totale pour le faire fonctionner, pompes de circulation incluses, est de 5.1.

Un potentiel d'amélioration existe avec la distribution de refroidissement. Il est quantifié en supposant que la machine frigorifique n'aie pas besoin d'être mise en marche. Avec cette hypothèse l'efficacité globale du système augmenterait de 5.1 à 5.7. Ceci impliquerait que la température de départ dans la distribution de refroidissement, fixée actuellement à 14°C, puisse être augmentée et le réglage du

circuit hydraulique amélioré. Une simulation avec PILESIM2, dont les paramètres ont été calibrés sur les mesures, permet de montrer qu'il suffit de pouvoir distribuer l'énergie de refroidissement à 16-17°C, avec un retour à 19-20°C, pour ne pas avoir besoin d'enclencher la machine frigorifique.

Les prestations économiques du système sont excellentes. Le coût de l'énergie thermique délivrée (en chaud et en froid) est calculé à 6 ct./kWh, que l'on peut comparer à celui de 8 ct./kWh pour une solution conventionnelle. L'investissement supplémentaire du système avec pieux est remboursé en plus ou moins 8 ans.

Summary

The Dock Midfield is the new terminal E of the Zürich airport. The building (500 m long and 30 m wide) has been built inside the runway's triangle in the framework of the 5th development phase of the airport. The upper ground layer is composed of lake deposits. It is thus too soft to support the loads of the building. They are supported by 440 foundation piles. The piles stand on moraine, which lies at a depth of about 30 m. With large diameters comprised between 1 to 1.5 meters, the concrete piles are cast in place. More than 300 piles have been converted into energy piles in order to contribute to the heating and cooling of the building. This latter was completed in autumn 2003.

Measurements of the energy pile system begun in October 2004 for a 2 years period. Problems with data acquisition required much more work to process the measurements. Corrections have been done to fill the measurement holes. All the measurements were checked and analysed for the two measurement years, thus from October 2004 until September 2006.

The system heat balance, and in particular the annual heating and cooling demands are close to the design values. Furthermore the thermal performances of the system are very good. This confirms the necessity and the suitability of a detailed and careful design process for this type of system. The design procedure has been based on detailed studies, involving response test analysis, thermal dynamic simulations of the building and the energy pile system.

Thanks to the detailed measurements of the system, the elaboration of PILESIM2, version 2 of PILESIM, has been realised. The geocooling mode is better taken into account in the calculation. The comparison of the calculations with measurements is very satisfactory.

With the measurements from October 2005 until September 2006, the heat pump, sized to deliver a heating power of 630 kW, brings more than 70% of the building heating (3'050 MWh/year). The rest is covered with district heating (the peak power load for heating is about 1.6 MW). The cooling demand is caused by the necessity to evacuate the internal loads (1'170 MWh/year). It is covered by geocooling (53%), by satisfying contemporaneous heating requirements (32%) and with the heat pump used as a cooling machine (15%). Waste heat of this latter is dumped in the environment with a cooling tower on the building roof. It doesn't disturb the geocooling production. Geocooling amounts to 40% of the extracted heat from the ground in winter. It is providing a thermal recharge of the ground which is sufficient to allow a normal operation of the system in the long term. Expressed per linear meter pile, the mean extracted power and annual energy are established to respectively 45 W/m and 183 kWh/(m y). For the heat injection values, thus for geocooling operation, these values are 16 W/m and 74 kWh/(my).

The system performance indexes are excellent. The heat pump annual performance coefficient is measured to 3.9. The geocooling annual efficiency is defined by the ratio of the geocooling energy by the electric energy consumed by the circulation pumps. The measured value is exceptionally high with a value of 60. The global annual system efficiency, defined by the ratio of the total heating and cooling energy delivered by the system over the total electric energy used to make it run, circulation pumps included, is measured to 5.1.

A improving potential lies in the cooling distribution. The potential is quantified by supposing that the cooling machine does not need to be operated. With this assumption the global annual system efficiency would increase from 5.1 to 5.7. This would imply that the forward fluid temperature in the cooling distribution, set at the moment to 14°C, should be increased and the setting of the hydraulic circuit improved. A PILESIM2 simulation, performed with calibrated parameters to reproduce measurements, indicates that a forward fluid temperature of 16-17 °C in the cooling distribution, with a return fluid temperature of 19-20 °C, is enough to avoid the cooling machine operation.

The economical performances of the system are excellent. The cost of the delivered thermal energy (heating and cooling) is calculated to 6 ct./kWh. It can be compared to 8 ct./kWh, the energy cost of a conventional solution. The additional investment of the pile system is paid back in about 8 years.

Zusammenfassung

Das Dock Midfield ist der neue Terminal E des Flughafens von Zürich, 500 m lang und 30 m breit. Er ist zwischen den Pisten im Rahmen der 5. Ausbaustufe des Flughafens gebaut worden. In Anbetracht schlechter geologischer Bedingungen (sumpfiges Gelände, das durch Seeablagerungen gebildet wurde), musste das Gebäude auf 440 Fundationspfählen gebaut werden. Die stehenden Gross-Pfähle von 90 bis 150 cm Durchmesser sind in die ebene Grundmoräne eingebunden, die in ungefähr 30 Meter Tiefe liegt. Mit dem Ziel, Energie zur Heizung und zum Kühlen des Gebäudes zu gewinnen, werden mehr als 300 Pfähle als Energiepfähle benutzt. Das Gebäude ist im Herbst 2003 in Betrieb genommen worden.

Die Messungen der Energienutzung mit den Pfählen haben im Oktober 2004 für eine Dauer von 2 Jahren begonnen. Probleme mit dem Aufzeichnen der Messwerte mit dem Gebäudeautomationssystem und einem Messbus haben viel mehr Aufwand verursacht als vorgesehen, was den Start der Messungen verzögerte. Nach Verbesserungen ist es nun möglich, alle erforderlichen Messwerte aufzuzeichnen. Alle Messungen sind kontrolliert und für die ganze Messperiode analysiert worden, das heisst von Oktober 2004 bis September 2006.

Die Energiebilanz des Systems und insbesondere der jährliche Bedarf an Heiz- und Kühlenergie sind nahe den Werten, die während der Planungsphase berechnet wurden. Ebenfalls ist die Effizienz des Systems sehr gut. Dies bestätigt die Notwendigkeit und den Nutzen einer detaillierten und sorgfältigen Planung dieser Art von Energiesystemen und eines Auslegeverfahrens, das detaillierte Studien sowie zwei geothermische Respond-Tests umfasste und auf dynamischen thermischen Simulationen des Gebäudes und des Systems mit den Energiepfählen basiert.

Die detaillierten Messungen dieses Systems haben es ermöglicht, PILESIM2 zu entwickeln, die Version 2 des Programms PILESIM. Die Betriebsart Direktkühlung an das Erdreich (Geocooling) kann nun besser bei der Berechnung berücksichtigt werden. Die Validierung der berechneten Werte mit den Messwerten ist sehr zufrieden stellend.

Die Messungen von Oktober 2005 bis September 2006 zeigen, dass die Wärmepumpe (WP), dimensioniert für eine Wärmeleistung von 630 kW, mehr als 70% an den Heizenergiebedarf des Gebäudes (3'020 MWh pro Jahr) beiträgt. Der Rest (max. Heizleistungsbedarf ca. 1.6 MW) wird mit Fernwärme gedeckt. Der Bedarf an Energie für die Kühlung interner Lasten (1'170 MWh pro Jahr), wird zu 53% mit Geocooling gedeckt, zu 32% wird die Kühlenergie als Abwärme zur Deckung von gleichzeitig vorhandenem Heizenergiebedarf genutzt. Die restlichen 15% werden mit der Wärmepumpe gedeckt, die auch als Kältemaschine genutzt werden kann. Die Abwärme wird dann mit Kühltürmen auf dem Dach an die Umgebung abgegeben. Mit Geocooling werden 40% der mit der WP entzogenen Wärme wieder dem Erdreich zugeführt. Damit wird der Untergrund ausreichend regeneriert, um ein langfristiges Funktionieren des Systems zu garantieren. Im Heizbetrieb ist pro Laufmeter Pfahl die durchschnittliche Leistung 45 W/m und die gewonnene jährliche Energie 183 kWh/m. Im Kühlbetrieb (Direktkühlung) betragen diese Werte 16 W/m und jährlich 74 kWh/m.

Die Leistungszahlen des Systems sind sehr gut. Die Jahresarbeitszahl (JAZ) der WP beträgt 3,9. Die jährliche Effizienz beim Geocooling, definiert als gewonnene Kühlenergie dividiert durch die elektrische Energie für die Umwälzpumpen, ist mit einem Wert von 60 aussergewöhnlich hoch. Die jährliche globale Effizienz des Systems, definiert durch die erzeugte thermische Energie (Wärme und Kälte), geteilt durch die ganze elektrische Energie (Kompressorantrieb und Hilfsenergie), ist 5,1.

Ein Verbesserungspotential besteht beim Verteil-Kreislauf der internen Kühlung. Es könnte im Idealfall erreicht werden, dass die WP nicht als Kältemaschine in Gang gesetzt werden muss. Dann würde die globale Wirksamkeit des Systems von 5,1 auf 5,7 steigen. Die Vorlauftemperatur im Kühlverteilkreislauf, die momentan auf 14 °C festgelegt ist, müsste leicht erhöht und der hydraulische Abgleich des Kreislaufes verbessert werden. Eine Simulation mit PILESIM2, bei der die Parameter mit den

Messungen validiert wurden, erlaubt es zu zeigen, dass es genügen würde, die Vorlauftemperatur auf 16-17 °C und die Rücklauftemperatur auf 19-20 °C anzuheben, um den Kältemaschinenmodus nicht mehr zu benötigen.

Das System erreicht auch ökonomisch ausgezeichnete Werte. Die Gestehungskosten der thermischen Energie (Wärme und Kälte) betragen berechnet 6 Rp./kWh, was mit den 8 Rp./kWh eines konventionellen Systems verglichen werden kann. Die zusätzliche Investition ist in etwa 8 Jahren amortisiert.

Table des matières

1. Introduction	3
2. Objectifs	6
3. Description de l'installation couplée aux pieux énergétiques	7
4. Mesures effectuées sur l'installation avec pieux énergétiques	13
5. Définition des indices de performance du système	15
6. Bilan énergétique et performances thermiques du système	18
6.1 <i>Energie de chauffage couverte par la pompe à chaleur couplée sur les pieux</i>	18
6.2 <i>Energie de refroidissement couverte par le système couplé sur les pieux</i>	22
6.3 <i>Energies thermiques transférées par les pieux énergétiques</i>	28
6.4 <i>Températures dans le terrain</i>	29
6.5 <i>Energies et puissances de chauffage et de refroidissement</i>	31
6.6 <i>Bilan énergétique du système</i>	35
7. Simulation des performances thermiques du système	40
7.1 <i>Comparaison des performances mesurées avec les performances thermiques calculées avec PILESIM</i>	40
7.2 <i>PILESIM2, version 2 de PILESIM</i>	41
7.3 <i>Calibration des calculs faits avec PILESIM2 sur les mesures</i>	43
7.4 <i>Sensibilité de la contribution de geocooling aux principaux paramètres de simulation</i>	47
7.5 <i>Potentiel d'amélioration des performances thermiques du système</i>	49
8. Aspects économiques	49
9. Conclusion	50
10. Remerciements	51
11. Références	51

Annexe 1 : Mesures de l'installation

Annexe 2 : Modes de fonctionnement du système : définition et valeurs mesurées

Annexe 3 : Contrôle et correction des mesures

Annexe 4 : Températures mesurées dans le terrain

1. Introduction

Le Dock Midfield est le nouveau terminal E de l'aéroport de Zürich. Avec une longueur de 500 m sur une largeur de 30 m, il a été construit dans le triangle des pistes dans le cadre de la 5e étape de développement de l'aéroport.



Figure 1.1 : Dock Midfield de l'aéroport de Zürich (photo Unique AG)

En raison de mauvaises conditions géologiques le bâtiment a dû être construit sur 440 pieux de fondation. En effet le terrain en surface est trop meuble pour reprendre la charge du bâtiment. Il est constitué par des alluvions superficielles de retrait qui sont présentes seulement dans la partie Est du Dock Midfield, avec une épaisseur maximale de quelques mètres. Puis, sous les alluvions, et respectivement où les alluvions n'existent pas, sous les terrains superficiels de faible épaisseur se trouvent des dépôts lacustres post-glaciaires d'environ 30 m d'épaisseur. Ils se composent à l'Est de limon et de sable fin, à l'Ouest d'argiles et de limon. Les dépôts lacustres reposent sur une moraine de fond du dernier âge glaciaire à une profondeur quasi horizontale de 30 m, dans laquelle viennent se ficher les pieux de fondation. La mesure du niveau de la nappe phréatique a permis de localiser sa surface à 5 mètres de profondeur au maximum. En raison d'un gradient hydraulique quasi nul, un éventuel mouvement de l'eau souterraine n'est pas attendu.

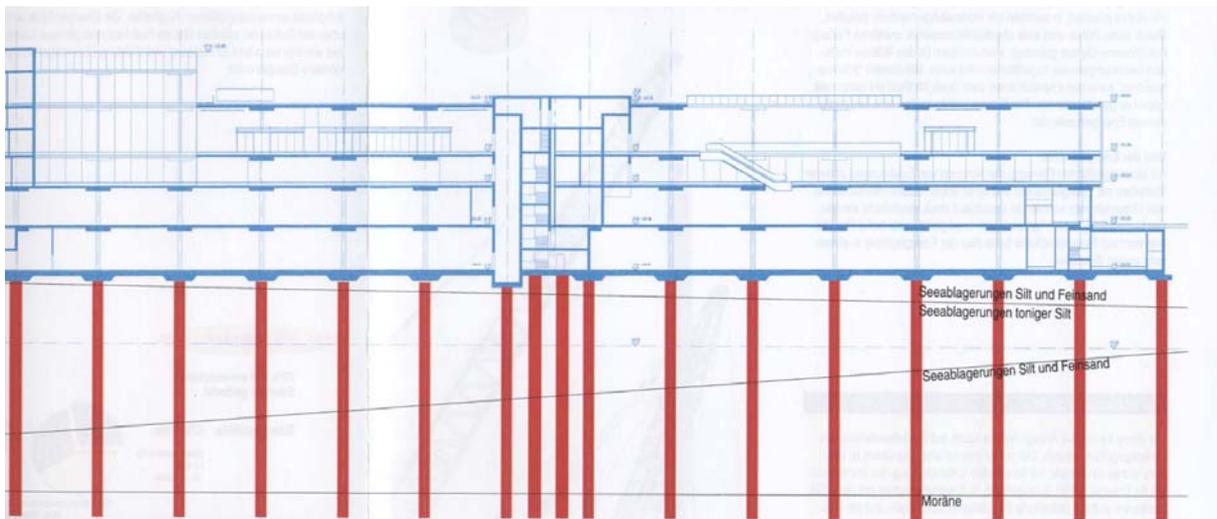


Figure 1.2 : Le Dock Midfield de l'aéroport de Zürich est construit sur 440 pieux de fondation

Les pieux sont en béton et de gros diamètres, compris entre 90 et 150 cm. Ils ont été forés et moulés sur place. Environ 300 pieux ont été convertis en pieux énergétiques. Cinq tubes en U ont été fixés verticalement sur la cage métallique des pieux (ce qui fait 10 tubes régulièrement espacés sur la circonférence de l'armature du pieu). Les pieux sont couplés hydrauliquement par série de trois. Les raccordements horizontaux, non isolés sous la dalle de fondation, traversent cette dernière en bordure du bâtiment, et ressortent dans les deux galeries techniques de 500 m de longueur chacune. Deux collecteurs dans chaque galerie permettent de coupler les pieux énergétiques à la pompe à chaleur et à la distribution de refroidissement par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur à contre-courant.



Figure 1.3 : Dock Midfield de l'aéroport de Zürich en service (photo D. Pahud)

Les mesures de l'installation couplée aux pieux énergétiques ont débuté en octobre 2004 pour une durée de 2 ans. Des problèmes avec l'acquisition des mesures effectuées avec le système de contrôle du bâtiment ont demandé beaucoup plus d'effort pour leur traitement. Le blocage de la lecture des compteurs de chaleur ont créé des trous de mesure qui ont pu être interpolés avec succès. Les résultats de l'analyse des deux ans de mesure montrent que le système fonctionne avec d'excellentes performances thermiques.

Dans le chapitre 2 les objectifs principaux du projet sont expliqués. Le chapitre 3 contient une description de l'installation avec les pieux énergétiques. Les caractéristiques établies lors de la phase de planification sont énumérées, le schéma de principe de l'installation et son fonctionnement sont présentés et expliqués. Les mesures effectuées sur le système sont décrites dans le chapitre 4. Les indices de performance du système sont définis dans le chapitre 5. Les résultats de la campagne de mesure fait l'objet du chapitre 6. Dans le chapitre 7, les mesures sont comparées à la nouvelle version du modèle de calcul PILESIM, appelée PILESIM2. Finalement, quelques aspects économiques de l'installation font l'objet du chapitre 8.

2. Objectifs

Les buts principaux du projet sont de mesurer les performances thermiques du système couplé aux pieux énergétiques afin :

- de déterminer ses performances thermiques sur une période de 2 ans,
- d'optimiser son fonctionnement,
- et de permettre de valider les modèles de simulation utilisés pour son dimensionnement.

La validation des modèles de simulation a permis de développer ultérieurement le programme PILESIM pour créer PILESIM2. Cette version permet, en particulier, de mieux tenir compte du mode de refroidissement par refroidissement direct, dénommé **geocooling**.

En outre, les performances thermiques du système permettent également d'évaluer les aspects économiques de cette technologie appliquée dans ce cas précis.

3. Description de l'installation couplée aux pieux énergétiques

Les mesures et l'analyse du système se limite aux installations couplées aux pieux énergétiques.

La pompe à chaleur couplée aux pieux a été dimensionnée pour délivrer une puissance thermique de 630 kW au condenseur à une température maximum de 40 – 45°C (Pahud et al., 1999 ; SIA D 0190, 2005). Elle doit permettre de couvrir 85% de la demande de chauffage annuelle, établie à 2'700 MWh dans la phase de planification. Le reste, soit environ 400 MWh, doit être couvert par le réseau de chauffage à distance. La demande de refroidissement couverte par le système couplé sur les pieux est estimée à 1'240 MWh/an. Elle est couverte par la pompe à chaleur quand des besoins de chauffage sont simultanés (690 MWh/an), par geocooling sur les pieux (470 MWh/an) et le reste (estimé à 90 MWh/an), par la pompe à chaleur utilisée comme machine frigorifique. Les rejets thermiques de cette dernière sont évacués dans l'environnement par des tours de refroidissement placées sur le toit du bâtiment. Le niveau de température dans la distribution de froid est fixé à 14°C pour la température de départ. Une température de retour de 21°C est attendue.

Il est prévu que l'énergie thermique annuelle extraite des pieux (1'100 MWh/an) soit beaucoup plus importante que l'énergie annuelle injectée par geocooling (470 MWh/an). Ceci est important pour compenser le transfert de chaleur du bâtiment vers le terrain, afin d'éviter une élévation de la température moyenne du terrain trop importante année après année, qui se répercuterait de façon négative sur le potentiel de geocooling offert par les pieux.

La table 3.1 contient les caractéristiques principales de l'installation couplée aux pieux énergétiques du Dock Midfield, ainsi que les performances thermiques établies lors de la phase de planification.

Type de bâtiment	Terminal pour avions
Surface de référence énergétique	58'000 m ²
Volume net chauffé	200'000 m ³
Utilisation de l'énergie	chauffage et refroidissement
Type de système	bivalent
Concepteur	Amstein + Walthert AG comme partenaire de ARGE ZAYETA
Mise en service	septembre 2003
Énergie de chauffage	2'700 MWh/an
Couvert par PAC	2'300 MWh/an
Puissance de chauffage	4'000 kW
Puissance de chauffage PAC	630 kW
Énergie électrique PAC	510 MWh/an
Puissance électrique PAC	140 kW
COP moyen	4.5
Énergie de refroidissement	1'240 MWh/an
Couvert par PAC et pieux	1'080 MWh/an
Puissance de refroidissement	500 kW
Type de pieu	en béton, moulé dans le sol
Diamètre des pieux	90 - 150 cm
Nombre de pieux énergétiques	306
Longueur moyenne active	26.8 m par pieu
Volume de terrain dans la zone des pieux	660'000 m ³
Tubes échangeurs par pieu	5 tubes en U
Débit de fluide par pieu	max 860 litres/h
Puissance spécifique de soutirage	49 W/m
Énergie spécifique soutirée	135 kWh/(m a)
Puissance spécifique d'injection	max. 40 W/m
Énergie spécifique injectée	58 kWh/(m a)

PAC : pompe à chaleur

COP : coefficient de performance (i.e. sans pompes de circulation)

Table 3.1 Caractéristiques générales et performances thermiques prévues pour le système couplé aux pieux énergétiques du Dock Midfield de l'aéroport de Zürich

Le schéma de principe de l'installation est montré dans la figure 3.1.

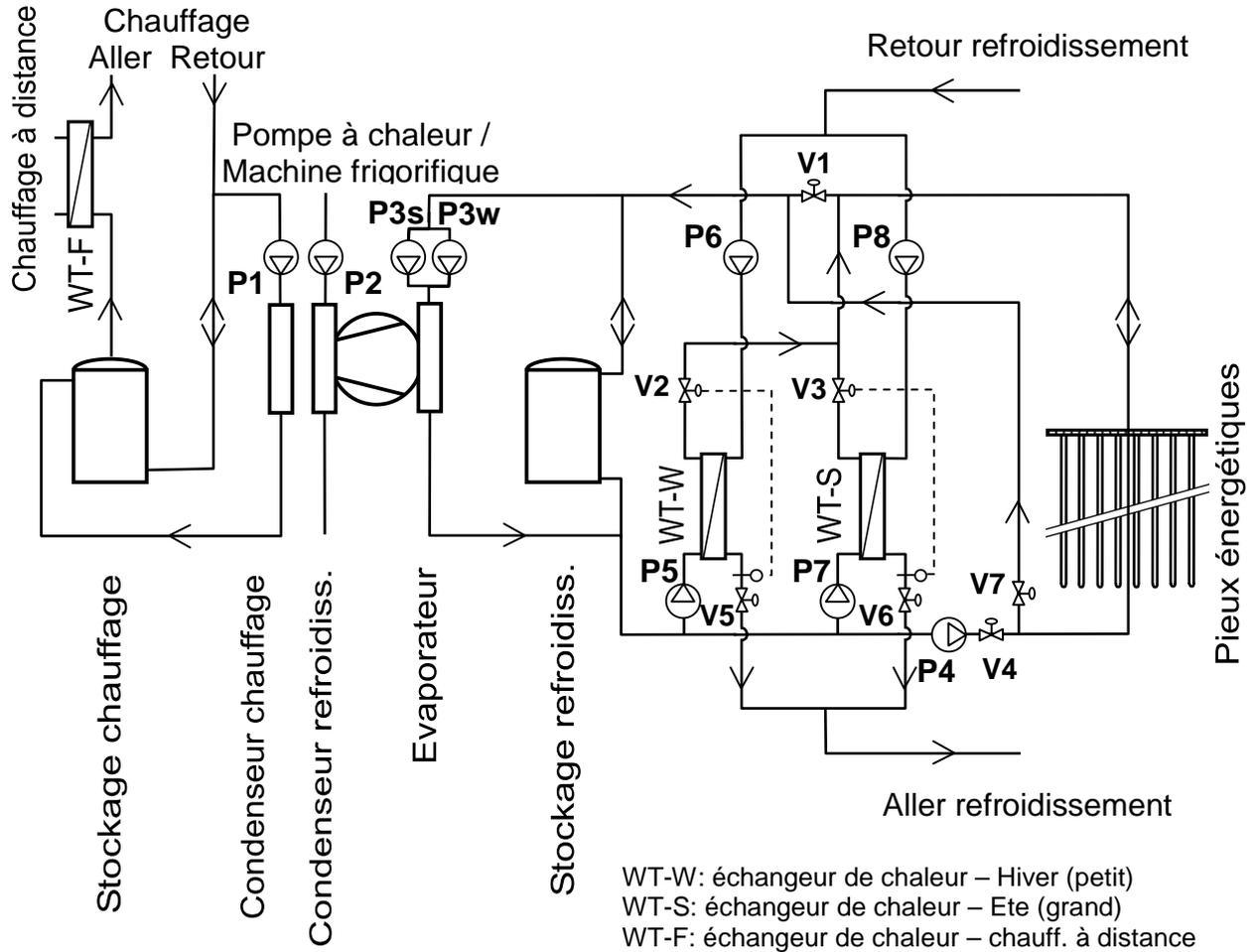


Figure 3.1 Schéma de principe du système couplé aux pieux énergétiques du Dock Midfield

Les vannes V2 et V3 permettent de varier le débit dans le circuit primaire des échangeurs de chaleur (WT-W et WT-S), de façon à contrôler et ajuster la température de sortie du circuit secondaire sur la température de consigne «aller» dans la distribution de froid, fixée à 14°C. Comme le débit ne peut pas être réduit au-dessous d'une certaine limite, deux échangeurs de chaleur sont utilisés pour délivrer l'énergie de refroidissement dans la distribution de froid. Un de petite taille pour couvrir les faibles puissances qui ont normalement lieu en hiver et un de grande taille pour les puissances estivales. Un seul échangeur fonctionne à la fois. Les vannes 2-voies «tout ou rien» V1, V4 et V7 permettent d'utiliser les pieux énergétiques selon un des trois modes de fonctionnement possibles : extraction de chaleur des pieux, pieux au repos, ou injection de chaleur dans les pieux. Pour chacun de ces trois modes de fonctionnement, le système peut satisfaire des besoins de refroidissement. Les trois modes sont définis comme suit :

- **extraction des pieux**

la pompe à chaleur est enclenchée, de même que les pompes de circulation P1, P3w et P4. Les besoins de refroidissement, généralement faibles dans ce mode, sont alors couverts par l'échangeur de chaleur WT-W. Dans ce cas les pompes P5 et P6 sont en fonction. Les vannes V1, V4 et V5 sont ouvertes, et les vannes V6 et V7 sont fermées. Le fonctionnement du système dans ce cas est illustré dans la figure 3.2.

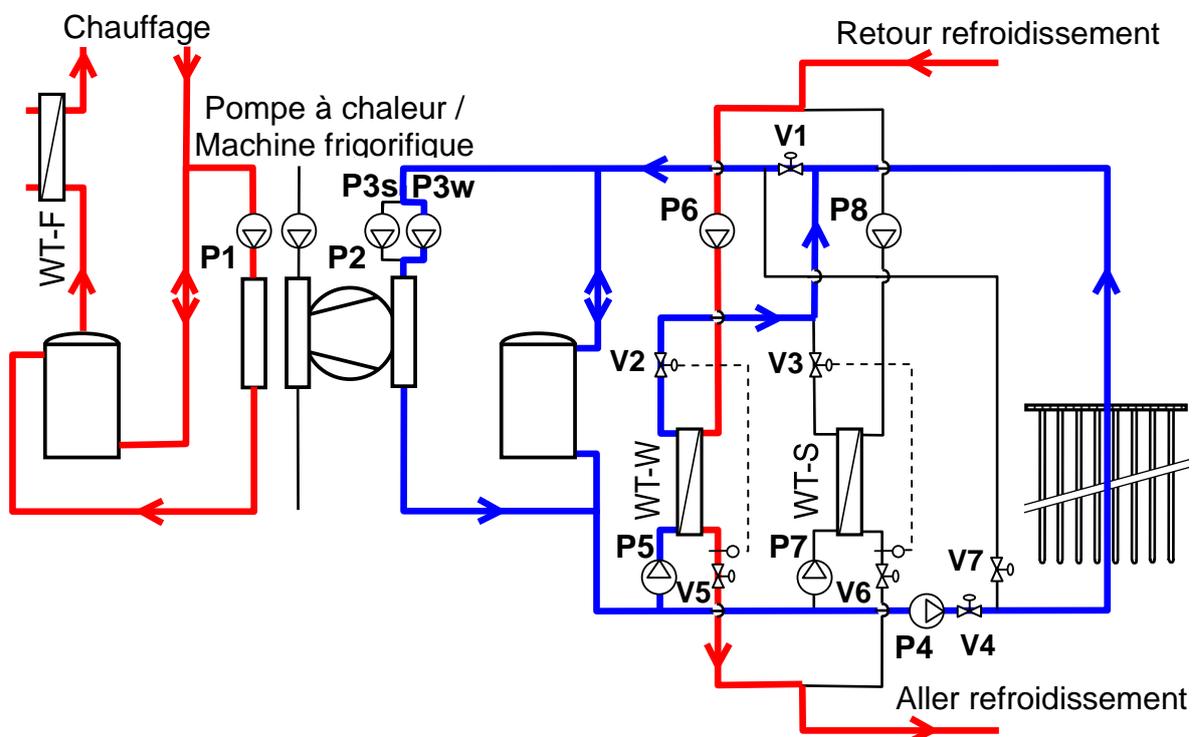


Figure 3.2 Mode « extraction des pieux » : les pompes P1, P3w et P4 sont enclenchées pour le fonctionnement de la pompe à chaleur. Les vannes 2-voies V1 et V4 sont ouvertes, tandis que la vanne V7 est fermée

- **pieux au repos**

dans ce mode, les pieux ne sont pas utilisés. Cela signifie que si la pompe à chaleur est en marche, elle extrait la chaleur de la distribution de refroidissement. Dans ce cas, les pompes de circulation P1, P3w sont enclenchées, tandis que la pompe P4 est à l'arrêt. Si les besoins de refroidissement sont couverts par l'échangeur de chaleur WT-W, les pompes P5 et P6 sont en fonction. Les vannes V1 et V5 sont ouvertes, et les vannes V4, V6 et V7 sont fermées. Le fonctionnement du système dans ce mode est illustré dans la figure 3.3.

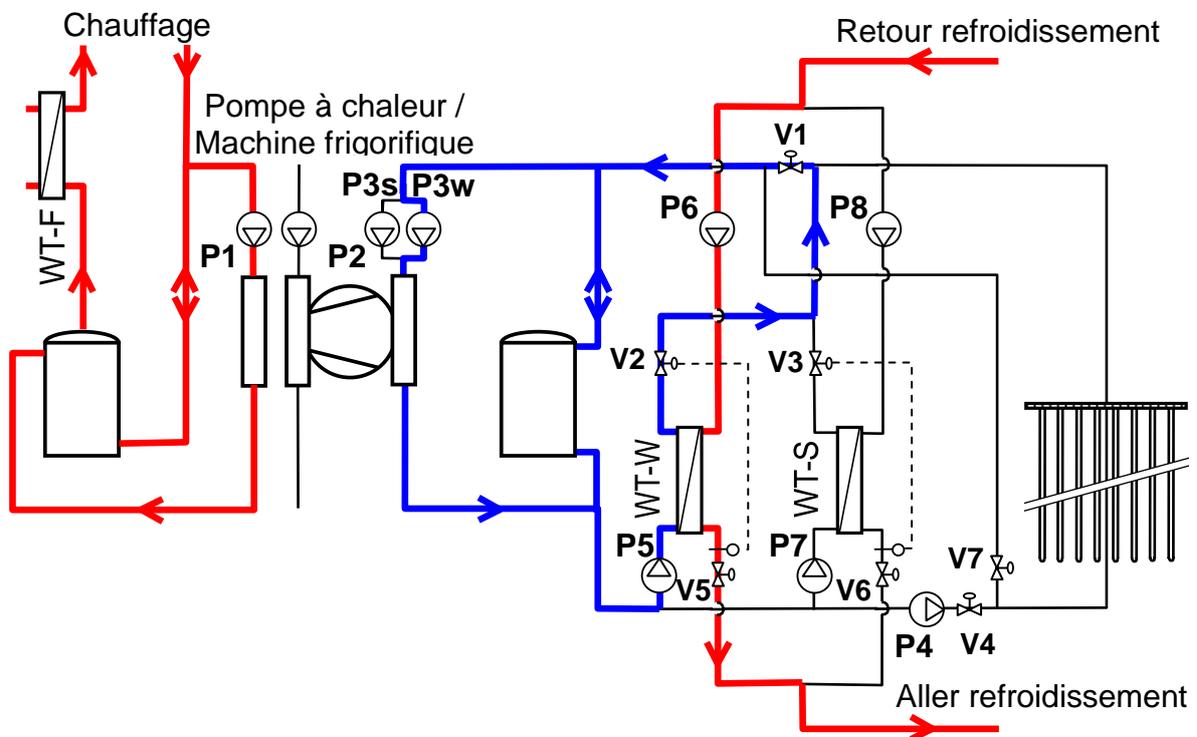


Figure 3.3 Mode « pieux au repos » : les pompes P1, P3w sont enclenchées pour le fonctionnement de la pompe à chaleur tandis que la vanne P4 est déclenchée. La vanne 2-voies V1 est ouverte, tandis que les vannes V4 et V7 sont fermées

- **injection dans les pieux**

seulement dans ce mode la pompe à chaleur peut fonctionner en machine frigorifique. Dans ce cas, les pompes de circulation P2 et P3s sont enclenchées. La pompe P4 reste à l'arrêt. Si les besoins de refroidissement sont couverts par l'échangeur de chaleur WT-S, les pompes P7 et P8 sont en fonction. Les vannes V6 et V7 sont ouvertes, et les vannes V1, V4 et V5 sont fermées. Le fonctionnement du système dans ce mode est illustré dans la figure 3.4.

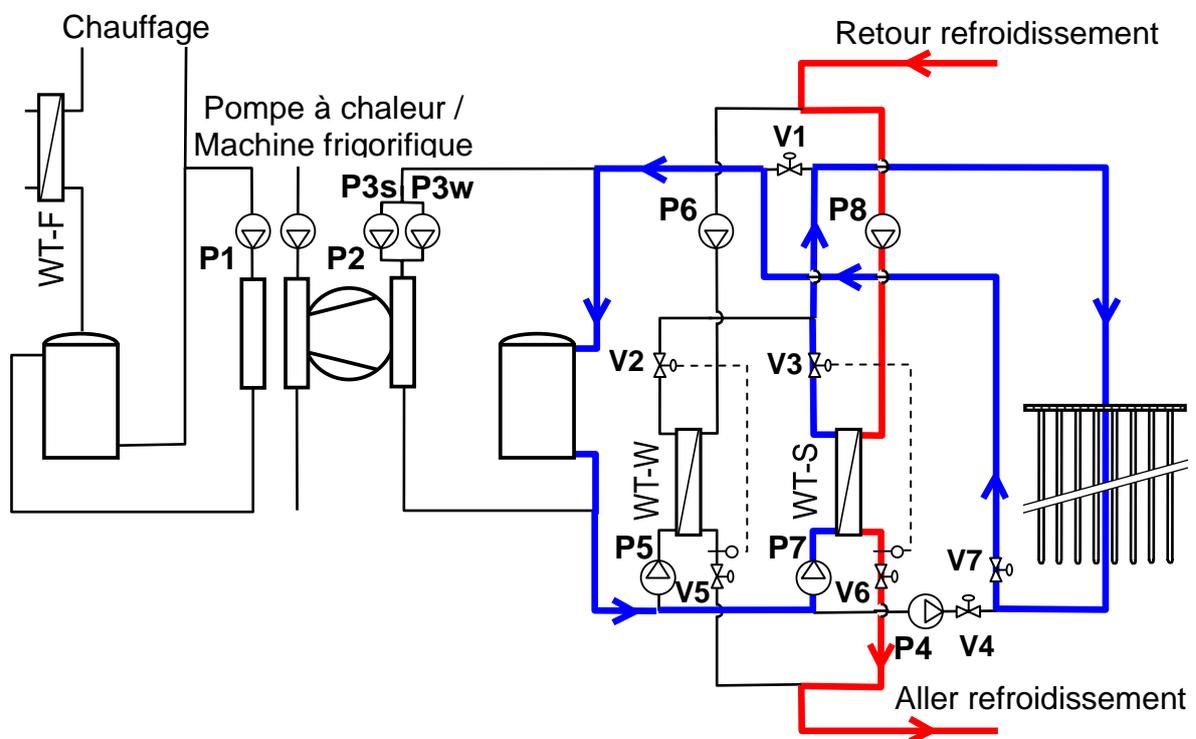


Figure 3.4 Mode « injection dans les pieux » : les pompes P2, P3s sont enclenchées si la pompe à chaleur marche en mode machine frigorifique. La pompe P4 est déclenchée. Les vannes 2-voies V6 et V7 sont ouvertes, tandis que les vannes V1, V4 et V5 sont fermées

Le sens de circulation du fluide dans les pieux est inversé lorsque le mode de fonctionnement passe de l'extraction (pieux en mode chauffage) à l'injection de chaleur (pieux en mode refroidissement). Comme les pieux sont couplés par série de 3 entre l'axe central du bâtiment et son bord, une stratification horizontale de la température est possible, permettant ainsi de mieux exploiter les niveaux de température dans le terrain.

4. Mesures effectuées sur l'installation avec pieux énergétiques

Le Dock Midfield, avec toutes les installations techniques, a été achevé en novembre 2002 et remis à Unique Flughafen Zürich AG, la société chargée de la gestion de l'aéroport.

L'installation couplée aux pieux énergétiques a été mise en service de façon provisoire au début de l'été 2002. La demande d'énergie du réseau de distribution de refroidissement a pu être totalement couverte par geocooling avec les pieux. La pompe à chaleur a été mise en marche en automne 2002. La mise en service du bâtiment a eu lieu en automne 2003. La distribution de chaleur et le fonctionnement de la pompe à chaleur ont été optimisés au cours du premier hiver de marche, de manière à rendre possible un fonctionnement stable de l'installation.

Le nombre des mesures effectuées sur l'installation dépasse la centaine. La plupart de ces mesures sont déjà effectuées par le système de contrôle du bâtiment. Le nombre des mesures supplémentaires nécessaires à la campagne de mesure du système avec pieux énergétiques se monte à 30. Certaines mesures de température ont été réalisées avec des senseurs plus précis que ceux utilisés pour la régulation. Partout où c'était nécessaire, des senseurs de température avec une précision de 1/3 DIN B ont été installés.

Les mesures n'ont pu débuter qu'en septembre 2004, après la mise en service et le test du système d'automatisation du bâtiment, et une fois le système de gestion opératif. Pour ce faire, les interfaces entre le système d'automatisation du bâtiment, les unités centrales de contrôle et les systèmes de « bus » ont dû être créés et testés. Unique a été responsable de l'acquisition des mesures au travers du système de contrôle du bâtiment.

Dès octobre 2004, les mesures ont été livrées sur une base hebdomadaire par Unique. Pratiquement la totalité des mesures prévues sur le système des pieux énergétiques ont été réalisées. Elles suffisent pour l'analyse détaillée du système. Le suivi du système est réalisé avec des relevés effectués chaque 5 minutes, ce qui permet d'observer la dynamique du système et de comprendre son fonctionnement.

Les mesures suivantes ont été exécutées pour le suivi du système avec pieux énergétiques :

- 15 mesures de température de fluide;
- 11 mesures d'état de marche, dont la marche et l'allure de la pompe à chaleur – machine frigorifique (elle peut fonctionner à 4 allures différentes - 25%, 50%, 75% ou 100%) ;
- 5 compteurs de chaleur (mesure de débit et de différence de température);

La figure 4.1 permet de montrer les emplacements des points de mesure dans le schéma de principe du système.

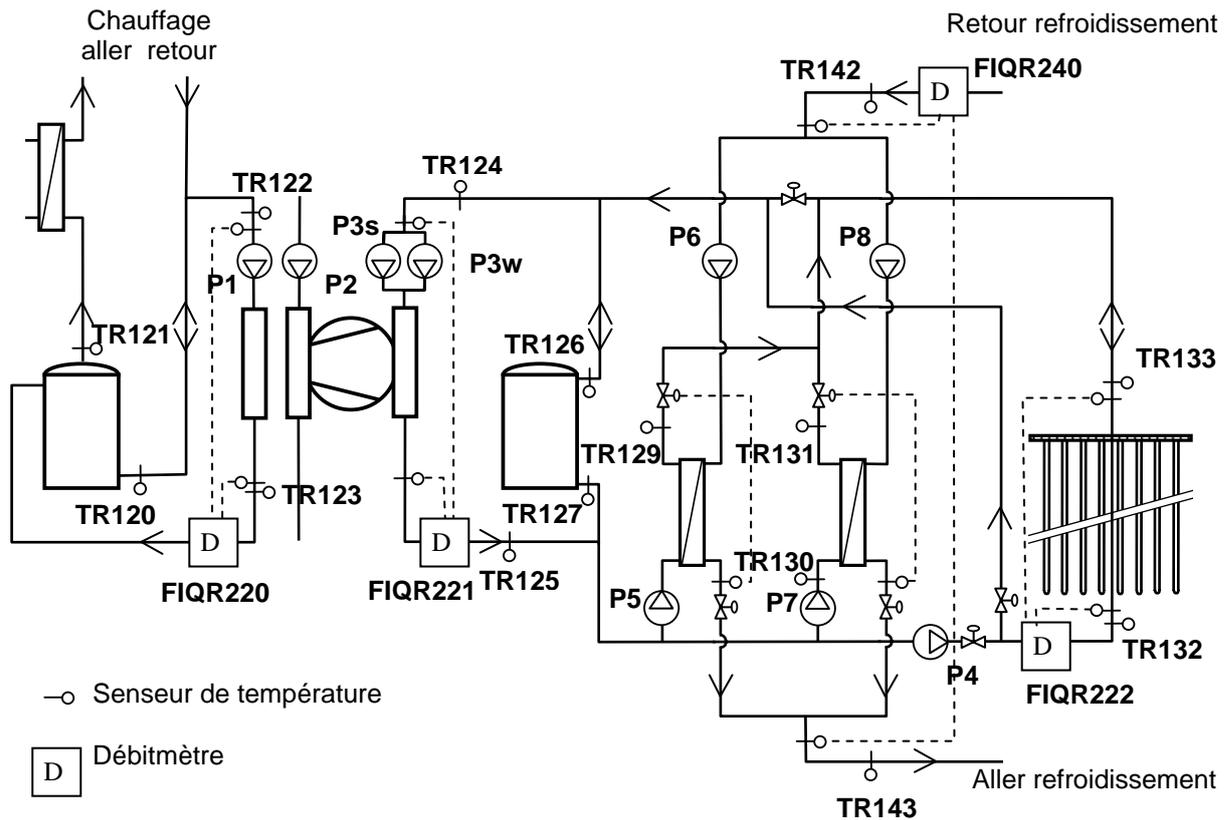


Figure 4.1 Emplacement des points de mesure effectués sur le système (cf. annexe 1)

On peut ajouter encore 15 températures de terrain, mesurées à différentes profondeurs dans 4 pieux de fondation qui n'ont pas été équipés en pieu énergétique, et 1 température pour l'air extérieur. Cela fait en tout près de 50 mesures utiles qui ont régulièrement été enregistrées par le système d'automatisation du bâtiment avec une fréquence de 5 minutes.

Les énergies électriques consommées par les pompes de circulation et le compresseur de la pompe à chaleur ont été mesurées par trois dataloggers indépendants du système d'automatisation du bâtiment. Ces mesures ont été installées et enregistrées par le bureau Amstein + Walthert AG. Dès décembre 2004, elles ont été reprises par Unique AG. Ces 10 mesures supplémentaires ont également été mesurées sur une base temporelle de 5 minutes.

L'annexe 1 contient la description de tous les points de mesure effectués sur l'installation. L'annexe 2 permet de définir tous les modes de fonctionnement du système, sur la base des états de marche des pompes de circulation et de températures de fluide. Les durées de marche sont reportées pour les deux ans de mesure. Les deux modes de fonctionnement prépondérants sont l'extraction de chaleur des pieux et l'injection de chaleur dans les pieux. Ces deux modes ont des durées de marche plus ou moins équivalentes et correspondent à environ 6 mois chacun.

5. Définition des indices de performance du système

Le schéma de principe de l'installation avec les pompes de circulation est montré dans la figure 5.1, dans le but de faciliter la compréhension des 7 indices de performances définis pour caractériser les performances thermiques du système.

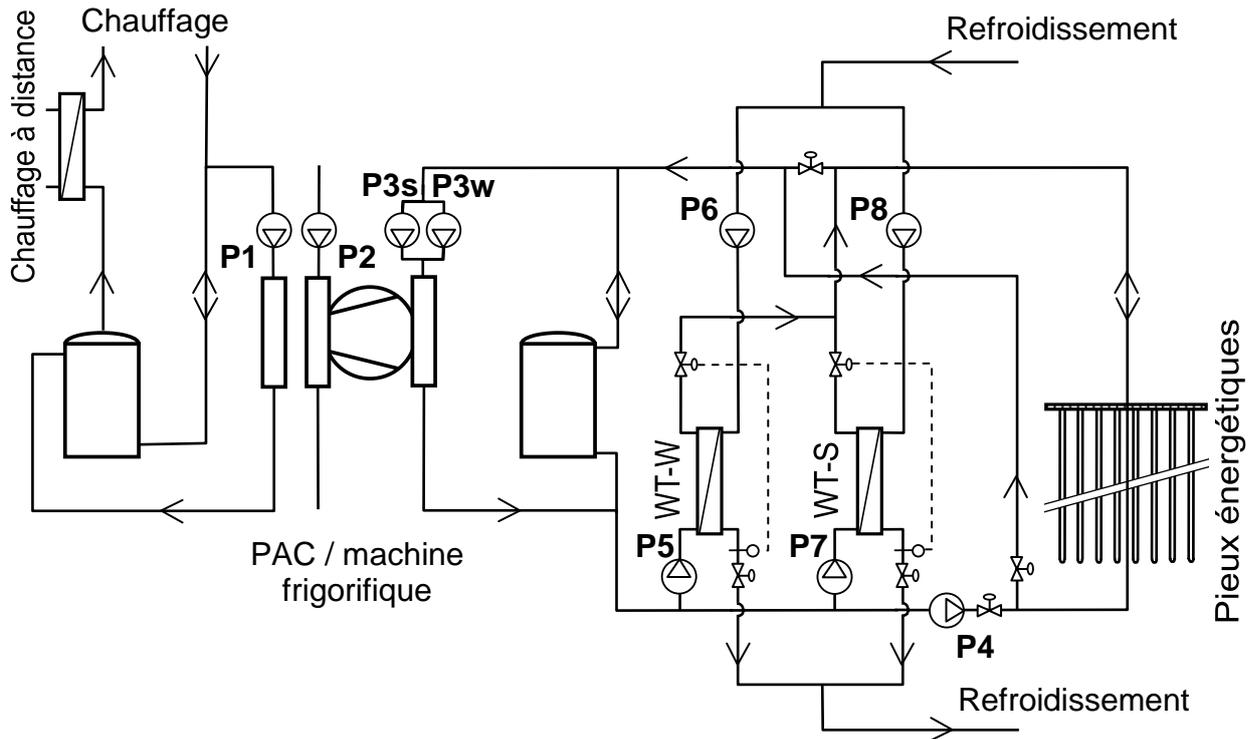


Figure 5.1 Schéma de principe de l'installation avec les pompes de circulation

COP – coefficient de performance

Il est défini par le rapport de l'énergie délivrée au condenseur ($Q_{\text{condenseur}}$) par l'énergie électrique absorbée au compresseur ($Q_{\text{el compresseur}}$), lorsque la machine fonctionne pour satisfaire des besoins de chauffage (fonctionnement du système dans le mode « extraction des pieux » ou « pieux au repos », cf. chapitre 3).

$$\text{COP} = Q_{\text{condenseur}} / Q_{\text{el compresseur}}$$

NB : l'énergie électrique absorbée par le compresseur correspond à la marche de la machine en mode pompe à chaleur.

COPA – coefficient de performance annuel

Il est défini par le rapport de l'énergie délivrée au condenseur ($Q_{\text{condenseur}}$) par l'énergie électrique absorbée au compresseur ($Q_{\text{el compresseur}}$), lorsque la machine fonctionne pour satisfaire des besoins de chauffage (fonctionnement du système dans le mode « extraction des pieux » ou « pieux au repos »). L'énergie électrique des pompes de circulation du condenseur (P1) et de la source de chaleur (P3w et P4) est prise en compte .

$$\text{COPA} = Q_{\text{condenseur}} / (Q_{\text{el compresseur}} + Q_{\text{el P1}} + Q_{\text{el P3w}} + Q_{\text{el P4}})$$

NB : l'énergie électrique absorbée par le compresseur correspond à la marche de la machine en mode pompe à chaleur.

DirCoolHeat – efficacité de refroidissement direct pour le chauffage

C'est l'efficacité de refroidissement lorsque les besoins de refroidissement sont utilisés pour couvrir la demande de chaleur (fonctionnement du système dans le mode « extraction des pieux » ou « pieux au repos »). Dans ce cas, une fraction de l'énergie thermique extraite par la pompe à chaleur provient de la distribution de refroidissement. Cet indice de performance est défini par le rapport de l'énergie de refroidissement extraite par la pompe à chaleur (Q_{cool}) par l'énergie électrique utilisée pour transférer l'énergie de refroidissement dans l'évaporateur de la PAC, soit l'énergie électrique consommée par les pompes de circulation P5, P6, P7 et P8, lorsque le système fonctionne dans le mode « extraction des pieux » ou « pieux au repos ».

$$\text{DirCoolHeat} = [Q_{\text{cool}} / (Q_{\text{el P5}} + Q_{\text{el P6}} + Q_{\text{el P7}} + Q_{\text{el P8}})]^*$$

*énergies sommées lorsque le système est dans le mode « pieux en extraction » ou « pieux au repos »

GeoCool – efficacité de geocooling ou de refroidissement direct sur les pieux

C'est l'efficacité de refroidissement lorsque les besoins de refroidissement sont évacués dans les pieux énergétiques. Il s'agit de geocooling ou de refroidissement direct. Par abus de langage, on parle parfois de freecooling, bien qu'il fasse utiliser de l'énergie électrique pour actionner les pompes de circulation. Cet indice de performance est défini par le rapport de l'énergie de refroidissement injectée dans les pieux (Q_{injected}) par l'énergie électrique utilisée pour transférer l'énergie de refroidissement du réseau de distribution aux pieux. Il s'agit de l'énergie électrique consommée par les pompes de circulation P5, P6, P7 et P8, lorsque le système fonctionne dans le mode « injection dans les pieux ». Toutefois, lorsque la pompe à chaleur fonctionne en mode machine frigorifique, les pompes de circulation P5, P6, P7 et P8 fonctionnent pour amener une partie de l'énergie de refroidissement à la machine frigorifique. La part d'énergie électrique des pompes associée au geocooling est déterminé proportionnellement au rapport de l'énergie couverte par geocooling par l'énergie de refroidissement totale ($Q_{\text{injection}}/Q_{\text{cool}}$)

$$\text{GeoCool} = [Q_{\text{cool}} / ((Q_{\text{el P5}} + Q_{\text{el P6}} + Q_{\text{el P7}} + Q_{\text{el P8}}) \times (Q_{\text{injection}}/Q_{\text{cool}}))]^*$$

*énergies sommées lorsque le système est dans le mode « injection dans les pieux »

EffCOM – efficacité de la machine frigorifique

Il est défini par le rapport de l'énergie de refroidissement extraite à l'évaporateur ($Q_{\text{évaporateur}}$) par l'énergie électrique absorbée au compresseur ($Q_{\text{el compresseur}}$), lorsque la machine fonctionne en machine frigorifique (fonctionnement du système dans le mode « injection dans les pieux »).

$$\text{EffCOM} = [Q_{\text{évaporateur}} / Q_{\text{el compresseur}}]^*$$

*énergies sommées lorsque le système est dans le mode « injection dans les pieux ». L'énergie électrique absorbée par le compresseur correspond à la marche de la machine en mode machine frigorifique.

EffCOMA – efficacité annuelle de la machine frigorifique

Il est défini par le rapport de l'énergie de refroidissement extraite à l'évaporateur ($Q_{\text{évaporateur}}$) par l'énergie électrique absorbée au compresseur ($Q_{\text{el compresseur}}$), lorsque la machine fonctionne en machine frigorifique (fonctionnement du système dans le mode « injection dans les pieux »). L'énergie électrique des pompes de circulation du condenseur de la machine frigorifique (P2), de l'évaporateur (P3s) et d'une partie des pompes de circulation P5, P6, P7 et P8 est prise en compte. Cette part d'énergie est celle qui n'est pas associée au geocooling. Elle est définie par le coefficient $(1 - Q_{\text{injection}}/Q_{\text{cool}})$, en prenant note que l'énergie de refroidissement couverte par la machine frigorifique est égale à $(Q_{\text{cool}} - Q_{\text{injection}})$.

$$\text{EffCOMA} = [Q_{\text{évaporateur}} / (Q_{\text{el compresseur}} + Q_{\text{pompes}})]^*$$

$$Q_{\text{pompes}} = Q_{\text{el P2}} + Q_{\text{el P3s}} + (Q_{\text{el P5}} + Q_{\text{el P6}} + Q_{\text{el P7}} + Q_{\text{el P8}}) \times (1 - Q_{\text{injection}}/Q_{\text{cool}})$$

*énergies sommées lorsque le système est dans le mode « injection dans les pieux »

SystEff – efficacité globale annuelle du système

Il est défini par le rapport des énergies de chauffage ($Q_{\text{condensateur}}$) et de refroidissement (Q_{cool}) couvertes par le système par la sommes de toutes les consommations électriques pour le faire fonctionner.

$$\text{SystEff} = (Q_{\text{condensateur}} + Q_{\text{cool}}) / Q_{\text{el tot}}$$

$$Q_{\text{el tot}} = Q_{\text{el compresseur}} + Q_{\text{el P1}} + Q_{\text{el P2}} + Q_{\text{el P3w}} + Q_{\text{el P3s}} + Q_{\text{el P4}} + Q_{\text{el P5}} + Q_{\text{el P6}} + Q_{\text{el P7}} + Q_{\text{el P8}}$$

NB : l'énergie électrique absorbée par le compresseur correspond à la marche de la machine aussi bien en mode pompe à chaleur qu'en mode machine frigorifique.

6. Bilan énergétique et performances thermiques du système

L'établissement du bilan énergétique de l'installation a nécessité un traitement approfondi des mesures. Des procédures de surveillance et de correction ont été mises au point pour contrôler et corriger les mesures. Pour les compteurs de chaleur, des corrélations ont été établies pour calibrer les énergies mesurées et pour extrapoler les trous, lorsque les lectures des compteurs ont été bloquées. Toutefois le problème de blocage de la lecture des compteurs de chaleur a pu être résolu avant le début de la deuxième année de mesure. De façon analogue, les mesures des compteurs électriques ont également été contrôlées, corrigées et extrapolées (cf. annexe 3).

6.1 Energie de chauffage couverte par la pompe à chaleur couplée sur les pieux

La pompe à chaleur délivre l'énergie thermique à un niveau de température moyen de 40°C. La figure 6.1 montre l'évolution des températures dans le circuit de chauffage pour un jour typique d'hiver.

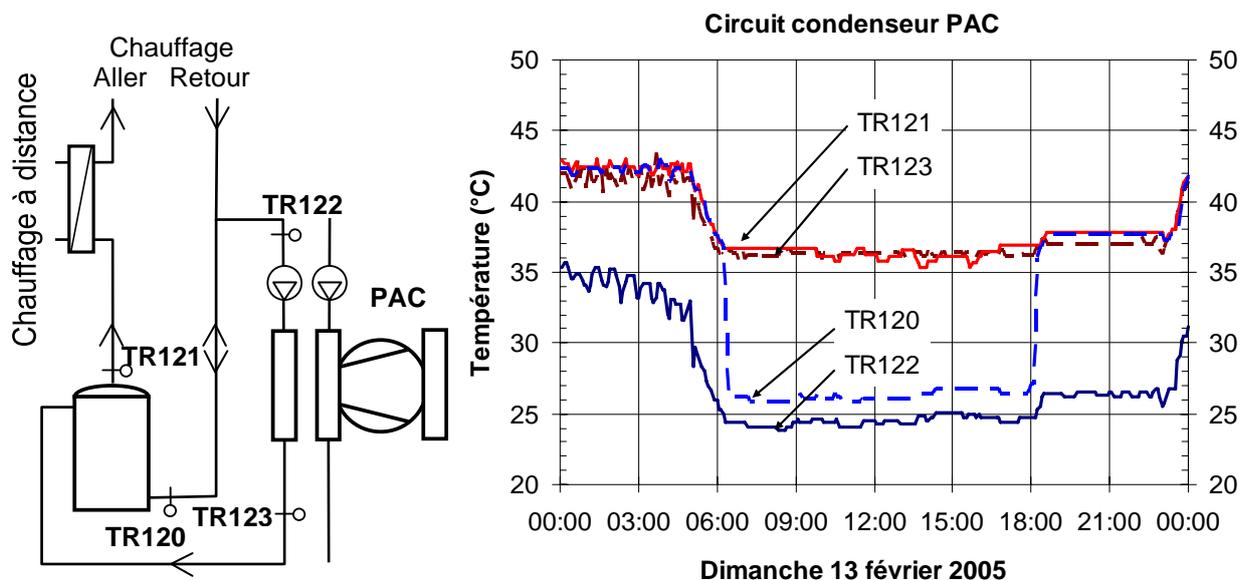


Figure 6.1 Evolution typique des températures de fluide dans le circuit du condenseur de la pompe à chaleur (PAC)

La nuit (de 0h à 6h et de 18h à 24h), la température TR120 (bas du stockage tampon du condenseur) est égale à TR121 (haut du stockage tampon), ce qui indique que le débit à travers le condenseur est plus important que celui dans la distribution de chauffage. Ceci indique une réduction nocturne du chauffage du bâtiment. La journée la PAC peut fonctionner à plein régime avec des températures de chauffage très basses, idéales pour l'efficacité de la machine.

Dans la figure 6.2, les températures moyennes journalières (pondérées avec la puissance thermique délivrée au condenseur de la PAC) sont montrées en fonction de l'énergie

thermique journalière délivrée au condensateur et de la température moyenne journalière de l'air extérieur. Elles indiquent que la température de travail de la pompe à chaleur (température de sortie du condensateur) est relativement bien constante au cours de l'année.

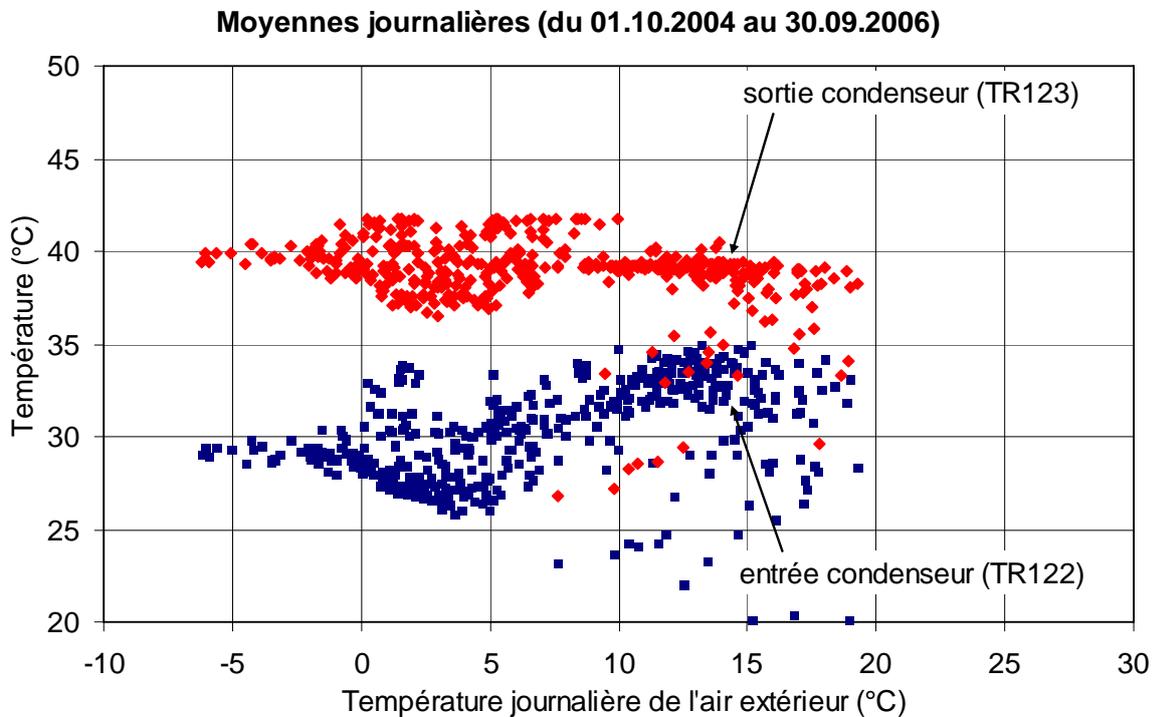
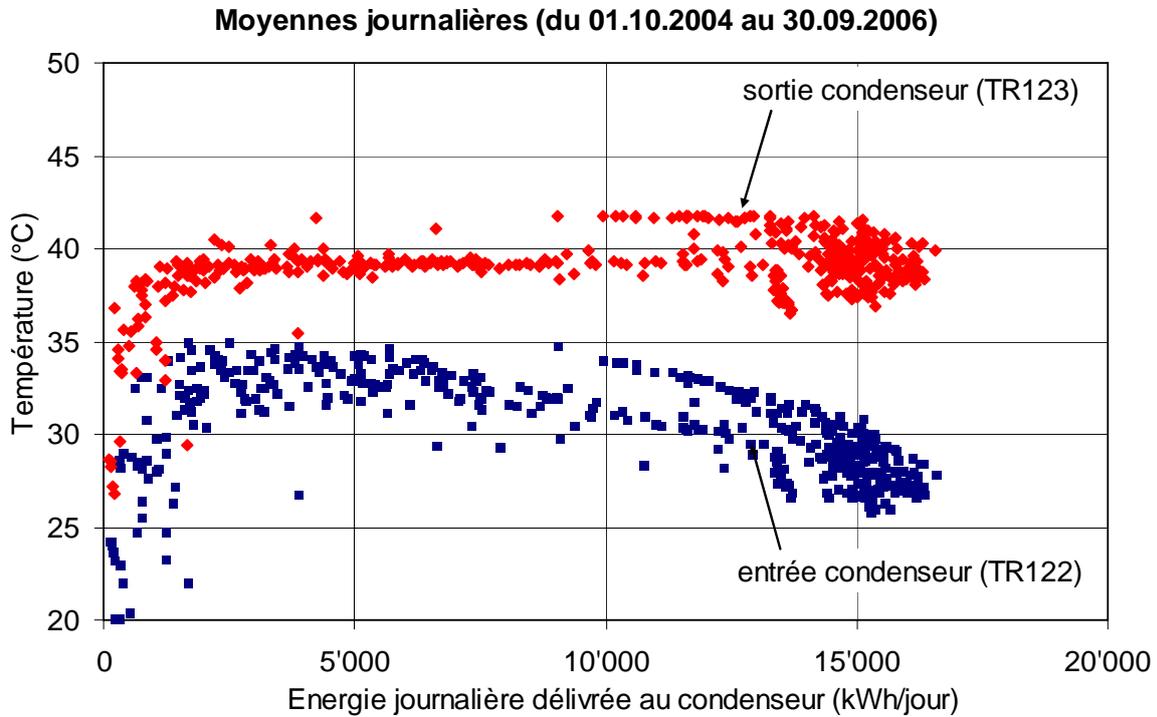


Figure 6.2 Niveaux de température journaliers à l'entrée et à la sortie du condensateur de la pompe à chaleur en fonction de l'énergie thermique journalière délivrée et de la température journalière de l'air extérieur pour les 2 années de mesure

Dans la figure 6.3, les énergies mensuelles relatives à la pompe à chaleur sont montrées.

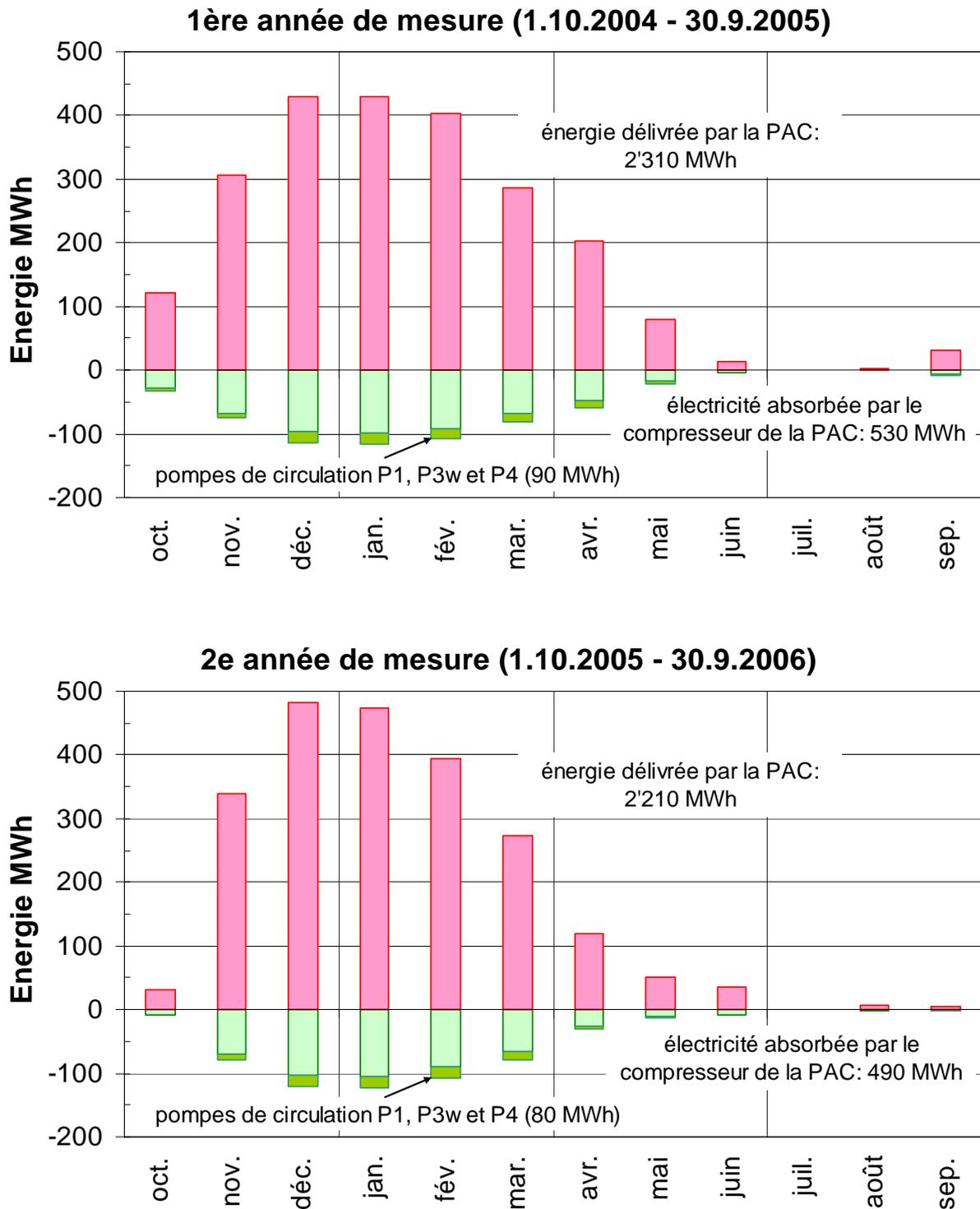


Figure 6.3 Energies mensuelles délivrées par la PAC et électricité absorbée par le compresseur et les pompes de circulation

Dans la figure 6.4, les COP (coefficient de performance) mensuels avec et sans l'énergie électrique des pompes de circulation sont montrés. Les niveaux de température mensuels moyens à la sortie du condenseur et à l'entrée de l'évaporateur sont également indiqués.

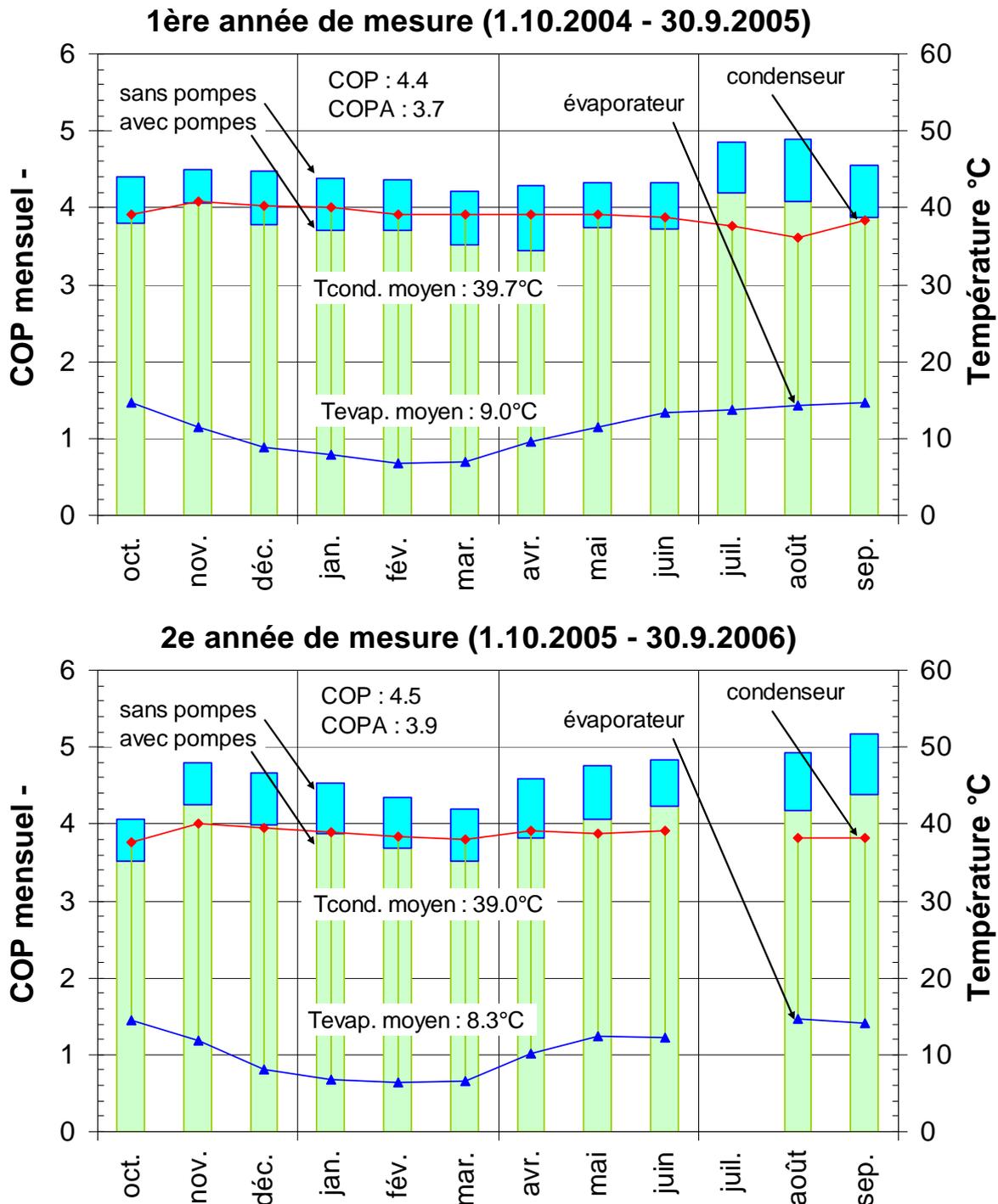


Figure 6.4 COP mensuels avec et sans l'énergie électrique des pompes de circulation et niveaux de température associés à la sortie du condenseur et à l'entrée de l'évaporateur

Le COPA (coefficient de performance annuel) est mesuré pour les deux années de mesure à respectivement 3.7 et 3.9, pour un niveau de température moyen de respectivement 40°C et 39°C à la sortie du condenseur et de 9°C et 8°C à l'entrée de l'évaporateur. Le COPA est plus élevé la 2^e année de mesure, notamment par un fonctionnement optimisé de la PAC, fonctionnant quasi en continu durant les mois de décembre et janvier.

6.2 Energie de refroidissement couverte par le système couplé sur les pieux

La figure 6.5 montre l'évolution des températures et des puissances thermiques dans le circuit des pieux et de la distribution de refroidissement.

La température de l'eau au retour de la distribution de refroidissement est plutôt basse, comprise entre 17 et 19°C, relativement à la valeur prévue de 21°C dans la phase de planification du système.

La température de l'eau au départ de la distribution de refroidissement est réglée sur une température de consigne fixée à 14°C, correspondant à la valeur de planification du système. Lorsque la température monte à une valeur trop élevée (environ 15°C), la machine frigorifique se met en marche. Toutefois, la puissance de la machine, même en fonctionnant au régime le plus bas (25% du régime nominal), fait tout de suite baisser de façon significative la température de départ et aussi la température de retour. L'influence est négative sur la puissance de geocooling, qui est aussitôt réduite elle aussi (cf. fig. 6.5).

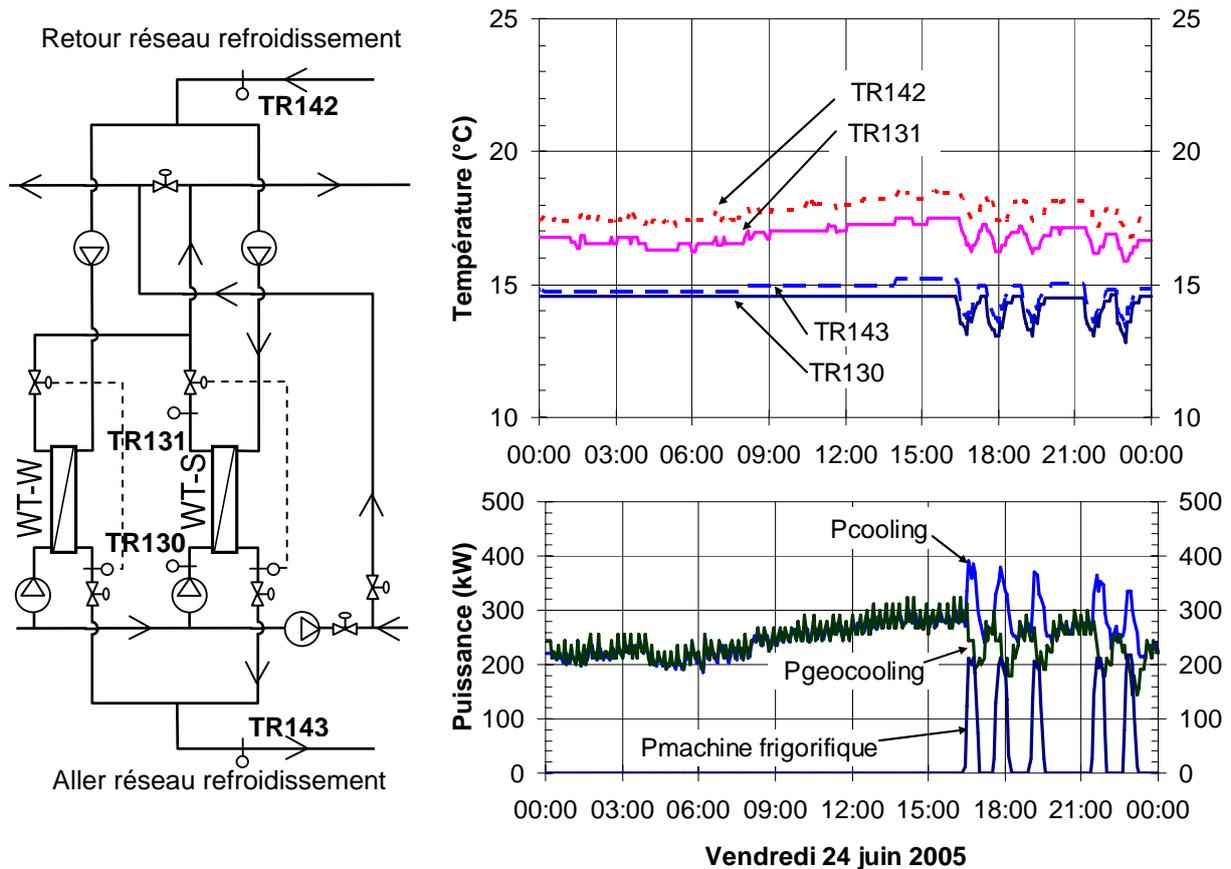


Figure 6.5 Evolution typique des températures de fluide et des puissances thermiques dans le circuit des pieux et de la distribution de froid, en mode « injection dans les pieux » avec la marche continue de l'échangeur de chaleur WT-S

Dans la figure 6.6, les températures moyennes journalières dans la distribution de refroidissement (pondérées avec la puissance thermique de refroidissement) sont montrées en fonction de l'énergie journalière de refroidissement et de la température journalière de l'air extérieur. La température de retour de la distribution de refroidissement est relativement bien constante, avec une moyenne annuelle de 17°C. Elle est plus basse pour les énergies journalières de refroidissement les plus petites. Celles-ci ont lieu en hiver, lorsque le système fonctionne en extraction de chaleur sur les pieux. Dans ce cas, une température de retour dans la distribution de refroidissement plus basse ne pose pas de problème et ne crée pas une pénalité sur l'efficacité globale du système.

Les niveaux de température annuels moyens aller et retour dans la distribution de refroidissement ont été mesurés à :

	année 2004 – 2005	année 2005 – 2006
température moyenne aller	14.4 °C	14.3 °C
température moyenne retour	17.1 °C	16.9 °C

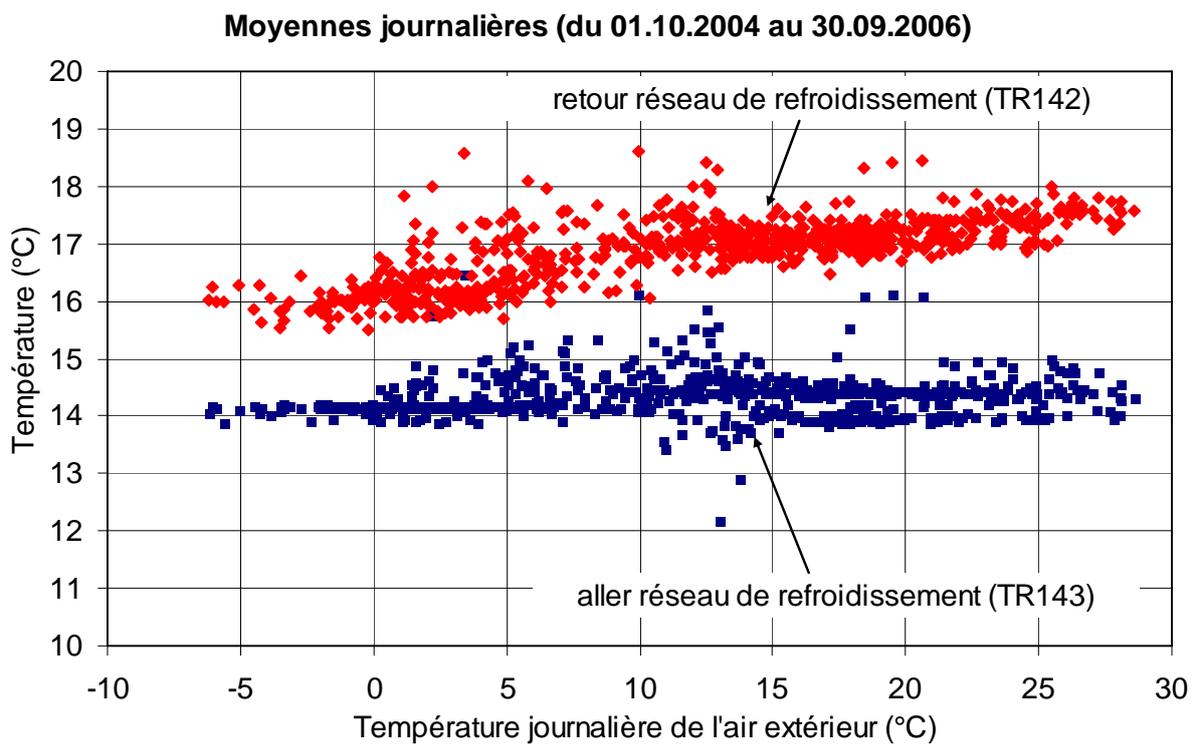
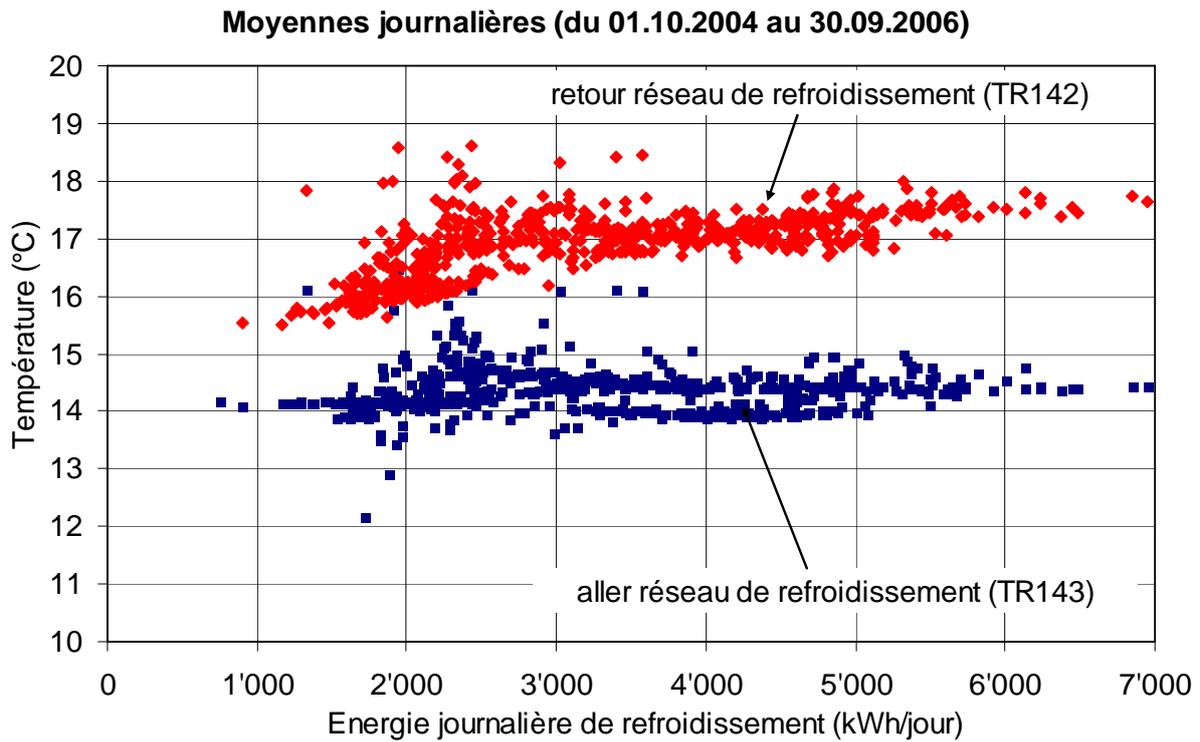


Figure 6.6 Températures moyennes journalières dans la distribution de refroidissement en fonction de l'énergie journalière de refroidissement et de la température journalière de l'air extérieur pour les 2 années de mesure

Dans la figure 6.7, les énergies mensuelles de refroidissement satisfaites par le système couplé sur les pieux sont montrées. Les énergies électriques mensuelles des pompes de circulation et du compresseur de la PAC utilisée comme machine frigorifique sont également reportées.

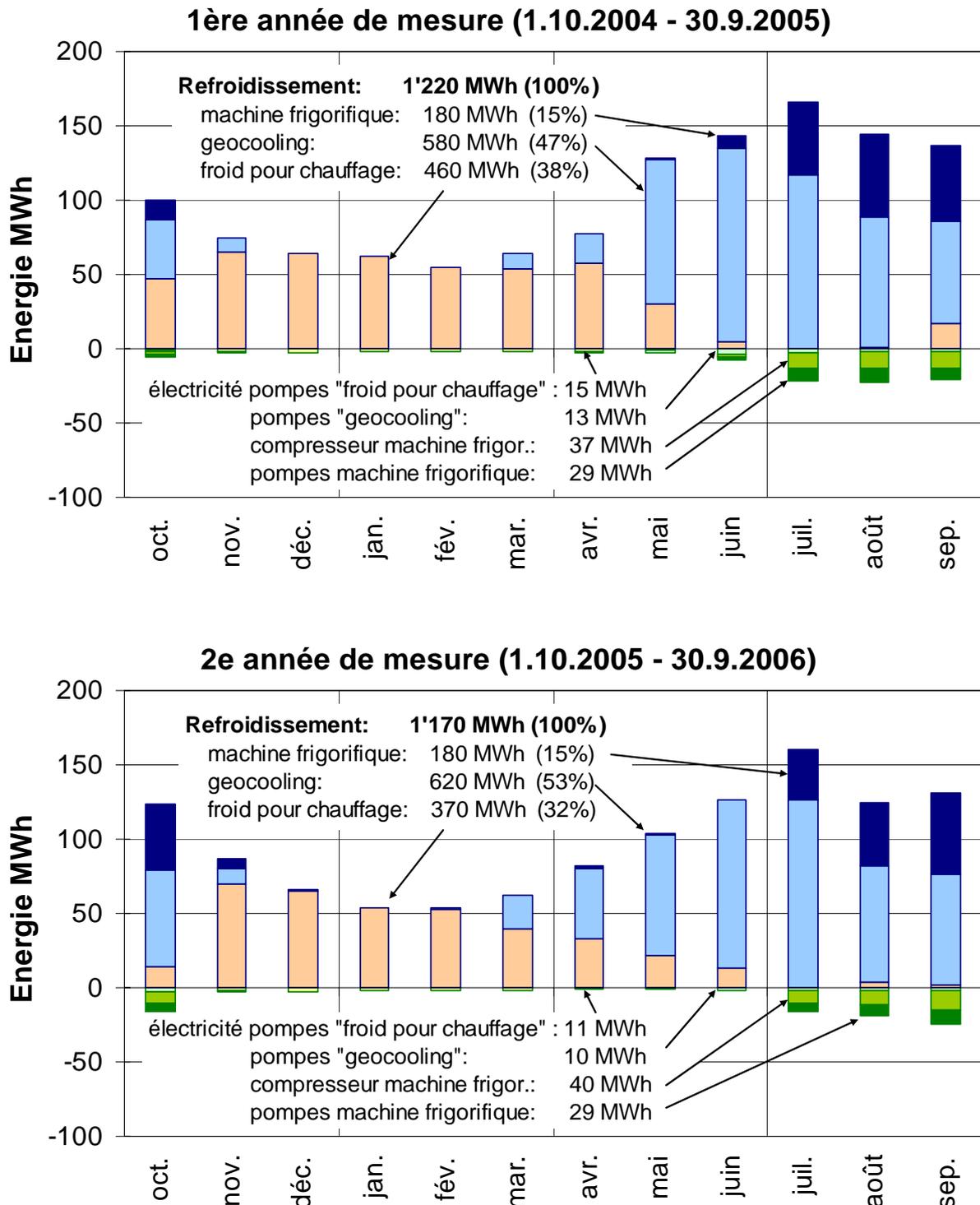


Figure 6.7 Énergies mensuelles de refroidissement et électricité absorbée par le compresseur de la machine frigorifique et les pompes de circulation

L'efficacité globale de refroidissement du système, définie comme le rapport entre l'énergie de refroidissement totale satisfaite et la consommation électrique totale des pompes de circulation et du compresseur de la machine frigorifique, se monte à respectivement 12.9 et 13.0 pour les 2 années de mesure. Cette valeur élevée est obtenue grâce au geocooling, dont l'efficacité est exceptionnellement élevée. Elle est mesurée à 44 la première année et à 61 la deuxième. L'efficacité de refroidissement direct pour le chauffage est également élevée avec des valeurs mesurées à 30 la première année et à 33 la deuxième. L'efficacité annuelle de la machine frigorifique, même si cette dernière contribue seulement pour 15% de la couverture des besoins de refroidissement, fait chuter l'efficacité globale de refroidissement du système d'un facteur trois. La consommation des pompes de circulation de la machine frigorifique est très importante relativement à l'énergie électrique absorbée par le compresseur. Elle fait pratiquement diminuer par deux l'efficacité de la machine frigorifique. Les efficacités de refroidissement sont énumérées dans la table 6.1.

	Mesures 2004 – 2005	Mesures 2005 – 2006
Efficacité de geocooling (Geocool)	44	61
Efficacité de refroidissement direct pour le chauffage (DirCoolHeat)	30	33
Efficacité de la machine frigorifique (EffCOM, sans pompes de circulation)	4.8	4.7
Efficacité annuelle de la machine frigorifique (EffCOMA, avec pompes circ.)	2.7	2.7
Efficacité globale de refroidissement du système	12.9	13.0

Table 6.1 Efficacités de refroidissement annuelles du système pour les deux années de mesure

Dans la figure 6.8, l'efficacité de la machine frigorifique est montrée en valeurs mensuelles avec et sans l'énergie électrique des pompes de circulation. Le niveau de température mensuel moyen à la sortie de l'évaporateur est également indiqué. Il est mesuré à 13.3°C la première année et à 13.2°C la deuxième.

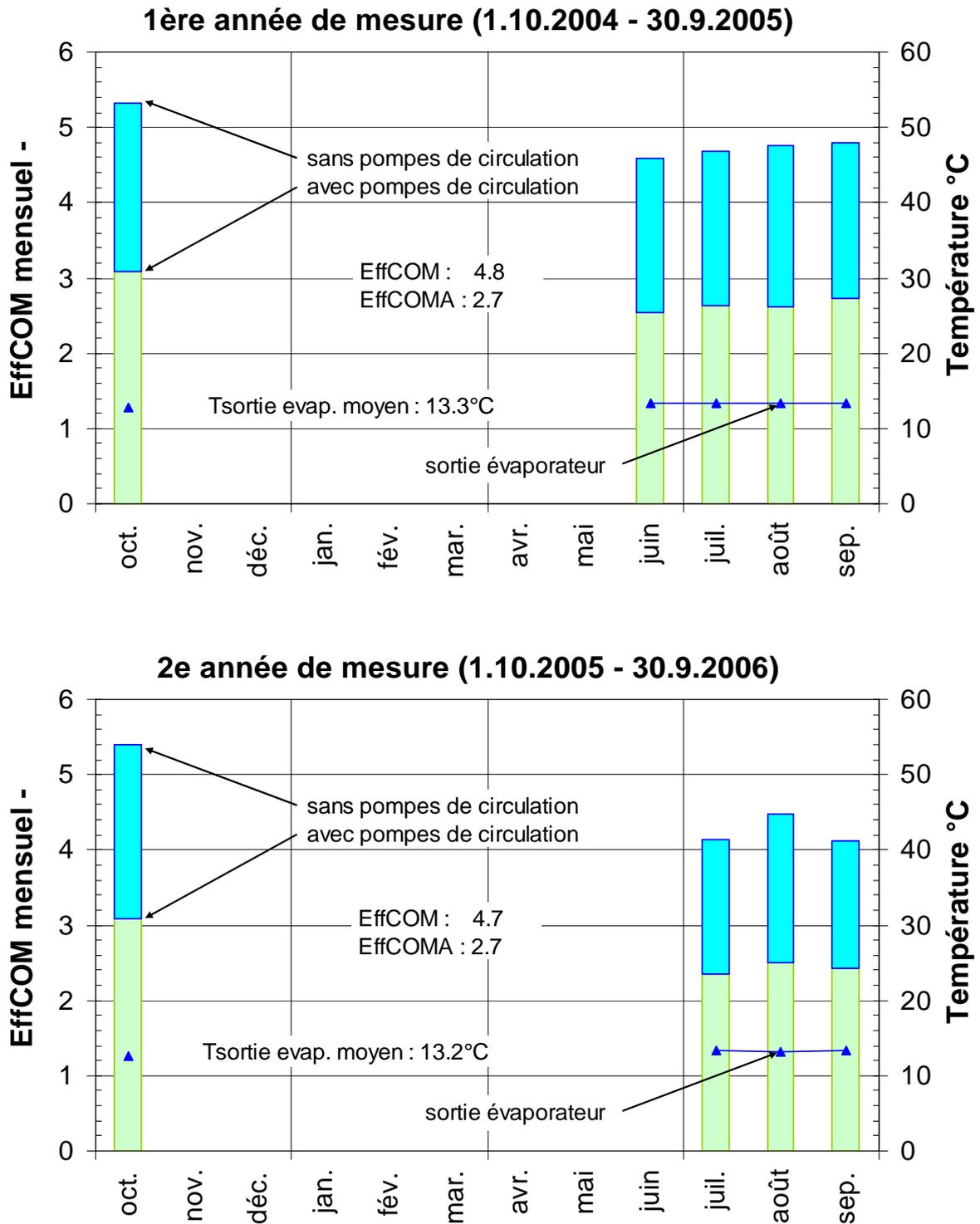


Figure 6.8 Efficacités mensuelles de la machine frigorifique et niveaux de température de l'énergie de refroidissement à la sortie de l'évaporateur

6.3 Energies thermiques transférées par les pieux énergétiques

Dans la figure 6.9, les énergies mensuelles extraites et injectées dans les pieux énergétiques sont montrées. L'énergie est injectée par geocooling. Les niveaux de température mensuels à l'extraction et à l'injection sont également indiqués (aller et retour des pieux).

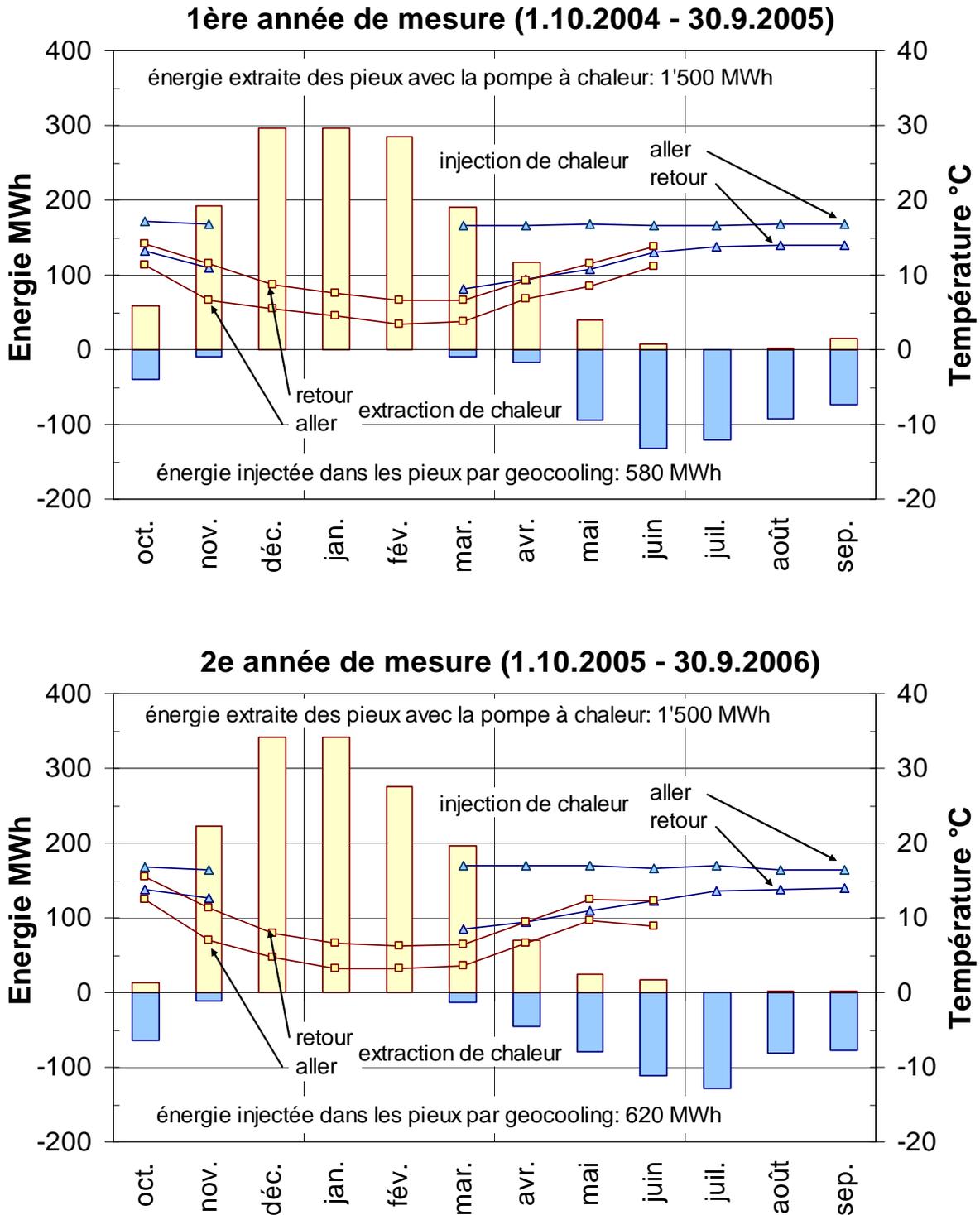


Figure 6.9 Energies mensuelles extraites et injectées dans les pieux énergétiques avec les niveaux de température mensuels à l'extraction et à l'injection

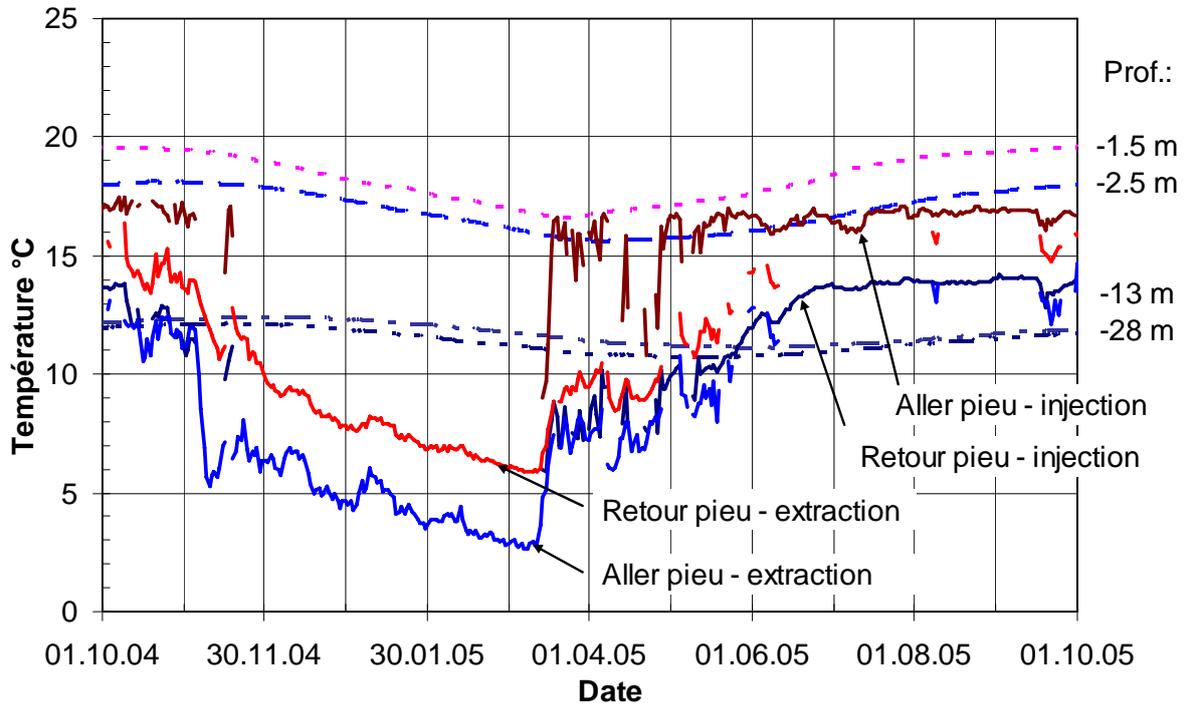
La recharge du terrain, réalisée par geocooling, est mesurée à 580 MWh la première année et à 620 MWh la deuxième. Elle représente respectivement 39% et 41% des 1'500 MWh extraits par la pompe à chaleur. Dans la phase de planification, un fonctionnement à long terme du système a été obtenu avec un ratio de 36% (Pahud et al., 1999). Un abaissement plus important que prévu de la température du fluide dans les pieux n'est pas à craindre. La valeur minimum de cette dernière a été mesurée à +2.4°C la première année et à +2.5°C la deuxième. La température minimum du fluide à l'entrée des pieux comporte donc une marge confortable relativement au minimum prescrit de 0°C.

6.4 Températures dans le terrain

Les températures du terrain sont mesurées dans 4 pieux de fondation qui n'ont pas été utilisés comme pieu énergétique. Les variations de température sont purement saisonnières. La figure 6.10 permet de visualiser les variations de température dans le pieu A. Les températures « aller » et « retour » du circuit des pieux, aussi bien en extraction qu'en injection de chaleur, sont également montrées en valeurs journalières.

Toutes les mesures effectuées dans le terrain sont reportées dans l'annexe 4.

Températures dans pieu A - 1ère année



Températures dans pieu A - 2e année

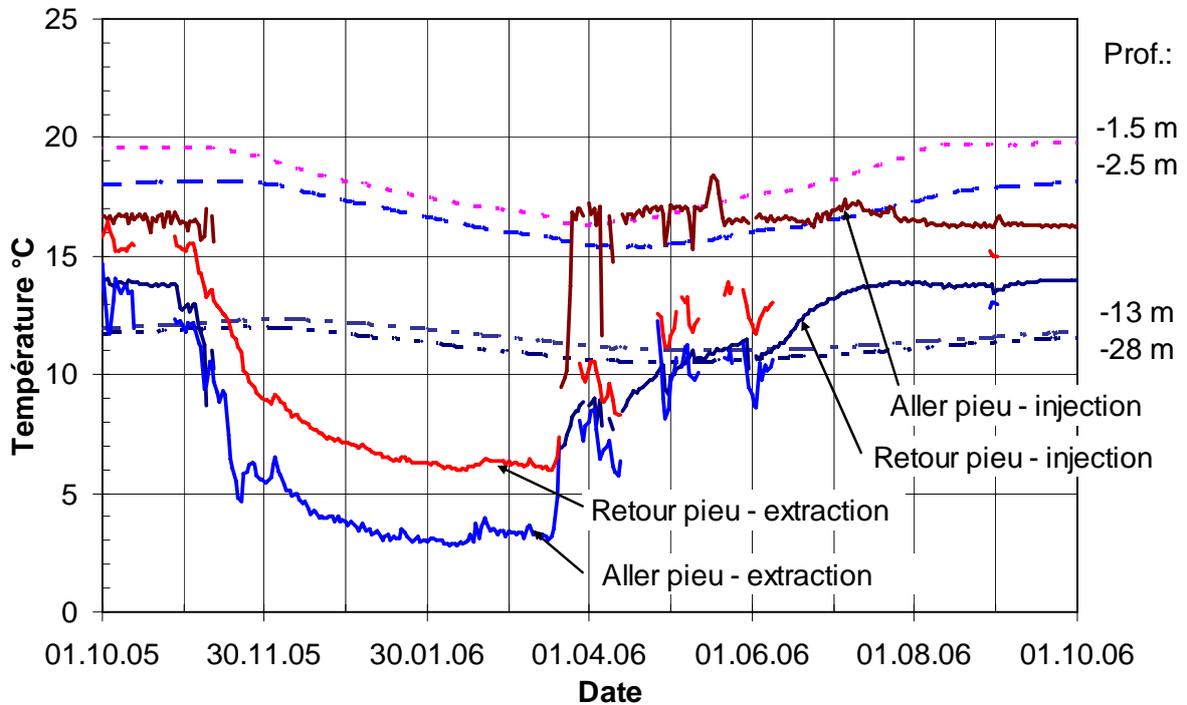


Figure 6.10 Evolution de la température du terrain dans le pieu A à différentes profondeurs, ainsi que la température du fluide circulant dans les pieux en extraction et en injection de chaleur

6.5 Energies et puissances de chauffage et de refroidissement

Les demandes de chauffage et de refroidissement couvertes par le système couplé sur les pieux, comprenant également le post-chauffage effectué par le réseau de chauffage à distance, sont montrées dans la figure 6.11.

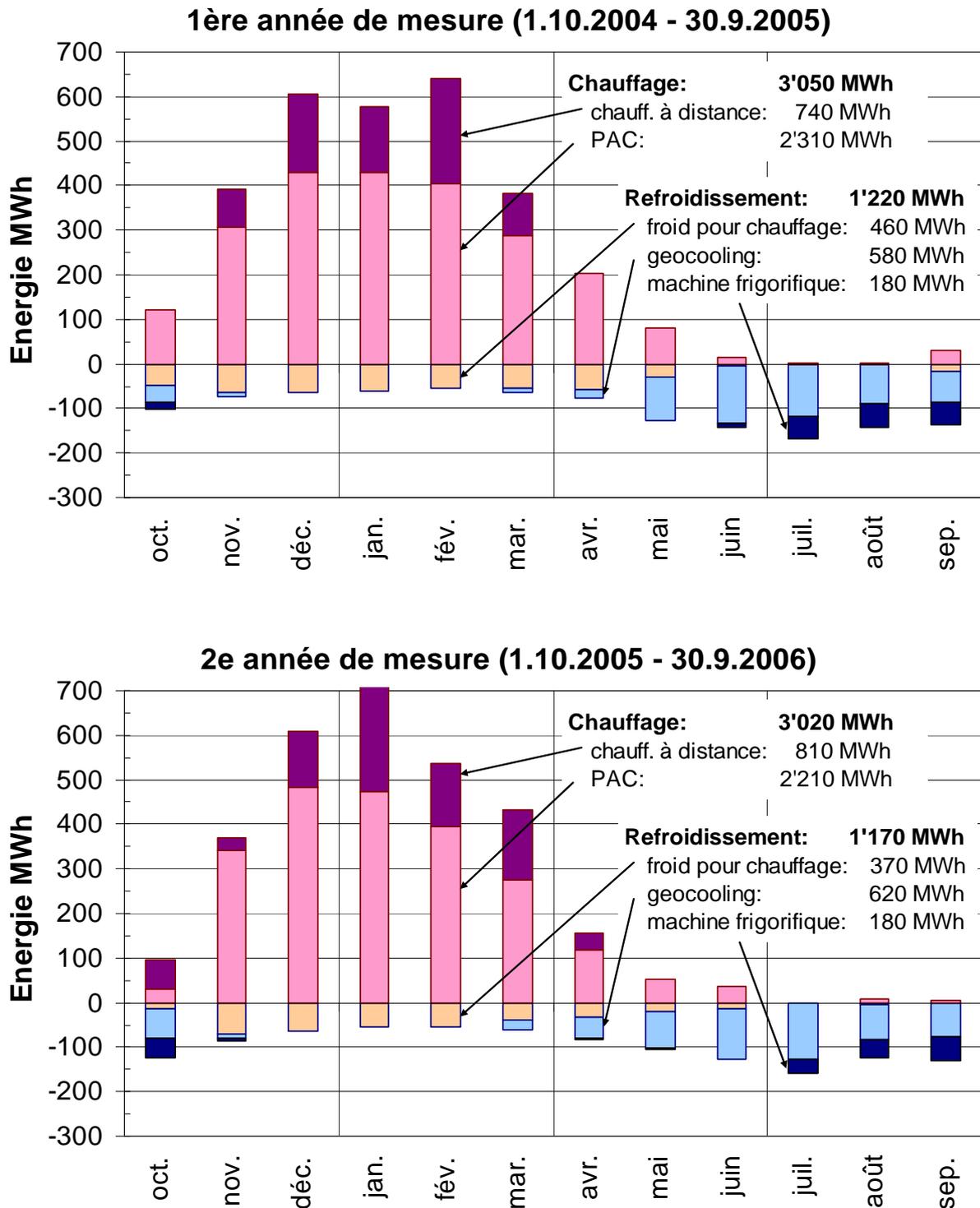


Figure 6.11 Energies mensuelles de chauffage et de refroidissement

Durant la deuxième année de mesure, la lecture des compteurs de chaleur n'a pas été bloquée. Il en résulte une année complète en valeurs horaires de la demande de chauffage et de refroidissement. Dans la figure 6.12 les évolutions horaires des puissances de chauffage fournies par la PAC et le chauffage à distance sont montrées. Les colonnes du graphique représentent la somme des contributions de la PAC et du chauffage à distance et correspondent à la demande de chauffage du bâtiment.

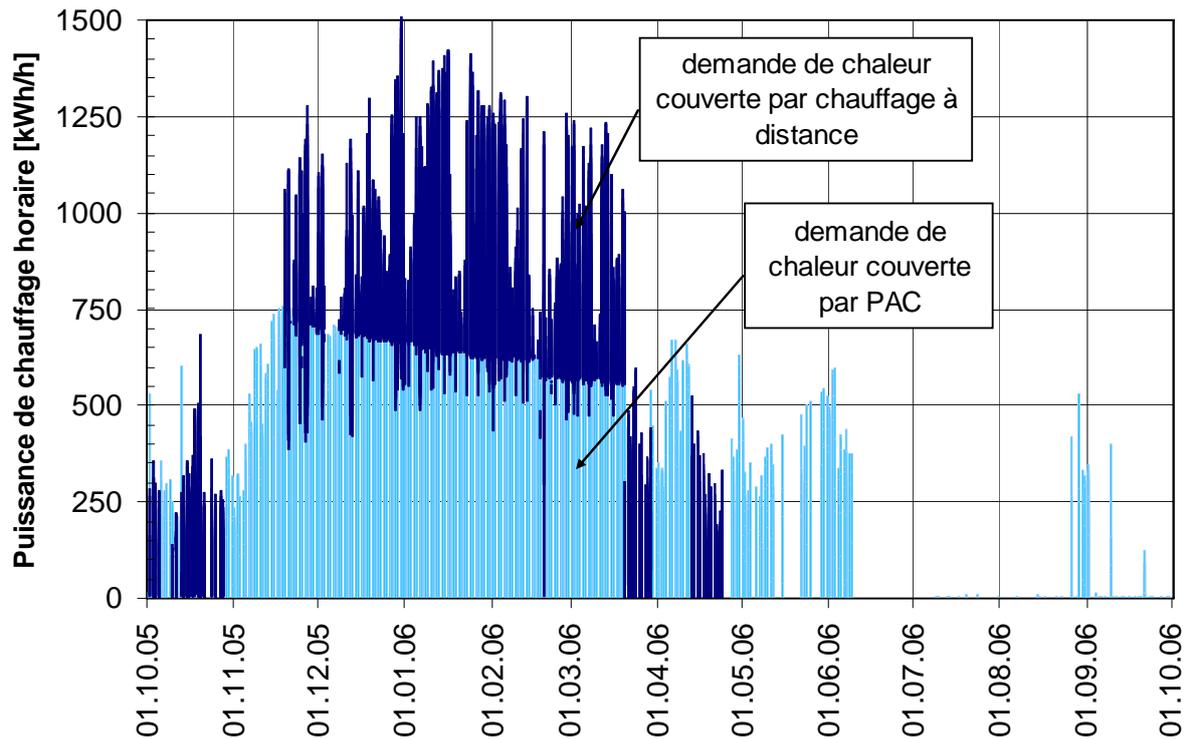


Figure 6.12 Evolution de la puissance de chauffage en valeurs horaires d'octobre 2005 à octobre 2006

La puissance de chauffage horaire maximum mesurée a été de 1'510 kW au cours de l'hiver 2005 – 2006. Au début (octobre 2005) et à la fin de la saison de chauffage (mars – avril 2006) la pompe à chaleur n'a pas toujours fonctionné pour cause de maintenance ou de panne. Le classement des puissances de chauffage est montré dans la figure 6.13.

La mesure de la température extérieure permet d'établir la signature énergétique du bâtiment. Elle est montrée dans la figure 6.14.

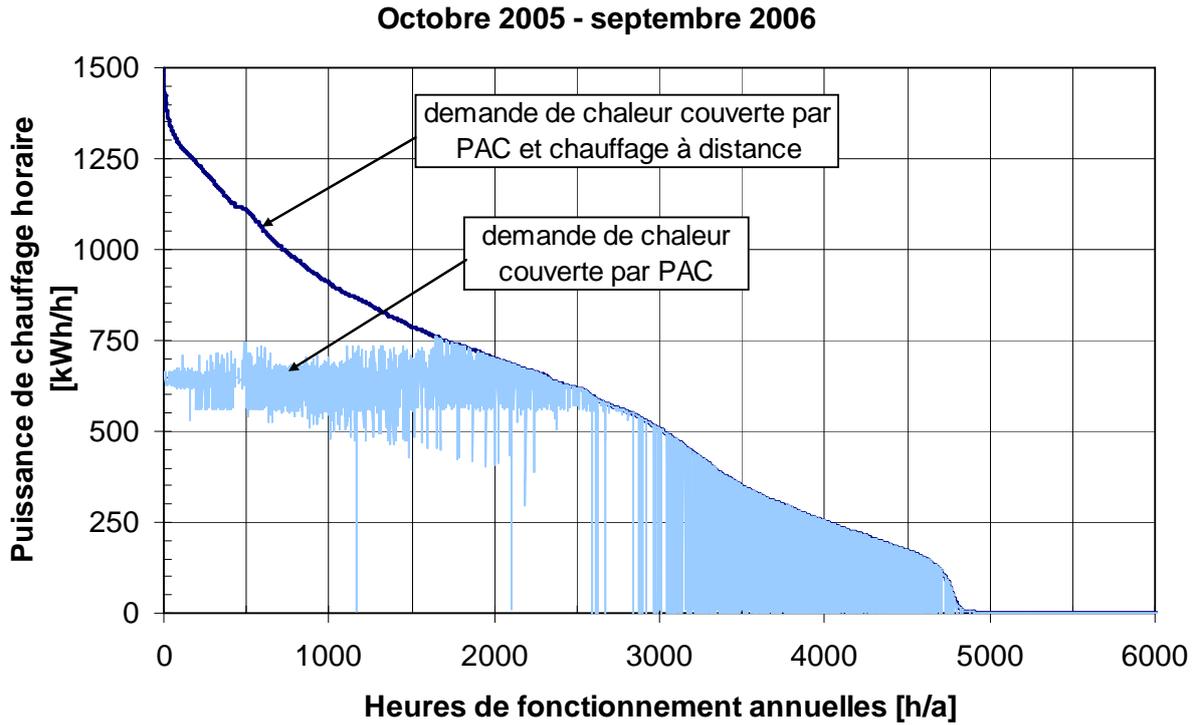


Figure 6.13 Classement des puissances de chauffage mesurées en valeurs horaires pour l'hiver 2005 - 2006

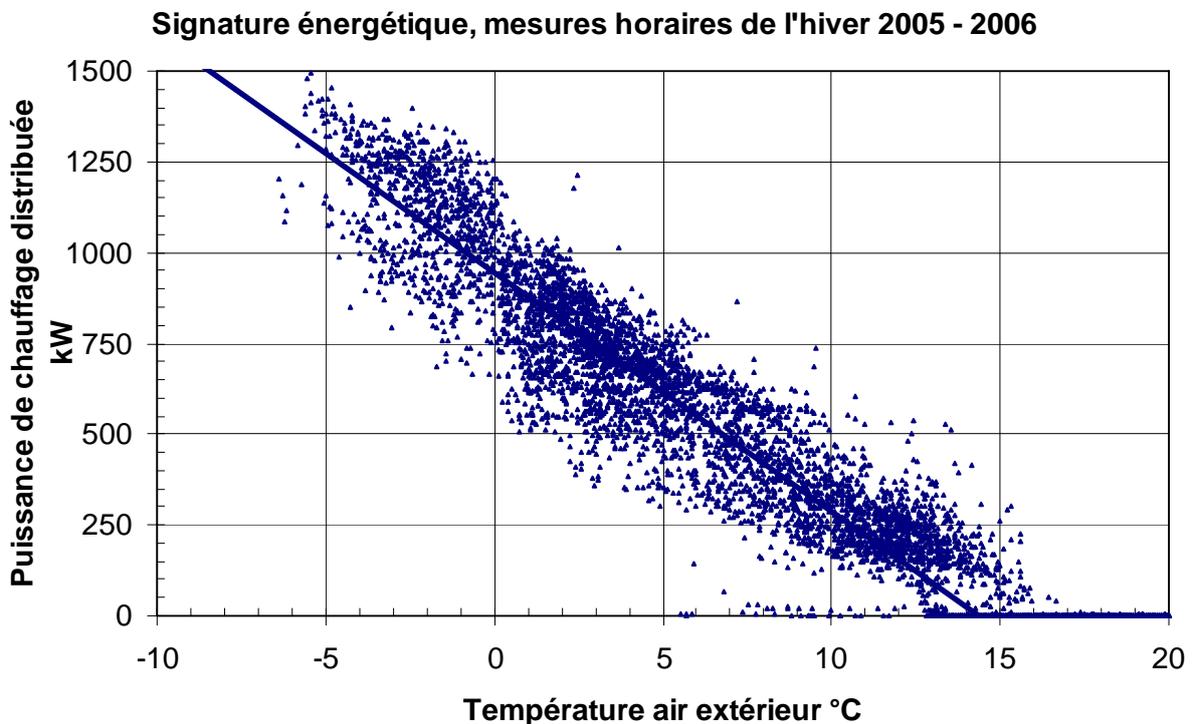


Figure 6.14 Signature énergétique du bâtiment établie avec les valeurs horaires mesurées de l'hiver 2005 - 2006

La pente de la signature énergétique permet d'estimer les pertes spécifiques totales du bâtiment à 66 +/- 3 kW/K. Cela signifie que pour une température de dimensionnement de l'air extérieur de -8°C pour Zürich campagne, la puissance de chauffage à installer est de 1'850 kW. Cette valeur peut être comparée aux 4'000 kW prévu dans la phase de dimensionnement. La table 6.2 permet de comparer les différentes valeurs de puissance et d'énergie de chauffage. La surface de référence énergétique corrigée par la hauteur des étages (SRE), établie à 85'000 m², est utilisée pour rapporter les valeurs par mètre carré de plancher chauffé.

Puissance de chauffage projetée	4'000 kW	47 W/m ²
Puissance de chauffage signature énergétique	1'850 kW	22 W/m ²
Energie de chauffage projetée	2'700 MWh/an	110 MJ/m ² an
Energie de chauffage mesurée (hiver 2005 – 2006)	3'020 MWh/an	130 MJ/m ² an

Table 6.2 Puissances et énergies de chauffage du Dock Midfield

La puissance de refroidissement horaire maximum mesurée a été de 320 kW au cours de la saison 2005 - 2006. Le classement des puissances de refroidissement est montré dans la figure 6.15. Pour éviter une dispersion des points trop importantes, les courbes de refroidissement par geocooling et de refroidissement pour satisfaire des besoins de chauffage ont été lissées avec une moyenne glissante sur 24 heures.

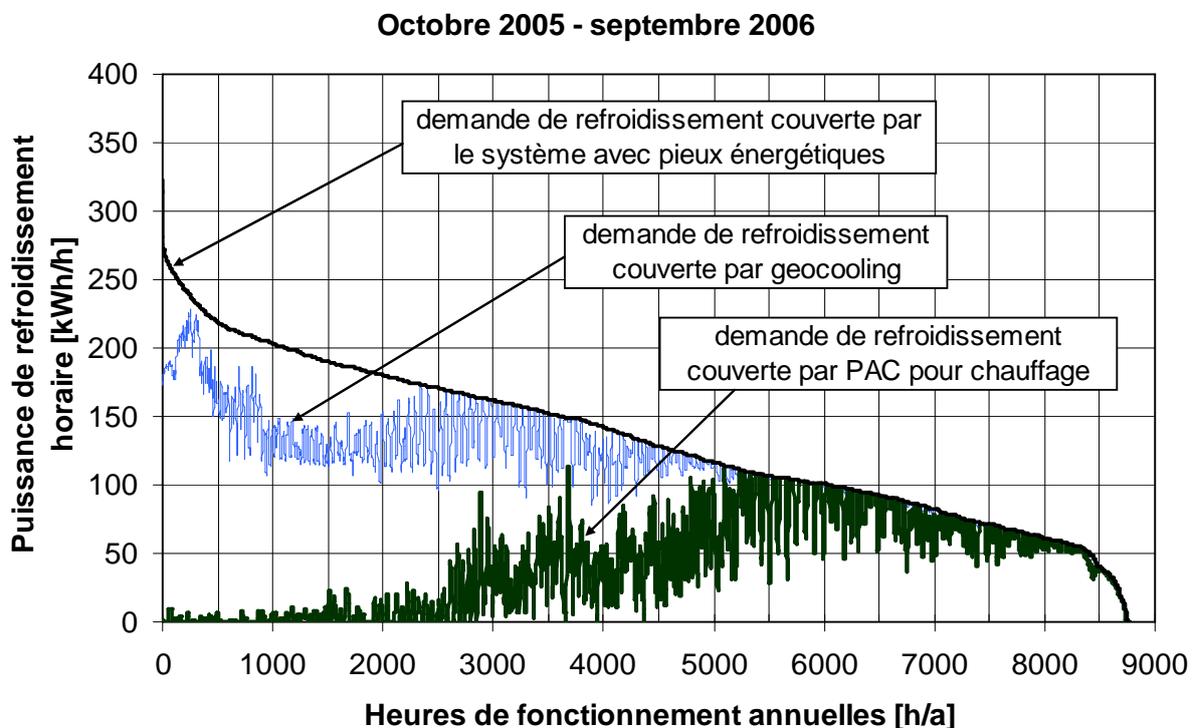


Figure 6.15 Classement des puissances de refroidissement mesurées en valeurs horaires pour l'été 2006

La table 6.3 permet de comparer les différentes valeurs de puissance et d'énergie de refroidissement. Comme précédemment, la surface de référence énergétique corrigée par la hauteur des étages (SRE) a été utilisée pour rapporter les valeurs par mètre carré de plancher chauffé. Pour rappel la SRE a été établie à 85'000 m².

Puissance de refroidissement projetée	500 kW	6 W/m ²
Puissance de refroidissement mesurée (an 05 – 06)	320 kW	4 W/m ²
Energie de refroidissement projetée	1'240 MWh/an	53 MJ/m ² an
Energie de refroidissement mesurée (an 05 – 06)	1'170 MWh/an	50 MJ/m ² an

Table 6.3 Puissances et énergies de refroidissement du Dock Midfield

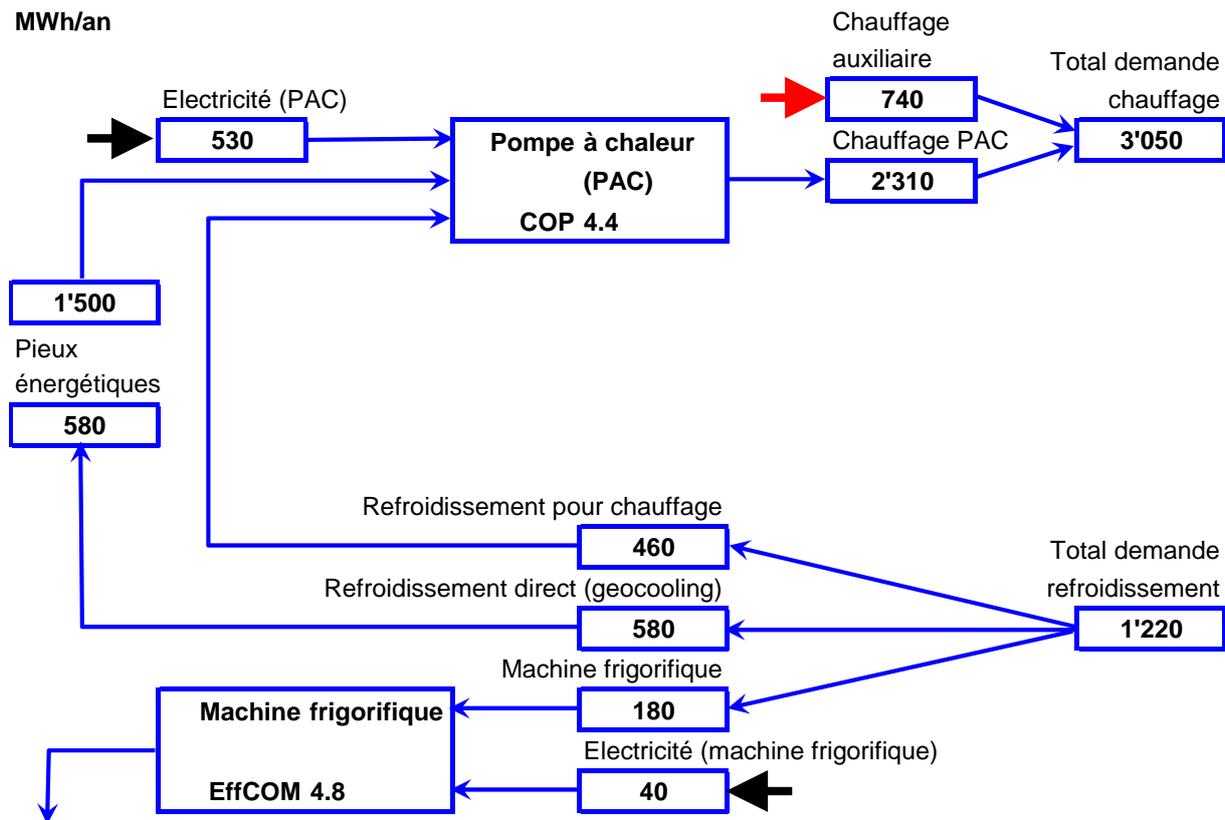
A noter que la demande de refroidissement couverte par le système avec pieux énergétiques ne correspond pas à la demande de refroidissement totale du bâtiment. Des unités de refroidissement auxiliaires sont également utilisées mais n'ont pas été mesurées dans le cadre de ce projet.

6.6 Bilan énergétique du système

Le bilan énergétique du système est montré pour les deux années de mesure dans les diagrammes des figures 6.16 et 6.17.

Bilan thermique du système mesuré du 1.10.2004 au 30.9.2005

MWh/an



Chauffage

Puissance d'extraction maximum par mètre de pieu
Puissance d'extraction moyenne par mètre de pieu
Energie annuelle extraite par mètre de pieu

66	W/m
38	W/m
183	kWh/m/a

Refroidissement

Puissance d'injection maximum par mètre de pieu
Puissance d'injection moyenne par mètre de pieu
Energie annuelle injectée par mètre de pieu

35	W/m
19	W/m
71	kWh/m/a

Indices de performance

Coefficient de performance annuel de la PAC (**COPA**)
Efficacité de refroidissement direct pour le chauffage (**DirCoolHeat**)
Efficacité de geocooling (**GeoCool**)
Efficacité annuelle de la machine frigorifique (**EffCOMA**)
Efficacité globale annuelle du système (**SystEff**)

	Fraction d'énergie*
3.7	66%
30	13%
44	16%
2.7	5%
4.9	100%

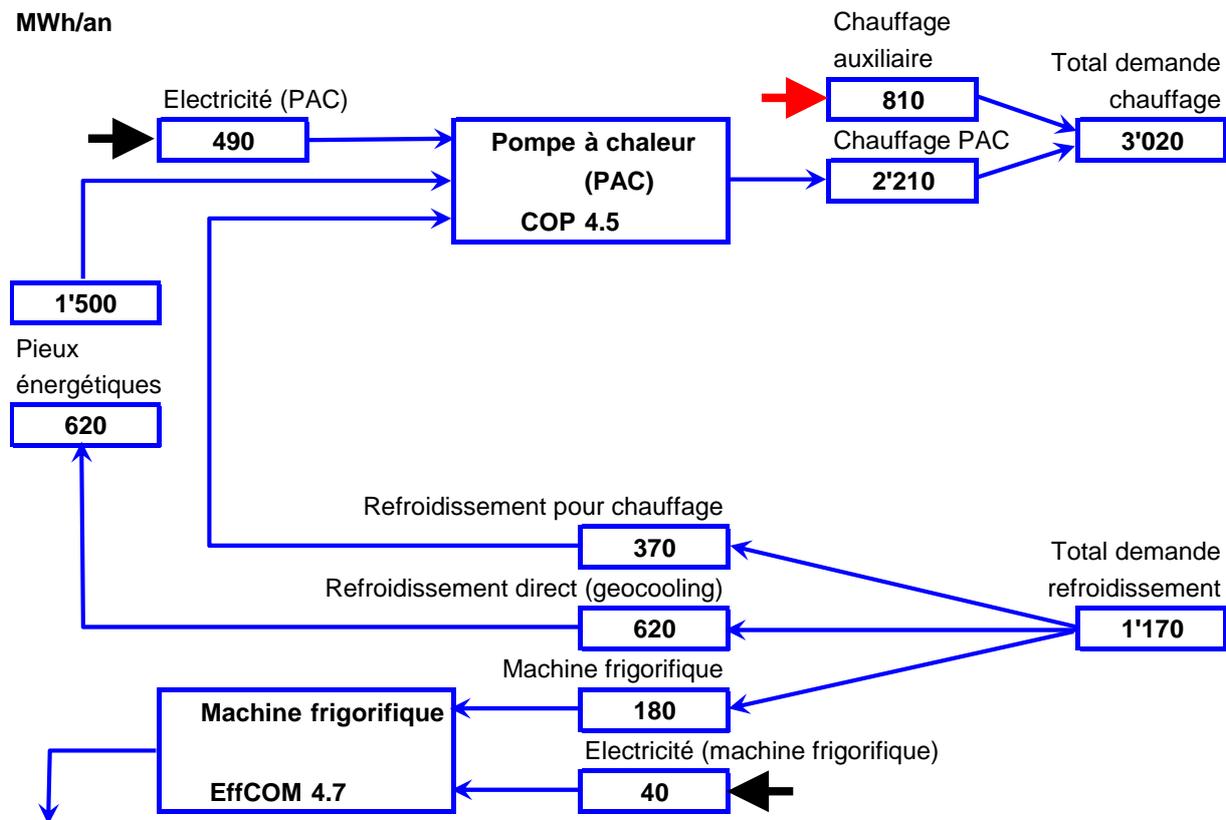
*) Fraction d'énergie : part d'énergie relative à l'énergie totale fournie par le système couplé aux pieux (chaud + froid)

Note : le COPA et l'EffCOMA, contrairement au COP et à l'EffCOM, prennent en compte l'énergie électrique des pompes de circulation (voir définitions dans le chapitre 5)

Figure 6.16 Bilan énergétique annuel du système couplé sur les pieux pour la première année de mesure

Bilan thermique du système mesuré du 1.10.2005 au 30.9.2006

MWh/an



Chauffage

Puissance d'extraction maximum par mètre de pieu
Puissance d'extraction moyenne par mètre de pieu
Energie annuelle extraite par mètre de pieu

72	W/m
45	W/m
183	kWh/m/a

Refroidissement

Puissance d'injection maximum par mètre de pieu
Puissance d'injection moyenne par mètre de pieu
Energie annuelle injectée par mètre de pieu

33	W/m
16	W/m
74	kWh/m/a

Indices de performance

Coefficient de performance annuel de la PAC (**COPA**)
Efficacité de refroidissement direct pour le chauffage (**DirCoolHeat**)
Efficacité de geocooling (**GeoCool**)
Efficacité annuelle de la machine frigorifique (**EffCOMA**)
Efficacité globale annuelle du système (**SystEff**)

	Fraction d'énergie*)
3.9	65%
33	11%
61	18%
2.7	5%
5.1	100%

*) Fraction d'énergie : part d'énergie relative à l'énergie totale fournie par le système couplé aux pieux (chaud + froid)

Note : le COPA et l'EffCOMA, contrairement au COP et à l'EffCOM, prennent en compte l'énergie électrique des pompes de circulation (voir définitions dans le chapitre 5)

Figure 6.17 Bilan énergétique annuel du système couplé sur les pieux pour la deuxième année de mesure

L'efficacité globale annuelle du système, avec une valeur proche de 5, est élevée. Cela signifie que pour produire une unité d'énergie thermique délivrée dans le réseau de chauffage ou de refroidissement, le système n'a besoin d'utiliser que de un cinquième d'énergie électrique. Deux tiers de l'énergie produite par le système est pour le chauffage, ce qui signifie que le COPA influence sensiblement l'efficacité globale annuelle du système. Une amélioration de ce dernier, pour ce qui est de la production de chaleur, passe par un concept global de système qui permette de délivrer l'énergie de la PAC à encore plus basse température. Pour ce qui est de la production de refroidissement, l'efficacité annuelle de la machine frigorifique est pénalisante, avec une EffCOMA de seulement 2.7 (l'énergie électrique des pompes de circulation est particulièrement importante, et réduit pratiquement de moitié l'efficacité de la machine frigorifique). Si l'énergie de refroidissement peut être délivrée à plus haute température, de sorte que la machine frigorifique n'ait pas besoin d'être enclenchée, l'efficacité globale du système augmenterait de 4.9 à 5.4 la première année et de 5.1 à 5.7 la deuxième. La température de retour de la distribution de refroidissement est d'ailleurs plus basse que prévue, avec une valeur moyenne de 17°C plutôt que de 21°C. L'augmentation de la température de consigne au départ de la distribution de refroidissement, si elle ne crée pas de problème insurmontable au niveau des équipements d'émission de froid, pourrait être une option intéressante pour améliorer davantage les performances du système.

Dans la table 6.4 les durées de marche des modes de fonctionnement du système sont énumérées de même que les consommations électriques mesurées du système.

Système couplé aux pieux énergétiques	1 ^{ère} année (oct. 2004 – sept. 2005)	2 ^{ème} année (oct. 2005 – sept. 2006)
Durées de marche		
Mode "extraction des pieux" (durée marche PAC)	4'850 heures	4'060 heures
Mode "injection dans les pieux"	3'800 heures	4'580 heures
Durée de marche de la machine frigorifique	1'030 heures	1'090 heures
Durée de fonctionnement du réseau de froid	8'700 heures	8'750 heures
Consommations électriques		
Compresseur PAC (pompe à chaleur)	527 MWh	488 MWh
Pompe P1 (condenseur PAC)	15 MWh	13 MWh
Pompe P3w (évaporateur PAC)	25 MWh	21 MWh
Pompe P4 (pieux énergétiques pour extraction)	53 MWh	50 MWh
Compresseur COM (machine frigorifique)	37 MWh	40 MWh
Pompe P2 (condenseur COM)	11 MWh	12 MWh
Pompe P3s (évaporateur COM)	15 MWh	16 MWh
Pompe P5 (circuit primaire WT-W)	9 MWh	5 MWh
Pompe P6 (circuit secondaire WT-W)	3 MWh	4 MWh
Pompe P7 (circuit primaire WT-S)	15 MWh	10 MWh
Pompe P8 (circuit secondaire WT-S)	4 MWh	3 MWh
Total des consommations électriques	715 MWh	662 MWh

Table 6.4 Durées de marche et consommations électriques pour les deux années de mesure

Les durées de marche annuelles sont très longues, notamment par le fait que les demandes de chauffage et de refroidissement sont très étalées dans le temps, et tout particulièrement la demande de refroidissement, qui est présente pratiquement toute l'année. Pour ce qui est de la durée de marche de la pompe à chaleur, la longue durée de fonctionnement s'explique par le fait que le système est bivalent, et donc la puissance nominale de la PAC ne couvre pas la totalité de la demande de chaleur, et par la possibilité de marche à régime réduit de la PAC.

La production annuelle de chauffage (3'050 MWh), avec une puissance installée de 4'000 kW, serait couverte en 760 heures. Quant à la production annuelle de la PAC (2'310 MWh), à la puissance nominale de cette dernière (630 kW), elle serait couverte en 3'670 heures.

7. Simulation des performances thermiques du système

7.1 Comparaison des performances mesurées avec les performances thermiques calculées avec PILESIM

Une comparaison avec les prédictions calculées avec PILESIM (Pahud, 1999 ; Pahud et al., 1999) lors de la phase de planification est montrée dans la figure 7.1. Les mesures effectuées correspondent étonnamment bien avec les valeurs prédites, et ceci malgré une température de retour dans la distribution de refroidissement sensiblement plus basse que prévue (17°C plutôt que 21°C). On peut noter la bonne détermination des demandes de chauffage et de refroidissement. La demande de chauffage mesurée n'est pas plus de 10% plus importante que la demande simulée, mais l'effet se reporte entièrement sur la quantité d'énergie auxiliaire délivrée par le chauffage à distance, qui elle est beaucoup plus petite, ce qui crée un effet relatif beaucoup plus important. Les énergies extraite et injectée dans les pieux sont plus importantes que prévues, mais avec un ratio (39%) relativement proche de celui établi par simulation du système (36%). La machine frigorifique fonctionne davantage que prévu mais avec une efficacité plus élevée (4.8 au lieu de 3.5). Toutefois cette dernière se réduit à 2.7 lorsque les pompes de circulation sont prises en compte (cf. figure 6.8).

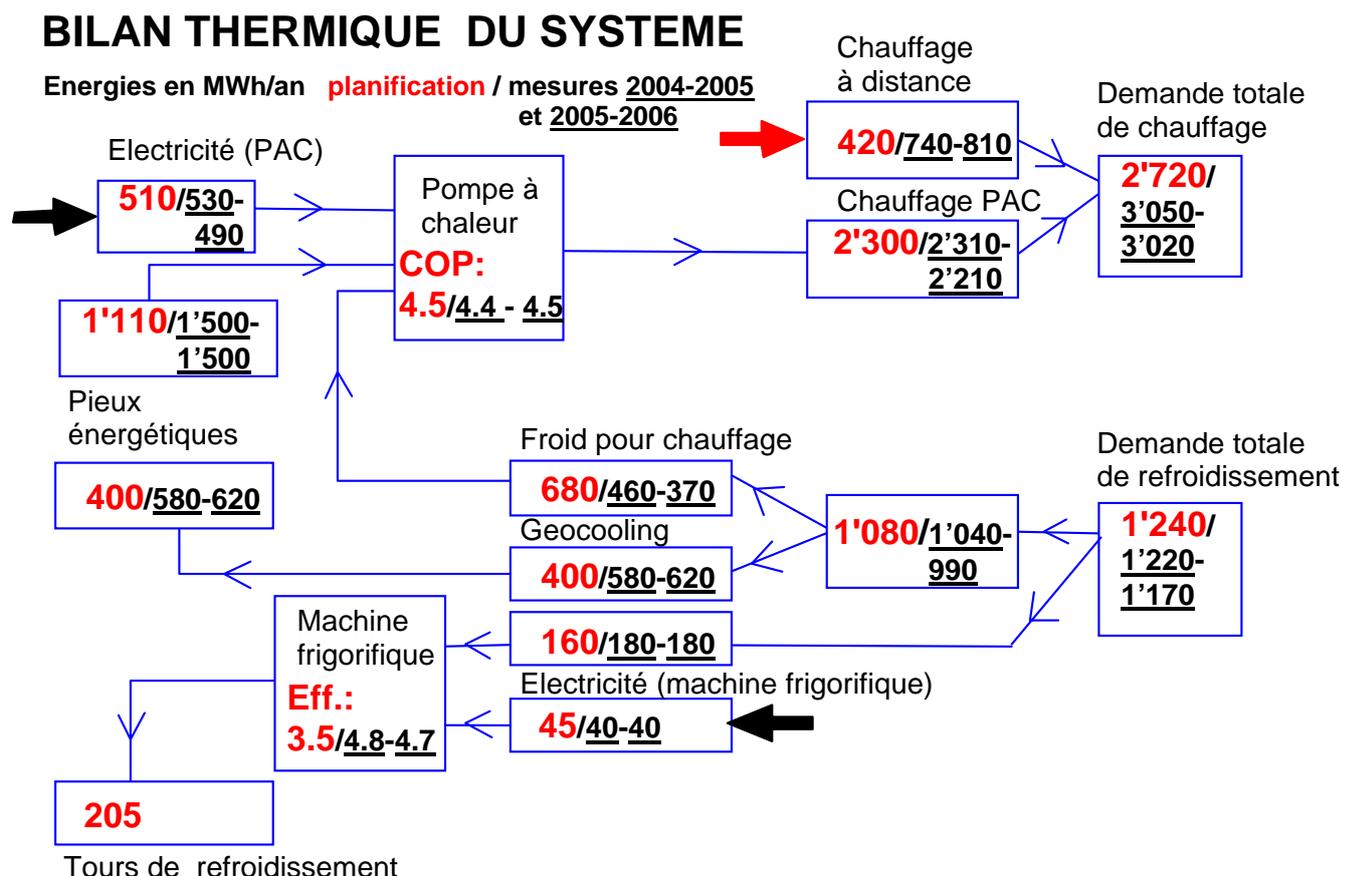


Figure 7.1 Bilan énergétique annuel du système couplé aux pieux. Valeurs prévues (planification) et mesures (année 2004-2004 et 2005-2006)

La table 7.2 permet de comparer les performances thermiques des pieux établies par simulations avec les performances mesurées d'octobre 2004 à septembre 2005.

	Planification	Mesures oct. 2004 – sept. 2005
Energie extraite des pieux	1'110 MWh	1'500 MWh (+35%)
Energie injectée dans les pieux	400 MWh	580 MWh (+45%)
Ratio injecté sur extrait	36 %	39 % (+8%)
Puissance d'extraction maximum	49 W/m	66 W/m (+35%)
Energie annuelle extraite	135 kWh/(m a)	183 kWh/(m a) (+36%)
Puissance d'injection maximum	49 W/m	35 W/m (-29%)
Energie annuelle injectée	48 kWh/(m a)	71 kWh/(m a) (+48%)

Table 7.2 Performances thermiques des pieux établies pendant la phase de planification et comparaison avec les mesures

Les bonnes performances thermiques mesurées sont à attribuer notamment aux durées de marche importantes, qui permettent, pour le cas du refroidissement, d'injecter une énergie thermique dans les pieux par geocooling beaucoup plus importante que prévue malgré une puissance maximum plus basse. La basse valeur de cette dernière est à attribuer à la température de retour dans la distribution de refroidissement qui est plus basse que prévue (17°C au lieu de 21°C).

7.2 PILESIM2, version 2 de PILESIM

Les calculs effectués avec PILESIM montrent que la différence la plus importante avec les mesures se situe dans le calcul du geocooling. Ils ont été nettement sous-évalués, et ceci avait déjà été confirmé avec une simulation plus détaillée effectuée avec TRNSYS (voir Pahud et al., 1999). Ceci était notamment dû à la manière de calculer les transferts de chaleur en mode geocooling. Le débit circulant dans les pieux était constant et déterminé par l'extraction de chaleur en mode chauffage. Pour tenter de corriger cette simplification, une température de départ fictive pour le refroidissement avait été calculée et insérée dans le fichier d'entrée pour les demandes horaires de chauffage et de refroidissement (voir Pahud et al., 1999). Cette simplification a été levée dans PILESIM2, la version 2 de PILESIM, élaborée en marge de ce projet. En mode geocooling, le débit circulant dans les pieux est calculé à chaque pas de temps, sur la base de la demande de puissance de refroidissement et de la différence de température aller - retour dans la distribution de refroidissement. Dans PILESIM2, cette dernière est supposée constante. D'autre part, dans le cas où seule une part de la demande de refroidissement est couverte par geocooling, le niveau de température déterminant pour le calcul est à choix la température de retour ou la température de départ dans la distribution de refroidissement.

D'autres paramètres ont été ajoutés dans PILESIM2 pour tenir compte de la chute de température dans des échangeurs de chaleur pour une séparation possible des circuits

hydrauliques « condenseur machine frigorifique – pieux » et « distribution de refroidissement – pieux ».

Pour la simulation d'un champ de sondes géothermiques, il est maintenant possible de définir un gradient de température géothermique dans le terrain et de mieux calculer les transferts de chaleur internes à l'intérieur d'une sonde, qui peuvent devenir important pour de grandes profondeurs.

Une comparaison des calculs faits avec PILESIM et PILESIM2, effectuées avec les paramètres de dimensionnement, est montrée dans la figure 7.2.

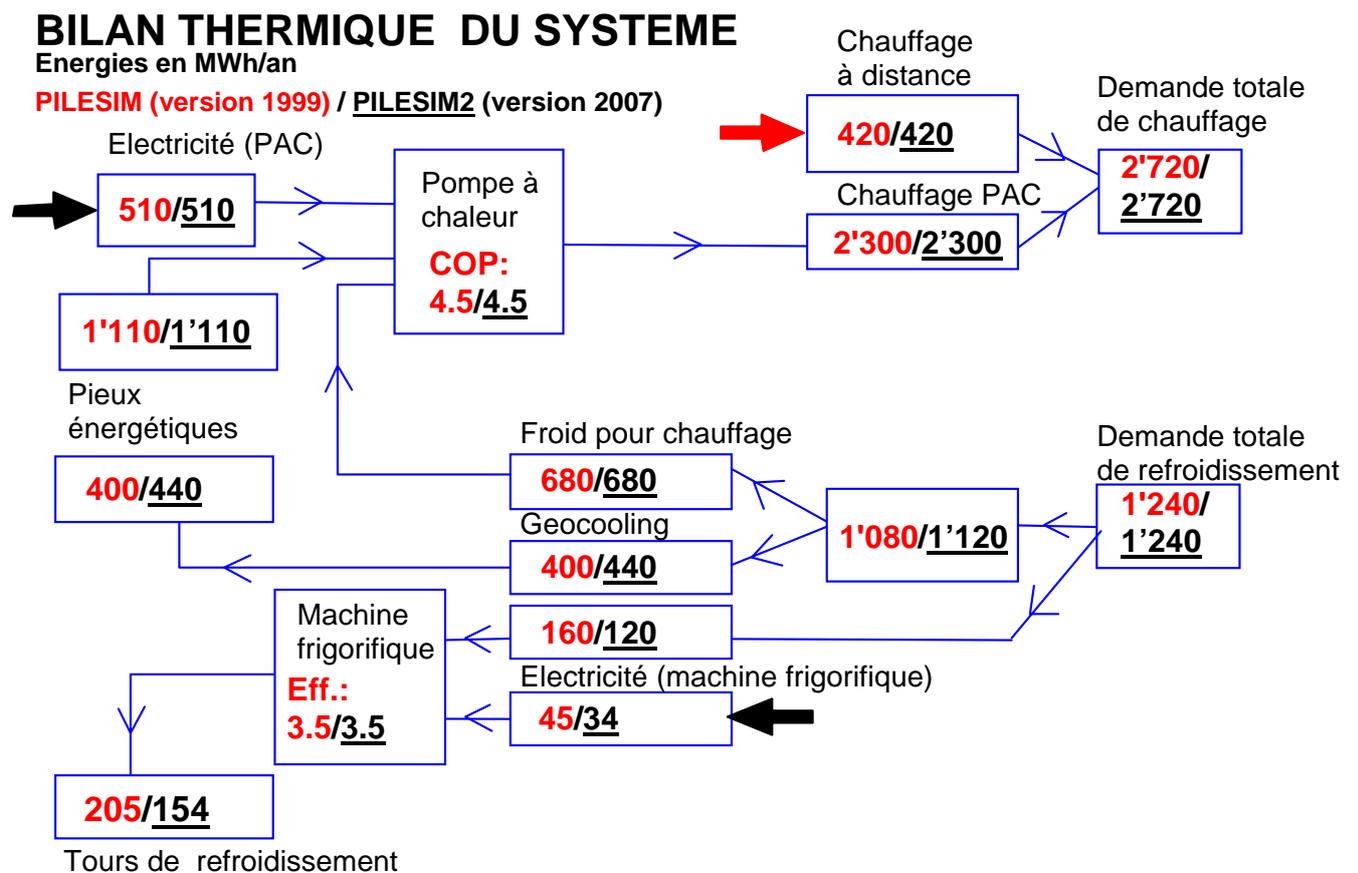


Figure 7.2 Bilan énergétique annuel du système calculé avec PILESIM et PILESIM2, la version 2 de PILESIM, en utilisant les paramètres de dimensionnement

PILESIM2 permet de calculer la contribution de geocooling avec une précision meilleure relativement au calcul détaillé (voir ci-dessous).

	Part de geocooling
Calcul PILESIM (version 1999)	400 MWh/an
Calcul PILESIM2 (version 2007)	440 MWh/an
Calcul détaillé TRNSYS (Pahud et al.,1999)	470 MWh/an

La part d'énergie de refroidissement couverte par geocooling est très sensible au niveau de température dans la distribution de refroidissement, et par conséquent à la chute de température causée par l'échangeur de chaleur placé entre la distribution de refroidissement et le circuit des pieux. Dans PILESIM2, la chute de température est supposée constante. Elle a été fixée à 2 K, sur la base des paramètres nominaux de l'échangeur de chaleur (voir Pahud et al., 1999).

7.3 Calibration des calculs faits avec PILESIM2 sur les mesures

Les demandes de chauffage et de refroidissement horaires et leurs niveaux de température associés ont été enregistrés sans perte de mesure la deuxième année de la campagne de mesure. Les mesures permettent ainsi d'établir une année complète en valeurs horaires des conditions d'exploitation de l'installation. La comparaison avec les mesures montre que les niveaux de température du fluide circulant dans les pieux sont plus bas dans les simulations qu'en réalité durant la période hivernale. Ceci indique que la conductivité thermique du terrain est certainement plus élevée que supposée dans les calculs. Dans ces derniers, une valeur conservative avait été adoptée pour le dimensionnement. Une valeur 10% plus élevée (de 2 W/(mK) au lieu de 1.8 W/(mK)) est tout à fait compatible avec les résultats du test de réponse (voir Pahud et al., 1998). Un autre paramètre qui a une importance importante est la longueur totale des connexions horizontales entre les pieux et les collecteurs latéraux dans les galeries techniques du bâtiment. Une longueur totale conservative de 1'380 m avait été estimée pour le dimensionnement du système. Cette longueur peut-être doublée voire quadruplée pour tenir compte des transferts thermiques en surface. Une longueur de 4'000 m correspond à la longueur totale aller et retour des tubes connectant les pieux par série de 3.

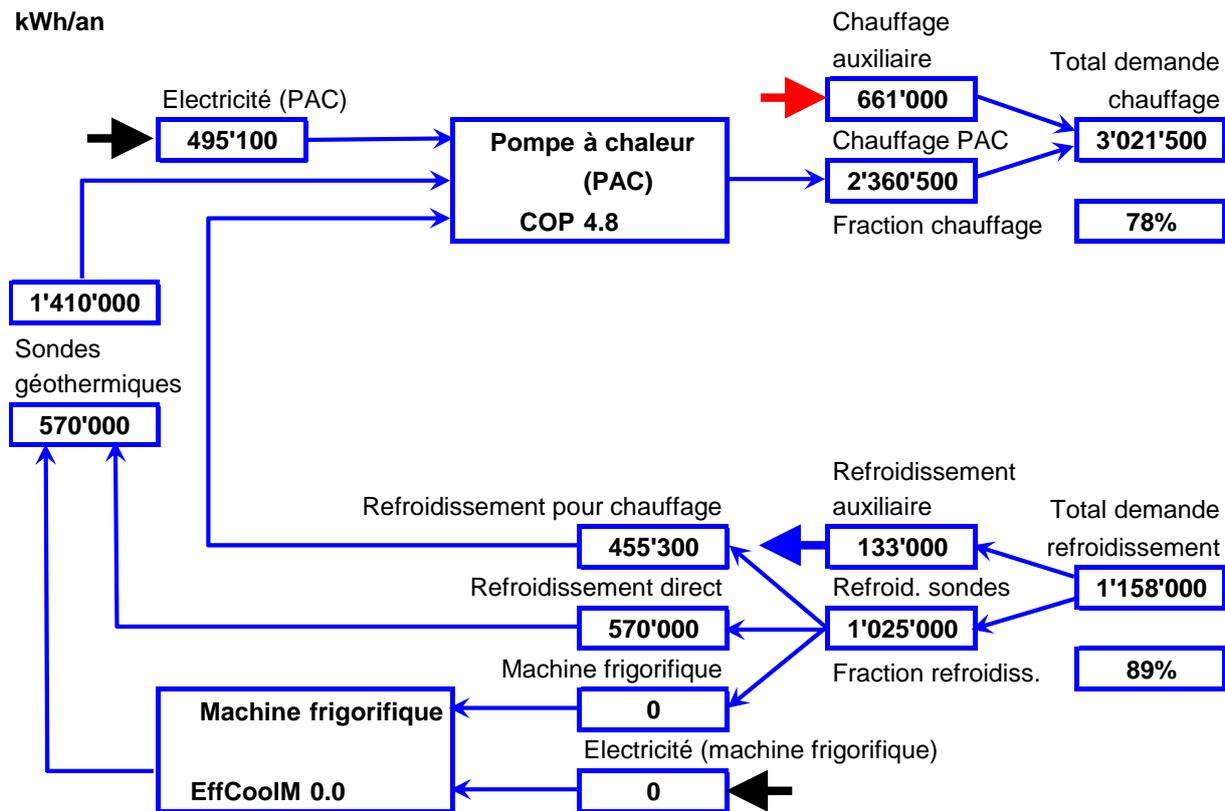
Les performances du système sont relativement bien reproduites en utilisant les paramètres suivants (cf. figures 7.3 et 7.4) :

- Demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement: mesures 2005 – 2006
- Pompe à chaleur : COP variable basé sur les caractéristiques du fabricant
 - Pel = 135 kW
 - COPo = 4.7
 - Tin évaporateur = 4 °C
 - Tout condenseur = 40 °C
 - Pénalité sur le COP = 0.5
- Echangeur de chaleur pour le geocooling: chute de temp. = 0.5 K
- Longueur des connexions horizontales (design : 1'380m) LCOEPF = 4'000 m
- Conductivité thermique terrain (design : 1.8 W/(mK)) LGi = 2.0 W/(mK)

Bilan thermique du système

moyenne sur 20 ans

kWh/an



Chauffage

Puissance d'extraction maximum par mètre de sonde

72 W/m

Energie annuelle extraite par mètre de sonde

172 kWh/m/a

Refroidissement

Puissance d'injection maximum par mètre de sonde

34 W/m

Energie annuelle injectée par mètre de sonde

70 kWh/m/a

Bilan terrain

Ratio énergie injectée sur énergie extraite

40%

Figure 7.3 Bilan énergétique annuel du système simulé avec PILESIM2 sur la base des conditions d'exploitation mesurées d'octobre 2005 à septembre 2006 et des paramètres de calcul calibrés

L'énergie de refroidissement couverte par la PAC utilisée comme machine frigorifique est représentée par la quantité « refroidissement auxiliaire ». Comme le système simulé n'a pas de machine frigorifique couplée sur les pieux, la contribution correspondante dans le diagramme des flux d'énergie produit par PILESIM2 est nulle.

Le diagramme des flux d'énergie de la figure 7.3 peut être comparé au diagramme des flux mesurés de la figure 6.17 (cf. page 37). Toutefois les pannes de la PAC n'ont pas été simulées, ce qui explique pourquoi la contribution de « refroidissement pour chauffage » est plus importante dans la simulation. D'autre part le bilan des énergies mesurées à l'entrée et à la sortie de la PAC n'est pas équilibré. C'est comme s'il y avait une perte de 6 à 7% de

l'énergie entrante, qui peut également être attribuée à l'erreur de mesure des comptages d'énergie thermique.

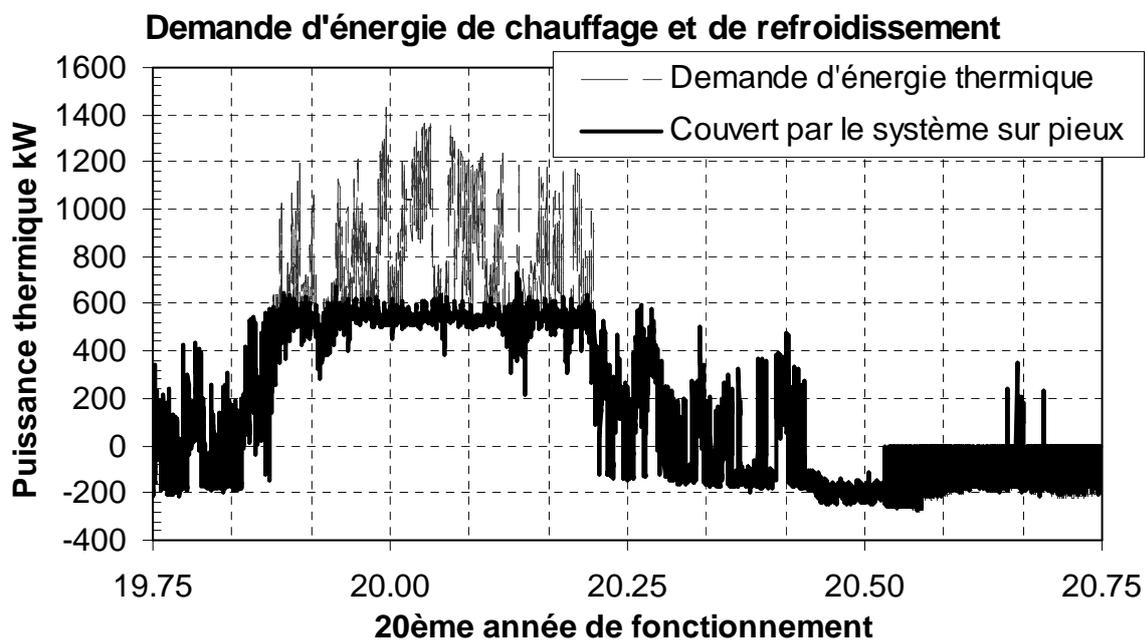
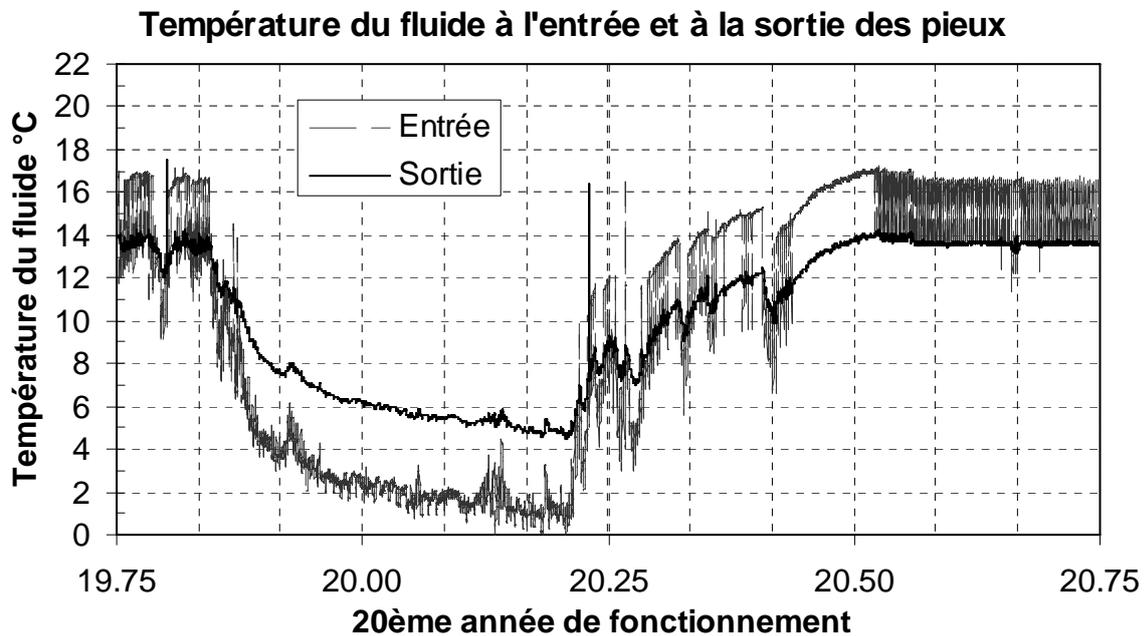


Figure 7.4 Evolutions simulées par PILESIM2 des températures du fluide dans les pieux et des puissances thermiques couvertes par le système

Les graphiques de la figure 7.4 peuvent être comparés aux figures 6.10 et 6.12 des pages 30 et 32. Les pannes de la PAC en octobre et en mars et avril ne sont pas prises en compte dans les simulations. Si, au lieu de la demande de chauffage totale mesurée, seulement la

production mesurée de la PAC est donnée en entrée à PILESIM, les courbes de températures de la figure 7.3 correspondent beaucoup mieux aux mesures. On observe également une stabilisation de la température d'entrée dans les pieux de mi-janvier à mi-mars, sur une valeur comprise entre 2 et 3 °C. Cette stabilisation est causée par une puissance d'extraction de la pompe à chaleur qui diminue au cours de la saison de chauffage, en relation avec la puissance délivrée au condensateur (voir évolution mesurée dans le graphique 6.12 de la page 32). Ceci s'explique par les niveaux de température dans le condenseur et l'évaporateur, qui conditionnent directement les performances de la PAC. Cet effet est amplifié par une diminution de la température de travail dans l'évaporateur qui est plus importante que celle dans les pieux quand la température est basse. Le graphique de la figure 7.5 permet de montrer ce phénomène et de mettre en évidence un « court-circuit » entre le circuit de l'évaporateur et celui des pieux. A basse température, le débit qui traverse les pieux devient plus important que celui de l'évaporateur. Il en résulte un mélange de débit entre le fluide à la sortie de l'évaporateur et le fluide à la sortie des pieux, qui crée une élévation de la température du fluide à l'entrée des pieux. Celle-ci peut atteindre 2 K et a pour effet une diminution du coefficient de performance de la PAC et de la puissance d'extraction dans les pieux.

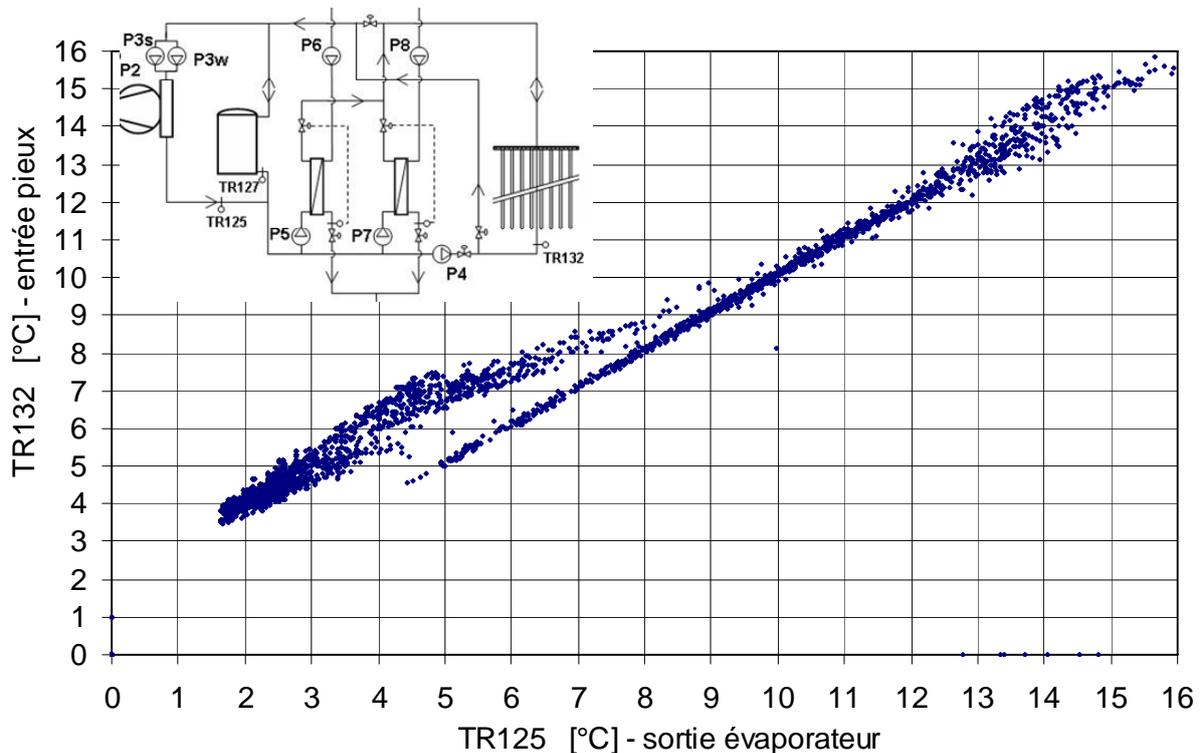


Figure 7.5 Corrélation entre la température à la sortie de l'évaporateur (TR125) et la température à l'entrée des pieux (TR132). A basse température, la température à l'entrée des pieux est environ 2 K plus élevée que celle à la sortie de l'évaporateur.

Une autre raison pour la diminution de la puissance d'extraction de la pompe à chaleur est probablement un problème technique. En effet une baisse non prévue de sa puissance

d'extraction est observée à partir de mi-février 2006. Cette baisse n'est pas corrélée aux niveaux de température de travail de la pompe à chaleur (cf. figure 7.6).

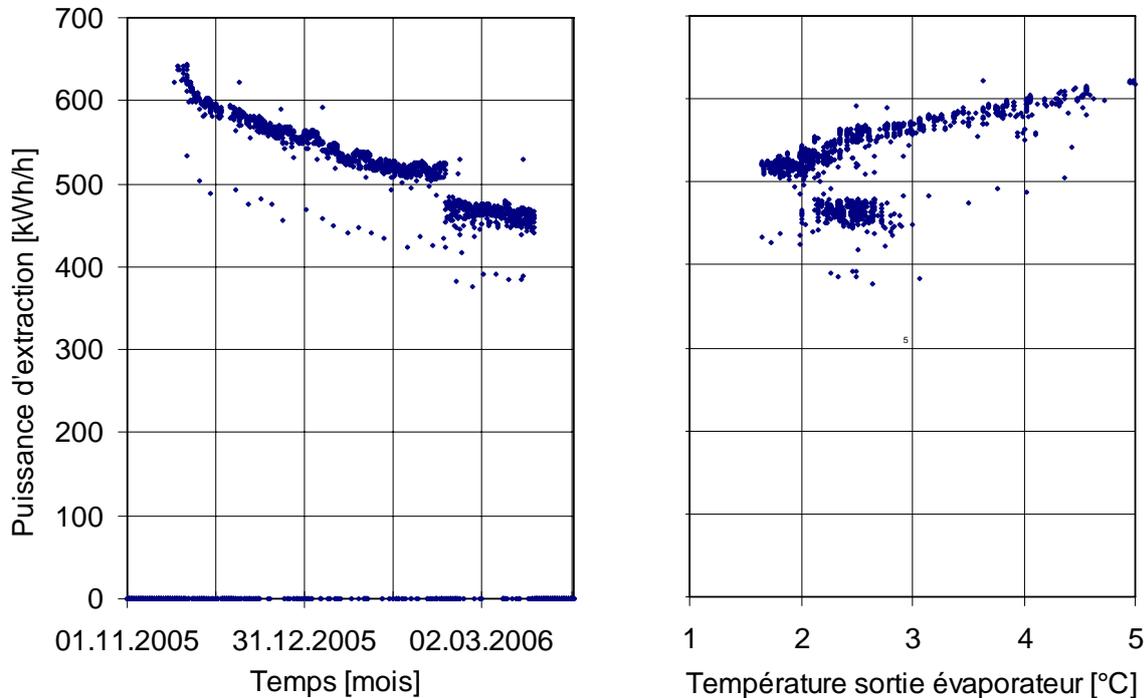


Figure 7.6 Diminution de la puissance d'extraction de la PAC à partir de mi-février 2006. Cette baisse n'est pas corrélée aux niveaux de température de travail de la PAC et est probablement due à un problème technique

Compte tenu des effets non prévisibles du fonctionnement réel du système (pannes, fonctionnement avec des performances moins bonnes que prévue de la PAC), le programme de simulation PILESIM2 permet de reproduire avec satisfaction les performances thermiques mesurées.

7.4 Sensibilité de la contribution de geocooling aux principaux paramètres de simulation

En se basant sur les paramètres de planification, la sensibilité de la quantité d'énergie de refroidissement couverte par geocooling du système est évaluée pour les principaux paramètres de calcul. Les conditions d'exploitation mesurées sont utilisées en entrée à PILESIM2. Les résultats sont donnés dans la table 7.3.

	Geocooling	Variation
Référence (planification + exploitation mesurée)	635 MWh/an	
Conductivité thermique terrain (+10% ou 2 W/mK)	640 MWh/an	+5 MWh/an (+1%)
Connexions horizontales (+290% ou 4'000 m)	564 MWh/an	-71 MWh/an (-11%)
Température initiale du terrain (+1 K ou 11 °C)	618 MWh/an	-17MWh/an (-3%)
Distribution de froid à 21–14°C au lieu de 17–14°C	686 MWh/an	+51 MWh/an (+8%)
Distribution de froid à 21–15°C au lieu de 17–14°C	703 MWh/an	+68 MWh/an (+11%)

Table 7.2 Sensibilité de l'énergie de refroidissement couverte par geocooling aux principaux paramètres du système

Comme attendu les paramètres qui ont la plus grande importance sont les niveaux de température associés à l'énergie de refroidissement, et donc les températures aller et retour dans la distribution de refroidissement, et les transferts thermiques des connexions horizontales entre les pieux. Ces transferts thermiques ont lieu entre les tubes des connexions et le terrain en surface, dont la température est influencée par le bâtiment. Pour limiter l'influence de ces derniers, qui se répercute de façon négative sur le potentiel de geocooling du système, il est important de pouvoir distribuer l'énergie de refroidissement à la plus haute température possible. Le graphique de la figure 7.7 montre le potentiel de geocooling du système en fonction du niveau de température dans la distribution de refroidissement et de l'importance des transferts thermiques des connexions horizontales.

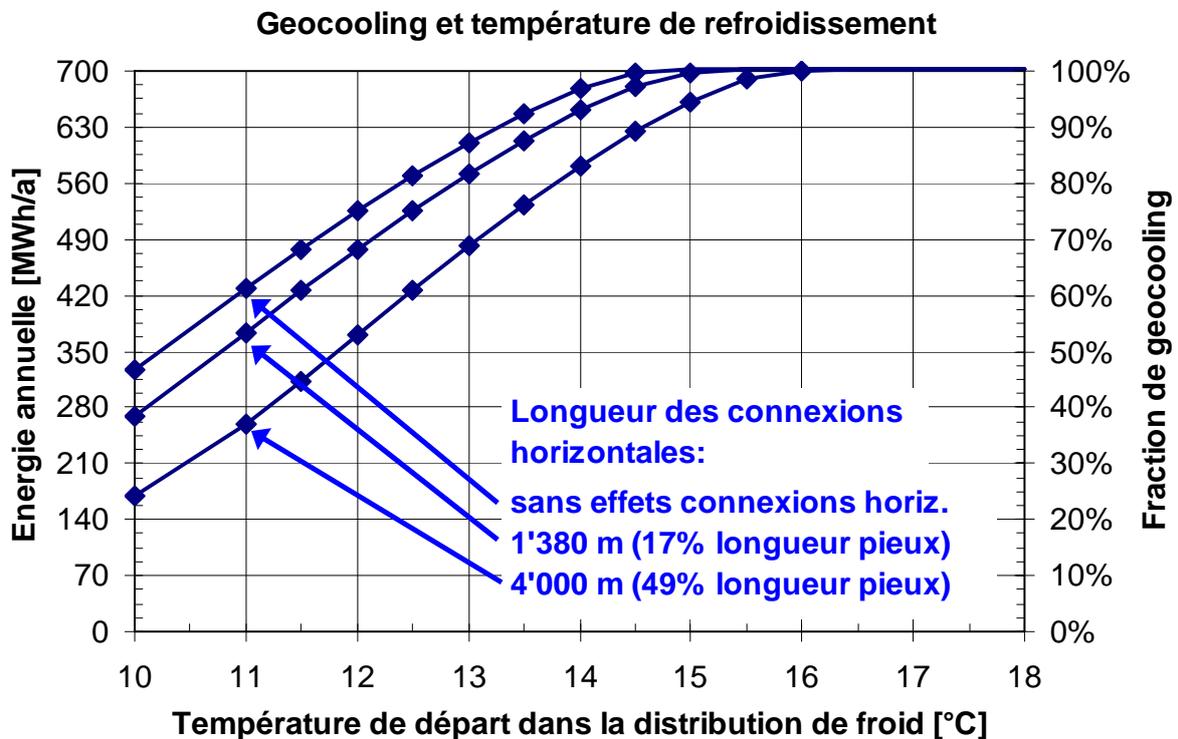


Figure 7.7 Influence du niveau de température dans la distribution de refroidissement sur le potentiel de geocooling. La température de retour de la distribution de froid est supposé être 4 K plus élevée que la température de départ

Dans le cas du Dock Midfield, une fraction de geocooling de 100% signifie que la machine frigorifique n'a pas besoin d'être utilisée. Comme attendu, plus le niveau de température de l'énergie de refroidissement est bas, moins grande devient la part de la demande d'énergie de refroidissement couverte par geocooling. L'effet est significatif, environ -15% par degré en moins. Il dépend de façon très forte des transferts thermiques des connexions horizontales. L'incertitude sur le calcul de ces effets peut conduire à une variation absolue de pratiquement 20% sur l'évaluation du potentiel de geocooling.

Etant donné la grande sensibilité de la quantité d'énergie couverte par geocooling relativement au niveau de température dans la distribution de refroidissement, il est recommandé de sur-dimensionner l'échangeur de chaleur qui sépare le circuit des pieux de la distribution de chaleur.

7.5 Potentiel d'amélioration des performances thermiques du système

Dans le cas où la machine frigorifique n'a pas besoin d'être utilisée, l'efficacité globale annuelle du système est sensiblement augmentée (plus de 10%, voir section 6.6). Une simulation avec PILESIM2 montre qu'il suffit de pouvoir délivrer l'énergie de refroidissement à 16-17°C, avec un retour à 19-20°C, pour ne pas avoir besoin d'enclencher la machine frigorifique.

8. Aspects économiques

L'investissement pour la réalisation du système avec pieux énergétiques correspond à 1'100'000 francs Suisse (CHF). Sa réalisation a permis de réduire les équipements de refroidissement nécessaires au sous-sol de triage des bagages, ce qui représente une économie de 130'000 CHF (publication Unique AG). L'investissement supplémentaire lié au système avec pieux énergétiques est donc de 970'000 CHF. Sur la base des énergies mesurées pendant les deux années de la campagne de mesure, des prix de l'énergie facturés à Unique, des frais de maintenance et du coût du capital investi, le système avec pieux énergétiques permet une économie annuelle de 60'000 CHF relativement à un système conventionnel (voir table 8.1). Sans prendre en compte les intérêts du capital investi, ce dernier est remboursé en 8 ans.

La solution conventionnelle correspond à l'achat de la totalité de la chaleur du réseau de chauffage à distance et la production de froid sur la base de machines frigorifiques dont l'efficacité annuelle est supposée égale à celle mesurée (2.7).

Les calculs économiques sont basés sur les données suivantes :

- énergie annuelle de chauffage couverte par le système: 2'260 MWh
- énergie annuelle de refroidissement couverte par le système : 1'195 MWh
- efficacité globale annuelle du système avec pieux énergétiques : 5 -
- efficacité annuelle de (ou des) machine(s) frigorifique(s) : 2.7 -
- coût de l'énergie de chauffage à distance : 0.08 CHF/kWh
- coût de l'énergie électrique : 0.17 CHF/kWh
- durée d'amortissement du capital investi : 30 ans
- taux d'intérêt du capital investi 5.5 %

Système	avec pieux énergétiques	sans pieux (conventionnel)	différence (+/-)
Investissement	1'100'000 CHF	130'000 CHF	+970'000 CHF
Coût annuel capital (30 ans 5.5% intérêt)	75'690 CHF	8'950 CHF	+66'740 CHF
Coût annuel d'entretien	16'500 CHF	5'200 CHF	+11'300 CHF
Coût annuel de l'énergie	117'500 CHF	256'000 CHF	-138'500 CHF
Coût annuel total	209'690 CHF	270'150 CHF	-60'460 CHF
Coût de l'énergie thermique fournie	0.06 CHF/kWh	0.08 CHF/kWh	

Table 8.1 Evaluation économique du système couplé aux pieux énergétiques et comparaison avec un système conventionnel

Le coût de l'énergie produite par le système avec pieux énergétiques est sensiblement plus bas qu'une solution traditionnelle. Ce bon résultat montre qu'un système avec pieux énergétiques, s'il peut être utilisé aussi bien pour satisfaire des besoins de chauffage que de refroidissement, est concurrentiel à une solution conventionnelle si ses prestations énergétiques sont bonnes. Cela signifie un effort d'intégration important du système dans le bâtiment, de façon à pouvoir chauffer à « basse température » pour optimiser les performances thermiques de la pompe à chaleur et refroidir à « haute température » pour rendre le geocooling possible et intéressant. Cela justifie le travail important qui a été consacré dans la phase de planification du système et les procédures de dimensionnement adoptées.

9. Conclusion

Les performances thermiques du système couplé aux pieux énergétiques du Dock Midfield ont été mesurées et enregistrées en continu depuis octobre 2004 pour une période de 2 ans. Les mesures ont été contrôlées, corrigées et analysées pour l'ensemble de la période de mesure qui s'est terminée au début du mois d'octobre 2006.

Le bilan énergétique du système, et en particulier les demandes d'énergie annuelles de chauffage et de refroidissement sont proches des valeurs établies durant la phase de planification. D'autre part, les performances thermiques du système sont très bonnes. Ceci confirme la nécessité et le bien fondé d'une planification détaillée et soignée de ce type de système, et d'une procédure de dimensionnement basée sur des études détaillées, incluant un ou plusieurs tests de réponse géothermiques (Pahud et al., 1998), des simulations thermiques dynamiques du bâtiment (Koschenz und Weber, 1997 ; 1998) et du système avec pieux énergétiques (Pahud et al., 1999).

L'efficacité globale annuelle du système (SystEff), définie par l'énergie thermique en chaud et en froid délivrée par le système divisée par l'énergie électrique totale pour le faire fonctionner, est supérieur à 5.

Un potentiel d'amélioration existe avec la distribution de refroidissement. La basse efficacité annuelle de la machine frigorifique (EffCOMA) pénalise sensiblement l'efficacité globale annuelle du système. Sans le fonctionnement de la machine frigorifique, l'efficacité globale

pourrait être augmentée de 10%. Ceci impliquerait que toute l'énergie de refroidissement couverte par la machine frigorifique devrait être couverte par geocooling, dont l'efficacité est exceptionnelle (GeoCool est mesuré à 44 la première année et 61 la deuxième).

Les mesures détaillées de l'installation, et le fonctionnement en geocooling a permis d'améliorer le calcul de ce dernier dans le programme de simulation PILESIM. Une seconde version du logiciel, appelée PILESIM2, a été mise au point et confrontée avec satisfaction aux mesures. Une étude de sensibilité a montré que le niveau de température associé au geocooling est déterminant sur le potentiel de geocooling. Dans le cas du Dock Midfield, il suffit de pouvoir distribuer l'énergie de refroidissement à 16-17°C, avec un retour à 19-20°C, pour ne pas avoir besoin d'enclencher la machine frigorifique.

Les prestations économiques du système sont excellentes. L'investissement supplémentaire relativement à un système conventionnel est remboursé en environ 8 ans. Le prix de l'énergie thermique délivrée (en chaud et en froid) est calculé à 6 ct./kWh. Celui issu d'une solution conventionnelle est 30% plus élevé, calculé à 8 ct./kWh.

10. Remerciements

L'Office Fédéral de l'Energie est remercié pour son soutien financier sans lequel cette étude n'aurait pas pu être effectuée. Unique AG, Amstein + Walthert AG et la Haute Ecole Spécialisée de Wädenswil (Département Facility Management) sont également vivement remerciées pour leur collaboration active dans ce projet. Enfin, toutes les personnes impliquées d'une manière ou d'une autre dans ce travail sont également remerciées.

11. Références

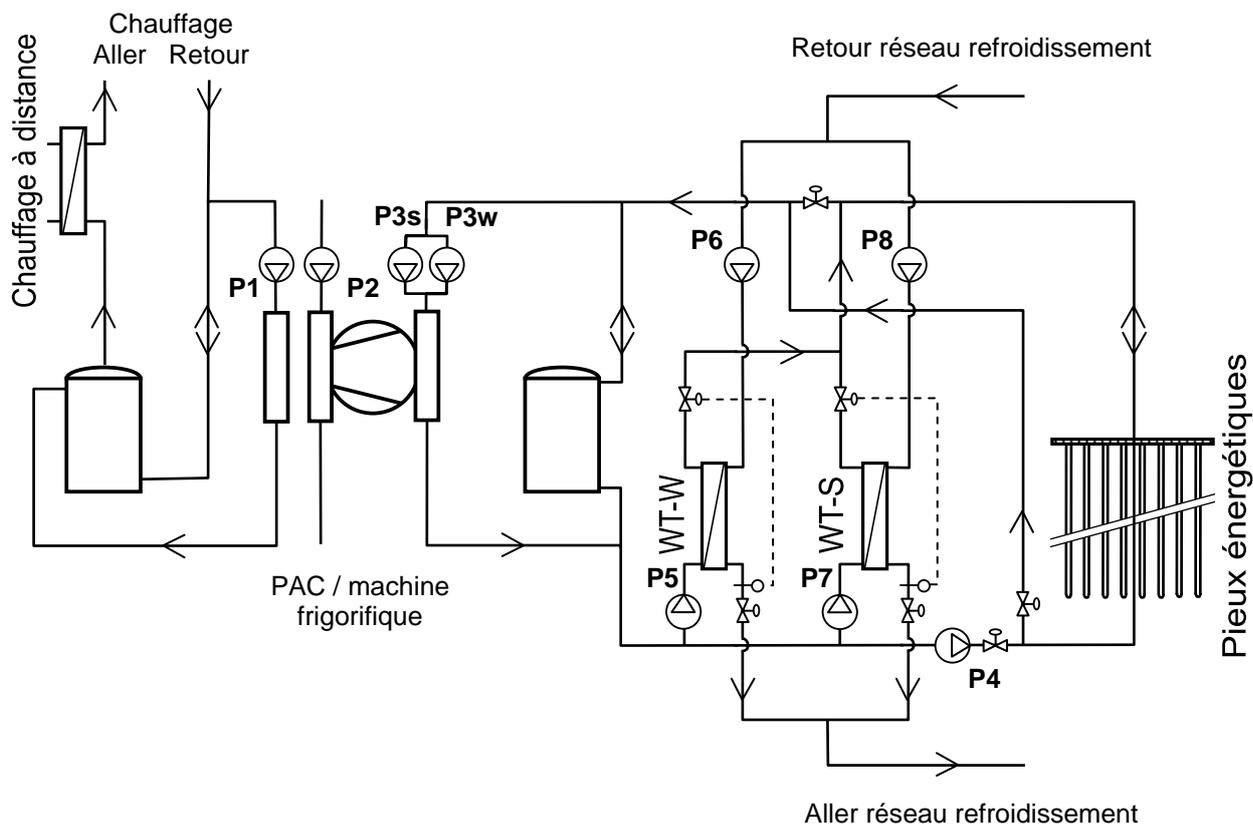
- Documentation SIA D 0190 (2005) *Utilisation de la chaleur du sol par des ouvrages de fondation et de soutènement en béton. Guide pour la conception, la réalisation et la maintenance.* Société suisse des ingénieurs et des architectes, SIA Zurich
- Koschenz M. & R. Weber (1997) *Thermische Simulationsberechnungen Teil 1.* EMPA, Abt. Haustechnik, Dübendorf
- Koschenz M. & R. Weber (1998) *Thermische Simulationsberechnungen Teil 2.* EMPA, Abt. Haustechnik, Dübendorf
- Pahud D., Fromentin A. et Hubbuch M. (1998) *Response - Test für die Energiepfahlanlage Dock Midfield, Zürich Flughafen.* Messung der Bodenleitfähigkeit in situ. Bundesamt für Energie, Bern, Switzerland
- Pahud D. (1999) *PILESIM - LASEN. Simulation Tool for Heating/Cooling Systems with Heat Exchanger Piles or Borehole Heat Exchangers.* User Manual. Swiss Federal Office of Energy, Switzerland
- Pahud D., Fromentin A. et Hubbuch M. (1999) *Heat Exchanger Pile System of the Dock Midfield at the Zürich Airport. Detailed Simulation and Optimisation of the Installation.* Final report. Swiss Federal Office of Energy, Switzerland
- Unique AG, Arge Zayetta Dock Midfield Zuerich Flughafen Energiepfahle

Annexe 1: Mesures de l'installation

Pieux énergétiques du Dock Midfield de l'aéroport de Zürich

A1.1 Etats de marche des pompes de circulation et de la pompe à chaleur	p. A1.1
A1.2 Mesure des températures de fluide de l'installation	p. A1.2
A1.3 Mesure des températures de terrain	p. A1.3
A1.4 Compteurs d'énergie thermique	p. A1.4
A1.5 Compteurs d'énergie électrique	p. A1.5

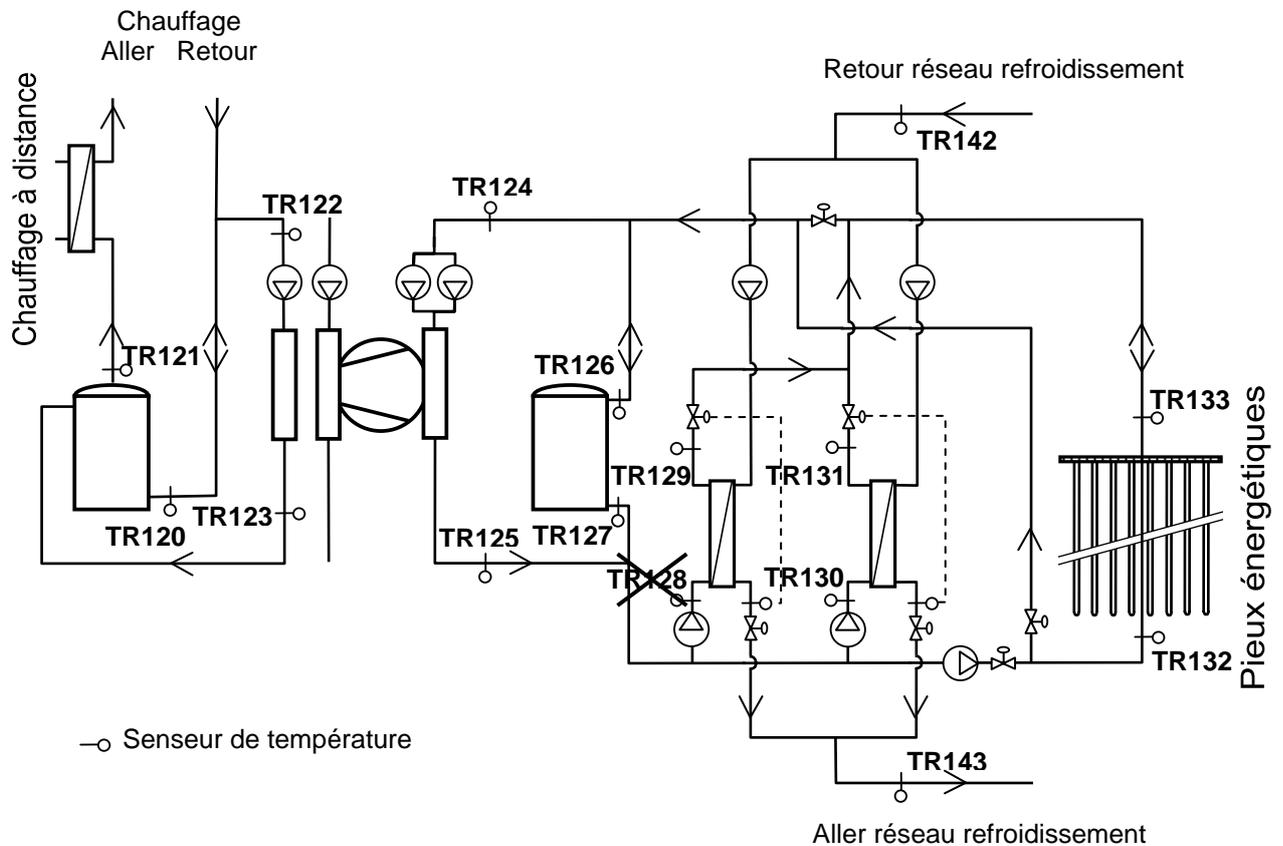
A1.1 Etats de marche des pompes de circulation et de la pompe à chaleur



11 états de marche

F+E Code	Schaltschrank	Strom-pfad	G-Pos.	MSR-Code	Feinadresse GLS	Bezeichnung Text-Fix	Fabrikat / Typ / Meldung	Pumpe
XR 420	711 4121	420M1	E3504	SO3505	711.4121.5131	WP/KM	Betrieb	
XR 420	711 4121	420M1	E3504	TV3507	711.4125.6173	WP/KM	Leistungsstufen	
XR 421	711 4121	403M2	M3604	SO3605	711.4121.5132	Pumpe Heizkondensator	Betrieb	P1
XR 422	711 4121	404M2	M3614	SO3615	711.4121.5133	Pumpe Rückkühlkondensator	Betrieb	P2
XR 423	711 4121	402M2	M3634	SO3635	711.4121.5135	Winter-Pumpe Verdampfer	Betrieb	P3w
XR 424	711 4121	402M6	M3624	SO3625	711.4121.5134	Sommer-Pumpe Verdampfer	Betrieb	P3s
XR 425	711 4125	506M6	M3634	SO3633	711.4125.5131	Pumpe Energiepfahl	Betrieb	P4
XR 426	711 4125	502M2	M3624	SO3625	711.4125.5136	Winter-Pumpe WT Energiepfahl	Betrieb	P5
XR 427	711 4125	504M2	M3644	SO3645	711.4125.5134	Sommer-Pumpe WT Energiepfahl	Betrieb	P7
XR 440	711 4125	503M2	M3604	SO3605	711.4125.5135	Winter-Pumpe	Betrieb	P6
XR 441	711 4125	505M2	M3614	SO3615	711.4125.5133	Sommer-Pumpe	Betrieb	P8

A1.2 Mesure des températures de fluide de l'installation



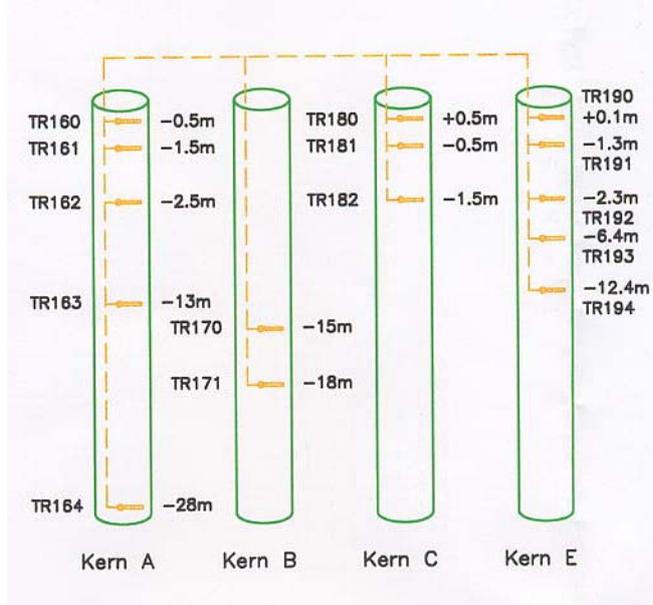
15 mesures de température

F+E Code	Schaltschrank	Strom-pfad	G-Pos.	MSR-Code	Feinadresse GLS	Bezeichnung Text-Fix	Fabrikat Meldung
TR 120	711 4121	478B7	B6654	TE6651	711.4121.6195	Temp. Pufferspeicher Heizung WP/KM unten	Honeywell
TR 121	711 4121	478B8	B6754	TE6751	711.4121.6189	Temp. Pufferspeicher Heizung WP/KM oben	Honeywell
TR 122	711 4121	477B3	B6744	TE6741	711.4121.6190	Temp. Eintritt Heizkondensator WP/KM	Jumo
TR 123	711 4121	477B2	B6644	TE6641	711.4121.6196	Temp. Austritt Heizkondensator WP/KM	Jumo
TR 124	711 4121	477B1	B6734	TE6731	711.4121.6185	Temp. Eintritt Verdampfer WP/KM	Jumo
TR 125	711 4121	476B8	B6634	TE6631	711.4121.6184	Temp. Austritt Verdampfer WP/KM	Jumo
TR 126	711 4121	479B8	B6764	TE6761	711.4121.6188	Temp. Pufferspeicher Kälte WP/KM oben	Jumo
TR 127	711 4121	479B7	B6664	TE6661	711.4121.6194	Temp. Pufferspeicher Kälte WP/KM unten	Jumo
TR 128	711 4125	563B1	B6604	TE6601	nicht auf GLS	Temp. Eintritt Wärmetauscher-Winter	Jumo
TR 129	711 4125	563B2	B6704	TE6701	711.4125.6175	Temp. Austritt Wärmetauscher-Winter	Jumo
TR 130	711 4125	563B7	B6634	TE6631	711.4125.6177	Temp. Eintritt Wärmetauscher-Sommer	Jumo
TR 131	711 4125	563B8	B6734	TE6731	711.4125.6174	Temp. Austritt Wärmetauscher-Sommer	Jumo
TR 132	711 4125	565B3	B6664	TE6661	711.4125.6198	Temp. Energiepfahl	Jumo
TR 133	711 4125	565B4	B6764	TE6761	711.4125.6196	Temp. Energiepfahl	Jumo
TR 142	711 4125	564B8	B6744	TE6741	711.4125.6179	Temp. Eintritt Wärmetauscher (Wi bzw. So)	Jumo
TR 143	711 4125	564B7	B6644	TE6641	711.4125.6180	Temp. Austritt Wärmetauscher (Wi bzw. So)	Jumo

Il manque seulement une mesure, le capteur TR128, dans les fichiers de mesure enregistrés par le système de contrôle du bâtiment.

A1.3 Mesure des températures de terrain

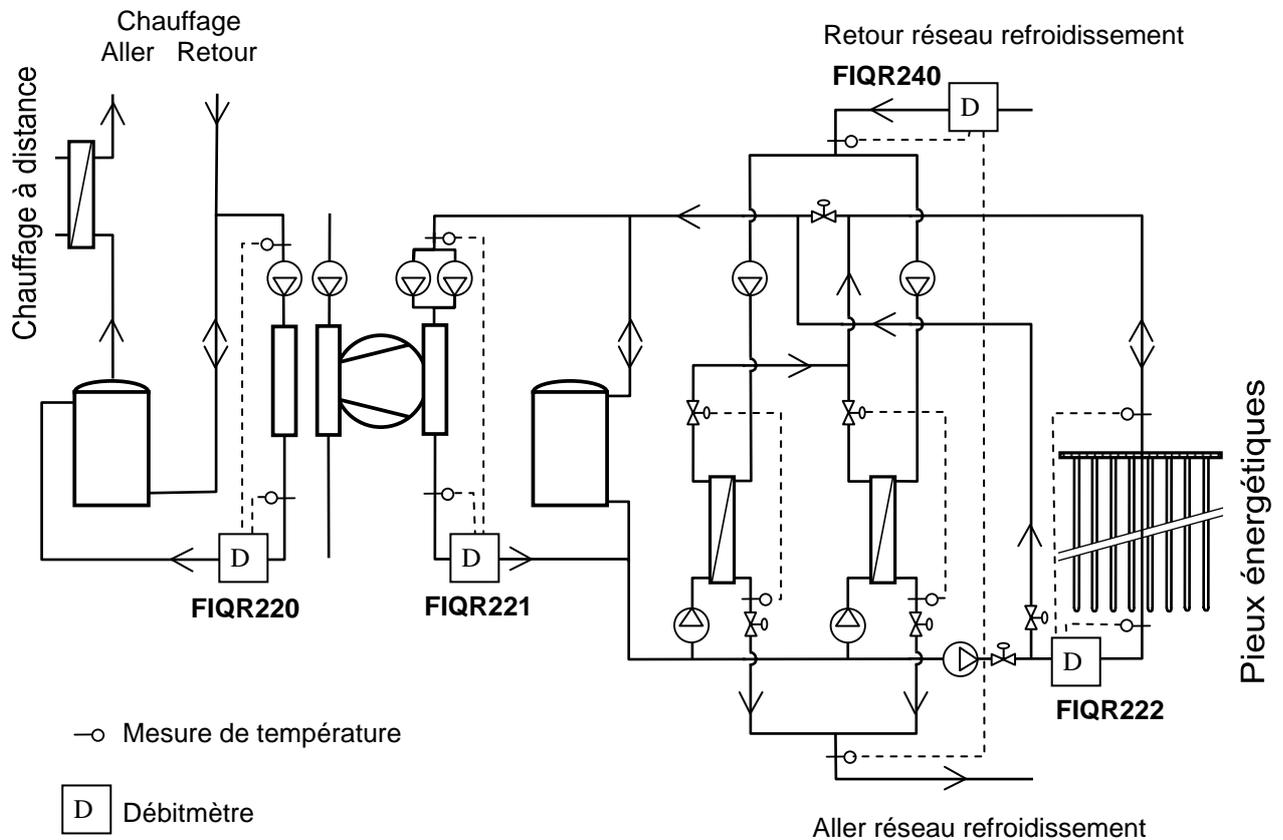
Les températures du terrain sont mesurées à différentes profondeurs dans 4 pieux de fondation qui n'ont pas été équipés en pieu énergétique. La température de l'air extérieur est également mesurée.



16 mesures de température

F+E Code	Schaltschrank	Strom-pfad	G-Pos.	MSR-Code	Feinadresse GLS	Bezeichnung Text-Fix	Fabrikat / Typ / Meldung
						Erdreich Kern A	
TR 160	711 4125	566B1	B6854	TE6851	711.4125.6195	Erdtemp. -0.5 m	Moser AG / Pt 100
TR 161	711 4125	566B2	B6864	TE6861	711.4125.6194	Erdtemp. -1.5 m	Moser AG / Pt 100
TR 162	711 4125	566B3	B6874	TE6871	711.4125.6193	Erdtemp. -2.5 m	Moser AG / Pt 100
TR 163	711 4125	566B4	B6884	TE6881	711.4125.6192	Erdtemp. -13 m	Moser AG / Pt 100
TR 164	711 4125	566B5	B6894	TE6891	711.4125.6191	Erdtemp. -28 m	Moser AG / Pt 100
						Erdreich Kern B	
TR 170	711 4125	566B6	B6904	TE6901	711.4125.6190	Erdtemp. -15 m	Moser AG / Pt 100
TR 171	711 4125	566B7	B6914	TE6911	711.4125.6189	Erdtemp. -18 m	Moser AG / Pt 100
						Erdreich Kern C	
TR 180	711 4125	566B8	B6924	TE6921	711.4125.6188	Erdtemp. +0.5 m	Moser AG / Pt 100
TR 181	711 4125	567B1	B6934	TE6931	711.4125.6187	Erdtemp. -0.5 m	Moser AG / Pt 100
TR 182	711 4125	567B2	B6944	TE6941	711.4125.6186	Erdtemp. -1.5 m	Moser AG / Pt 100
						Erdreich Kern E	
TR 190	711 4125	567B3	B6954	TE6951	711.4125.6185	Erdtemp. +0.1 m	Moser AG / Pt 100
TR 191	711 4125	567B4	B6964	TE6961	711.4125.6184	Erdtemp. -1.3 m	Moser AG / Pt 100
TR 192	711 4125	567B5	B6974	TE6971	711.4125.6183	Erdtemp. -2.3 m	Moser AG / Pt 100
TR 193	711 4125	567B6	B6984	TE6981	711.4125.6182	Erdtemp. -6.4 m	Moser AG / Pt 100
TR 194	711 4125	567B7	B6994	TE6991	711.4125.6181	Erdtemp. -12.4 m	Moser AG / Pt 100
						Diverse	
	711 4111	365B2	B6164	TE6161	711.4111.6199	Aussenklima	

A1.4 Compteurs d'énergie thermique



5 compteurs de chaleur

F+E Code	Schaltschrank	Strom-pfad	G-Pos.	Feinadresse GLS	Bezeichnung Text-Fix	Fabrikat / Typ / Meldung	Name
FIQR 220	711 4111	466A1	P7524	711.4121.6152	Wärmezähler Heizkondensator	Aquametro / CALEC MB	Qcond
FIQR 221	711 4111	465A1	P7514	711.4121.6151	Wärmezähler Verdampfer	Aquametro / CALEC MB	Qevap
FIQR 222	711 4111	556A1	P7524	711.4125.6152	Wärmezähler Energiepahl	Aquametro / CALEC MB	Qpieux
FIQR 240	711 4111	555A1	P7514	711.4125.6151	Wärmezähler Wärmetauscher	Aquametro / CALEC MB	Qcool
FIQR 200	711 3411	351A1	P7514	711.3411.6151	Wärmezähler Fernwärme	Aquametro / CALEC MB	Qaux

Qcond	énergie thermique délivrée au condenseur de la PAC
Qevap	énergie thermique extraite à l'évaporateur de la PAC
Qpieux	énergie thermique transférée par les pieux énergétiques
Qcool	énergie thermique de refroidissement
Qaux	énergie thermique délivrée par le chauffage à distance

Le compteur d'énergie des pieux totalise l'énergie extraite à l'énergie injectée :

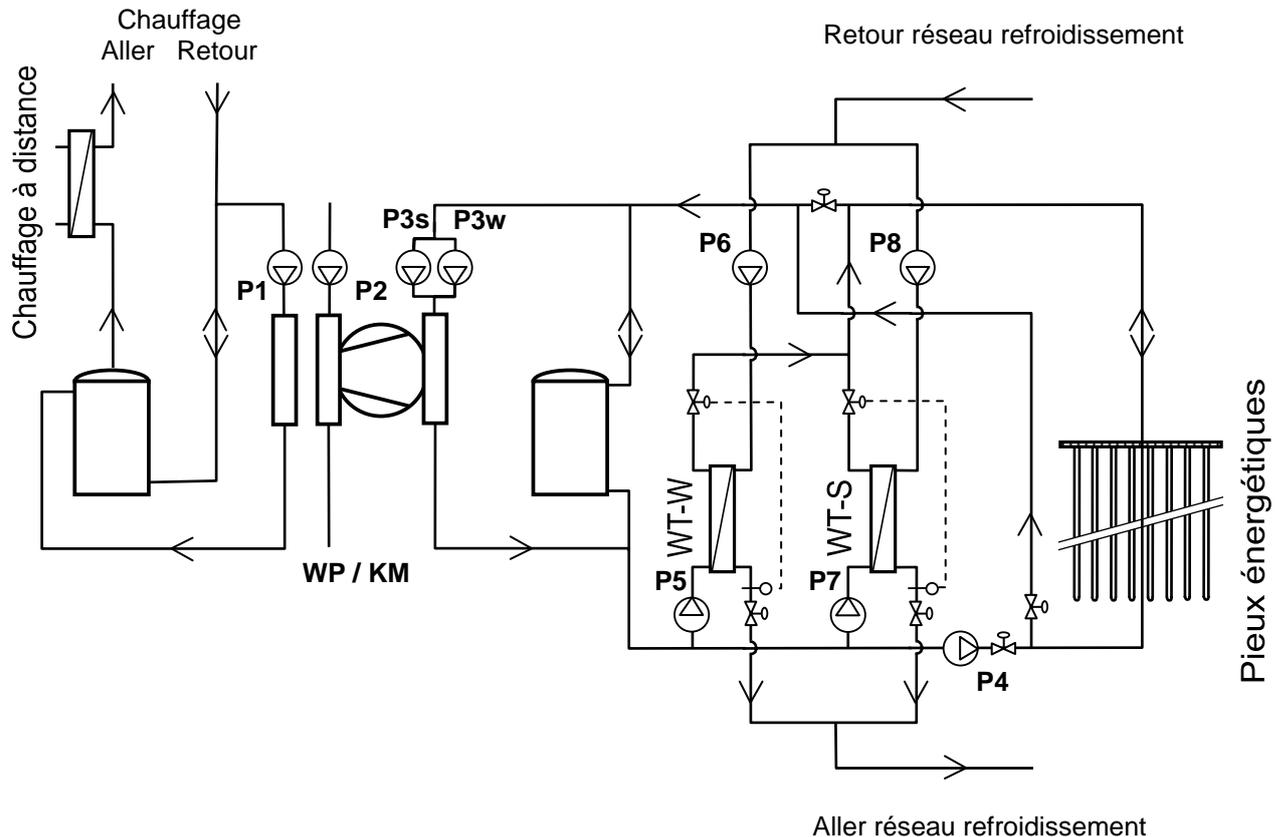
$$Q_{\text{pieux}} = Q_{\text{injecté}} + Q_{\text{extrait}} \quad (Q_{\text{injecté}} > 0 \text{ et } Q_{\text{extrait}} > 0)$$

$$Q_{\text{injecté}} = 0.5 \times (-Q_{\text{evap}} + Q_{\text{pieux}} + Q_{\text{cool}})$$

$$Q_{\text{extrait}} = 0.5 \times (Q_{\text{evap}} + Q_{\text{pieux}} - Q_{\text{cool}})$$

A1.5 Compteurs d'énergie électrique

Les énergies électriques de la pompe à chaleur – machine frigorifique ainsi que celles des pompes de circulation sont mesurées séparément par 3 dataloggers avec une fréquence de 5 minutes également.



10 compteurs d'énergie électrique

		Datalogger	Kanal
WP / KM	Wärmepumpe / Kältemaschine	2	4
P1	Pumpe Heizkondensator	3	1
P2	Pumpe Rückkühlkondensator	1	3
P3s	Pumpe Verdampfer – Sommerbetrieb	1	4
P3w	Pumpe Verdampfer – Winterbetrieb	3	2
P4	Pumpe Energiepfähle	2	3
P5	Pumpe WT Energiepfähle - Winterbetrieb	3	3
P6	Pumpe WT Umluft - Winterbetrieb	3	4
P7	Pumpe WT Energiepfähle - Sommerbetrieb	1	1
P8	Pumpe WT Umluft - Sommerbetrieb	1	2

Annexe 2: Modes de fonctionnement du système : définition et valeurs mesurées

Pieux énergétiques du Dock Midfield de l'aéroport de Zürich

A2.1 Définition des modes de fonctionnement du système	p. A2.1
A2.2 Durées de fonctionnement mesurées	p. A2.2

A2.1 Définition des modes de fonctionnement du système

Les modes de fonctionnement du système sont définis par les états de marche des pompes de circulation P3w, P3s, P4, P6 et P8, et par des écarts de température, comme indiqué dans la figure A2.1 et la table A2.1.

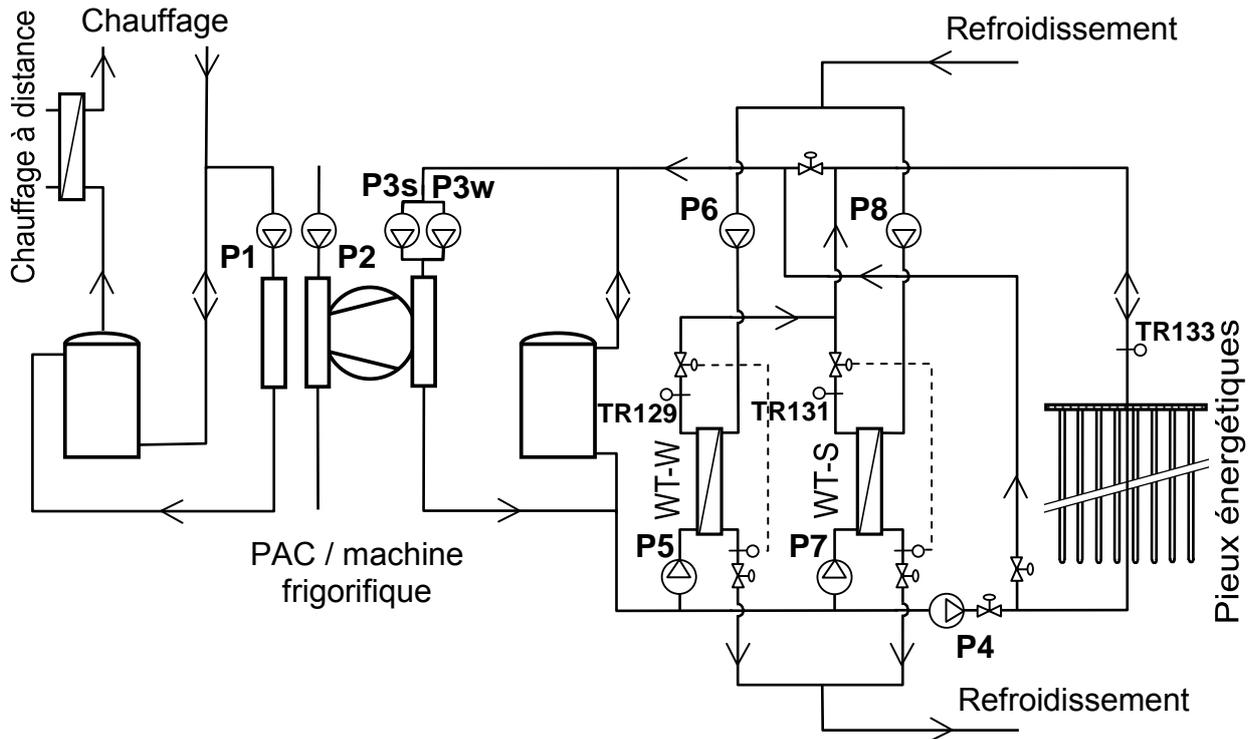


Figure A2.1 Schéma de principe de l'installation avec les pompes de circulation et les mesures de température pour la détermination du mode de fonctionnement du système

	P3w	P3s	P4	P6	P8	Condition
Extraction des pieux						
sans refroidissement	1	0	1	0	0	-
refroidissement avec WT-W	1	0	1	1	0	-
refroidissement avec WT-S	1	0	1	0	1	-
Pieux au repos						
arrêt	0	0	0	0	0	-
chauffage sans refroidissement	1	0	0	0	0	-
chauffage avec WT-W	1	0	0	1	0	-
refroidissement WT-W	0	0	0	1	0	$ TR129-TR133 \geq 1K$
chauffage avec WT-S	1	0	0	0	1	-
refroidissement WT-S	0	0	0	0	1	$ TR131-TR133 \geq 1K$
Injection dans les pieux						
WT-W avec machine frigo	0	1	0	1	0	-
WT-W sans machine frigo	0	0	0	1	0	$ TR129-TR133 < 1K$
WT-S avec machine frigo	0	1	0	0	1	-
WT-S sans machine frigo	0	0	0	0	1	$ TR131-TR133 < 1K$

Table A2.1 Définition des modes de fonctionnement du système

A2.2 Durées de fonctionnement mesurées

Les durées de marche mesurées sont reportées dans la table A2.2.

	Mesures 10.2004 – 9.2005		Mesures 10.2005 – 9.2006	
Extraction des pieux	4827 h	55 %	4059 h	46 %
sans refroidissement	48 h	1 %	11 h	0 %
refroidissement avec WT-W	3360 h	38 %	2830 h	32 %
refroidissement avec WT-S	1419 h	16 %	1218 h	14 %
Pieux au repos	127 h	1 %	121 h	1 %
arrêt	29 h	0 %	2 h	0 %
chauffage sans refroidissement	0 h	0 %	1 h	0 %
chauffage avec WT-W	2 h	0 %	1 h	0 %
refroidissement WT-W	50 h	1 %	91 h	1 %
chauffage avec WT-S	33 h	0 %	24 h	0 %
refroidissement WT-S	13 h	0 %	3 h	0 %
Injection dans les pieux	3805 h	43 %	4579 h	52 %
WT-W avec machine frigo	0 h	0 %	6 h	0 %
WT-W sans machine frigo	3 h	0 %	1 h	0 %
WT-S avec machine frigo	1028 h	12 %	1083 h	12 %
WT-S sans machine frigo	2774 h	32 %	3490 h	40 %

Table A2.2 Durées de marche mesurées pour chacun des modes

Annexe 3: Contrôle et correction des mesures

Pieux énergétiques du Dock Midfield de l'aéroport de Zürich

A3.1 Mesures effectuées par le système de contrôle du bâtiment	p. A3.1
A3.2 Correction des compteurs de chaleur et des trous de mesure	p. A3.4
A3.3 Mesures des compteurs électriques	p. A3.9

A3.1 Mesures effectuées par le système de contrôle du bâtiment

Les mesures effectuées par le système de contrôle du bâtiment sont enregistrées dans des fichiers hebdomadaires. Elles sont stockées séparément les unes à la suite des autres de façon chronologique, avec une valeur par ligne contenant la date et l'heure de mesure et diverses informations, dont l'adresse GLS. Cette dernière est utilisée pour identifier la mesure. Des routines de calcul ont été développées pour lire les fichiers ascii et réécrire les mesures en colonnes pour qu'elles puissent être directement visualisées dans un tableur comme Excel. L'intervalle de temps est fixé à 5 minutes (dans le fichier de mesure, il y a parfois un décalage d'une minute) ; les trous de mesure sont interpolés (certaines fois, mais dans de rares cas, quelques mesures manquent), et les mesures enregistrées une deuxième fois de suite sont supprimées.

Les mesures sont numérotées afin de permettre leur identification sans devoir passer par leur adresse GLS. Les tables A3.1 à A3.4 permettent de faire la correspondance entre les mesures, leur numérotation et leur adresse GLS. Seules les mesures relatives au système avec pieux énergétiques sont indiquées.

F+E Code	Var	Ref colonne Fichier data	Feinadresse GLS	Bezeichnung Text-Fix	Fabrikat / Typ / Meldung	Pumpe
XR 420	Var 44	AS ou 45	711.4121.5131	WP/KM	Betrieb	
XR 420	Var 46	AU ou 47	711.4125.6173	WP/KM	Leistungsstufen	
XR 421	Var 47	AV ou 48	711.4121.5132	Pumpe Heizkondensator	Betrieb	P1
XR 422	Var 49	AX ou 50	711.4121.5133	Pumpe Rückkühlkondensator	Betrieb	P2
XR 423	Var 51	AZ ou 52	711.4121.5135	Winter-Pumpe Verdampfer	Betrieb	P3w
XR 424	Var 53	BB ou 54	711.4121.5134	Sommer-Pumpe Verdampfer	Betrieb	P3s
XR 425	Var 55	BD ou 56	711.4125.5131	Pumpe Energiepfahl	Betrieb	P4
XR 426	Var 57	BF ou 58	711.4125.5136	Winter-Pumpe WT Energiepfahl	Betrieb	P5
XR 427	Var 59	BH ou 60	711.4125.5134	Sommer-Pumpe WT Energiepfahl	Betrieb	P7
XR 440	Var 72	BU ou 73	711.4125.5135	Winter-Pumpe	Betrieb	P6
XR 441	Var 74	BW ou 75	711.4125.5133	Sommer-Pumpe	Betrieb	P8

Table A3.1 Mesure des états de marche

F+E Code	Var	Ref colonne Fichier data	Feinadresse GLS	Bezeichnung Text-Fix	Name
FIQR 200	Var 2	C ou 3	711.3411.6151	Wärmezähler Fernwärme	Qaux
FIQR 220	Var 37	AL ou 38	711.4121.6152	Wärmezähler Heizkondensator	Qcond
FIQR 221	Var 40	AO ou 41	711.4121.6151	Wärmezähler Verdampfer	Qevap
FIQR 222	Var 43	AR ou 44	711.4125.6152	Wärmezähler Energiepfahl	Qpieux
FIQR 240	Var 68	BQ ou 69	711.4125.6151	Wärmezähler Wärmetauscher	Qcool

Table A3.2 Mesure des énergies thermiques

F+E Code	Var	Ref colonne Fichier data	Feinadresse GLS	Bezeichnung Text-Fix
TR 120	Var 21	V ou 22	711.4121.6195	Temp. Pufferspeicher Heizung WP/KM unten
TR 121	Var 22	W ou 23	711.4121.6189	Temp. Pufferspeicher Heizung WP/KM oben
TR 122	Var 23	X ou 24	711.4121.6190	Temp. Eintritt Heizkondensator WP/KM
TR 123	Var 24	Y ou 25	711.4121.6196	Temp. Austritt Heizkondensator WP/KM
TR 124	Var 25	Z ou 26	711.4121.6185	Temp. Eintritt Verdampfer WP/KM
TR 125	Var 26	AA ou 27	711.4121.6184	Temp. Austritt Verdampfer WP/KM
TR 126	Var 27	AB ou 28	711.4121.6188	Temp. Pufferspeicher Kälte WP/KM oben
TR 127	Var 28	AC ou 29	711.4121.6194	Temp. Pufferspeicher Kälte WP/KM unten
TR 128	Var 29		nicht auf GLS	Temp. Eintritt Wärmetauscher-Winter
TR 129	Var 30	AE ou 31	711.4125.6175	Temp. Austritt Wärmetauscher-Winter
TR 130	Var 31	AF ou 32	711.4125.6177	Temp. Eintritt Wärmetauscher-Sommer
TR 131	Var 32	AG ou 33	711.4125.6174	Temp. Austritt Wärmetauscher-Sommer
TR 132	Var 33	AH ou 34	711.4125.6198	Temp. Energiepfahl
TR 133	Var 34	AI ou 35	711.4125.6196	Temp. Energiepfahl
TR 142	Var 63	BL ou 64	711.4125.6179	Temp. Eintritt Wärmetauscher (Wi bzw. So)
TR 143	Var 64	BM ou 65	711.4125.6180	Temp. Austritt Wärmetauscher (Wi bzw. So)

Table A3.3 Mesure des températures de fluide du système avec pieux énergétiques

F+E Code	Var	Ref colonne Fichier data	Feinadresse GLS	Bezeichnung Text-Fix
				Erdreich Kern A
TR 160	Var 97	CT ou 98	711.4125.6195	Erdtemp. -0.5 m
TR 161	Var 98	CU ou 99	711.4125.6194	Erdtemp. -1.5 m
TR 162	Var 99	CV ou 100	711.4125.6193	Erdtemp. -2.5 m
TR 163	Var 100	CW ou 101	711.4125.6192	Erdtemp. -13 m
TR 164	Var 101	CX ou 102	711.4125.6191	Erdtemp. -28 m
				Erdreich Kern B
TR 170	Var 102	CY ou 103	711.4125.6190	Erdtemp. -15 m
TR 171	Var 103	CZ ou 104	711.4125.6189	Erdtemp. -18 m
				Erdreich Kern C
TR 180	Var 104	DA ou 105	711.4125.6188	Erdtemp. +0.5 m
TR 181	Var 105	DB ou 106	711.4125.6187	Erdtemp. -0.5 m
TR 182	Var 106	DC ou 107	711.4125.6186	Erdtemp. -1.5 m
				Erdreich Kern E
TR 190	Var 107	DD ou 108	711.4125.6185	Erdtemp. +0.1 m
TR 191	Var 108	DE ou 109	711.4125.6184	Erdtemp. -1.3 m
TR 192	Var 109	DF ou 110	711.4125.6183	Erdtemp. -2.3 m
TR 193	Var 110	DG ou 111	711.4125.6182	Erdtemp. -6.4 m
TR 194	Var 111	DH ou 112	711.4125.6181	Erdtemp. -12.4 m
				Diverse
	Var 112	DI ou 113	711.4111.6199	Aussenklima

Table A3.4 Mesure des températures du terrain et de l'air extérieur

Des fichiers de mesure journaliers sont créés automatiquement, de manière à pouvoir être lus par un fichier Excel. Ce dernier permet de visualiser les mesures graphiquement afin d'effectuer un premier contrôle. Des macros permettent de passer d'un jour à l'autre. La figure A3.1 permet d'observer le fonctionnement du système en production de froid (refroidissement direct (geocooling) avec appui de la machine frigorifique) le 28 septembre 2004.

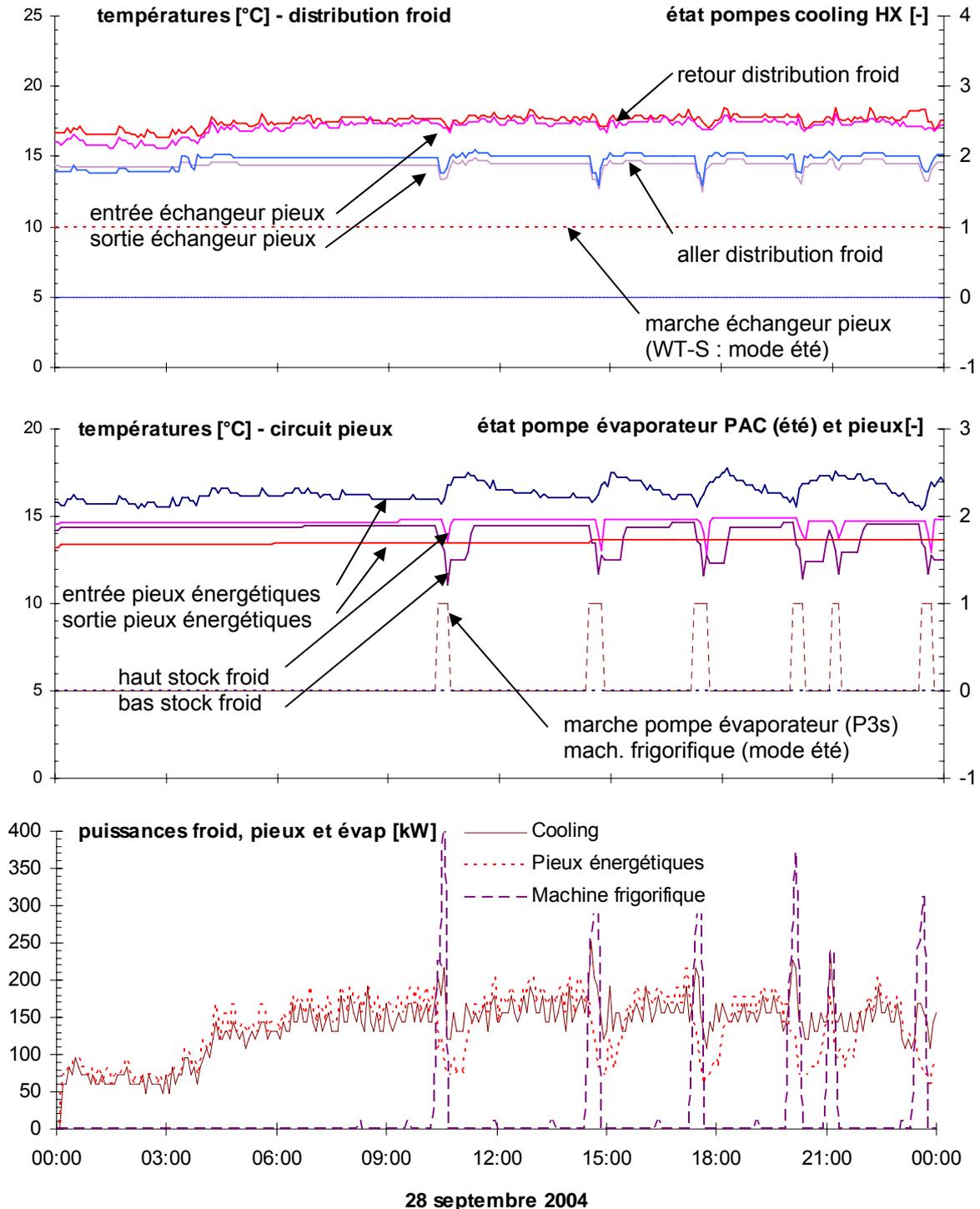


Figure A3.1 Evolution des mesures le 28 septembre 2004. Le système fonctionne en mode refroidissement sur les pieux

A3.2 Correction des compteurs de chaleur et des trous de mesure

Les compteurs de chaleur des pieux et de l'évaporateur comptabilisent une quantité d'énergie plus importante que celui de la distribution de froid. Le graphique A3.1 permet d'observer ce phénomène lorsque la machine frigorifique ne fonctionne pas : la puissance de refroidissement mesurée dans le circuit de refroidissement (Cooling, Pcool) est légèrement plus basse que la puissance mesurée dans le circuit des pieux (Pieux énergétiques, Ppieux), alors qu'elles devraient être égales. Une corrélation est recherchée entre la puissance de refroidissement et la puissance transférée dans les pieux lorsque ces dernières devraient être égales. La figure A3.2 permet d'établir une corrélation entre le compteur de la distribution de froid et celui du circuit des pieux lorsque le système est dans le mode « injection dans les pieux, WT-S sans machine frigo » (cf. table A2.1 de l'annexe 2 du rapport). Relativement au compteur de chaleur de la distribution de froid, le compteur de chaleur des pieux surestime le comptage de l'énergie thermique d'environ 7%.

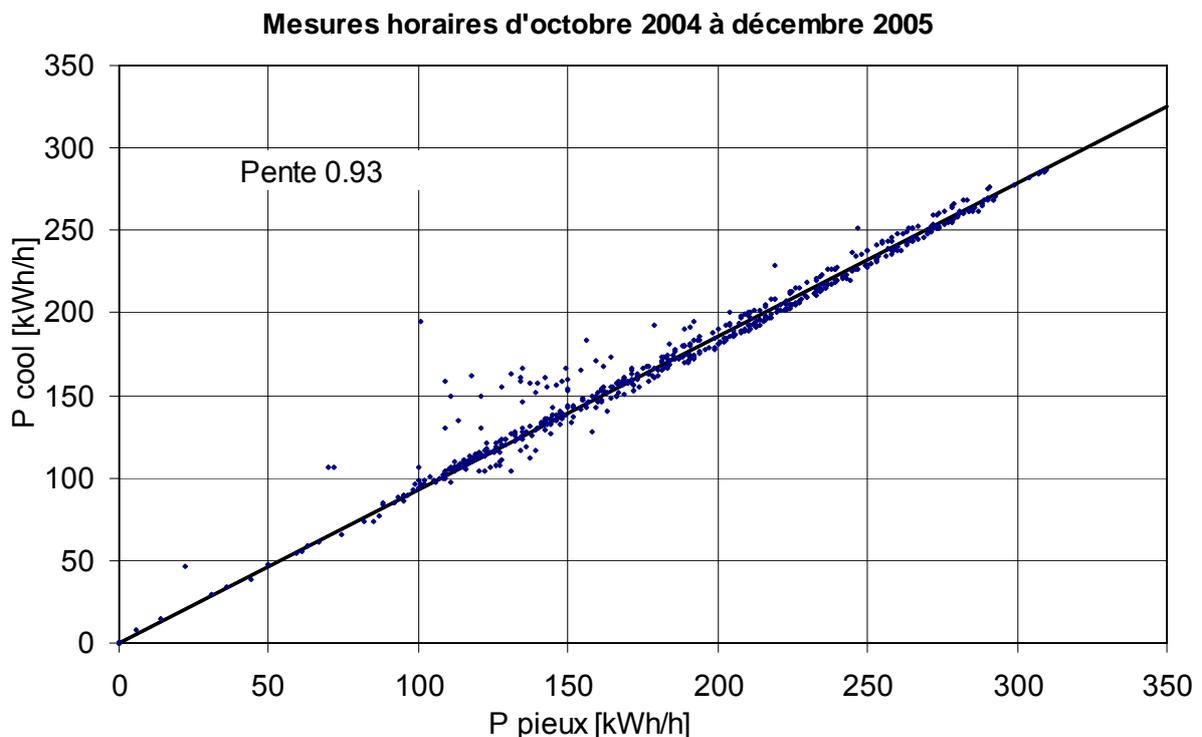


Figure A3.2 Corrélation entre le comptage de l'énergie thermique dans la distribution de froid et dans le circuit des pieux

Lorsque le système est dans le mode « pieux en extraction » (cf. table A2.1 de l'annexe 2), la puissance extraite à l'évaporateur (P_{evap}) est égale à la somme de la puissance de refroidissement (P_{cool}) et de la puissance extraite des pieux (P_{pieux}). La figure A3.3 permet d'établir une corrélation entre le compteur de chaleur de l'évaporateur de la PAC et les compteurs de chaleur de la distribution de froid et du circuit des pieux. Les mesures d'énergie thermique du compteur des pieux sont calibrées sur celles de la distribution de

refroidissement. Comme pour le compteur de chaleur sur les pieux, le compteur de chaleur de l'évaporateur surestime le comptage de l'énergie thermique d'environ 7%.

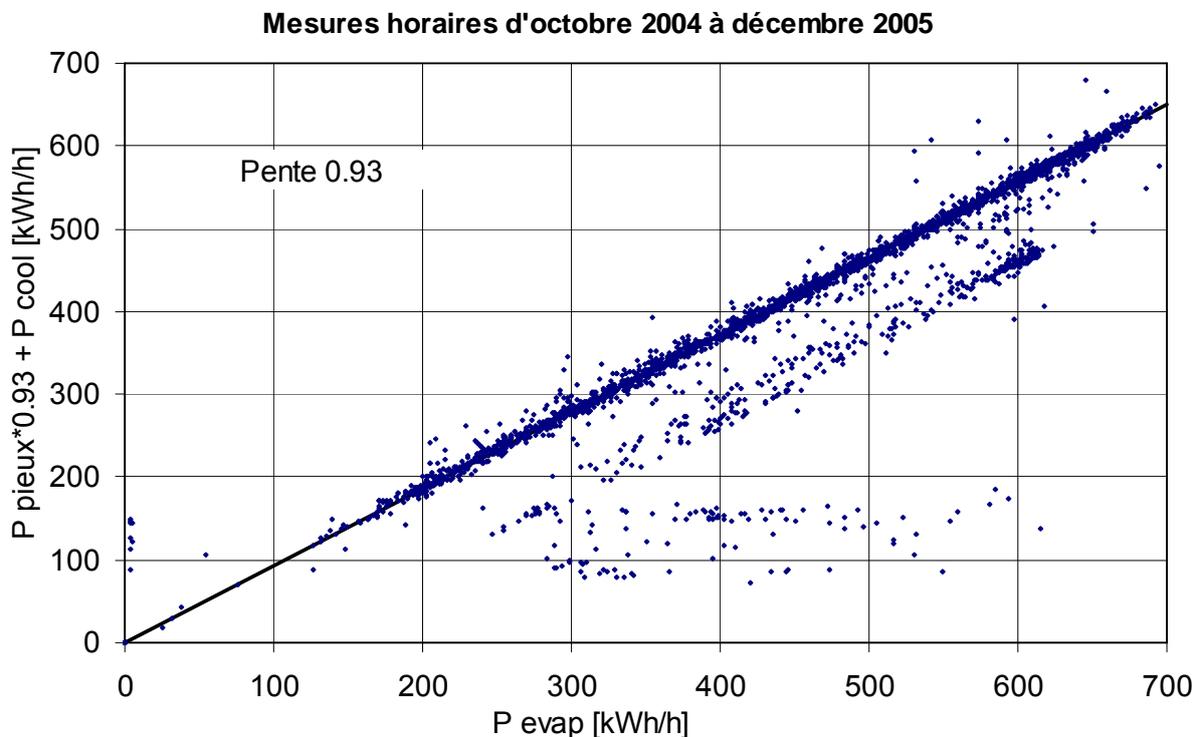


Figure A3.3 Corrélation entre le comptage de l'énergie thermique extraite des pieux et de la distribution de froid avec l'énergie extraite à l'évaporateur de la PAC

Les nuages de points qui sont détachés sous la droite correspondent à toutes les mesures quand seul le compteur de chaleur de l'énergie de refroidissement était bloqué.

Un bilan énergétique de la pompe à chaleur montre que l'énergie à l'entrée de la machine (somme de l'énergie extraite à l'évaporateur et de l'énergie électrique absorbée au compresseur), est sensiblement plus importante que l'énergie thermique délivrée au condenseur. Ceci va dans le sens que l'énergie mesurée à l'évaporateur est trop importante et devrait être calibrée sur l'énergie mesurée dans la distribution de froid.

Dans le circuit des pieux, le fluide caloporteur, contrairement aux autres circuits qui contiennent de l'eau pure, est un mélange d'eau et d'antigel. De l'antigel de type N (à base de monoéthylèneglycol) est utilisé à la concentration minimum de 20%. La concentration minimum est imposée par les additifs anticorrosifs présents dans l'antigel, dont la concentration ne doit pas être inférieure pour garantir leur effet. La température de congélation est alors de -10°C . La chaleur spécifique du mélange est environ 4% plus faible que celle de l'eau pure. Comme les compteurs de chaleur ont été programmé pour tenir compte de cet effet, on peut supposer que la correction a été programmée « à l'envers », ce qui pourrait expliquer la différence de 7% observée sur le comptage de chaleur dans le circuit des pieux.

Ainsi les mesures de comptage d'énergie thermique dans le circuit des pieux ont été réduites de 7%. Toutes les mesures de comptage de chaleur de l'évaporateur (**Q_{evap}**) et des pieux (**Q_{pieux}**) ont donc été multipliées par un **facteur de 0.93**.

Les trous de mesure des compteurs de chaleur sont repérés avec la surveillance des mesures par visualisation journalière. Heureusement, toutes les autres mesures sont enregistrées normalement. D'autre part, le système d'acquisition des mesures enregistre l'énergie totalisée par les compteurs de chaleur, si bien que l'on connaît la quantité d'énergie qui manque pour chaque trou de mesure. Les énergies sont interpolées en fonction de l'état de marche du système et, si possible, avec des corrélations entre la puissance thermique à interpoler et une température de fluide représentative dans le système.

Les corrélations obtenues pour la puissance délivrée au condenseur sont montrées dans la figure A3.4.

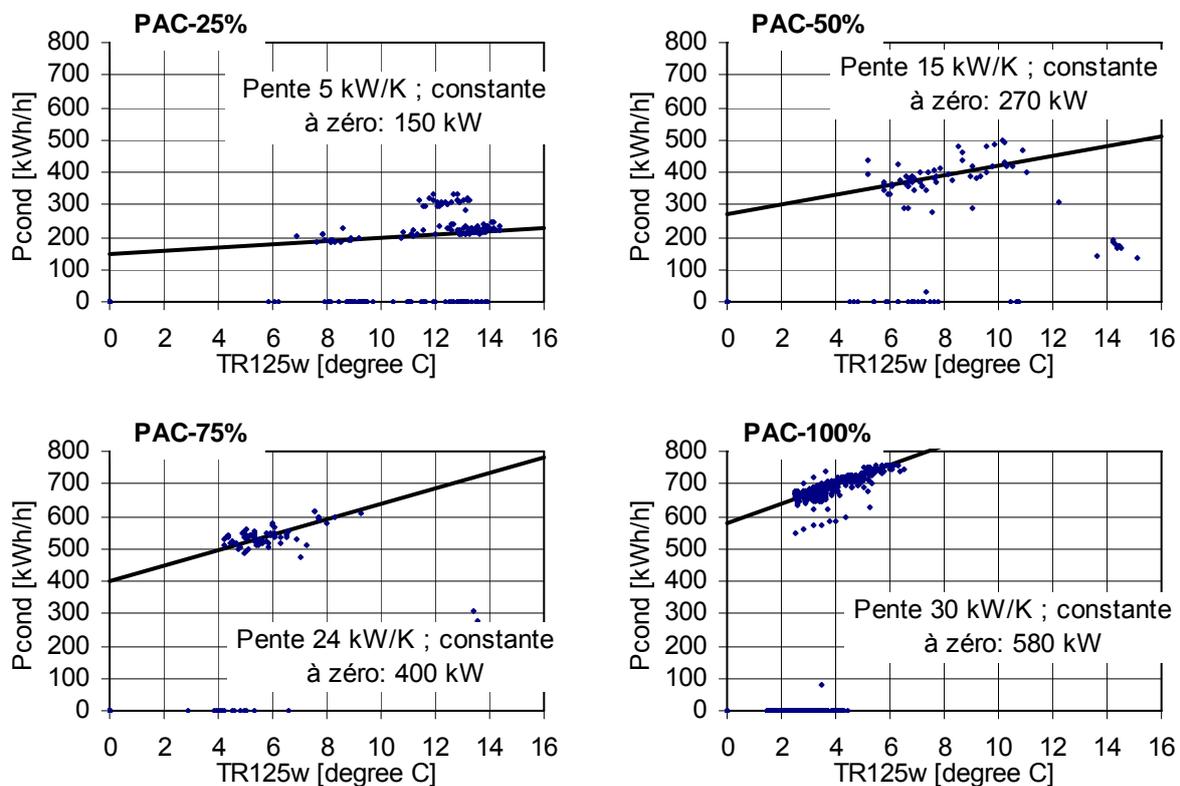


Figure A3.4 Corrélation entre la puissance délivrée au condenseur de la PAC et la température du fluide à la sortie de l'évaporateur pour chaque allure de marche

Des corrélations pour la puissance extraite à l'évaporateur ont été obtenues de façon analogue. Elles sont montrées dans la figure A3.5.

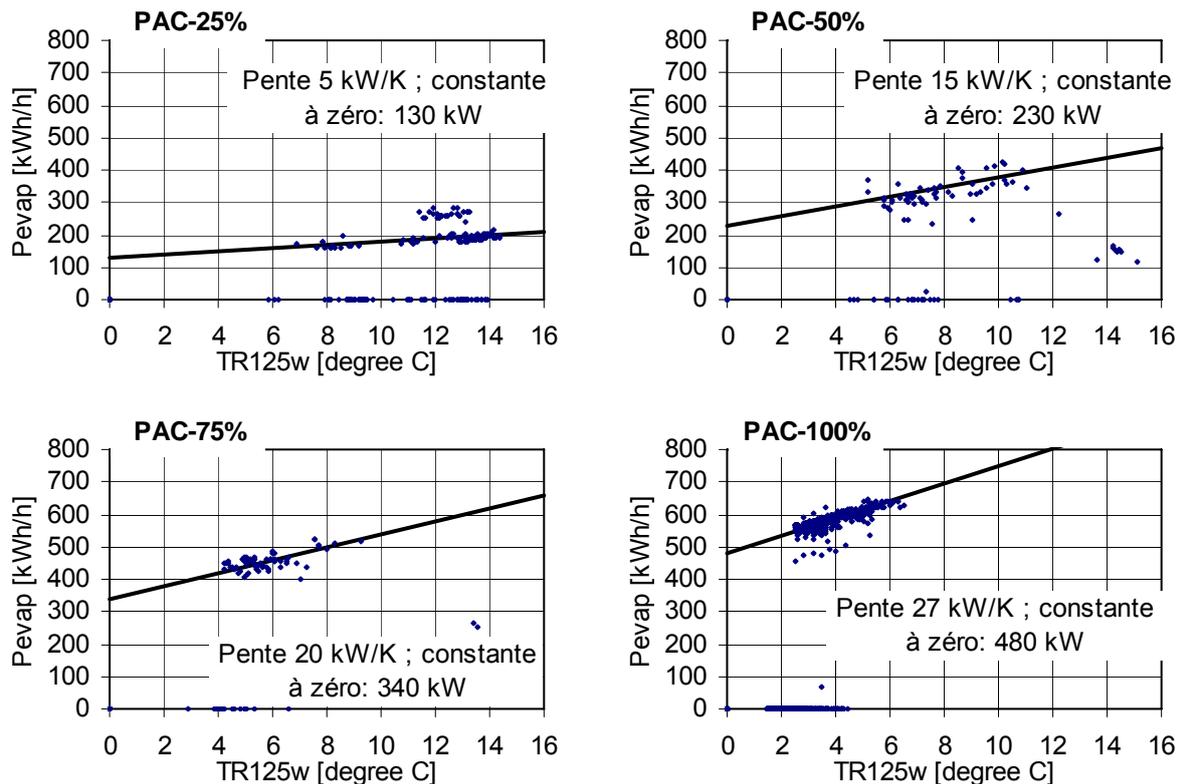


Figure A3.5 Corrélation entre la puissance délivrée à l'évaporateur de la PAC et la température du fluide à la sortie de l'évaporateur pour chaque allure de marche

Ces corrélations, combinées aux états de marche de la PAC, permettent de déterminer, pour chaque pas de temps, les puissances thermiques extraites et délivrées par la machine. Un facteur de correction est ensuite appliqué sur chaque valeur interpolée pour que l'énergie totale extrapolée dans le trou de mesure corresponde à l'énergie des compteurs de chaleur.

La même procédure est utilisée pour extrapoler l'énergie de refroidissement lorsque la PAC fonctionne en machine frigorifique. Le manque de mesure à disposition n'a pas permis d'établir de corrélation dans ce cas. Lorsqu'elle fonctionne à 25%, la puissance d'extraction est fixée à 200 kW, et 400 kW à 50%. Elle n'a jamais fonctionné à plus de 50%. Les valeurs sont ensuite calibrées sur le compteur de chaleur.

Pour différencier le fonctionnement de la PAC pour le chauffage ou pour le refroidissement, les distinctions suivantes ont été définies :

Pevap PAC = Pevap quand le système n'est pas dans le mode « injection dans les pieux »

Pevap COM = Pevap quand le système est dans le mode « injection dans les pieux »

De façon similaire, pour l'énergie thermique transférée dans les pieux :

Pextraction = Ppieux quand le système n'est pas dans le mode « injection dans les pieux »

Pinjection = Ppieux quand le système est dans le mode « injection dans les pieux »

L'interpolation de l'énergie de refroidissement Q_{cool} est effectuée en se basant sur l'énergie totale manquante, répartie uniformément sur toutes les mesures lorsque le réseau de distribution de froid est en marche. L'énergie auxiliaire (Q_{aux}) du réseau de chauffage à distance est interpolée de la même manière, mais sur toutes les mesures pour lesquelles la température extérieure est inférieure à une valeur arbitraire, fixée pour avoir une puissance moyenne qui soit du même ordre de grandeur que la moyenne des mesures adjacentes au trou de mesure.

Finalement les mesures d'énergie du compteur sur les pieux sont interpolées avec les relations suivantes :

$$P_{pieux} = \begin{cases} |Q_{cool} - Q_{evap}| & \text{si la PAC ne fonctionne pas en mode machine} \\ & \text{frigorifique, sinon} \\ |Q_{cool} - Q_{evap}| & \text{si } Q_{cool} > Q_{evap}, \\ & \text{sinon} \\ 0 & \end{cases}$$

Pour résumé, la procédure de correction et d'interpolation des mesures de comptage de chaleur est illustrée par le diagramme de la figure A3.6.

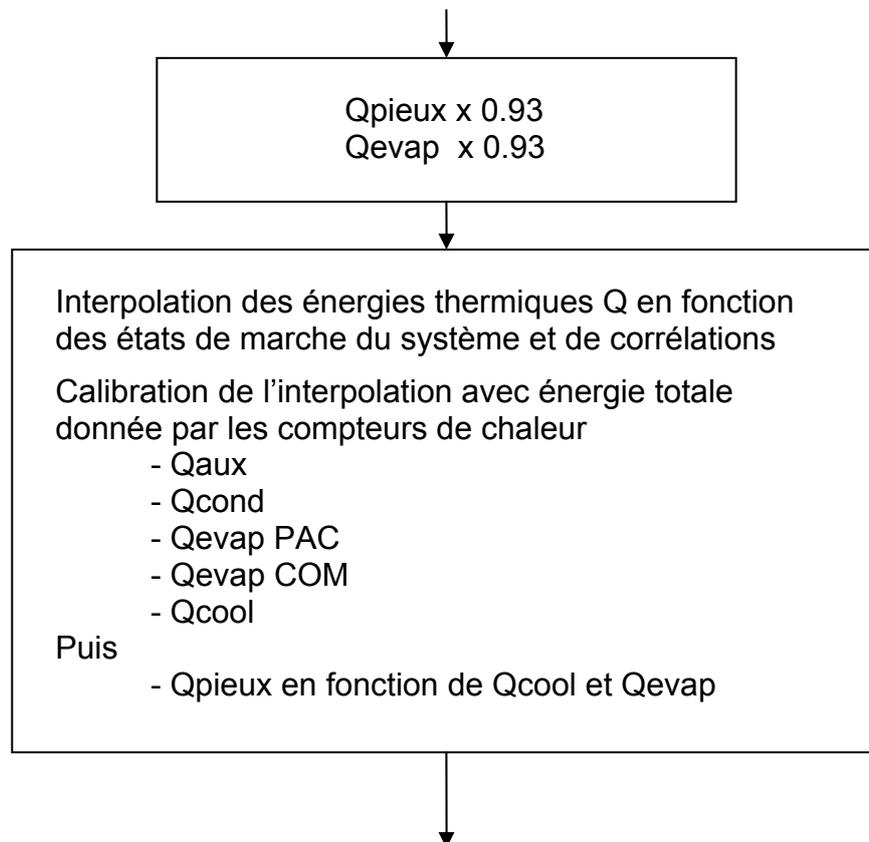


Figure A3.6 Procédure de correction et d'interpolation des compteurs de chaleur

La table A3.5 contient la durée totale des trous par mois ainsi que leur nombre.

Mois	Durée totale des trous	Nombre de trous
Octobre 2004	146 heures 20 %	2
Novembre 2004	68 heures 9 %	1
Décembre 2004	171 heures 23 %	4
Janvier 2005	407 heures 55 %	3
Février 2005	672 heures 100 %	1
Mars 2005	588 heures 79 %	4
Avril 2005	354 heures 49 %	2
Mai 2005	521 heures 70 %	2
Juin 2005	488 heures 68 %	3
Juillet 2005	299 heures 40 %	1
Août 2005	388 heures 52 %	5
Septembre 2005	0 heures 0 %	0
Total année	4'100 heures 47 %	28

Table A3.5 Durée totale mensuelle et nombre de fois que les compteurs de chaleur ont été bloqués

En plus des trous de mesure indiqués dans la table A3.5, où toutes les lectures des compteurs de chaleur étaient bloqués, le compteur de chaleur de l'énergie de refroidissement (Qcool) a été bloqué du 30 décembre 2004 au 18 mars 2005.

A3.3 Mesures des compteurs électriques

Les lectures des 3 datalogger qui mesurent les compteurs électriques de la PAC et des pompes de circulation sont effectuées manuellement toutes les 3 semaines. Le relevé des compteurs électriques permet de contrôler la bonne acquisition des mesures. Ces mesures, effectuées chaque 5 minutes, sont ensuite synchronisées aux autres mesures, interpolées si nécessaire avec les relevés des compteurs électriques et des états de marche, puis ajoutées aux fichiers mensuels. Les colonnes 119 à 131 sont réservées à cet effet (cf. table A3.6).

F+E Code	Var	Ref colonne Fichier data	Bezeichnung Text-Fix	Datalogger	Kanal
P7	Var 118	DO ou 119	Pumpe WT Energiepfähle - Sommerbetrieb	1	1
P8	Var 119	DP ou 120	Pumpe WT Umluft - Sommerbetrieb	1	2
P2	Var 120	DQ ou 121	Pumpe Rückkühlkondensator	1	3
P3s	Var 121	DR ou 122	Pumpe Verdampfer – Sommerbetrieb	1	4
	Var 122	DS ou 123		2	1
	Var 123	DT ou 124		2	2
P4	Var 124	DU ou 125	Pumpe Energiepfahl	2	3
WP	Var 125	DV ou 126	Wärmepumpe	2	4
KM	Var 126	DW ou 127	Kältemaschine	2	4
P1	Var 127	DX ou 127	Pumpe Heizkondensator	3	1
P3w	Var 128	DY ou 129	Pumpe Verdampfer – Winterbetrieb	3	2
P5	Var 129	DZ ou 130	Pumpe WT Energiepfähle - Winterbetrieb	3	3
P6	Var 130	EA ou 131	Pumpe WT Umluft - Winterbetrieb	3	4

Table A3.6 Mesure des énergies électriques

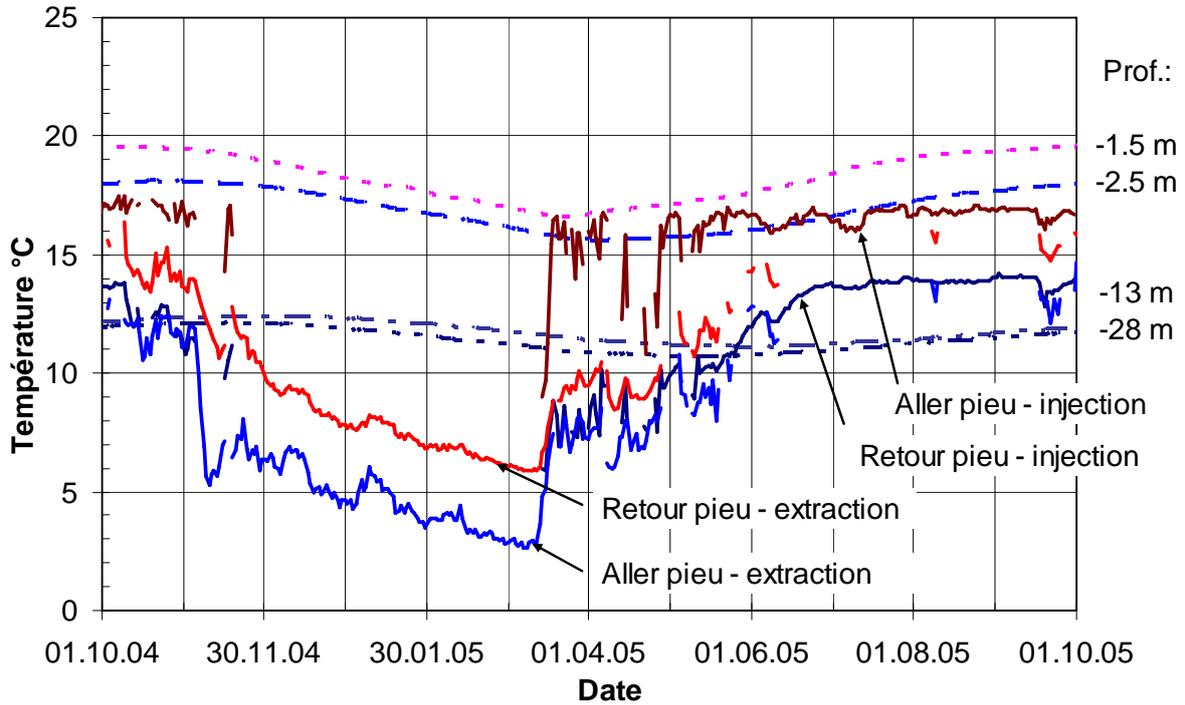
Annexe 4: Températures mesurées dans le terrain

Pieux énergétiques du Dock Midfield de l'aéroport de Zürich

A4.1 Mesures des températures du terrain

Les températures du terrain sont mesurées dans 4 pieux qui n'ont pas été utilisés comme pieu énergétique. Les variations de température sont purement saisonnières. Les figures suivantes permettent de montrer toutes les mesures de température de terrain qui ont été faites. Les températures d'entrée et de sortie des pieux, soit en extraction qu'en injection, ont été ajoutées au graphique montrant les mesures de température du pieu A.

Températures dans pieu A - 1ère année



Températures dans pieu A - 2e année

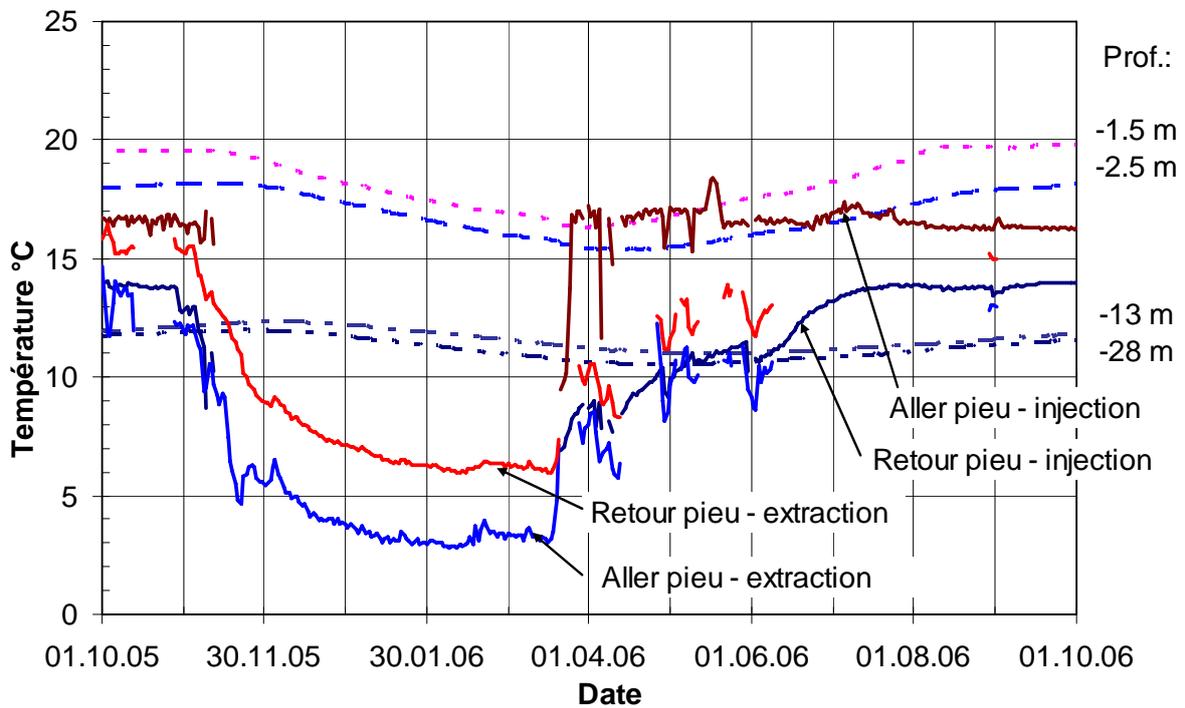
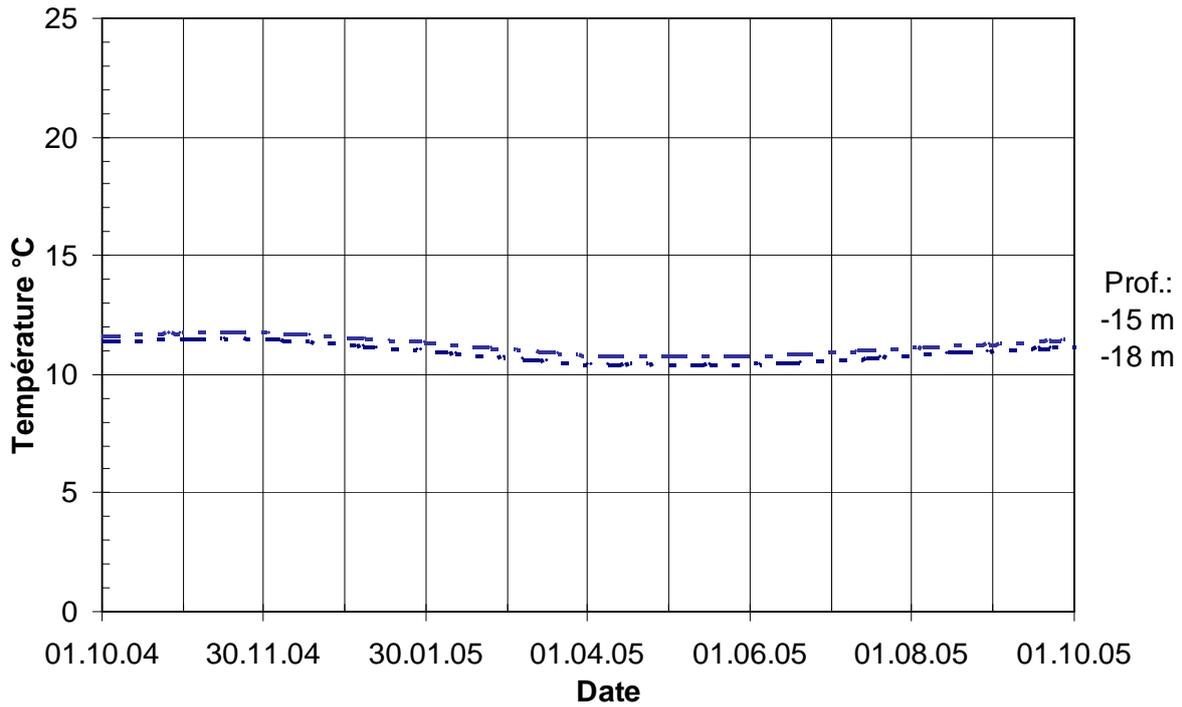


Figure A4.1 Evolution de la température du terrain dans le pieu A à différentes profondeurs, ainsi que la température du fluide circulant dans les pieux en extraction et en injection de chaleur

Températures dans pieu B - 1ère année



Températures dans pieu B - 2e année

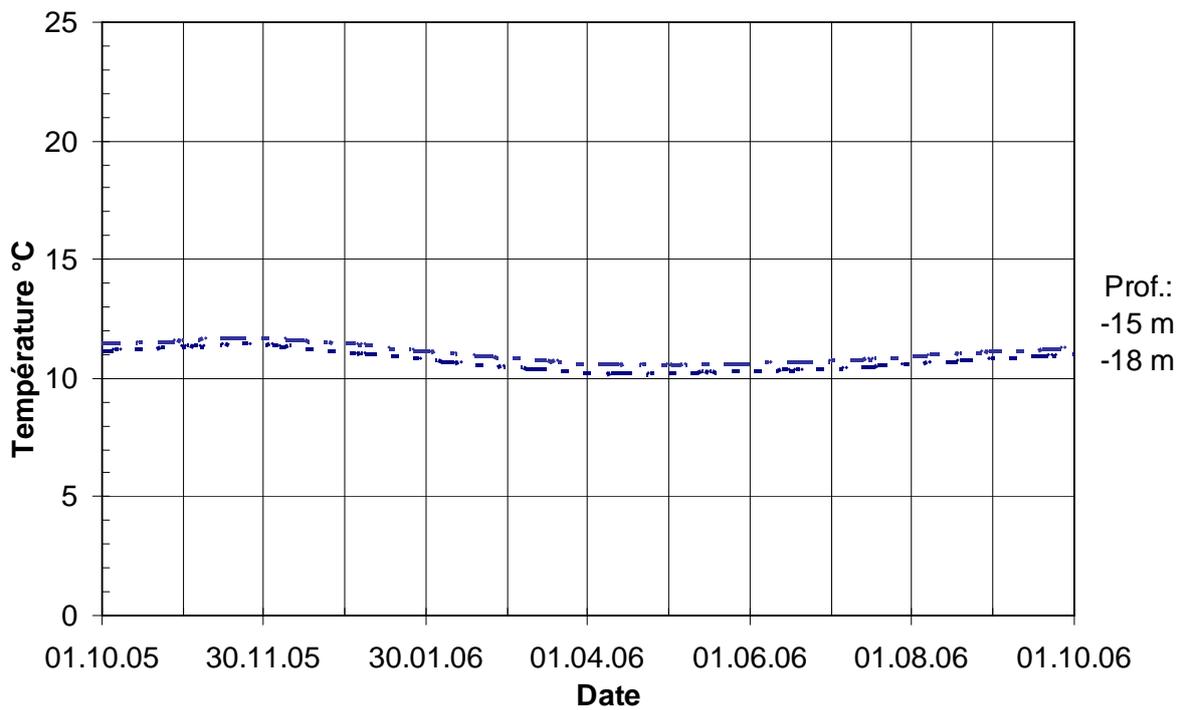
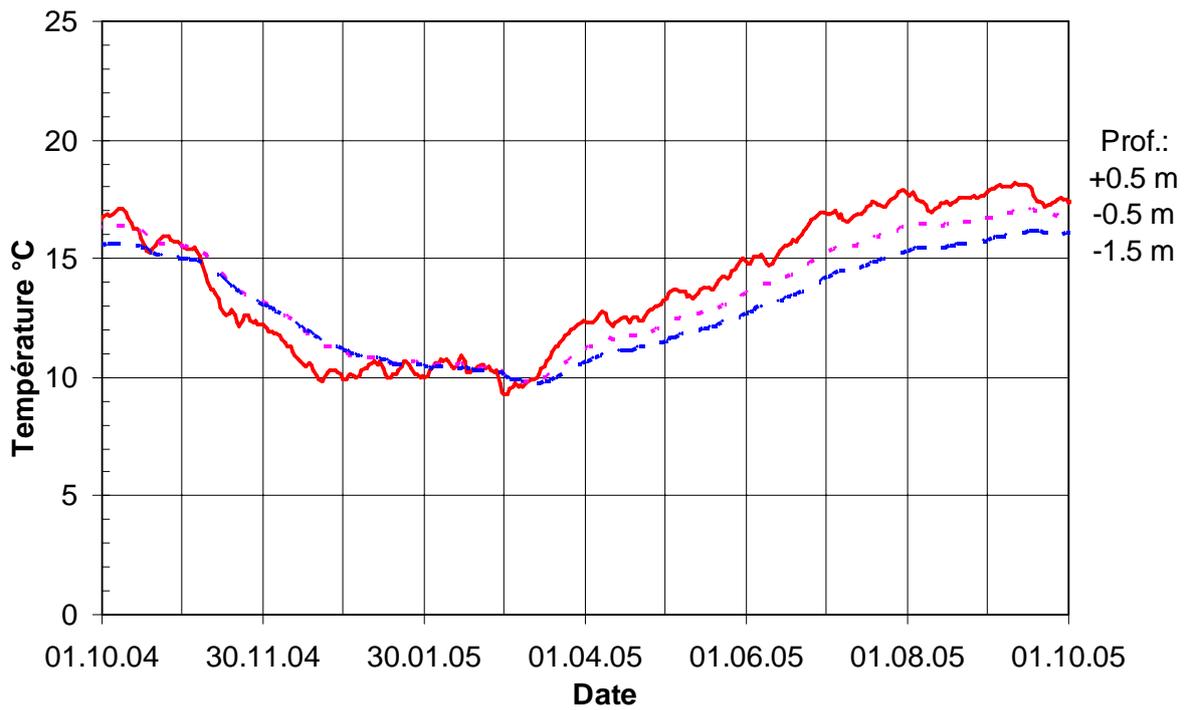


Figure A4.2 Evolution de la température du terrain dans le pieu B à différentes profondeurs

Températures dans pieu C - 1ère année



Températures dans pieu C - 2e année

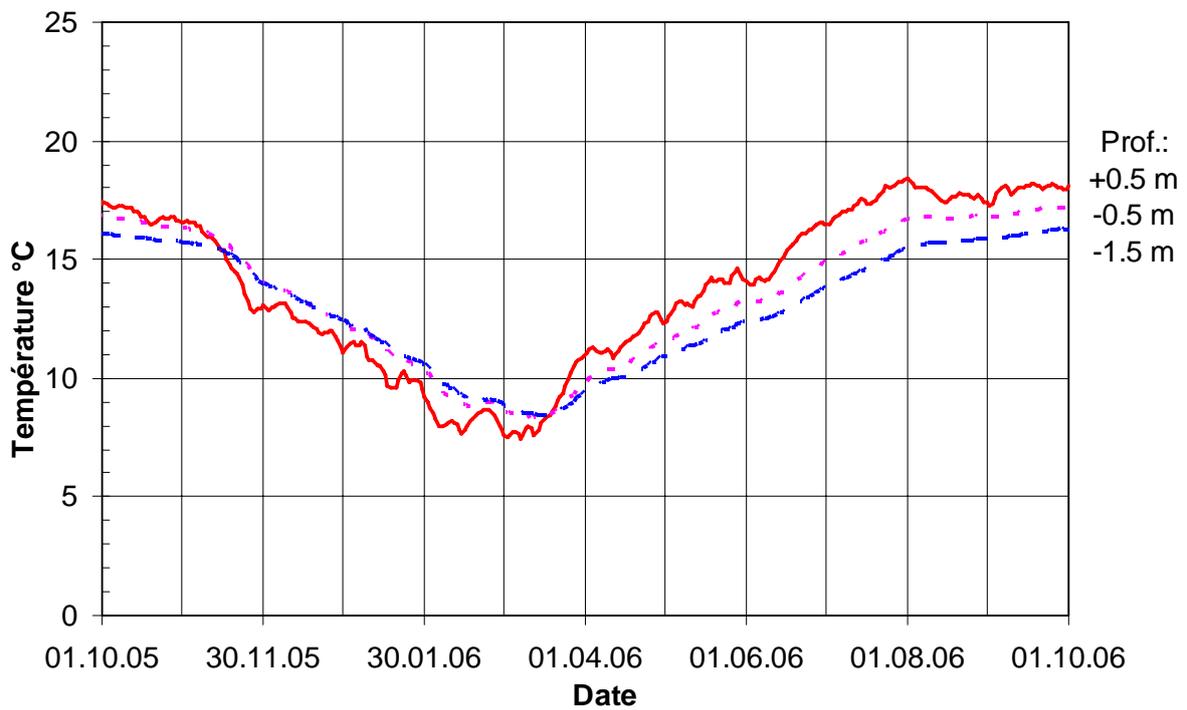


Figure A4.3 Evolution de la température du terrain dans le pieu C à différentes profondeurs

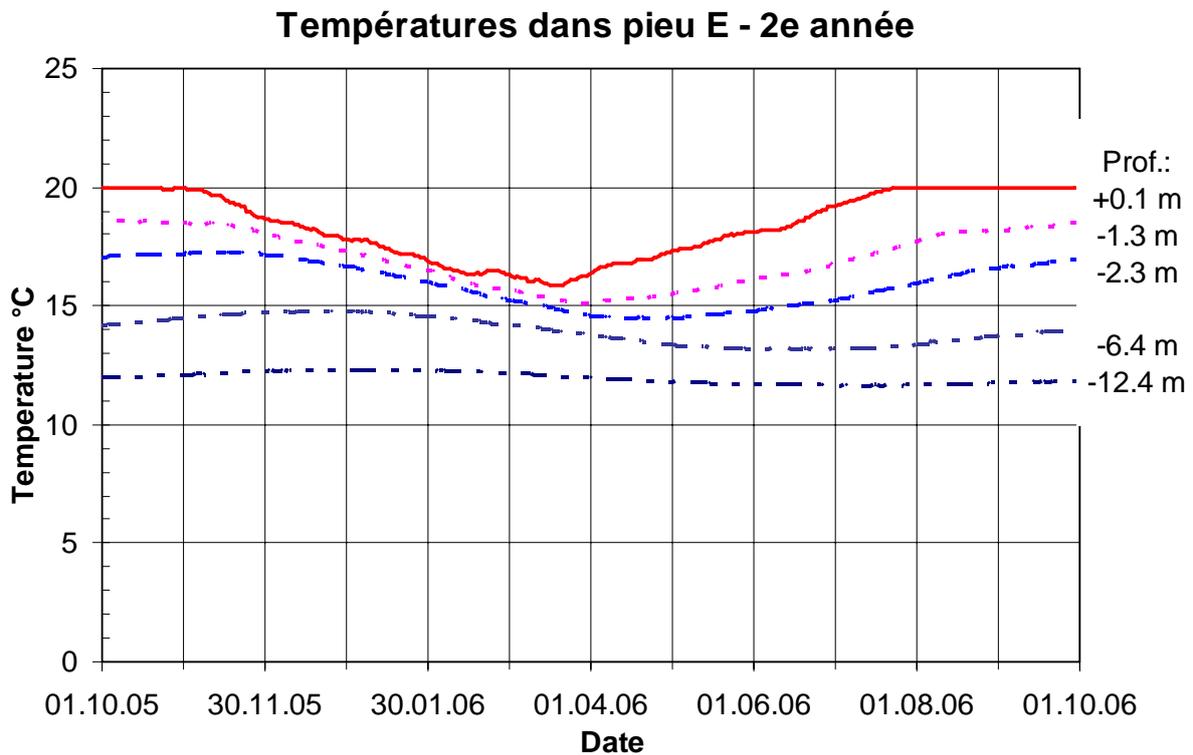
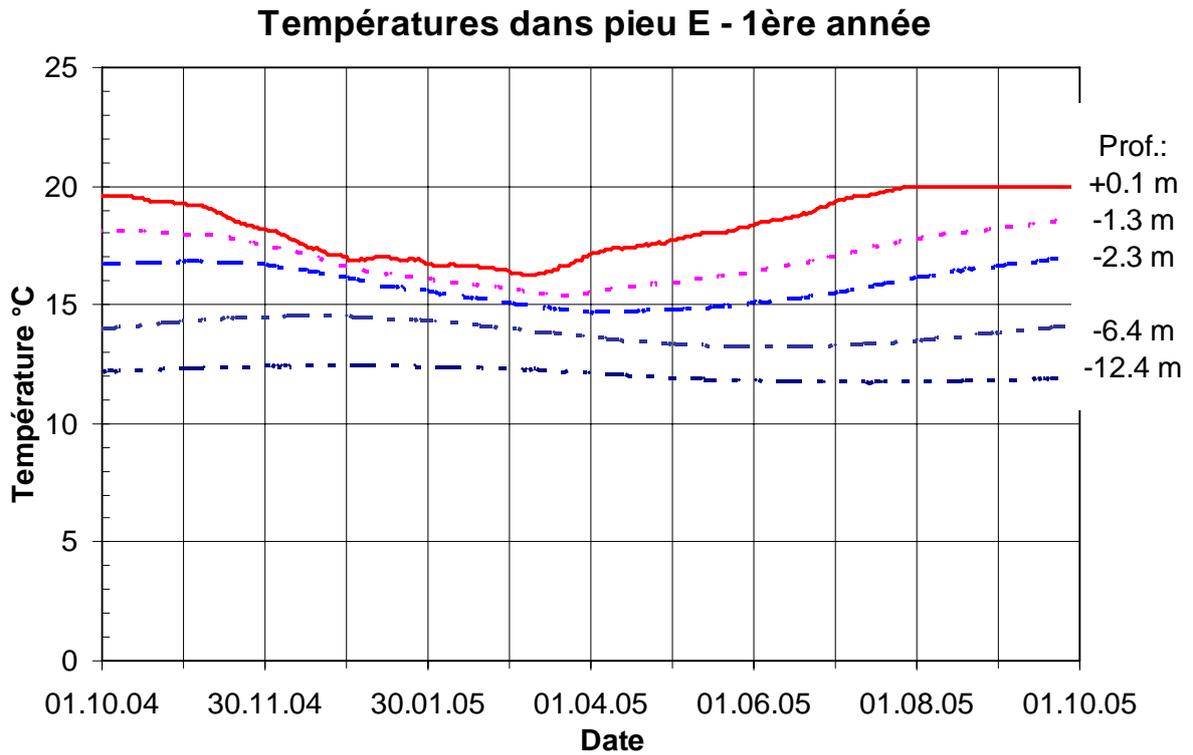


Figure A4.4 Evolution de la température du terrain dans le pieu E à différentes profondeurs

Les mesures de température ne peuvent pas dépasser 20°C, ce qui explique le plafonnement de la mesure en surface.