

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

Ausgearbeitet durch

Laboratorio Energia Ecologia ed Economia – LEEE
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

Mars 2006, rapport intermédiaire

Auftraggeber:

Forschungsprogramm Geothermie
Bundesamtes für Energie

Auftragnehmer:

Laboratorio Energia Ecologia ed Economia, DACD, SUPSI
Abteilung Facility Management – Hochschule Wädenswil

Autoren:

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

Begleitgruppe:

-

2006

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 é 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 profondit . Pi  di 300 pali di fondazione sono utilizzati come pali energetici per contribuire al riscaldamento e al raffreddamento dell'edificio, che é utilizzato dall'autunno del 2003.

Il rilevamento delle misure dell'installazione che utilizza dei pali energetici é iniziato in ottobre 2004 per una durata di 2 anni. Il trattamento delle misure realizzate con il sistema di controllo dell'edificio é 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 il primo anno di acquisizione da ottobre 2004 a settembre 2005.

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 necessit  e l'utilit  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.

La domanda di energia per il riscaldamento é di 3'050 MWh/an, di cui 2'310 (76%) coperti da una pompa di calore (PdC) abbinata ai pali di fondazione energetici. Il fabbisogno restante é assicurato da una rete di riscaldamento a distanza. Il coefficiente di prestazione annuale (COPA) della PdC é di 3.7. La temperatura annuale media é di 9°C all'entrata dell'evaporatore e di 40°C all'uscita del condensatore. La domanda di raffreddamento di 1'210 MWh/an é coperta per 460 MWh/an (38%) dalla PdC per soddisfare i bisogni di riscaldamento, 580 MWh/an (48%) tramite geocooling e 180 MWh/an (14%) dalla PdC utilizzata come macchina frigorifera. L'efficacia annuale di quest'ultima (EffCOMA) é bassa (2.3) se rapportata a l'efficacia annuale di geocooling (GeoCool) che é eccezionalmente elevata (44). L'efficacia annuale del sistema (SystEff), definita come l'energia termica di riscaldamento e raffreddamento fornita dal sistema rapportata all'energia elettrica totale necessaria al suo funzionamento, é di ca.5.

Il bilancio energetico dei pali di fondazione mostra che il 39% dell'energia annuale estratta é immessa per geocooling. Questo valore é compatibile e conforme alle previsioni stabilite durante la fase di progettazione del sistema. Se rapportate per metro lineare di palo di fondazione, la potenza media e l'energia annuale estratta sono rispettivamente di 38 W/m e di 183 KWh/(m an). Per quanto riguarda l'immissione di calore tramite geocooling, questi valori sono di 19 W/m e di 71 KWh/(m an).

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 4.9 a 5.4. Questo implica che la temperatura di partenza nella distribuzione di raffreddamento, fissata attualmente a 14°C, possa essere aumentata. Si é potuto rilevare che la temperatura di ritorno nella distribuzione di raffreddamento, prevista a 21°C nella fase di progettazione, é misurata a soli 17°C, ci  che lascia presagire un potenziale di ottimizzazione.

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 la première année de mesure, soit d'octobre 2004 à septembre 2005.

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 deux tests de réponse géothermiques, des simulations thermiques dynamiques du bâtiment et du système avec pieux énergétiques.

La demande d'énergie de chauffage a été mesurée à 3'050 MWh/an, dont 2'310 (76%) couvert par la pompe à chaleur (PAC) couplée aux pieux énergétiques. Le reste est assuré par le réseau de chauffage à distance. Le coefficient de performance annuel (COPA) de la PAC est établi à 3.7. Le niveau de température annuel moyen à l'entrée de l'évaporateur est mesuré à 9°C et à 40°C à la sortie du condenseur. La demande de refroidissement, mesurée à 1'210 MWh/an, est couverte à raison de 460 MWh/an (38%) pour satisfaire des besoins de chauffage, 580 MWh/an (48%) par geocooling et 180 MWh/an (14%) avec la PAC utilisée comme machine frigorifique. L'efficacité annuelle de cette dernière (EffCOMA) est basse (2.3) relativement à l'efficacité annuelle de geocooling (GeoCool), dont la valeur est exceptionnellement bonne (44). 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 proche de 5.

Le bilan énergétique des pieux montre que 39% de l'énergie annuelle extraite est réinjectée par geocooling. Cette valeur est compatible et conforme aux prédictions établies lors de la phase de planification du système. Rapportées par mètre linéaire de pieu, la puissance moyenne et l'énergie annuelle extraite ont été établies à respectivement 38 W/m et 183 kWh/(m an). En injection de chaleur, et donc pour le geocooling, ces valeurs sont de 19 W/m et 71 kWh/(m an).

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 4.9 à 5.4. Ceci impliquerait que la température de départ dans la distribution de refroidissement, fixée actuellement à 14°C, puisse être augmentée. On peut relever que la température de retour dans la distribution de refroidissement, prévue à 21 °C dans la phase de planification, est mesurée à seulement 17 °C, ce qui laisse entrevoir un potentiel d'optimisation.

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 first measurement year, thus from October 2004 until September 2005.

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.

The annual heating demand was measured to 3'050 MWh/year, from which 2'310 (76%) were covered by the heat pump (HP) coupled to the energy piles. The rest comes from district heating. The heat pump annual performance coefficient (COPA) is established to 3.7. The mean annual temperature level at the evaporator inlet is measured to 9°C and to 40°C at the condenser outlet. The cooling energy demand, measured to 1'210 MWh/year, is covered by simultaneous heating requirement (460 MWh/year, 38%), geocooling (580 MWh/year, 48%) and the HP used as a cooling machine (180 MWh/year, 14%). The annual efficiency (EffCOMA) of this latter is low (2.3) relative to the geocooling annual efficiency (GeoCool), whose value is exceptionally high (44). The global annual efficiency of the system (SystEff), defined as the heating and cooling thermal energy delivered by the system divided by the total electric energy used to operate it, is close to 5.

The pile heat balance indicates that 39% of the annual extracted energy is injected by geocooling. This ratio is compatible and conform to the system design predictions. Expressed per linear meter pile, the mean extracted power and annual energy are established to respectively 38 W/m and 183 kWh/(m y). For the heat injection values, thus for geocooling operation, these values are 19 W/m and 71 kWh/(my).

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 4.9 to 5.4. This would imply that the forward fluid temperature in the cooling distribution, set at the moment to 14°C, should be increased. It can be noticed that the return fluid temperature in the cooling distribution, with a foreseen temperature of 21°C in the design phase, is measured to only 17°C. This means that there should exist a optimisation potential.

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 das erste Jahr der Messperiode analysiert worden, das heisst von Oktober 2004 bis September 2005.

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.

Der Bedarf an Heizenergie ist mit 3'050 MWh pro Jahr gemessen worden, davon werden 2'310 MWh (76%) durch die Wärmepumpe (WP) gedeckt, die an die Energiepfähle angeschlossen ist. Der Rest wird durch die Fernheizung geliefert. Die Jahresarbeitszahl (JAZ) der WP beträgt 3,7. Die durchschnittliche Temperatur (über ein Jahr) beträgt am Eingang des Verdampfers 9 °C und am Ausgang des Kondensators 40 °C. Vom mit 1'210 MWh pro Jahr gemessenen Bedarf an interner Kühlung werden etwa 460 MWh (38%) als Abwärme für die Wärmepumpe genutzt, 580 MWh (48%) werden durch Direktkühlung mit den Energiepfählen erzeugt und 180 MWh/Jahr (14%) mit der WP gedeckt, die als Kältemaschine benutzt werden kann. Die jährliche Kälte-Arbeitszahl der letzteren ist ziemlich niedrig (2,3), aufgrund eines sehr hohen Bedarfs an Hilfsenergie. Anders die Effizienz der Direktkühlung, hier ist die jährliche Arbeitszahl (GeoCool) äusserst gut (44). Die jährliche globale Effizienz des Systems, die definiert wird durch die thermische Energie (Wärme und Kälte), die durch das System geliefert wird, geteilt durch die ganze elektrische Energie (Kompressorantrieb und Hilfsenergie), ist nahe bei 5.

Die Energiebilanz der Pfähle zeigt, dass 39% der entzogenen jährlichen Wärme durch Direktkühlung wieder an das Erdreich abgegeben wird. Dieser Wert ist mit der Vorhersage kompatibel, die während der Planung des Systems gemacht wurde. Im Heizbetrieb ist pro Laufmeter Pfahl die durchschnittliche Leistung 38 W/m und die gewonnene jährliche Energie 183 kWh/m. Im Kühlbetrieb (Direktkühlung) betragen diese Werte 19 W/m und jährlich 71 kWh/m.

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 4,9 auf 5,4 steigen. Die Vorlauftemperatur im Kühlverteilkreislauf, die momentan auf 14 °C festgelegt ist, müsste leicht erhöht werden. Die Rücklauftemperatur, die in der Planungsphase mit 21 °C vorgesehen wurde, müsste mit optimiertem hydraulischen Abgleich erreicht werden. Sie wird im Moment mit nur 17 °C gemessen.

Table des matières

1. Introduction	3
2. Objectifs	4
3. Description de l'installation couplée aux pieux énergétiques	5
4. Mesures effectuées sur l'installation avec pieux énergétiques	11
5. Détermination des modes de fonctionnement du système	13
6. Définition des indices de performances	15
7. Bilan énergétique et performances thermiques du système	18
7.1 Energie de chauffage couverte par la pompe à chaleur couplée sur les pieux	18
7.2 Energie de refroidissement couverte par le système couplé sur les pieux	21
7.3 Energies thermiques transférées par les pieux énergétiques	26
7.4 Bilan énergétique du système	27
7.5 Comparaison avec les performances thermiques prévues	31
7.6 Températures dans le terrain	32
8. Conclusion	35
9. Remerciements	35
10. Références	36

Annexe 1 : Mesures de l'installation

Annexe 2 : Contrôle et correction des mesures

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.

En raison de mauvaises conditions géologiques le bâtiment a dû être construit sur 440 pieux de fondation. Des alluvions superficielles de retrait 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.

Les pieux sont de gros diamètres (de 90 à 150 cm), et ils ont été forés et construits 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.



Figure 1.1 : Dock Midfield de l'aéroport de Zürich (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 dû être interpolés. Les premiers résultats de l'analyse des mesures montrent toutefois que le système fonctionne avec de très bonnes performances thermiques.

2. Objectifs

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

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

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

L'objectif de ce rapport intermédiaire est d'établir le bilan énergétique de la première année de fonctionnement du système et d'évaluer ses performances thermiques. Des pistes pour l'amélioration de ses performances sont également identifiées.

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 au 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 devrait 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 refroidissement direct sur les pieux (geocooling, 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 refroidissement direct (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 année après année, qui se répercuterait de façon négative sur le potentiel de refroidissement direct (ou 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	moulé dans le sol, en béton
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.

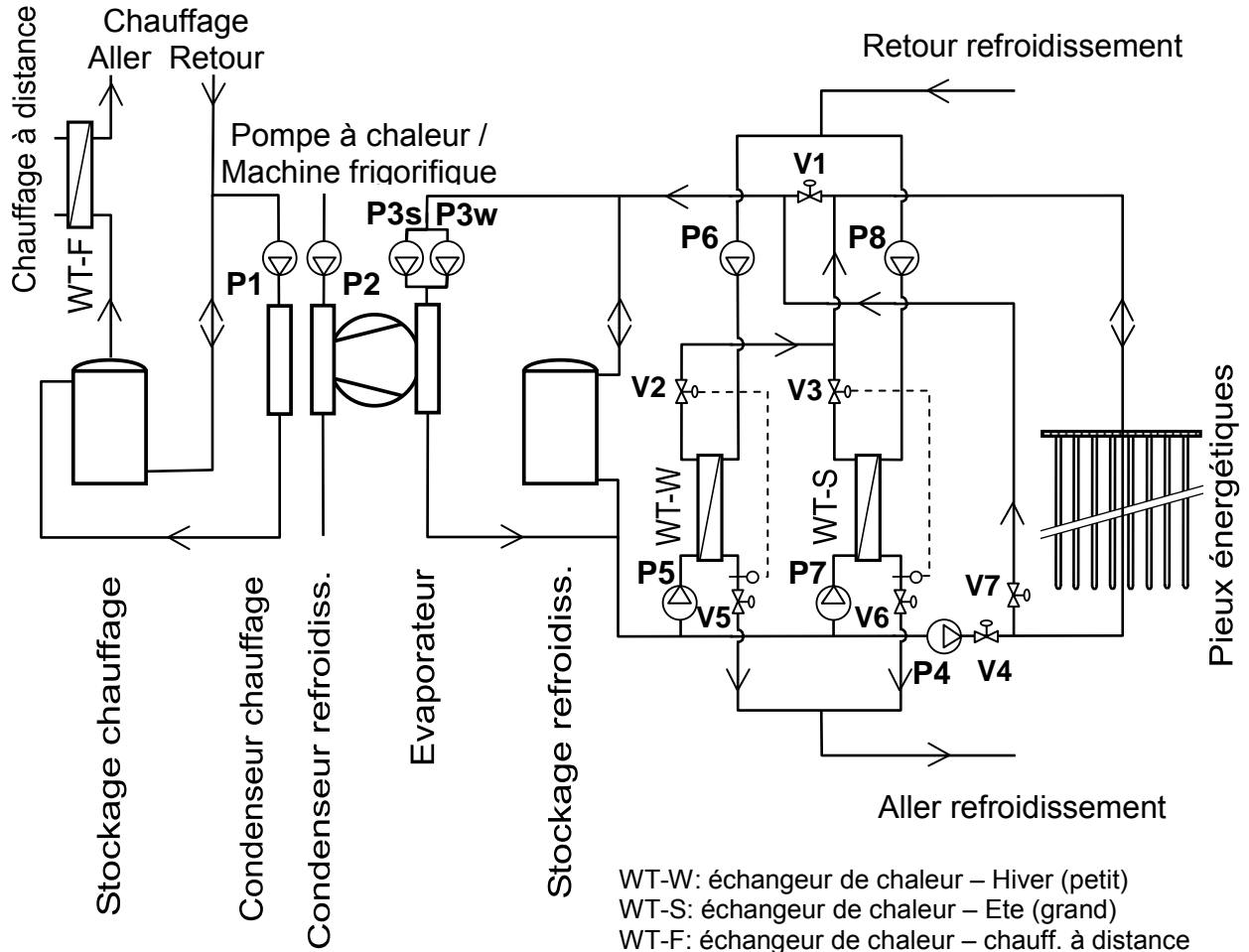


Figure 3.1 Schéma de principe du système avec pieux énergétiques du Dock Midfield

Les vannes V2 et V3 permettent de varier le débit dans le circuit primaire des échangeurs de chaleur (WT-W et WT-S), pour régler la température de sortie du circuit secondaire à 14°C (température de consigne «aller» dans la distribution de froid). 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, repos, ou injection de chaleur. 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.

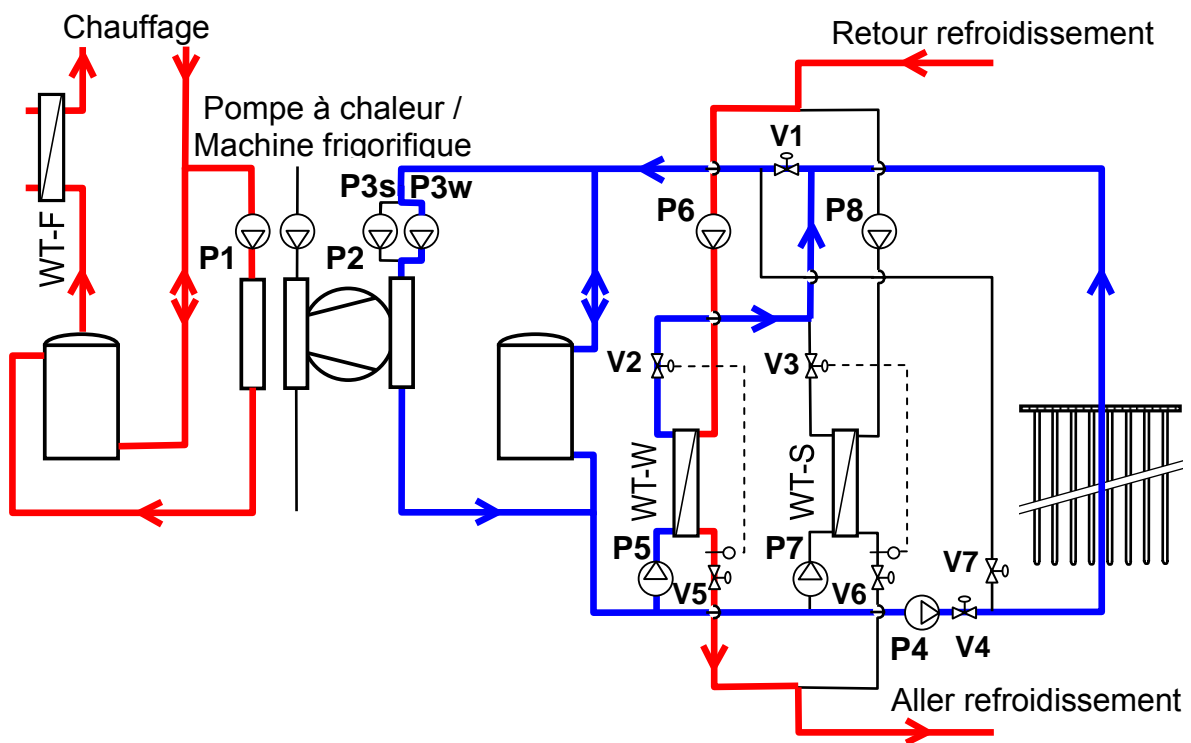


Figure 3.2 Mode « extraction des pieux » : les pompes P1, P3w et P4 sont enclenchées pour le fonctionnement de la pompe à chaleur. Les vannes 2-voies V1 et V4 sont ouvertes, tandis que la vanne V7 est fermée

- **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.

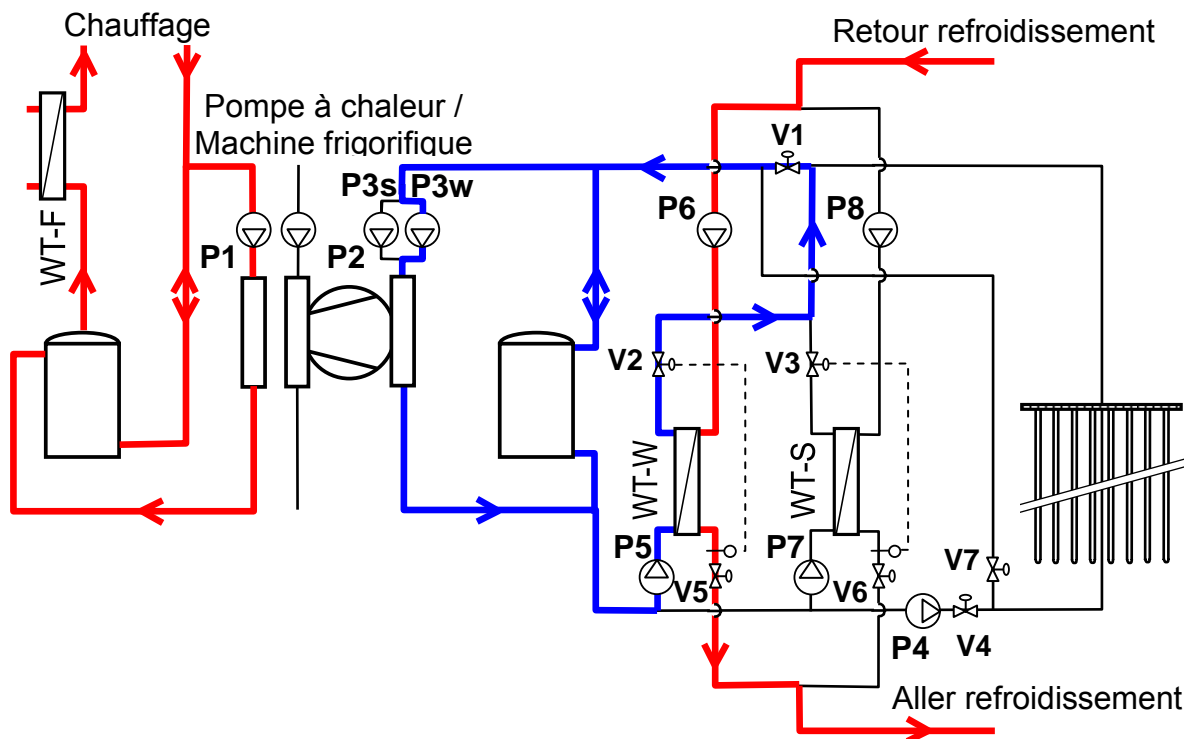


Figure 3.3 Mode « pieux au repos » : les pompes P1, P3w sont enclenchées pour le fonctionnement de la pompe à chaleur tandis que la vanne P4 est déclenchée. La vanne 2-voies V1 est ouverte, tandis que les vannes V4 et V7 sont fermées

- **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.

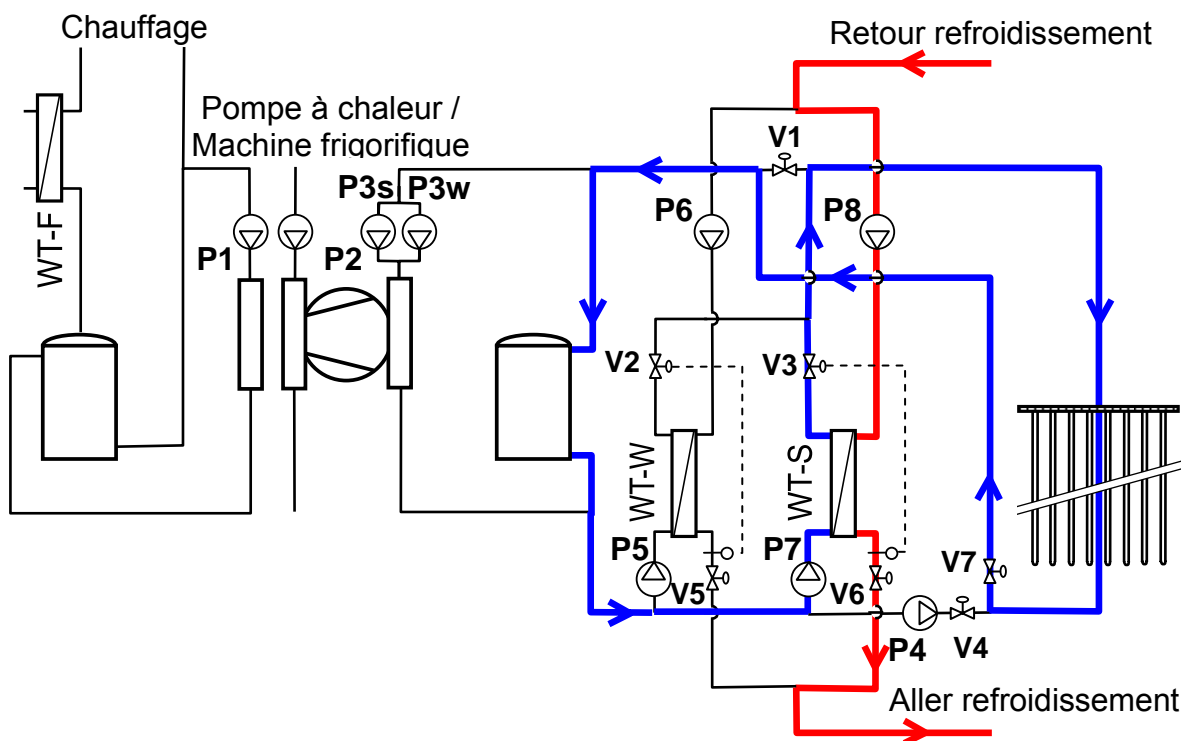


Figure 3.4 Mode « injection dans les pieux » : les pompes P2, P3s sont enclenchées si la pompe à chaleur marche en mode machine frigorifique. La pompe P4 est déclenchée. Les vannes 2-voies V6 et V7 sont ouvertes, tandis que les vannes V1, V4 et V5 sont fermées

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 sa gestion.

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 refroidissement direct sur 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 échangeurs se monte à 30. Certaines mesures de températures 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 du être créés et testés. Unique est responsable pour l'acquisition des mesures au travers du système de contrôle du bâtiment.

Dès octobre 2004, les mesures sont livrées sur une base hebdomadaire par unique. A ce jour, pratiquement la totalité des mesures prévues sur le système des pieux échangeurs sont 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 sont 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 où les mesures du système sont effectuées.

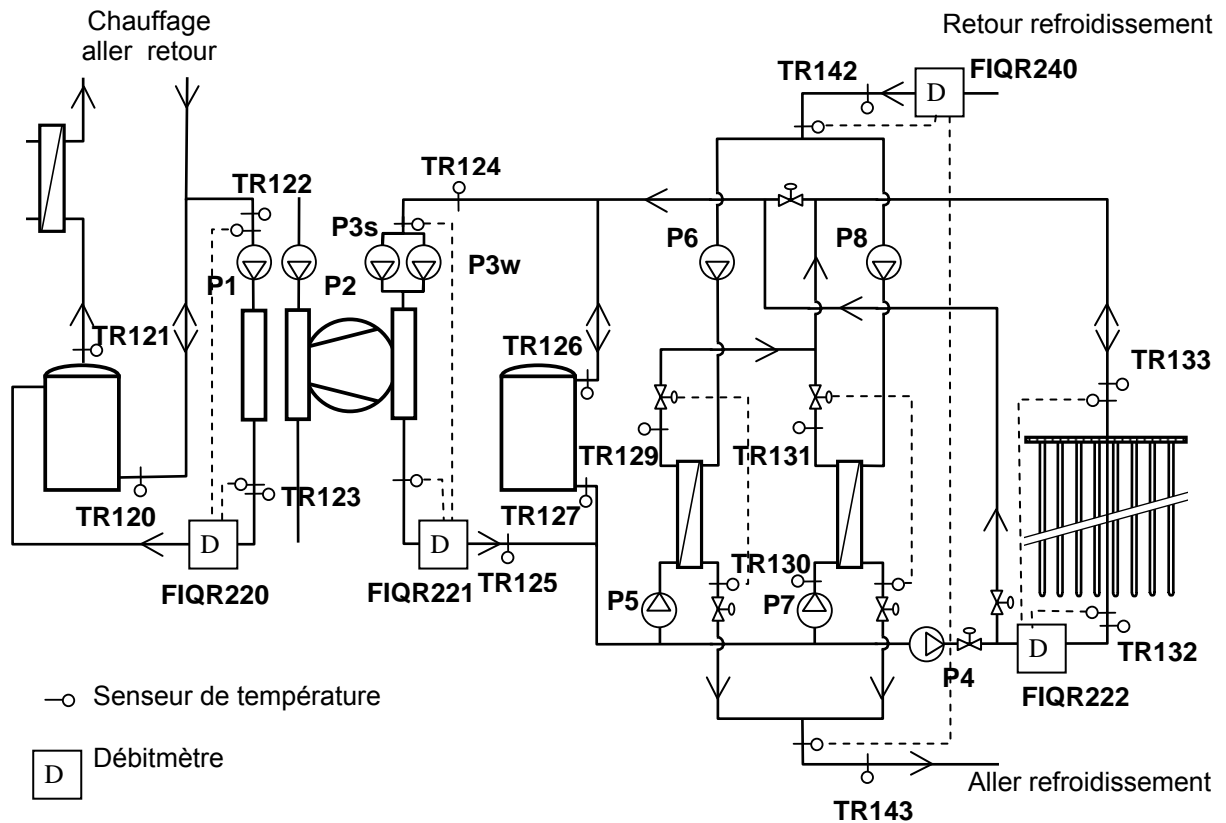


Figure 4.1 Emplacement des points de mesure effectués sur le système (cf. annexe 1)

On peut ajouter encore 15 températures de terrain, mesurées à différentes profondeurs dans 4 pieux de fondations 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 sont régulièrement enregistrées par le système d'automation du bâtiment avec une fréquence de 5 minutes (cf. annexe 1).

Les mesures des énergies électriques des pompes de circulation et du compresseur de la pompe à chaleur sont mesurés par trois dataloggers indépendants du système d'automation du bâtiment. Ces mesures ont été installées et sont relevées par le bureau Amstein + Walther AG. Dès décembre 2004, elles ont été reprises par Unique AG. Ces 10 mesures supplémentaires sont relevées sur une base temporelle de 5 minutes (cf. annexe 1).

5. Détermination des modes de fonctionnement du système

Les modes de fonctionnement du système sont déterminés 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 5.1 et la table 5.1.

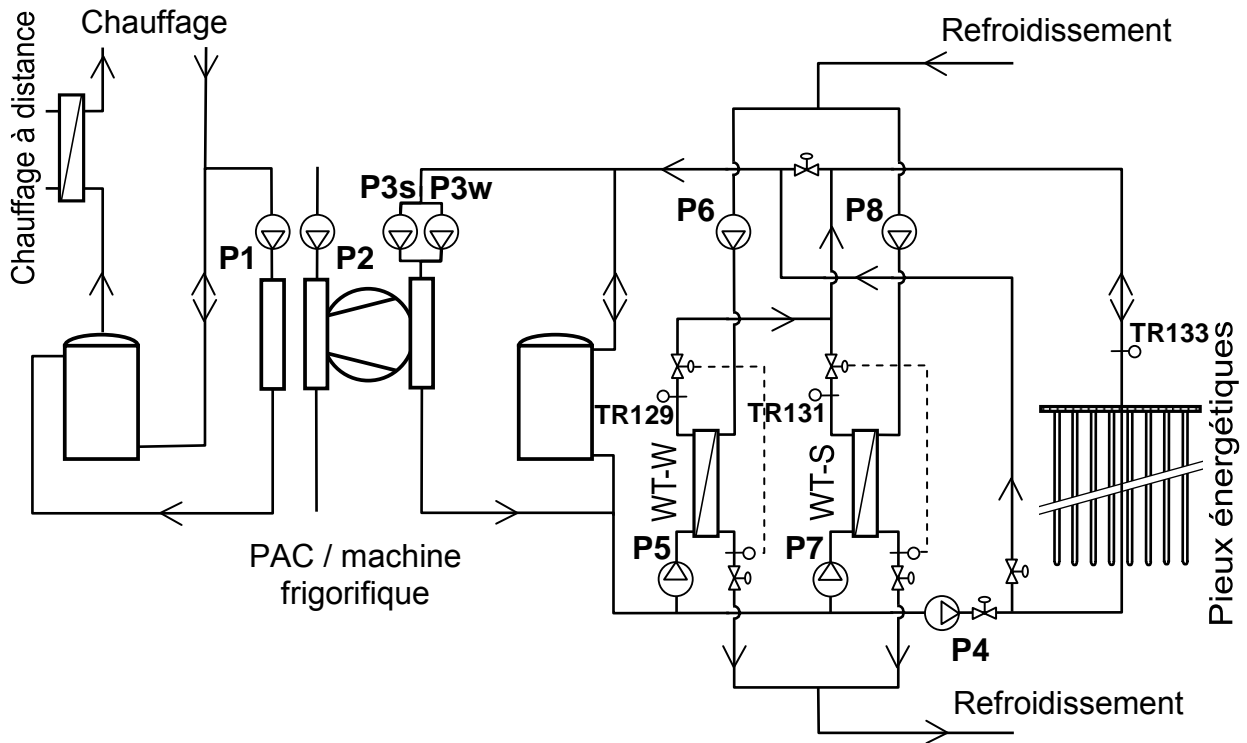


Figure 5.1 Schéma de principe de l'installation avec les pompes de circulation et les mesures de température pour la détermination du mode de fonctionnement du système

	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	$ TR_{129}-TR_{133} \geq 1K$
chauffage avec WT-S	1	0	0	0	1	-
refroidissement WT-S	0	0	0	0	1	$ TR_{131}-TR_{133} \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	$ TR_{129}-TR_{133} < 1K$
WT-S avec machine frigo	0	1	0	0	1	-
WT-S sans machine frigo	0	0	0	0	1	$ TR_{131}-TR_{133} < 1K$

Table 5.1 Définition des modes de fonctionnement du système

6. Définition des indices de performances

Le schéma de principe de l'installation avec les pompes de circulation est montré dans la figure 6.1, dans le but de faciliter la compréhension des 7 indices de performances définis pour caractériser les performances thermiques du système.

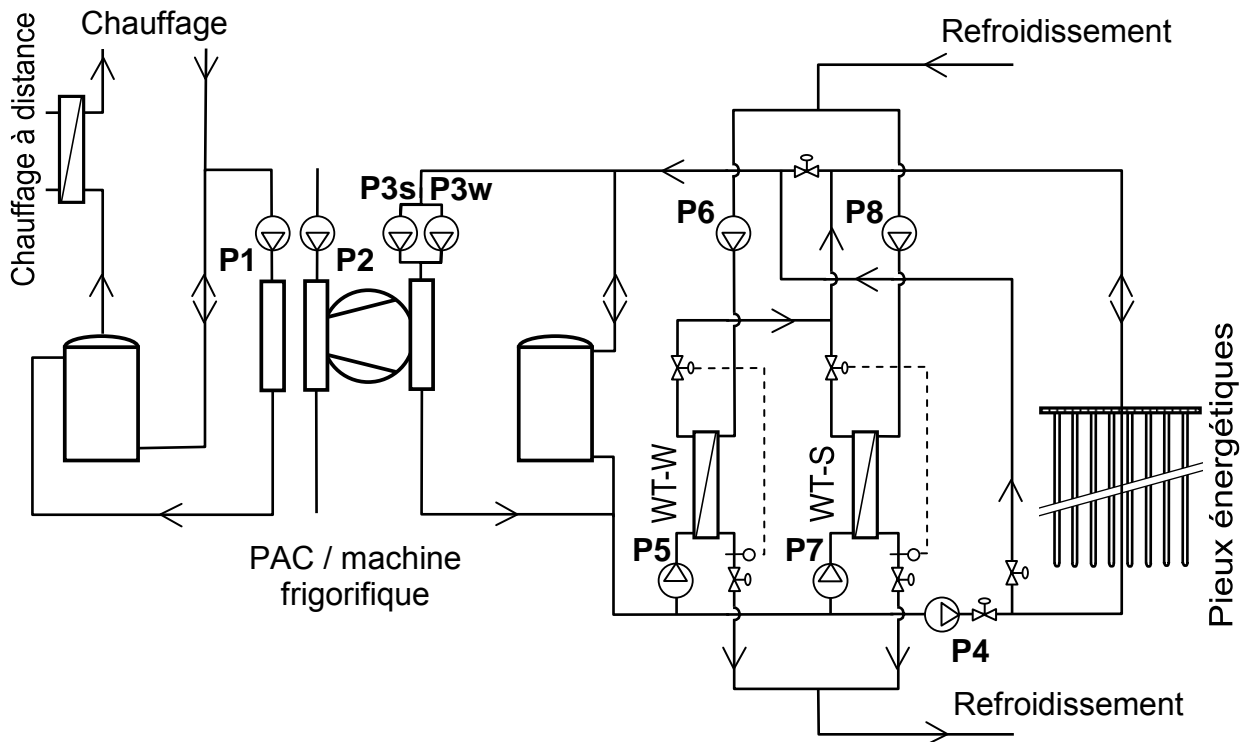


Figure 6.1 Schéma de principe de l'installation avec les pompes de circulation

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).

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

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 .

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

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 au 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 géocooling 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 »

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.

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

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

7. 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 sont bloquées. De façon analogue, les mesures des compteurs électriques ont également été contrôlées, corrigées et extrapolées (cf. annexe 2). D

7.1 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 7.1 montre l'évolution des températures dans le circuit de chauffage pour un jour typique d'hiver.

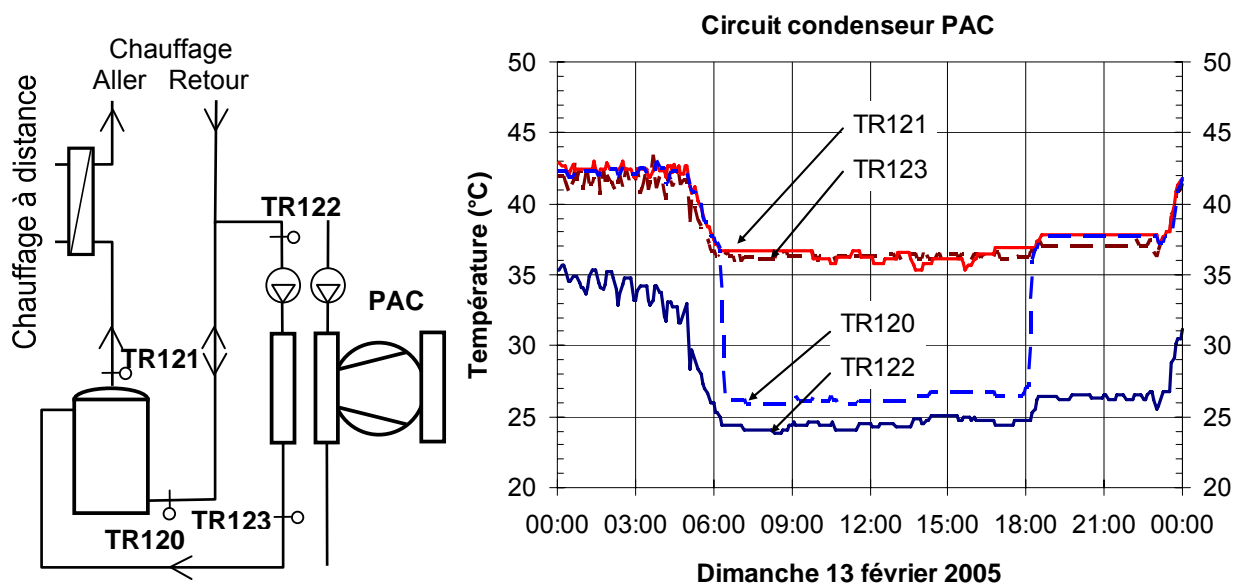


Figure 7.1 Evolution typique des températures de fluide dans le circuit du condenseur de la pompe à chaleur (PAC)

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.

Dans la figure 7.2, 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 condenseur) est relativement bien constante au cours de l'année.

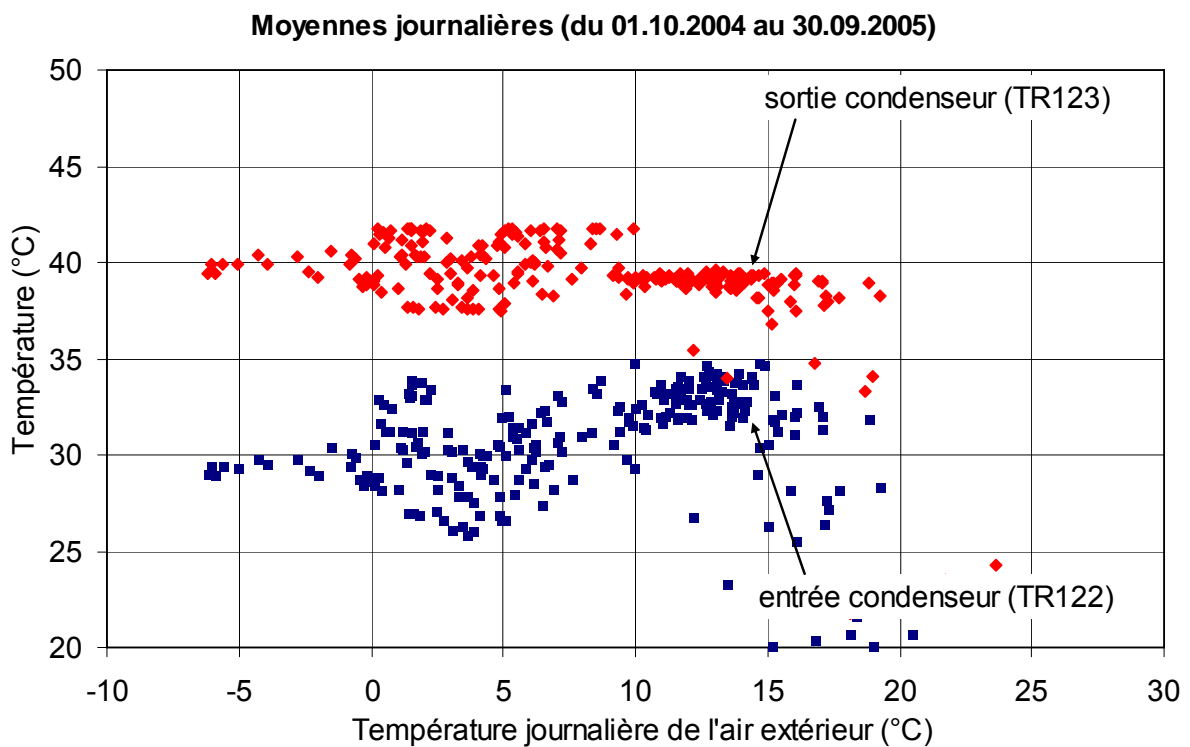
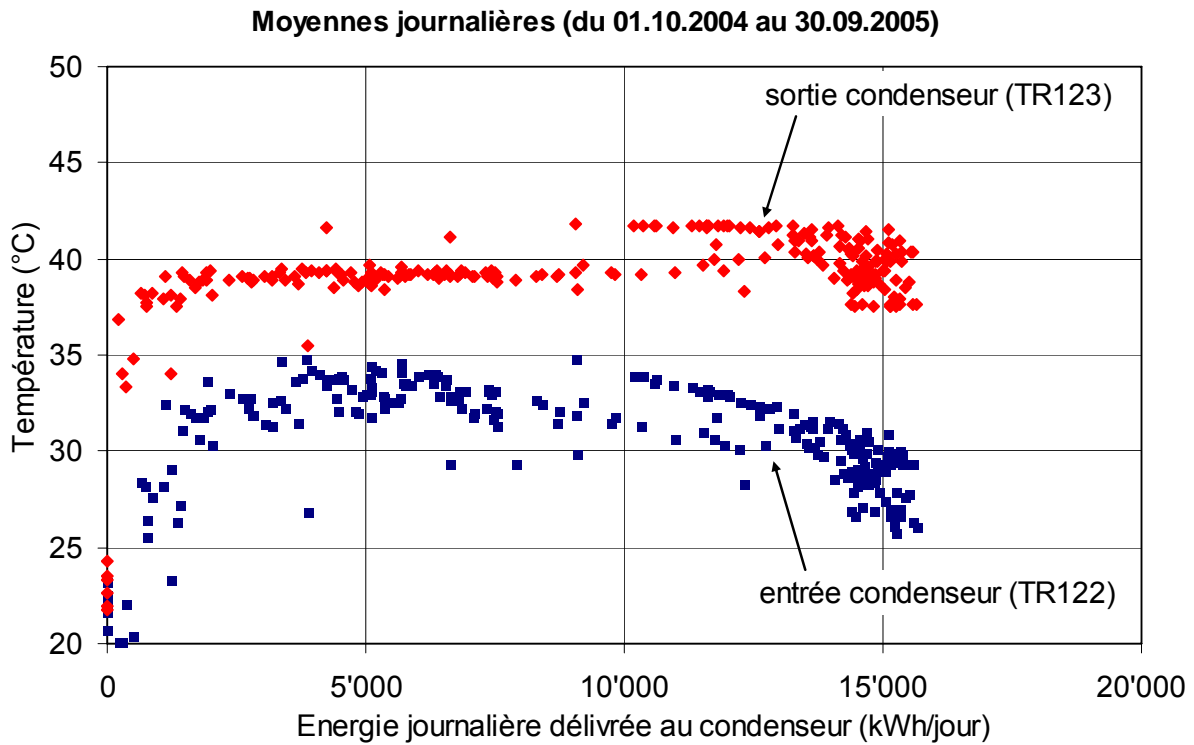


Figure 7.2 Niveaux de température journaliers à l'entrée et à la sortie du condensateur de la pompe à chaleur en fonction de l'énergie thermique journalière délivrée et de la température journalière de l'air extérieur

Dans la figure 7.3, les énergies mensuelles relatives à la pompe à chaleur sont montrées.

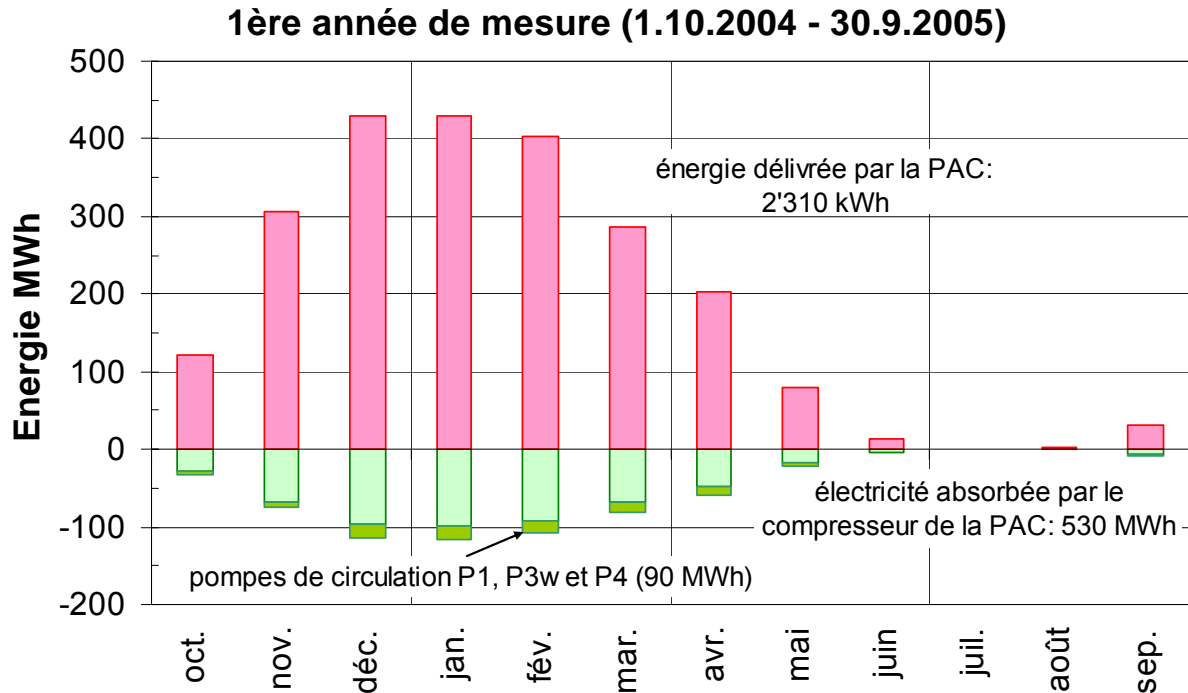


Figure 7.3 Energies mensuelles délivrées par la PAC et électricité absorbée par le compresseur et les pompes de circulation

Dans la figure 7.4, le COP (coefficient de performance) mensuel avec et sans l'énergie électrique des pompe de circulation est montré. Les niveaux de température mensuels moyens à la sortie du condenseur et à l'entrée de l'évaporateur sont également indiqués.

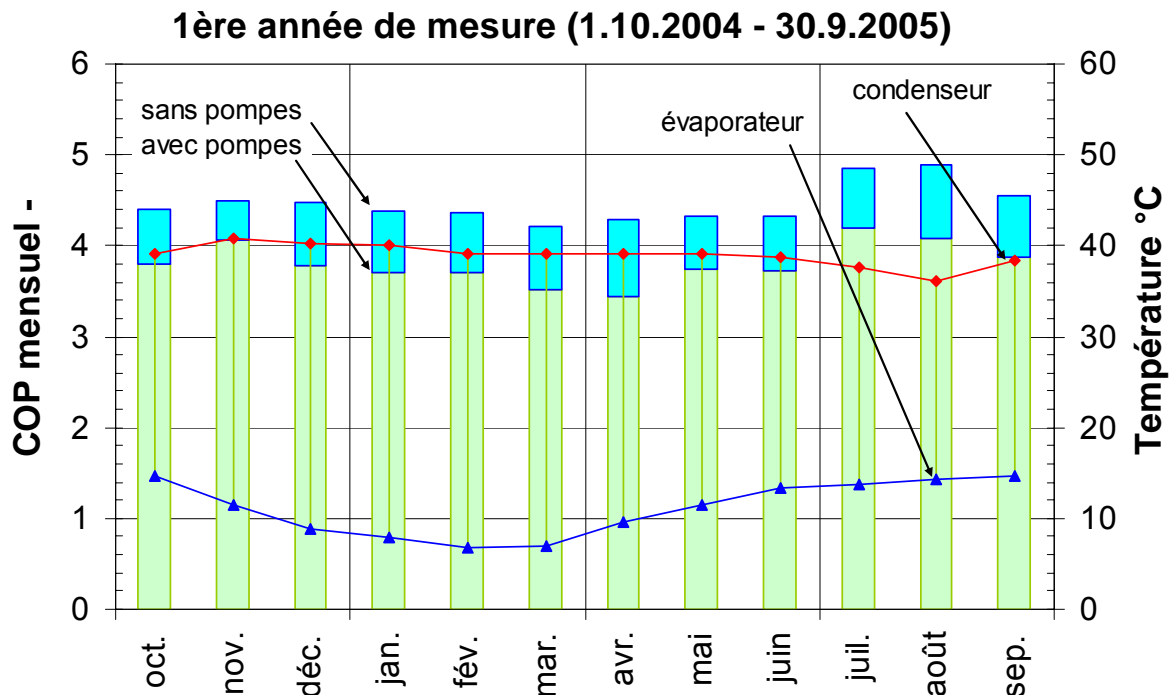


Figure 7.4 Energies mensuelles délivrées par la PAC et électricité absorbée par le compresseur et les pompes de circulation

Le COPA (coefficient de performance annuel) est mesuré à 3.7, pour un niveau de température moyen de 40°C à la sortie du condenseur et de 9°C à l'entrée de l'évaporateur.

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

La figure 7.5 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 pour la 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. 7.5).

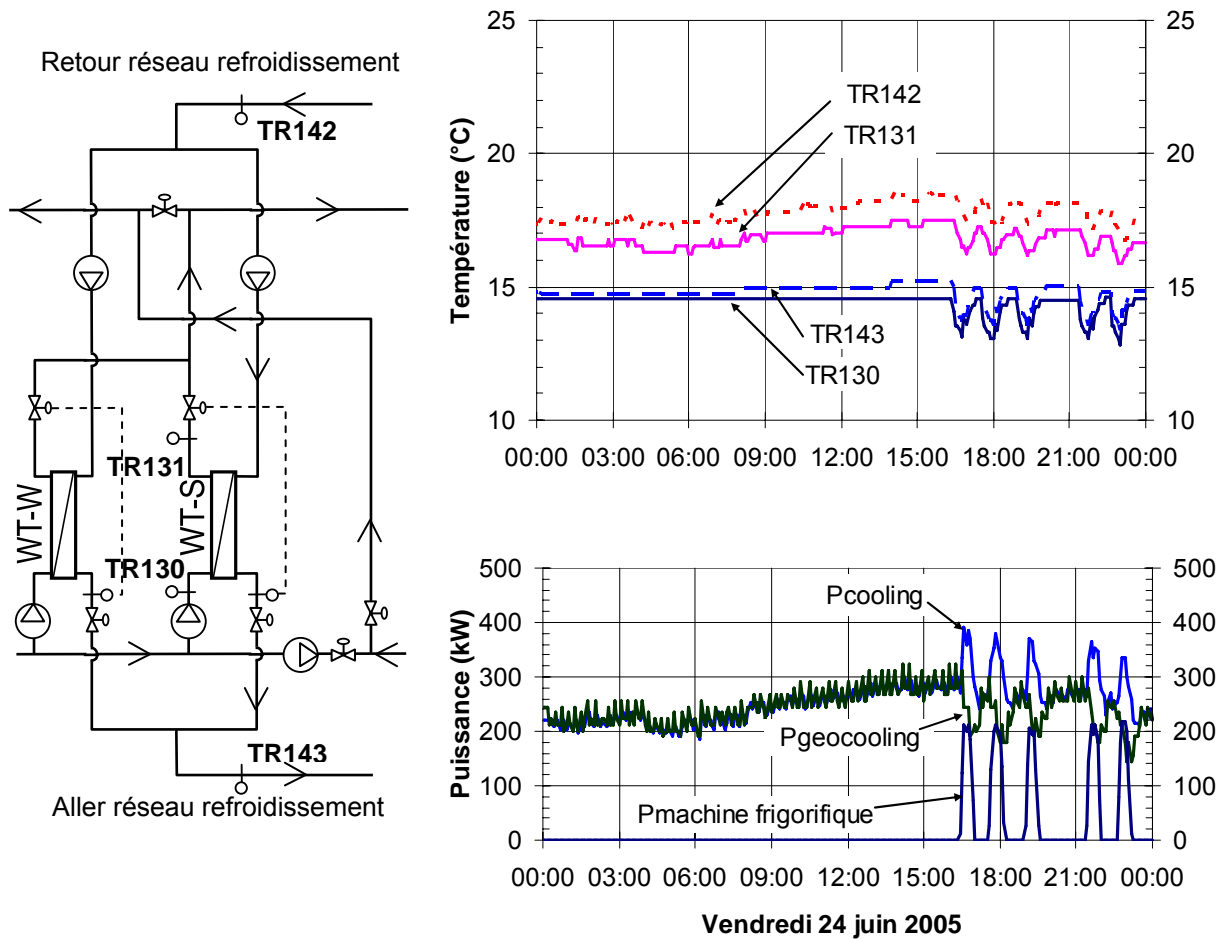


Figure 7.5 Evolution typique des températures de fluide et des puissances thermiques dans le circuit des pieux et de la distribution de froid, en mode « injection dans les pieux » avec la marche continue de l'échangeur de chaleur WT-S

Dans la figure 7.6, 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.

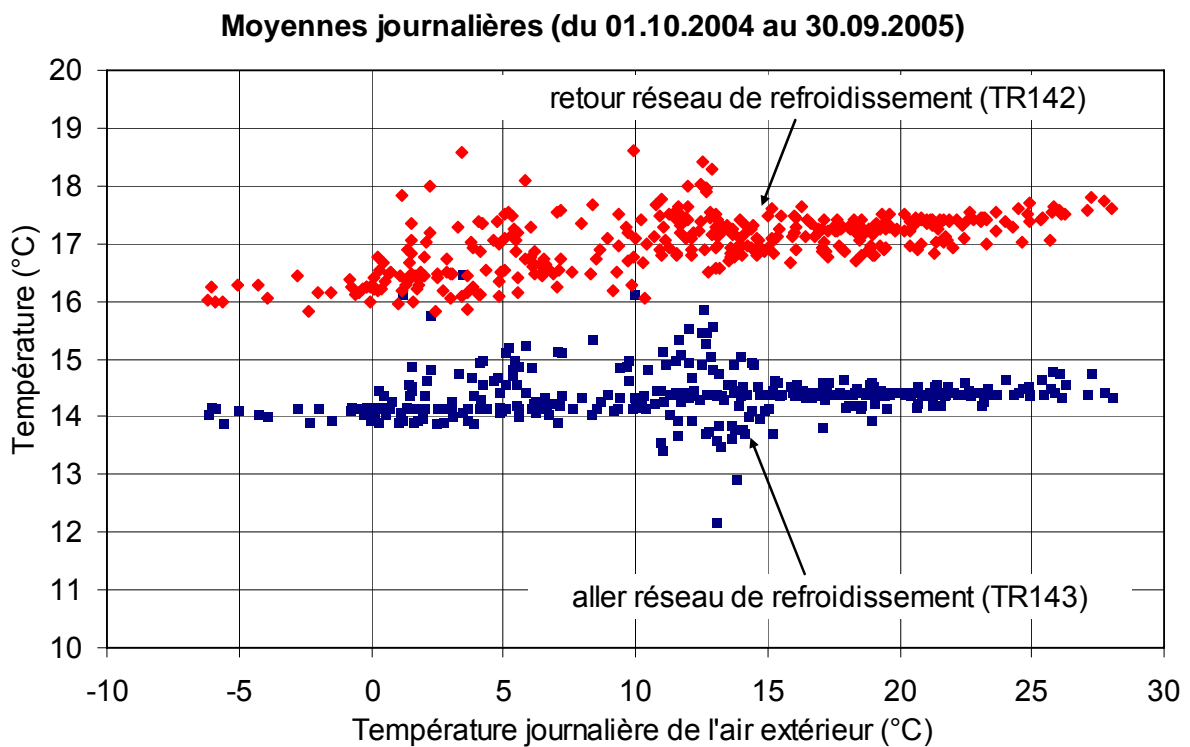
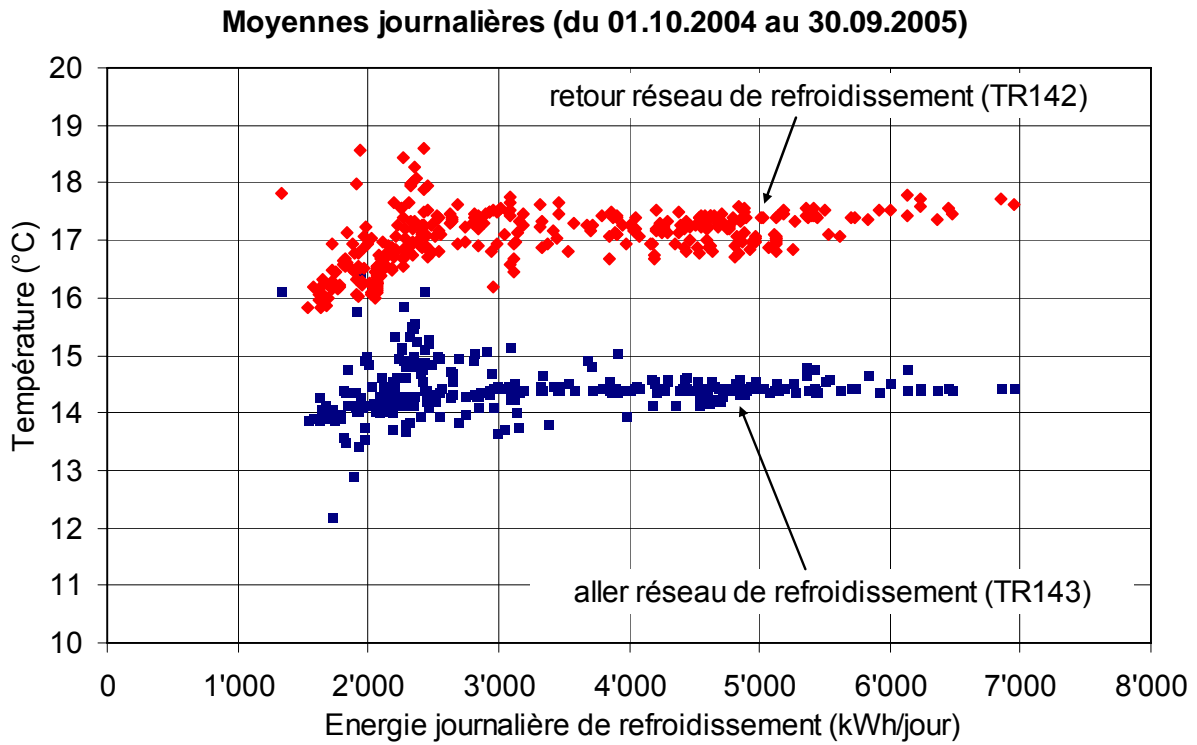


Figure 7.6 Températures moyennes journalières dans la distribution de refroidissement en fonction de l'énergie journalière de refroidissement et de la température journalière de l'air extérieur

Dans la figure 7.7, les énergies mensuelles de refroidissement satisfaites par le système couplé sur les pieux sont montrées. Les énergies mensuelles électriques pour les pompes de circulation et le compresseur de PAC utilisée comme machine frigorifique sont également reportées.

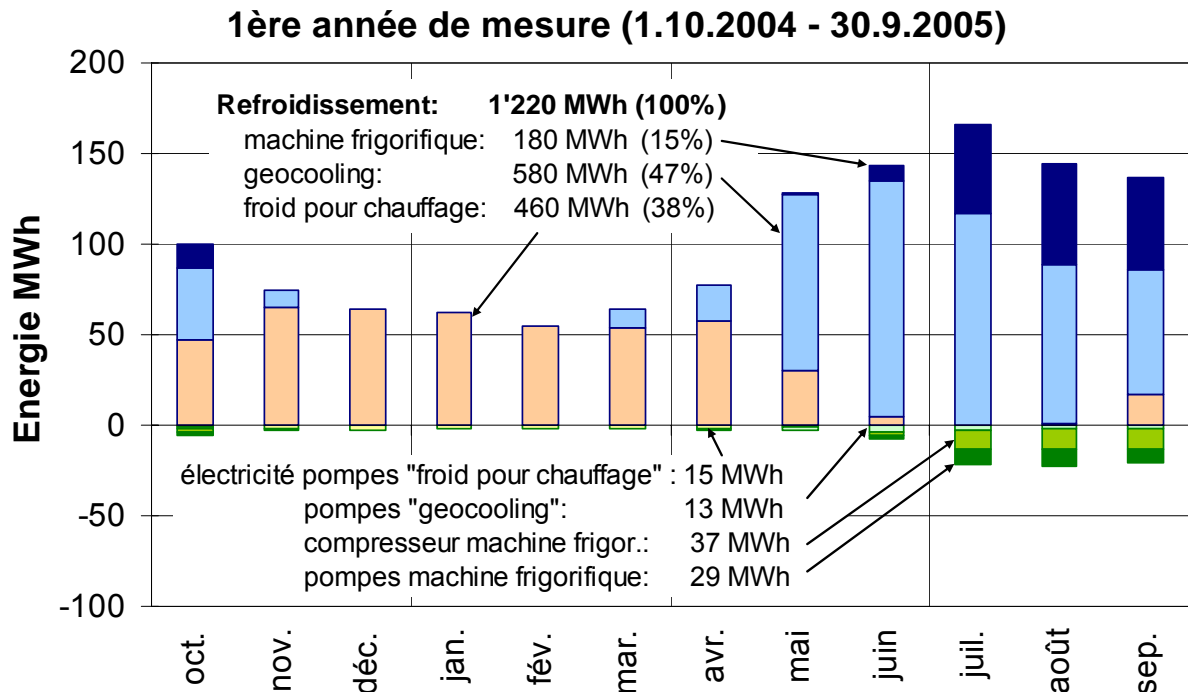


Figure 7.7 Energies mensuelles de refroidissement et électricité absorbée par le compresseur de la machine frigorifique et les pompes de circulation

Globalement, l'efficacité 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 13.

Dans la figure 7.8, l'EffCOM (efficacité de la machine frigorifique) mensuelle avec et sans l'énergie électrique des pompe de circulation est montrée. Le niveau de température mensuel moyen à la sortie de l'évaporateur est également indiqué.

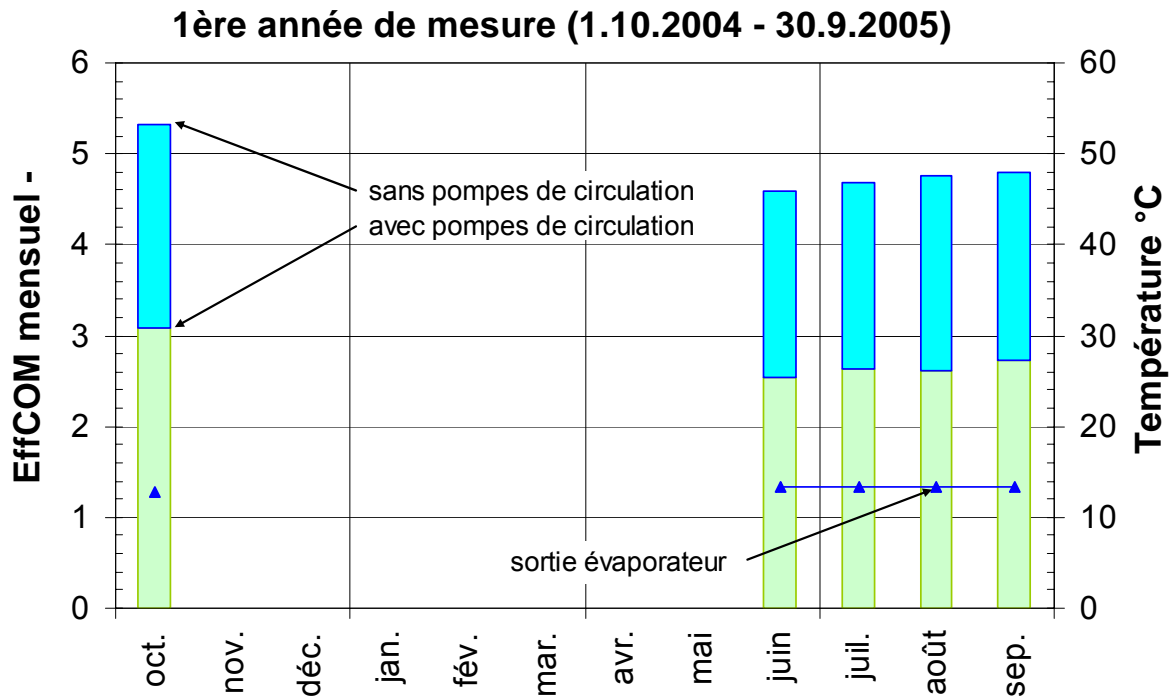


Figure 7.8 Energies mensuelles de refroidissement et électricité absorbée par le compresseur de la machine frigorifique et les pompes de circulation

Le EffCOMA (efficacité annuelle de la machine frigorifique) est mesuré à 2.7, pour un niveau de température moyen de 13.3°C à la sortie de l'évaporateur.

7.3 Energies thermiques transférées par les pieux énergétiques

Dans la figure 7.9, les énergies mensuelles extraites et injectées dans les pieux énergétiques sont montrées. L'énergie est injectée par geocooling. Mesurée à 580 MWh, elle représente 39% 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). Les niveaux de température mensuels à l'extraction et à l'injection sont également indiqués.

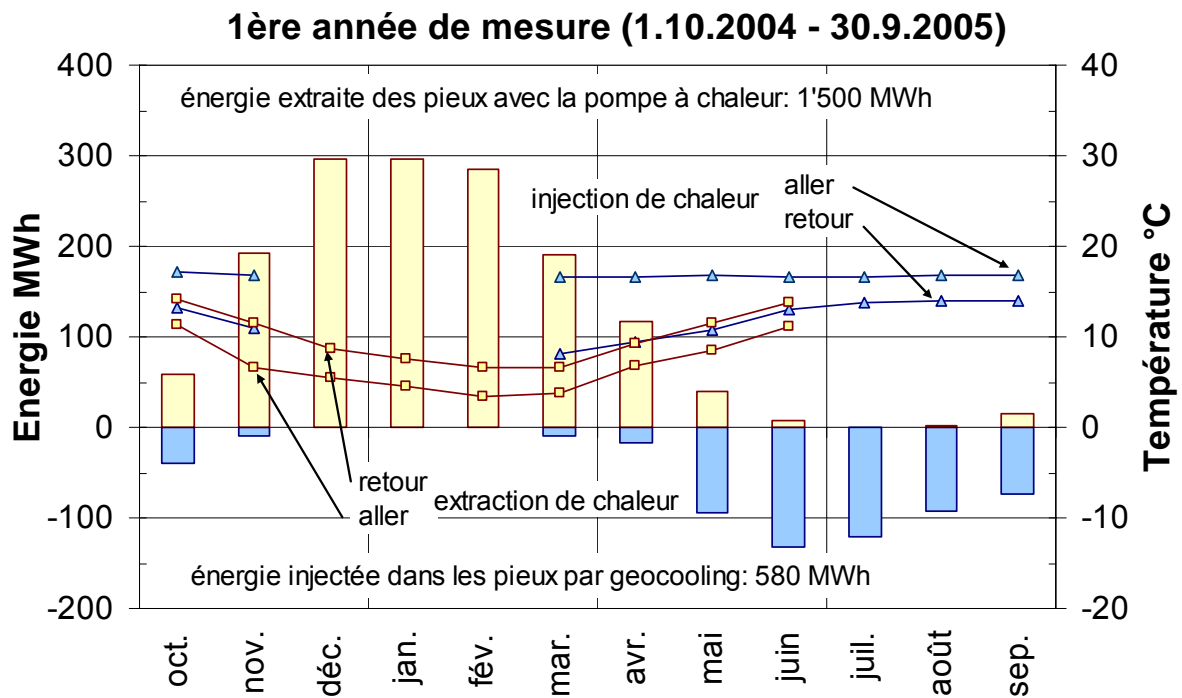


Figure 7.9 Energies mensuelles extraites et injectées dans les pieux énergétiques. Les niveaux de température mensuels à l'extraction et à l'injection sont également indiqués

7.4 Bilan énergétique du système

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 7.10.

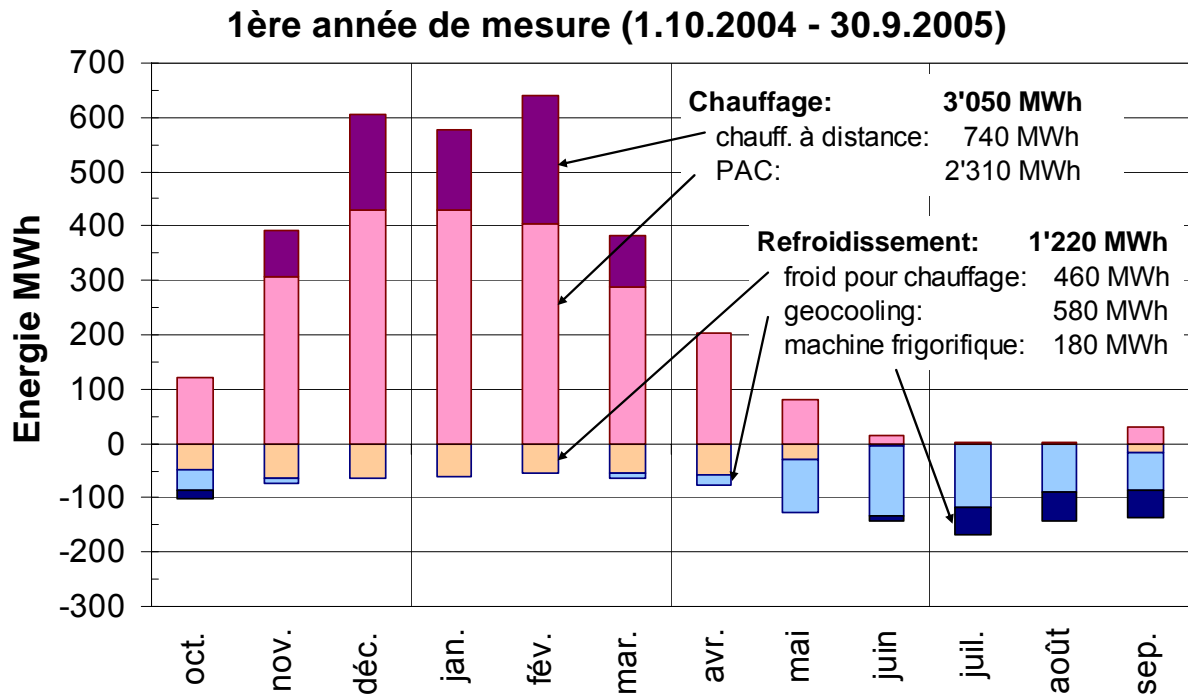
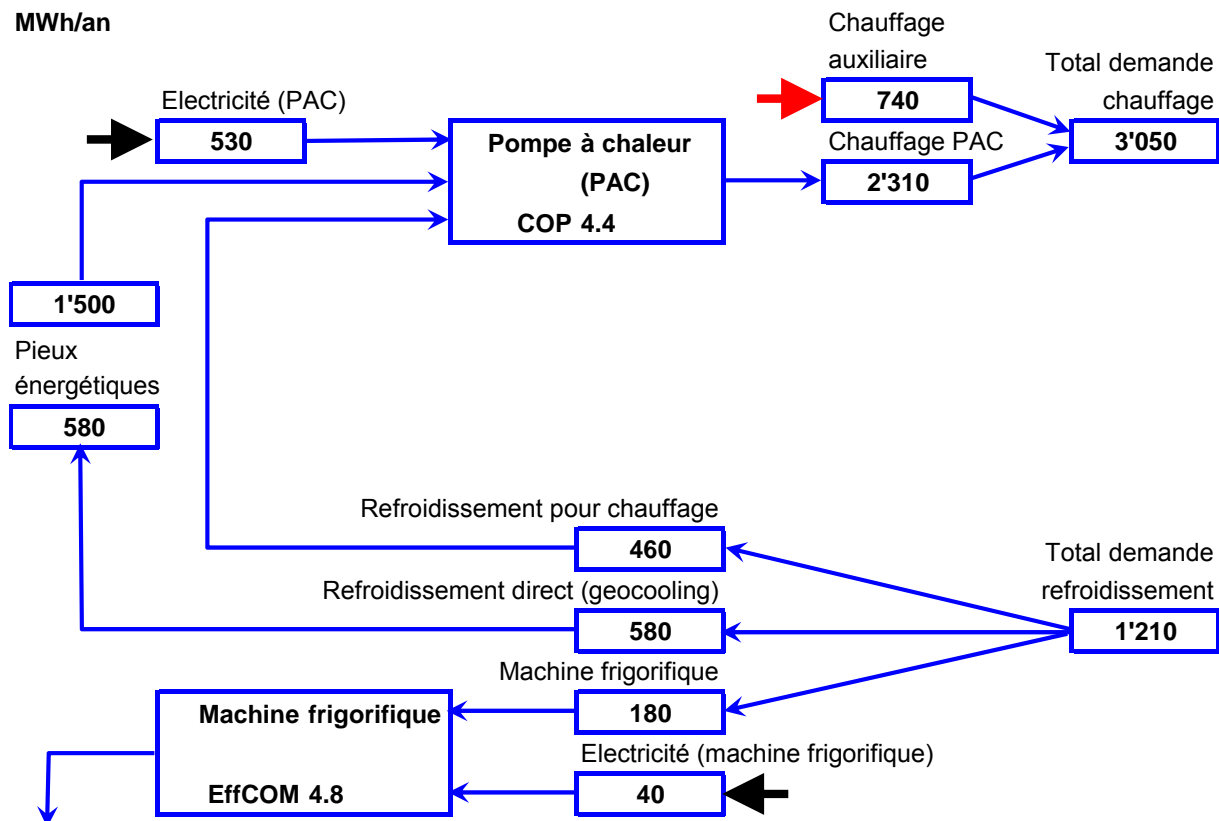


Figure 7.10 Energies mensuelles de chauffage et de refroidissement

Le bilan énergétique du système est montré dans le diagramme de la figure 7.11.

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**)

3.7	66%	Fraction d'énergie*
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 6)

Figure 7.11 Bilan énergétique annuel du système couplé sur les pieux pour la première année de mesure

L'efficacité globale annuelle du système, avec une valeur proche de 5, est très bonne. 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 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 très pénalisante, et réduit pratiquement de moitié l'efficacité). Si l'énergie de refroidissement peut être délivrée à plus haute température, de sorte que la machine frigorifique n'aie pas besoin d'être enclenchée, l'efficacité globale du système augmenterait de 4.9 à 5.4. Une température de départ plus haute dans la distribution de refroidissement induit également une température de retour plus élevée. Cette dernière est plus basse que prévue, avec une valeur moyenne de retour de 17°C plutôt que 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, est une option intéressante pour optimiser les performances du système.

Dans la table 7.1 les durées de marche des modes de fonctionnement du système sont énumérées de même que les consommations électriques mesurées du système.

Système couplé sur les pieux énergétiques	1 ^{ère} année de mesure (oct. 2004 – sept. 2005)
Durées de marche	
Mode « extraction des pieux » (durée de marche de la PAC)	4'850 heures
Mode « injection dans les pieux »	3'800 heures
Durée de marche de la machine frigorifique	1'030 heures
Durée de fonctionnement du réseau de refroidissement	8'700 heures
Consommations électriques	
Compresseur PAC (pompe à chaleur)	527 MWh
Pompe de circulation P1 (condenseur PAC)	15 MWh
Pompe de circulation P3w (évaporateur PAC)	25 MWh
Pompe de circulation P4 (pieux énergétiques pour extraction)	53 MWh
Compresseur COM (machine frigorifique)	37 MWh
Pompe de circulation P2 (condenseur COM)	11 MWh
Pompe de circulation P3s (évaporateur COM)	15 MWh
Pompe de circulation P5 (circuit primaire WT-W)	9 MWh
Pompe de circulation P6 (circuit secondaire WT-W)	3 MWh
Pompe de circulation P7 (circuit primaire WT-S)	15 MWh
Pompe de circulation P8 (circuit secondaire WT-S)	4 MWh
Total des consommations électriques	715 MWh

Table 7.1 Durées de marche et consommations électriques

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. Quand à la production annuelle de la PAC (2'310 MWh), à la puissance nominale de cette dernière (630 kW), serait couverte en 3'670 heures.

7.5 Comparaison avec les performances thermiques prévues

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 7.12. 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 extraites et injectées 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 élevée. Toutefois celle dernière se réduit à 2.7 lorsque les pompes de circulation sont prises en compte (cf. figure 7.11).

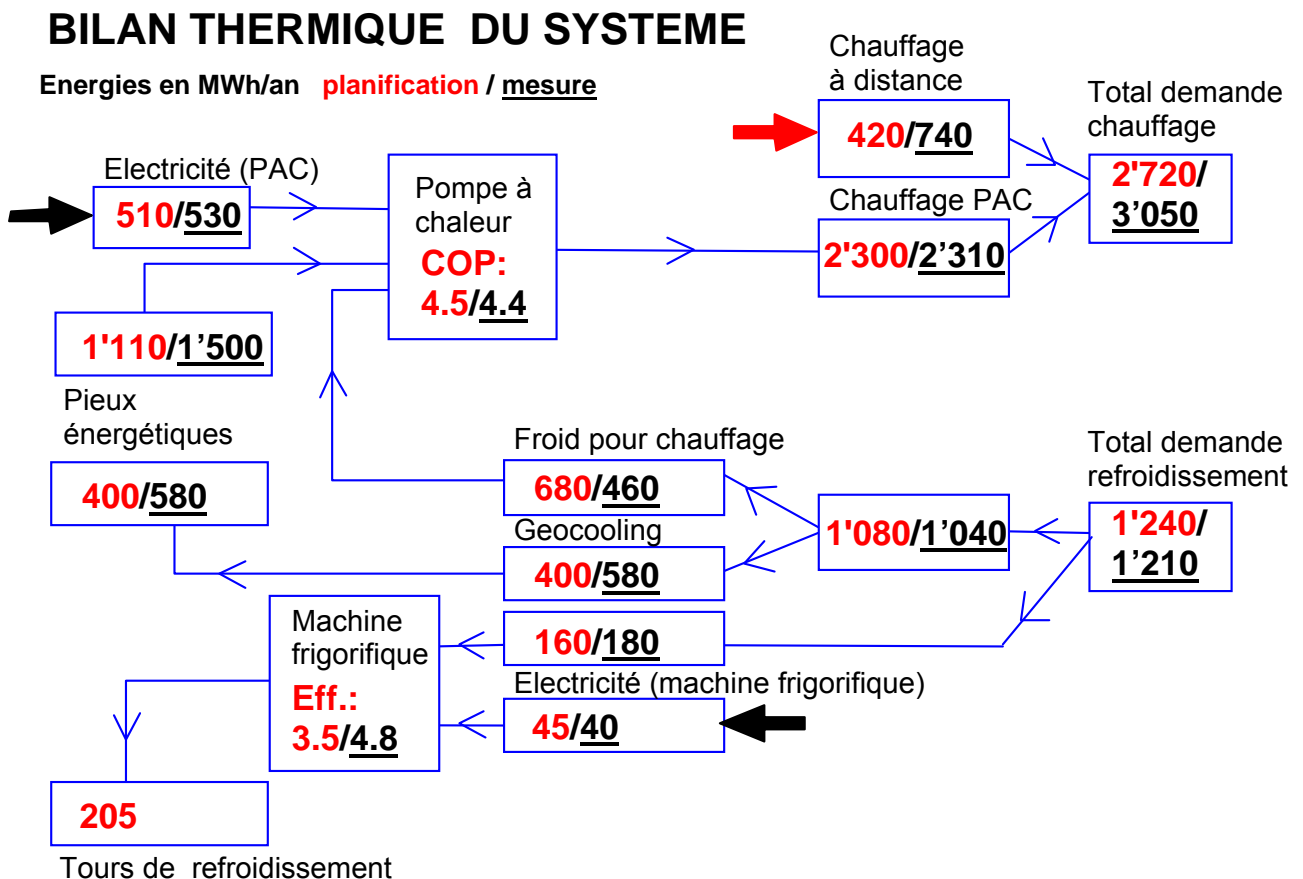


Figure 7.12 Bilan énergétique annuel du système couplé sur les pieux pour la première année de mesure

La table 7.2 permet de comparer les performances 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 plus basse que prévu.

7.6 Températures dans le 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 7.13 à 7.16 permettent de montrer toutes les mesures effectuées. Dans la figure 7.13, les températures d'entrée et de sortie des pieux, soit en extraction qu'en injection, sont montrées en valeurs journalières. La température minimum du fluide à l'entrée des pieux a été mesurée à 2.4°C, soit avec une marge confortable relativement au minimum prescrit de 0°C.

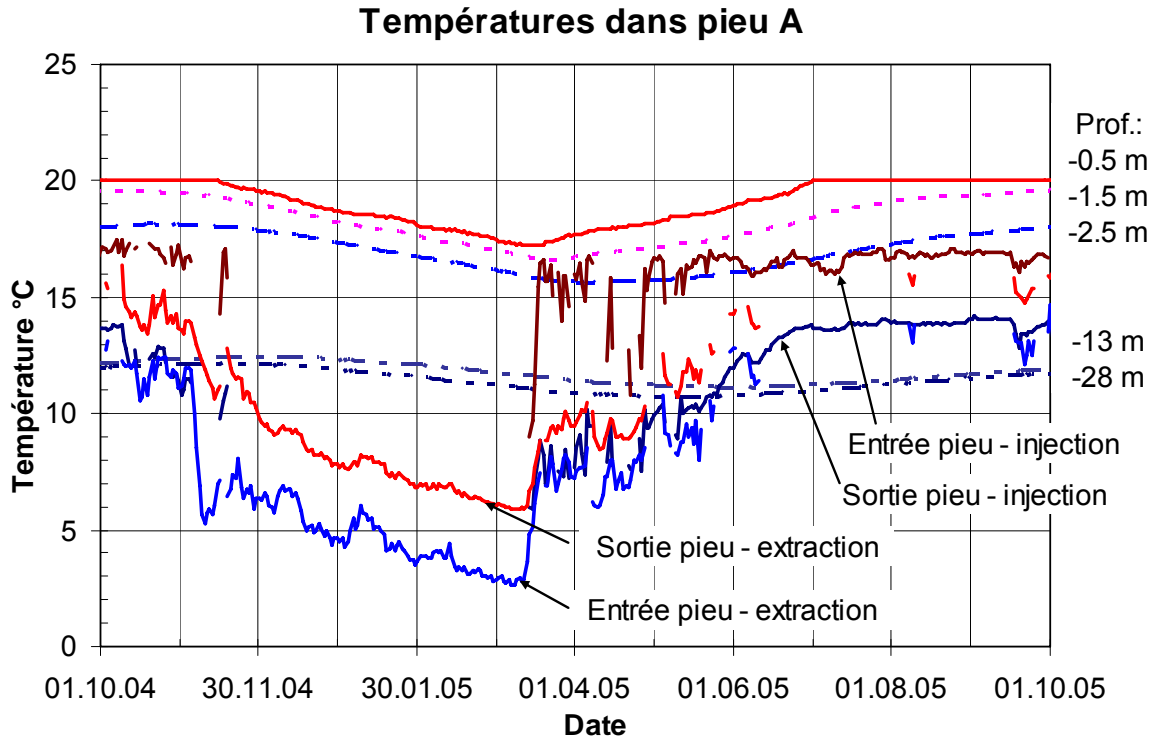


Figure 7.13 Evolution de la température du terrain dans le pieu A à différentes profondeurs, ainsi que la température du fluide circulant dans les pieux en extraction et en injection de chaleur

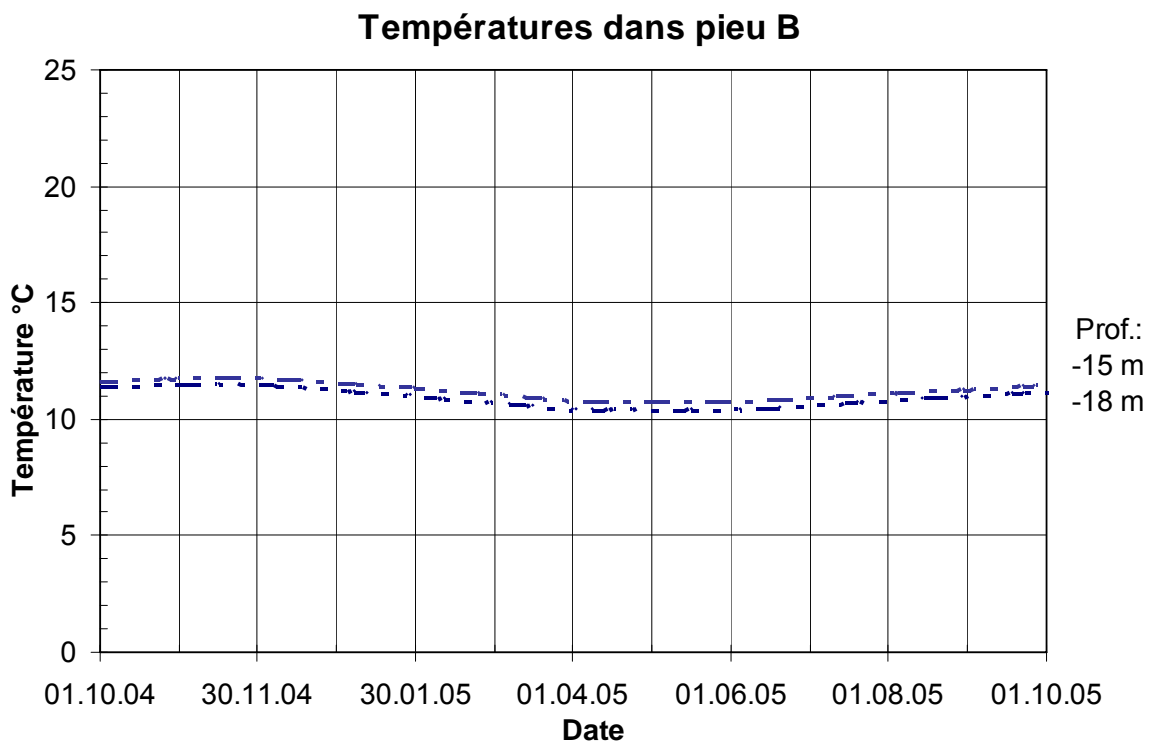


Figure 7.14 Evolution de la température du terrain dans le pieu B à différentes profondeurs

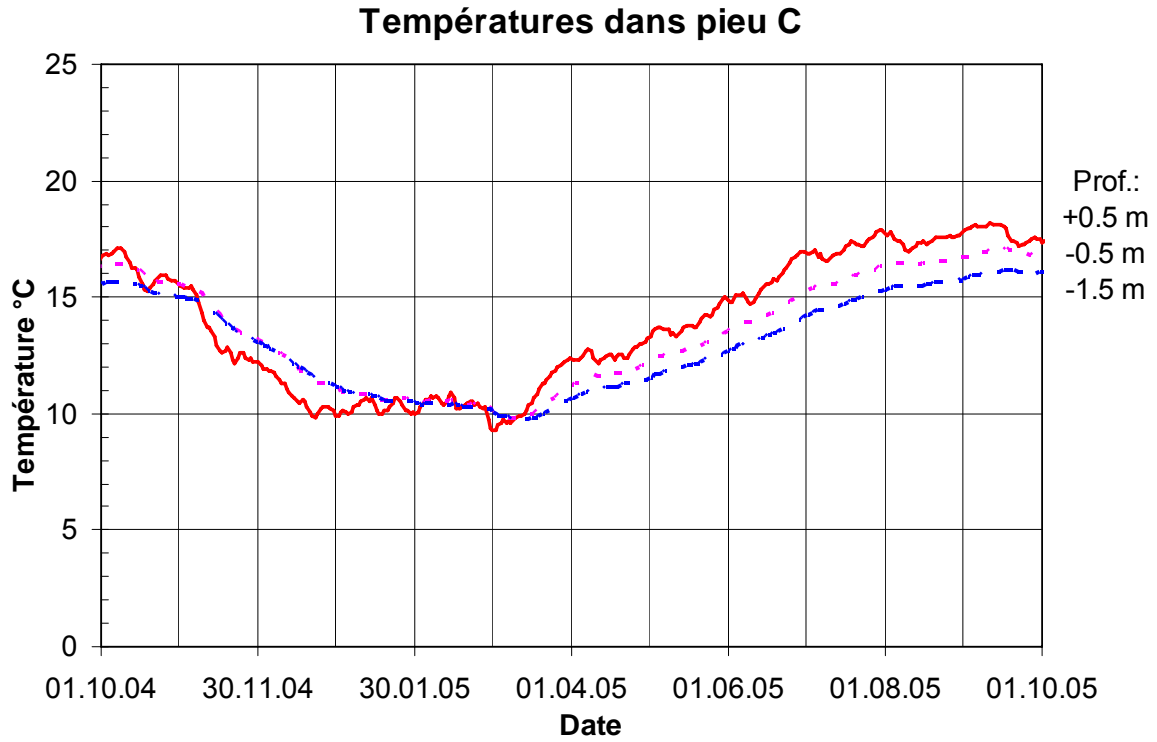


Figure 7.15 Evolution de la température du terrain dans le pieu C à différentes profondeurs

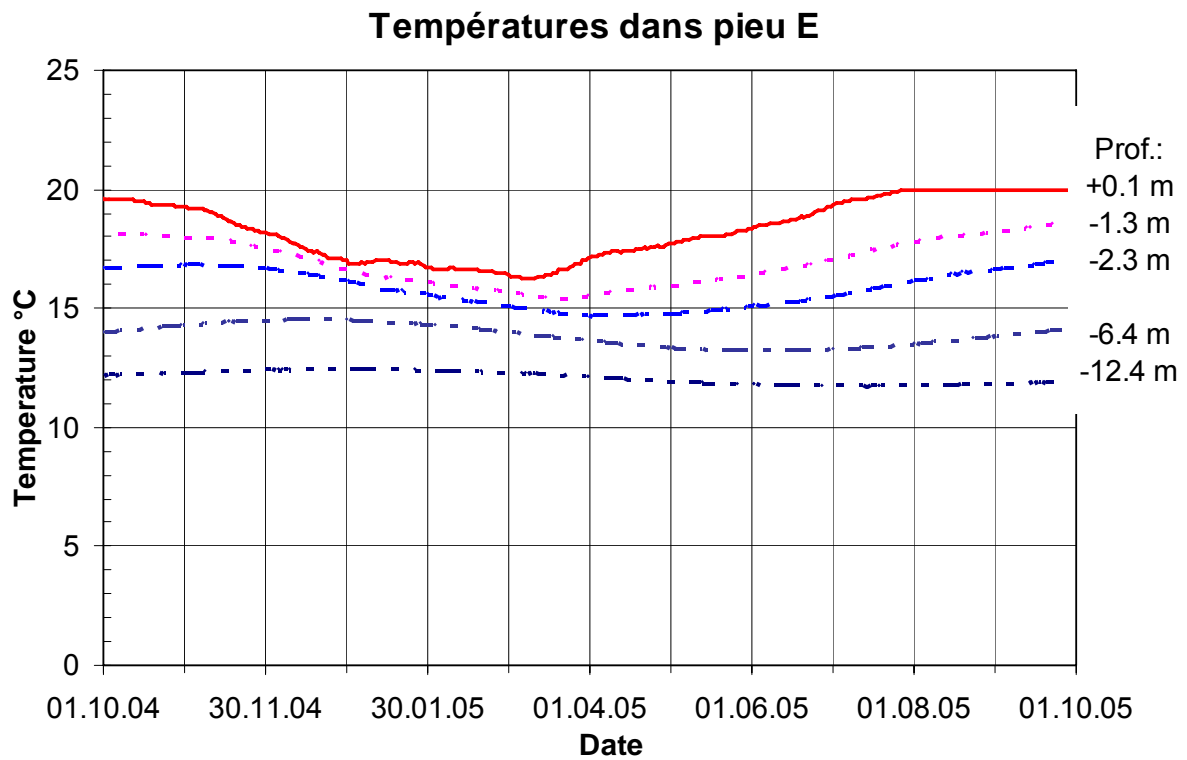


Figure 7.16 Evolution de la température du terrain dans le pieu E à différentes profondeurs

8. Conclusion

Les performances thermiques du système couplé sur les pieux énergétiques du Dock Midfield sont mesurées et enregistrées en continu depuis octobre 2004 pour une période de 2 ans. Les mesures ont été contrôlées, corrigées et analysées pour la première année de mesure, soit d'octobre 2004 à septembre 2005.

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 le test de réponse géothermique (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 proche de 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).

Cette optimisation nécessite d'avoir la possibilité d'assurer une température de retour dans la distribution de refroidissement plus élevée, voire augmenter la température de départ, actuellement fixée à 14°C. La faisabilité technique de cette option doit encore être vérifiée.

Une autre possibilité sont les deux pompes de circulation liées à la marche de la machine frigorifique, dont la consommation électrique est disproportionnée relativement à celle du compresseur. Ceci laisse penser que ces pompes sont surdimensionnées et pourrait permettre, si cela se confirme, de diminuer la consommation électrique en les substituant par des pompes mieux dimensionnées.

9. Remerciements

L'Office Fédéral de l'Énergie 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.

10. Références

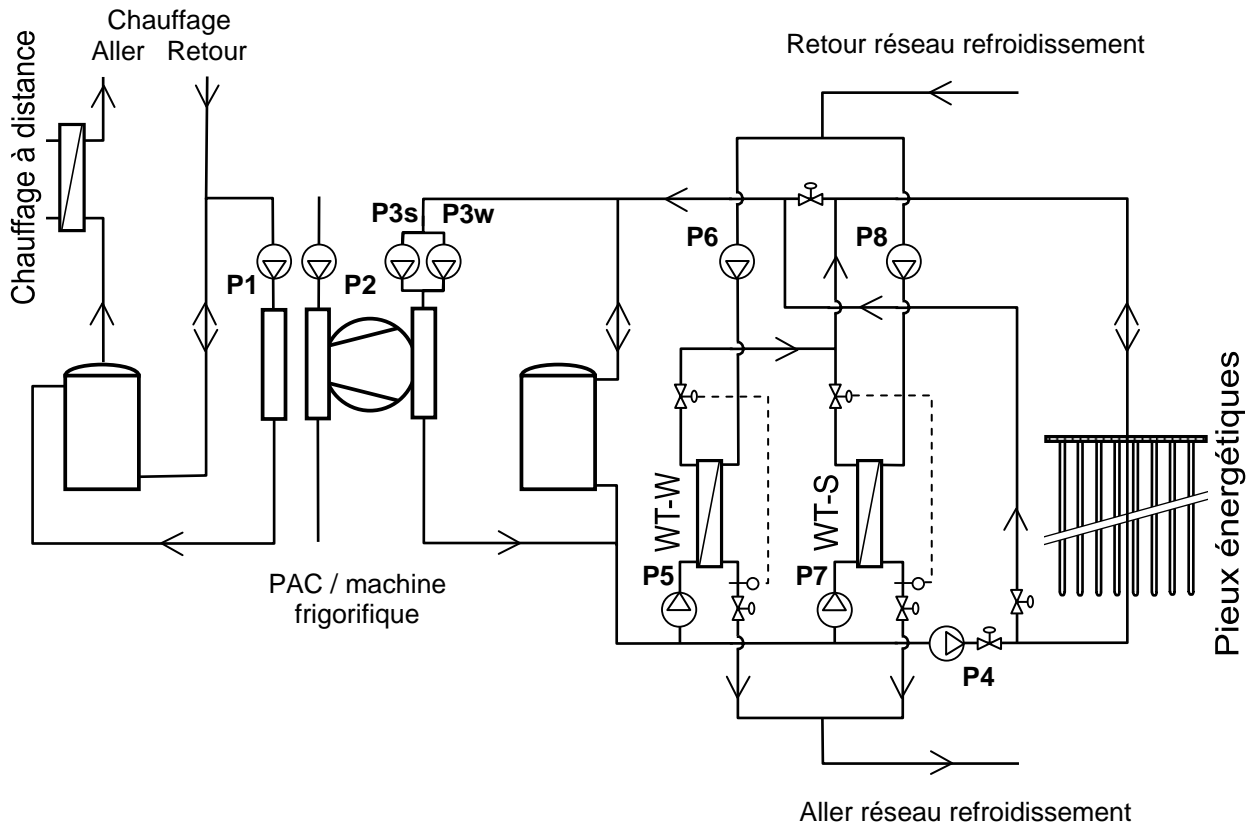
- Documentation SIA D 0190 (2005) *Utilisation de la chaleur du sol par des ouvrages de fondation et de soutènement en béton. Guide pour la conception, la réalisation et la maintenance*. Société suisse des ingénieurs et des architectes, SIA Zurich
- Koschenz M. & R. Weber (1997) *Thermische Simulationsberechnungen 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

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

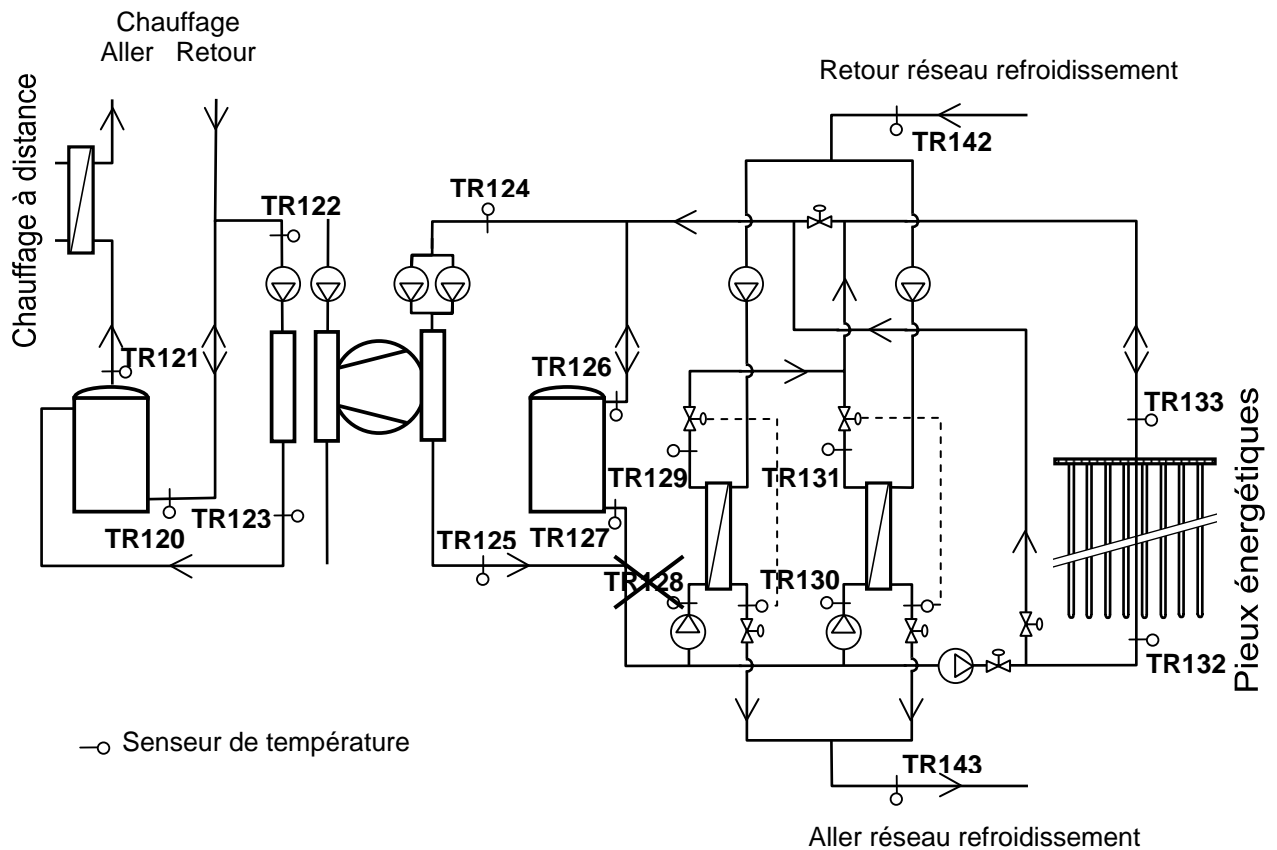
A1.1 Etats de marche des pompes de circulation et de la pompe à chaleur



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



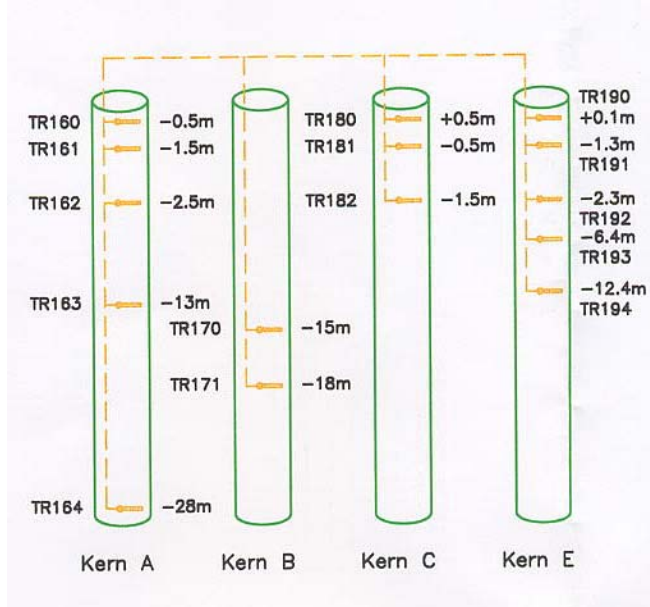
15 mesures de température

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

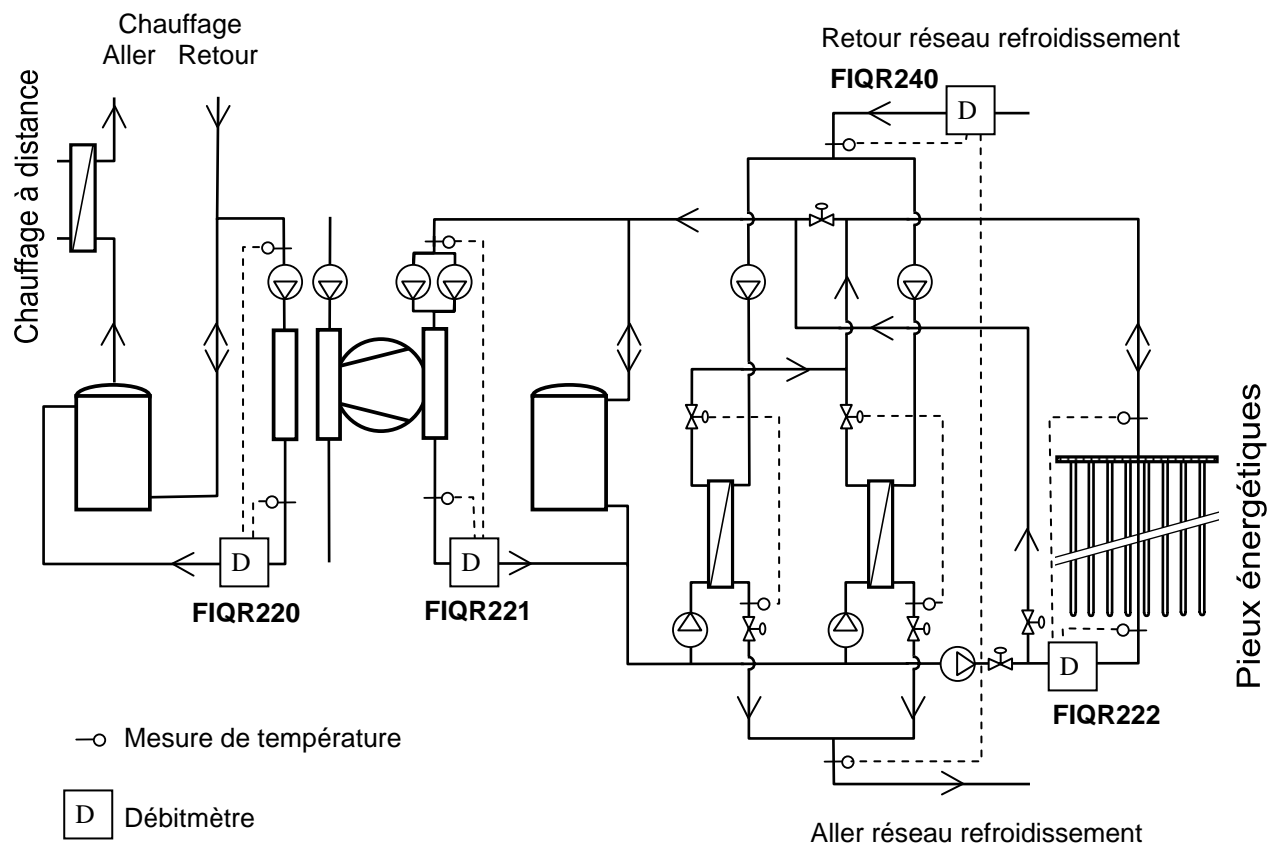
Les températures du terrain sont mesurées à différentes profondeurs dans 4 pieux de fondation qui n'ont pas été équipés en pieu énergétique. La température de l'air extérieur est également mesurée.



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 :

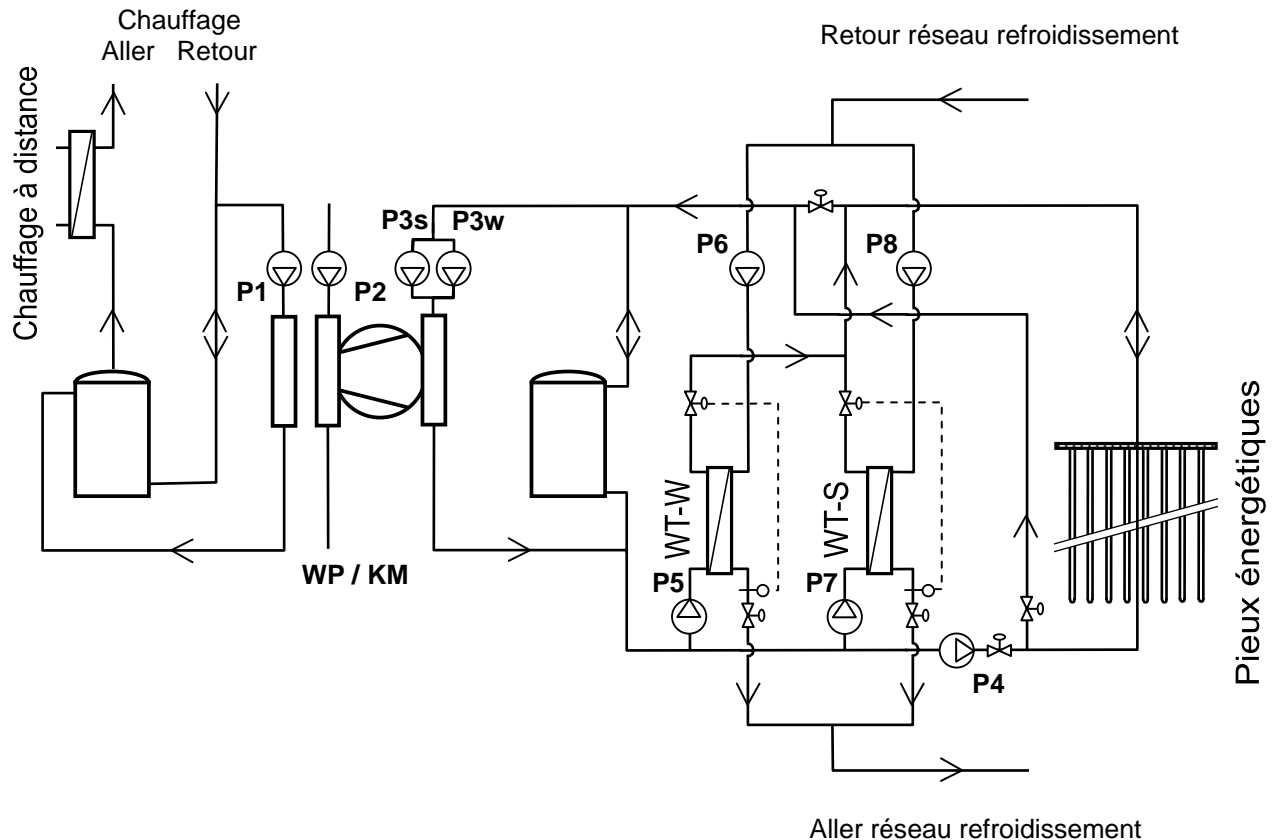
$$Q_{\text{pieux}} = Q_{\text{injecté}} + Q_{\text{extrait}} \quad (Q_{\text{injecté}} > 0 \text{ et } Q_{\text{extrait}} > 0)$$

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

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

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: Contrôle et correction des mesures

Pieux énergétiques du Dock Midfield de l'aéroport de Zürich

A2.1 Mesures effectuées par le système de contrôle du bâtiment	p. A2.1
A2.2 Correction des compteurs de chaleur et des trous de mesure	p. A2.4
A2.3 Mesures des compteurs électriques	p. A2.9

A2.1 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 sont supprimées.

Les mesures sont numérotées afin de permettre leur identification sans devoir passer par leur adresse GLS. Les tables A2.1 à A2.4 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 A2.1 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 A2.2 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 A2.3 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 A2.4 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 A2.1 permet d'observer le fonctionnement du système en production de froid (refroidissement direct (geocooling) avec appui de la machine frigorifique) le 28 septembre 2004.

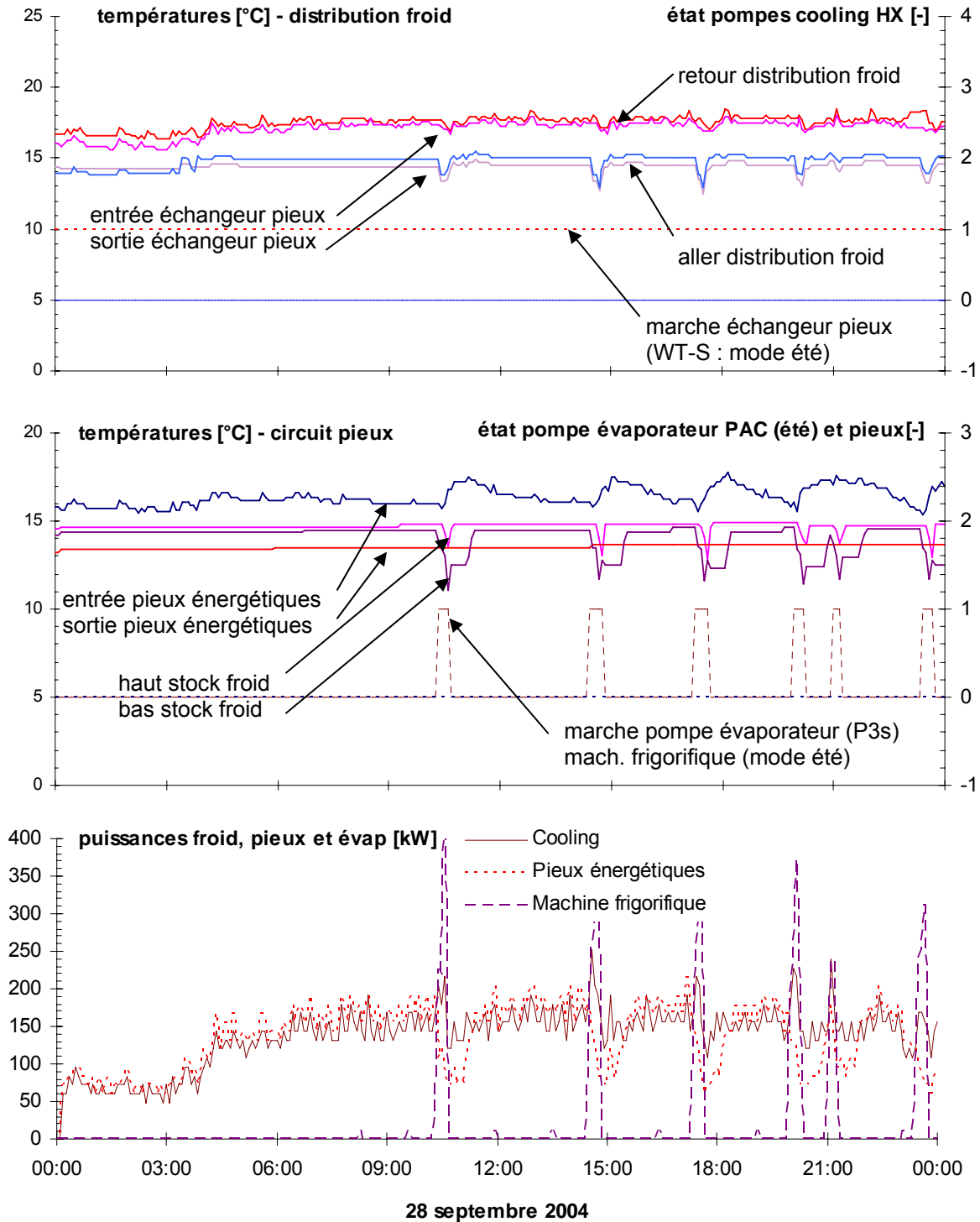


Figure A2.1 Evolution des mesures le 28 septembre 2004. Le système fonctionne en mode refroidissement sur les pieux

A2.2 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 A2.1 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 A2.2 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 5.1 du chapitre 5 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%.

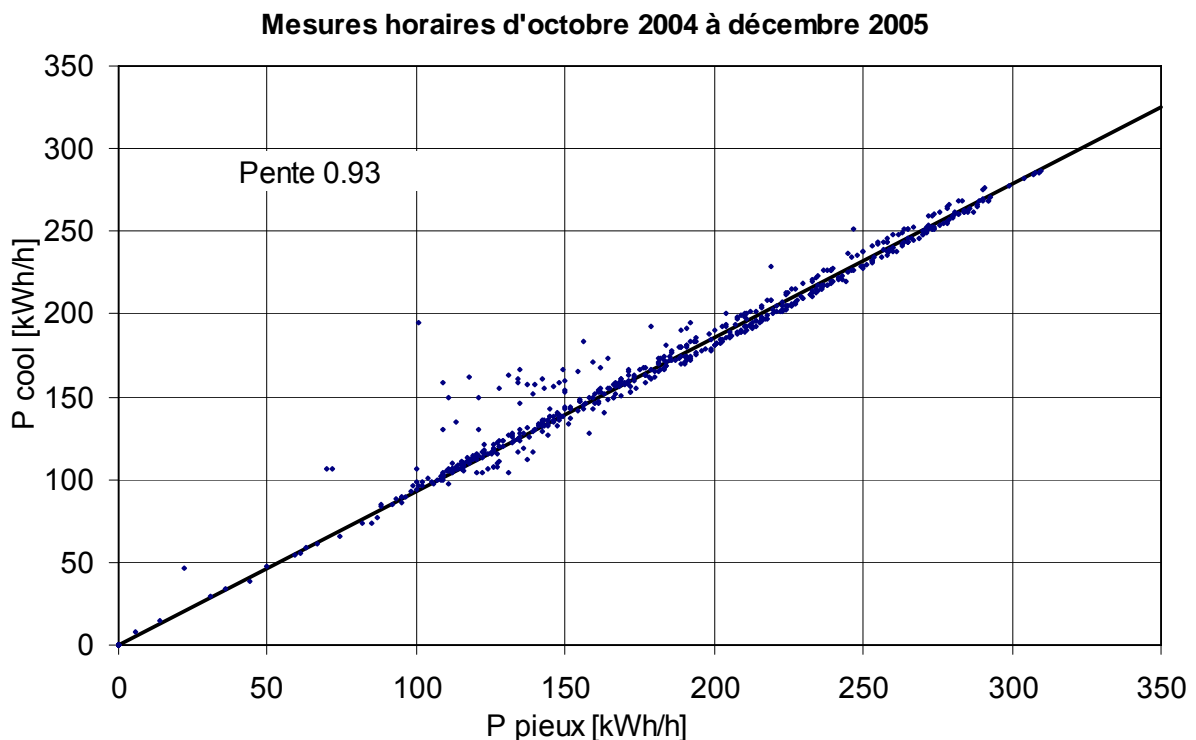


Figure A2.2 Corrélation entre le comptage de l'énergie thermique dans la distribution de froid et dans le circuit des pieux

Lorsque le système est dans le mode « pieux en extraction » (cf. table 5.1 du chapitre 5), 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 A2.3 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%.

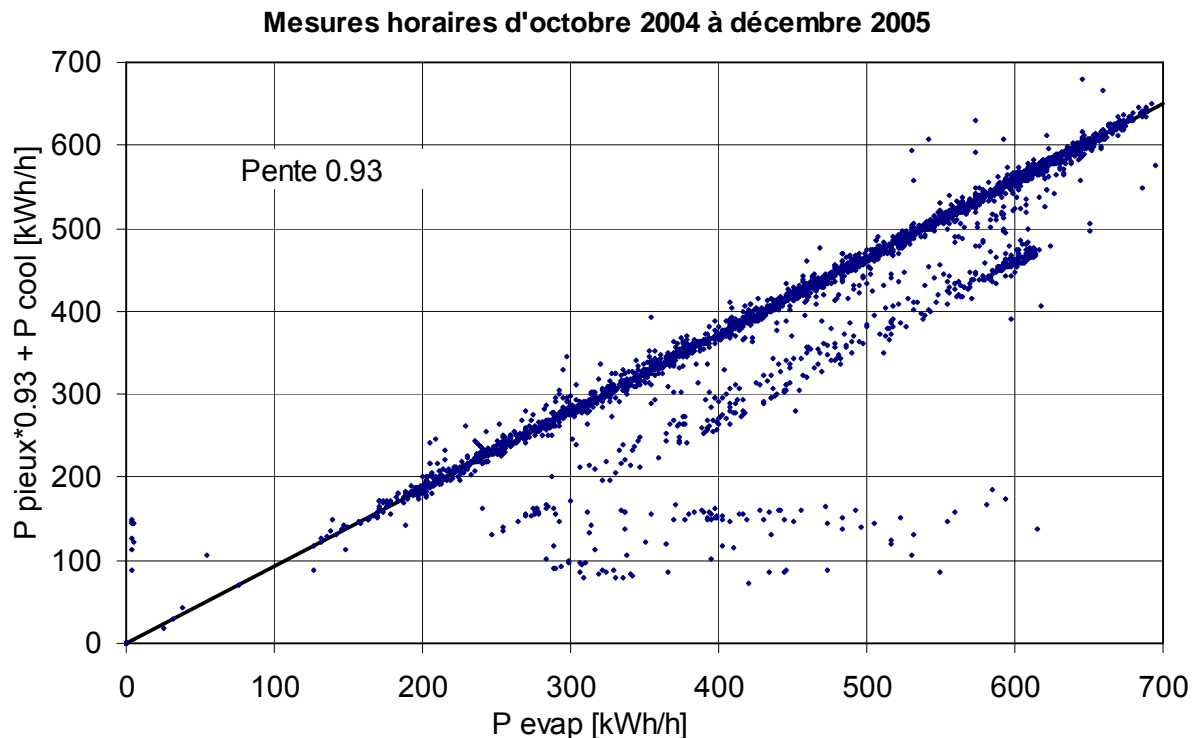


Figure A2.3 Corrélation entre le comptage de l'énergie thermique extraite des pieux et de la distribution de froid avec l'énergie extraite à l'évaporateur de la PAC

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 A2.4.

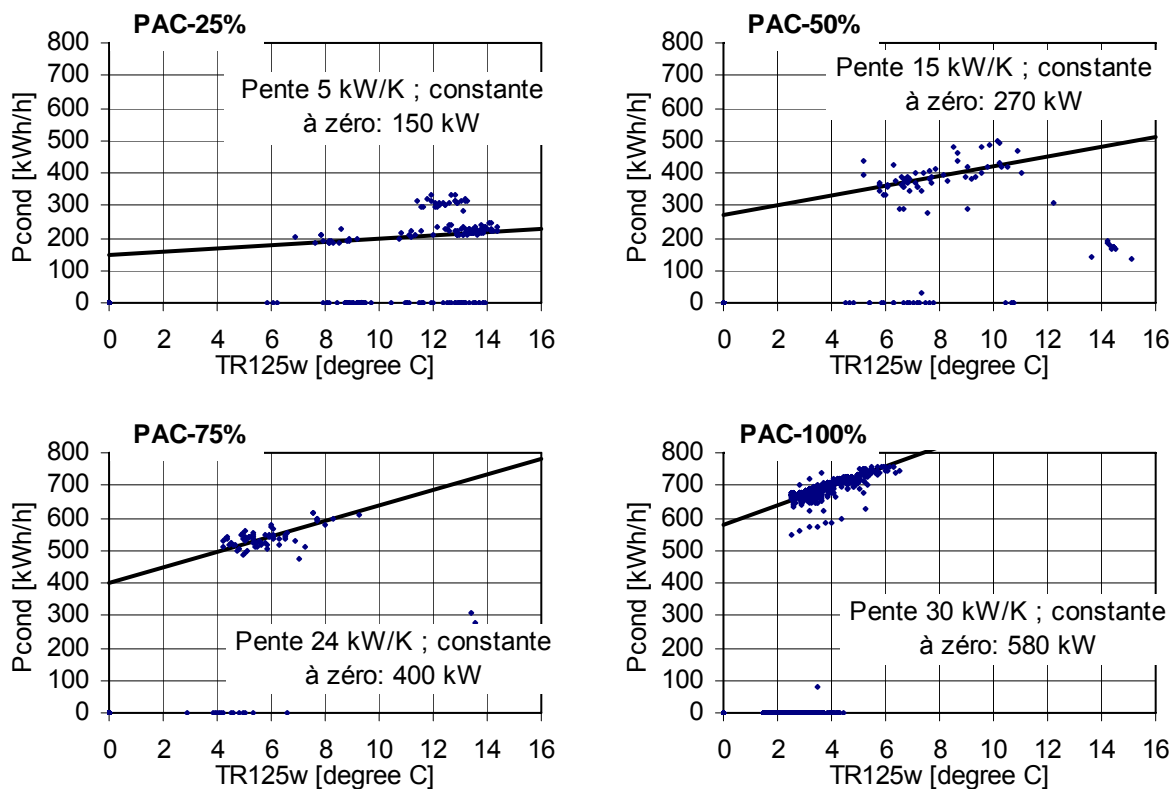


Figure A2.4 Corrélation entre la puissance délivrée au condenseur de la PAC et la température du fluide à la sortie de l'évaporateur pour chaque allure de marche

Des corrélations pour la puissance extraite à l'évaporateur ont été obtenues de façon analogue. Elles sont montrées dans la figure A2.5.

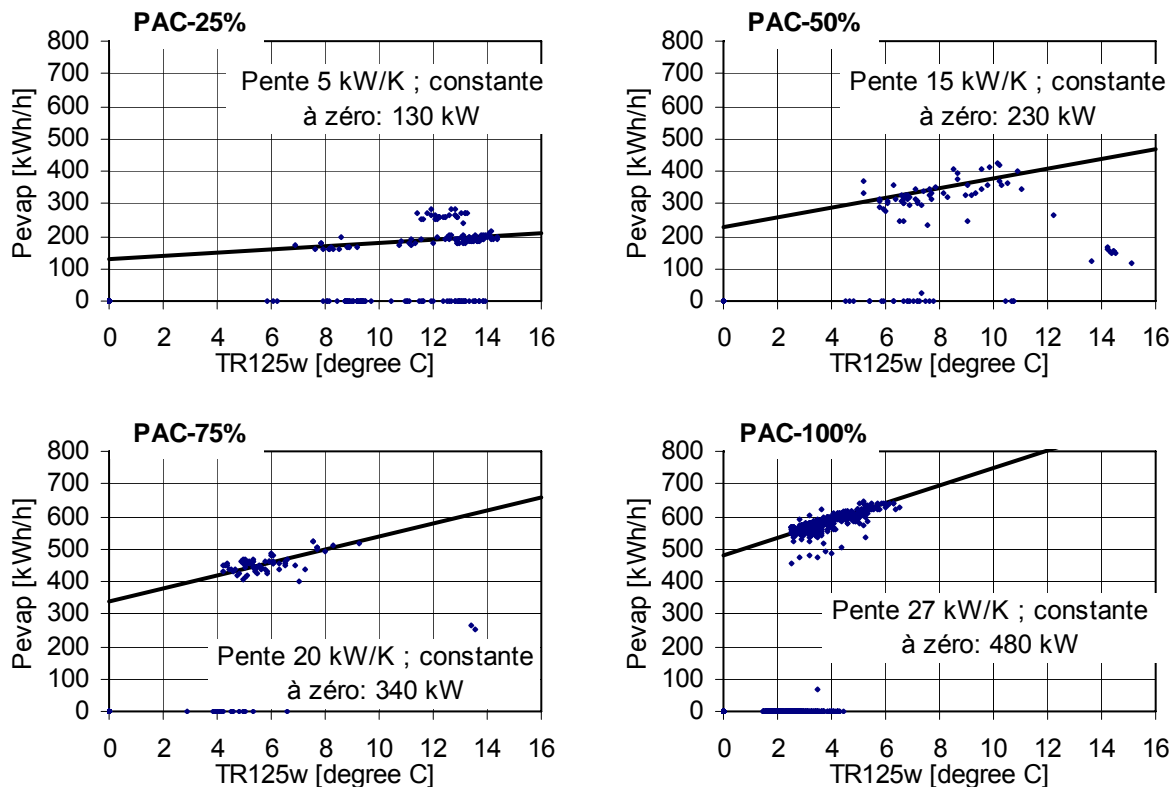


Figure A2.5 Corrélation entre la puissance délivrée à l'évaporateur de la PAC et la température du fluide à la sortie de l'évaporateur pour chaque allure de marche

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 :

$$P_{pieux} = |Q_{cool} - Q_{evap}| \quad \begin{array}{l} \text{si la PAC ne fonctionne pas en mode machine} \\ \text{frigorifique,} \quad \text{sinon} \end{array}$$

$$P_{pieux} = |Q_{cool} - Q_{evap}| \quad \begin{array}{l} \text{si } Q_{cool} > Q_{evap}, \\ \text{sinon} \end{array}$$

$$P_{pieux} = 0$$

Pour résumé, la procédure de correction et d'interpolation des mesures de comptage de chaleur est illustrée par le diagramme de la figure A2.6.

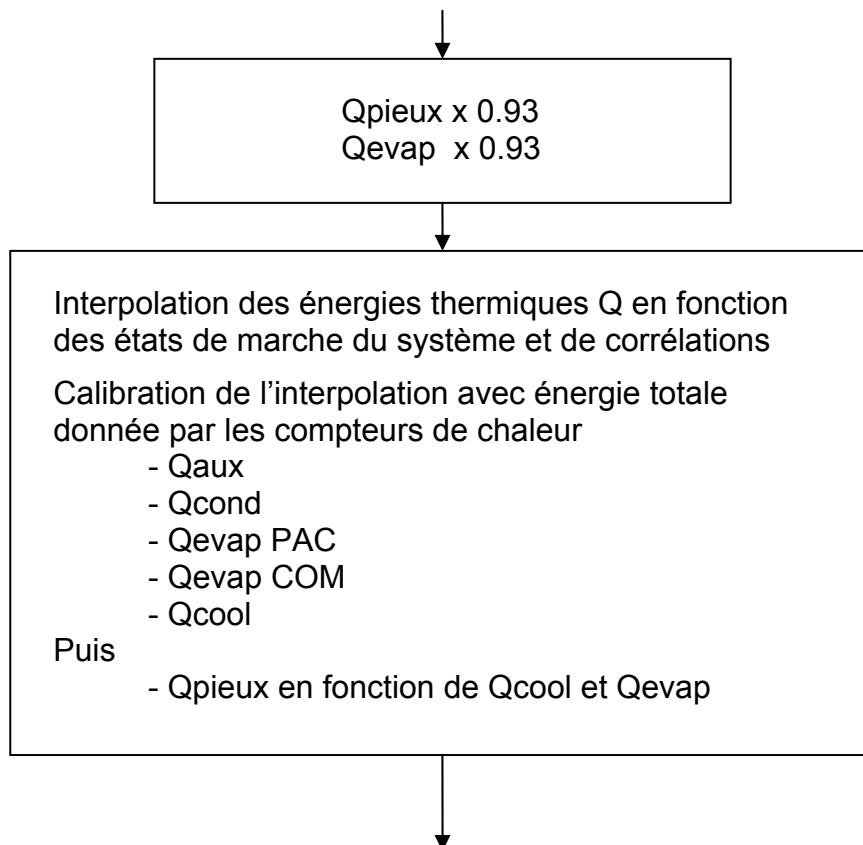


Figure A2.6 Procédure de correction et d'interpolation des compteurs de chaleur

La table A2.5 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 A2.5 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 A2.5, 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.

A2.3 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 A2.6).

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 A2.6 Mesure des énergies électriques