

Rafrâichissement par geocooling : Bases pour un manuel de dimensionnement

Pierre Hollmuller, Bernard Lachal, Daniel Pahud



**Rafrâichissement par geocooling
Bases pour un manuel de dimensionnement**

Pierre Hollmuller¹⁾, Bernard Lachal¹⁾, Daniel Pahud²⁾

Rapport final

Mandant :

Office Fédéral de l'Energie

1) Centre universitaire d'étude des problèmes de l'énergie, 7 rte de Drize, CH - 1227 Carouge

2) Laboratorio Energia Ecologia ed Economia, DACD - SUPSI, CP 105, CH - 6952 Canobbio

Rapports de recherche du Cuepe

1. Analyse thermique de la cité solaire de Plan-les-Ouates
G. Branco, B. Lachal, P. Gallinelli, D. Gonzalez, W. Weber
2. GEOSER : Stockage solaire à court terme en serres horticoles
P. Hollmuller, B. Lachal, P. Jaboyedoff, A. Reist, J. Gil, L. Danloy
3. COSTEAU : Préchauffage et rafraîchissement par collecteurs souterrains à eau, étude de cas (bâtiment Perret à Satigny, GE) et généralisation
P. Hollmuller, B. Lachal
4. Réseaux de distribution versus production distribuée.
Etude de cas au Val Bedretto (Tessin, CH).
B. Lachal, A. Mermoud, F. Romero, avec la collaboration de E. Pampaloni
5. Rafraîchissement par geocooling
Bases pour un manuel de dimensionnement.
P. Hollmuller, B. Lachal, D. Pahud

Adresse

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

Rapport final - Mai 2005

Rafrâichissement par géocooling

Bases pour un manuel de dimensionnement

élaboré par
Pierre Hollmuller, Bernard Lachal
CUEPE
Université de Genève
et
Daniel Pahud
SUPSI
Scuola Universitaria Professionale della Svizzera Italiana

TABLE DES MATIERES

1. RESUME / ZUSAMMENFASSUNG.....	1
1.1. RESUME	1
1.2. ZUSAMMENFASSUNG	2
2. GEOCOOLING AVEC SONDES GEOTHERMIQUES VERTICALES.....	5
2.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT.....	5
2.2. PROBLEMATIQUE DU DIMENSIONNEMENT	6
2.3. INTEGRATION DANS UN SYSTEME.....	6
2.4. REGLES DE DIMENSIONNEMENT	7
2.5. LA SIMULATION THERMIQUE.....	9
2.6. PISTES DE DEVELOPPEMENT	11
2.7. OUTILS DE SIMULATION DETAILLEE	11
2.8. COUTS.....	13
3. Puits CANADIENS ET TECHNIQUES APPARENTEES	15
3.1. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT.....	15
<i>Concept et exemples.....</i>	<i>15</i>
<i>Caractéristiques</i>	<i>15</i>
3.2. RAFRAICHISSEMENT VERSUS PRECHAUFFAGE.....	18
<i>Préchauffage</i>	<i>18</i>
<i>Rafraîchissement</i>	<i>18</i>
3.3. DIMENSIONNEMENT	19
<i>Amortissements annuel et journalier.....</i>	<i>19</i>
<i>Règles du pouce</i>	<i>20</i>
3.4. OUTILS DE SIMULATION	25
<i>Outil de simulation simplifié</i>	<i>25</i>
<i>Outil de simulation détaillé</i>	<i>25</i>
<i>Couplage avec le bâtiment.....</i>	<i>28</i>
3.4. COUTS.....	29
4. COMPARAISON DES DEUX TYPES DE SYSTEMES ET AUTRES CONSIDERATIONS.....	31
5. CONCLUSIONS.....	32
6. REMERCIEMENTS	33
7. REFERENCES	35

ANNEXE : FICHES D'EXEMPLES

- 1) MEISTER + CO, SONDES GEOTHERMIQUES
- 2) DOCK MIDFIELD, PIEUX ENERGETIQUES
- 3) CENTRE D4, SONDES GEOTHERMIQUES
- 4) FONDAZIONE UOMONATURA, SONDES GEOTHERMIQUES
- 5) TELEPHONE SWITCHING EXCHANGES, SONDES GEOTHERMIQUES
- 6) CAROUBIER, Puits CANADIEN
- 7) SCHWERZENBACHERHOF, Puits CANADIEN
- 8) PERRET SA, ECHANGEUR AIR/EAU/SOL
- 9) AYMONT, UTILISATION DE LA CAVE COMME ECHANGEUR AIR/SOL
- 10) CHATEAU DE VALERE, UTILISATION DE LA CAVE COMME ECHANGEUR AIR/SOL

1. RESUME / ZUSAMMENFASSUNG

1.1. Résumé

Face à la **croissance rapide du nombre d'installations de refroidissement** des bureaux et des surfaces commerciales, trois grandes possibilités existent pour limiter les dépenses énergétiques et les appels de puissance électriques qui y sont liées :

- Actions sur l'enveloppe du bâtiment (protections solaires, inertie, isolation,...) et meilleur contrôle des gains internes (éclairage,...),
- Utilisation de systèmes de rafraîchissement passifs,
- Systèmes techniques performants et bien adaptés.

Les **systèmes de rafraîchissements** passifs sont basés sur une source de fraîcheur naturelle à disposition :

- La fraîcheur nocturne,
- Le déficit de rayonnement infrarouge céleste,
- Le refroidissement par humidification adiabatique de l'air,
- Un cours d'eau ou un lac,
- Le sous-sol (géocooling).

Il est également possible d'améliorer le confort sans source de fraîcheur, par exemple en augmentant la vitesse de l'air (ventilation naturelle).

Cette étude se consacre aux deux types de systèmes de rafraîchissement passif qui utilisent le sous-sol comme source de fraîcheur, que nous regroupons sous le terme de **géocooling** :

- Géocooling avec sondes géothermiques verticales,
- Géocooling avec sondes horizontales peu profondes (de type « puits canadiens » ou apparentés).

Le projet n'a pas pour but de créer de nouvelles connaissances mais de synthétiser celles déjà disponibles. De nombreux projets ont été développés dans ce domaine par les deux institutions impliquées et ont été cofinancés par l'OFEN, comme :

- Projet « Geoser », concernant le stockage de chaleur à court terme pour les serres horticoles, 1993 – 1996 ;
- Projet « Modèle tubes enterrés pour environnement TRNSYS », 1997-1999 ;
- Projet « COSTEAU », collecteur sous terrain à eau pour le chauffage et le rafraîchissement de l'immeuble de bureaux Perret, à Satigny (Ge), 1999-2002 ;
- Projet « COLTEL'PREP », pour le refroidissement des relais de téléphonie mobiles grâce à des sondes géothermiques ou des collecteurs à eau, 2002-2003 ;
- Projet « SUVA », sondes géothermiques verticales pour le chauffage et le refroidissement du Centre D4 à Root (Lucerne), 1998-2000 ;
- Projet « WOLLERAU », sondes géothermiques verticales sous un bâtiment industriel pour le chauffage et le refroidissement à Wollerau (Schwyz), 2000-2003 ;
- Projet « Fondazione Uomonatura », sondes géothermiques avec recharge partielle pour le chauffage d'une maison d'habitation à Lugano, 2001-2004 ;
- Projet « Dock Midfield », pieux énergétiques pour le chauffage et le refroidissement du nouveau terminal de l'aéroport de Zürich, 1998-1999.

Ces projets concernent aussi bien le suivi scientifique d'installations pilotes ou innovantes, le développement d'outils de simulation et la mise au point de règles de dimensionnement simplifiées (règles du pouce).

Le document présent est composé de 2 parties :

- Une synthèse des connaissances concernant le géocooling, avec en conclusion une énumération des connaissances qui font défaut et qui doivent être comblées,
- Une série de 10 fiches d'exemples de réalisations.

Il n'aborde que de façon lacunaire certains points importants, comme le couplage au bâtiment (pour lequel les connaissances font encore défaut) ou les aspects purement constructifs.

1.2. Zusammenfassung

Im Lichte der **starken Zunahme von Gebäudekühlungen** für Büroanlagen und anderen kommerziellen Baukomplexen können folgende drei Methoden erwähnt werden um die Kosten für Energie und elektrischen Zusatzgeräten zu limitieren:

- Verbesserungen an der Gebäudehülle (Schutz vor Sonneneinstrahlung, Wärmedämmung und- isolation, etc.) bzw. eine verbesserte Kontrolle des internen Stromverbrauches (Beleuchtung, etc.).
- Verwendung von Passivkühlung.
- Technisch gut funktionierende und entsprechend angepasste Systeme.

Folgende **passive Kühlsysteme** stehen heute zur Verfügung, die auf eine natürliche Kältequelle zurückgreifen:

- Kälte der Nacht.
- Defizit der natürlichen Infrarotbestrahlung.
- Abkühlung mittels adiabatischer Luftbefeuchtung.
- Verwendung von Fliessgewässern oder Seen.
- Verwendung des Untergrundes (Geocooling).

Gleichermassen ist es möglich, den Komfort auch ohne Kältequelle zu steigern, d.h. bloss durch Erhöhung der Luftströmgeschwindigkeit (natürliche Ventilation).

Die vorliegende Studie beschäftigt sich mit zwei Passivkühlsystemen, die beide den Untergrund als Kältequelle benutzen, und zusammen unter der Bezeichnung **Geocooling** gruppiert werden können:

- Geocooling mittels vertikalen Erdwärmesonden
- Geocooling mittels untief verlegten Horizontalsonden (vom Typ „puits canadiens“ oder ähnliches)

Ziel dieser Studie ist nicht völlig neue Kenntnisse zu schaffen sondern eine Synthese von bereits bestehendem Wissen zu bilden, und in Form eines kleinen Handbuches zusammenzustellen. Eine grössere Anzahl von Projekten wurde bereits von den beiden in dieser Studie involvierten Universitätsinstituten, unter Mitfinanzierung des Bundesamtes für Energie (BFE) realisiert, wie:

- Projet « Geoser », concernant le stockage de chaleur à court terme pour les serres horticoles, 1993 – 1996 ;
- Projet « Modèle tubes enterrés pour environnement TRNSYS », 1997-1999 ;
- Projet « COSTEAU », collecteur sous terrain à eau pour le chauffage et le rafraîchissement de l'immeuble de bureaux Perret, à Satigny (Ge), 1999-2002 ;
- Projet « COLTEL'PREP », pour le refroidissement des relais de téléphonie mobiles grâce à des sondes géothermiques ou des collecteurs à eau, 2002-2003 ;
- Projet « SUVA », sondes géothermiques verticales pour le chauffage et le refroidissement du Centre D4 à Root (Lucerne), 1998-2000 ;
- Projet « WOLLERAU », sondes géothermiques verticales sous un bâtiment industriel pour le chauffage et le refroidissement à Wollerau (Schwyz), 2000-2003 ;
- Projet « Fondazione Uomonatura », sondes géothermiques avec recharge partielle pour le chauffage d'une maison d'habitation à Lugano, 2001-2004 ;
- Projet « Dock Midfield », pieux énergétiques pour le chauffage et le refroidissement du nouveau terminal de l'aéroport de Zürich, 1998-1999.

Unter anderem befassten sich diese Studien mit wissenschaftlichen Auswertungen von innovativen Pilotanlagen, der Entwicklung von Simulationswerkzeugen und der Prüfung/Aktualisierung von vereinfachten Dimensionierungsregeln („Faustformeln“).

Das vorliegende Dokument besteht aus zwei Teilen:

- Eine Synthese von bisherigen Kenntnissen über Geocooling, inklusive einer Aufzählung von Wissenslücken, die es noch abzudecken gilt.
- Beschreibung von zehn in der Praxis realisierten Projekten.

Einige wichtige Punkte werden nur am Rande erwähnt, wie zum Beispiel die thermische Ankupplung des Gebäudes selbst (hier fehlen noch genügend Kenntnisse) und reine Baukonstruktionsaspekte.

2. GEOCOOLING AVEC SONDES GEOTHERMIQUES VERTICALES

2.1. Principe de fonctionnement

Une sonde géothermique est généralement réalisée à partir d'un forage de 20 à 300 m mètres de profondeur dont le diamètre est compris entre 10 et 15 cm. Un tube ou un réseau de tube est ensuite inséré dans le forage (par exemple 2 tubes faisant chacun un aller retour pour une sonde en double-U), de manière à faire circuler un fluide caloporteur (le plus souvent un mélange d'eau et d'antigel), pour échanger de la chaleur avec le terrain. Finalement un matériau de remplissage est introduit dans le forage pour garantir un bon contact thermique entre les tubes et la paroi du forage, et dans certains cas pour éviter les transferts verticaux de l'eau souterraine. Une sonde géothermique est donc un échangeur de chaleur avec le terrain. Raccordée à une pompe à chaleur, elle permet d'extraire la chaleur contenue dans le terrain pour satisfaire des besoins de chauffage. Elle peut également servir à dissiper des charges thermiques issues d'une demande de refroidissement, avec ou sans l'intermédiaire d'une machine frigorifique. Sans machine frigorifique, on parle alors de refroidissement direct sur sonde géothermique ou de « géocooling » (Fig. 1).

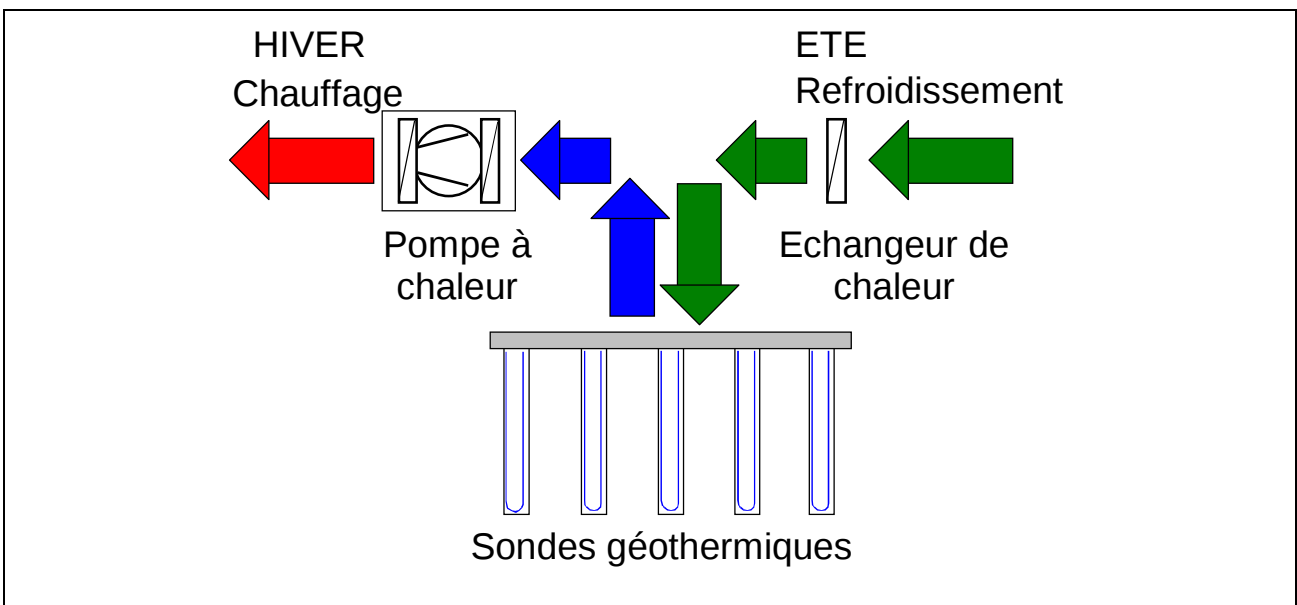


Fig. 1 : Concept de base d'un système valorisant le géocooling avec des sondes géothermiques.

Dans le cas d'une extraction de chaleur pour satisfaire des besoins de chauffage en hiver, la température du terrain dans la zone occupée par les sondes va baisser d'année en année si le système implique un nombre important de sondes géothermiques. A long terme, cet abaissement de température peut devenir inacceptable pour la viabilité du système. Pour ne pas arriver dans cette situation, une recharge thermique du terrain est nécessaire. Dans certains cas, elle est réalisée de façon naturelle par un écoulement suffisant de l'eau souterraine dans la zone occupée par les sondes. Mais en règle générale, tant que le processus de transfert de chaleur dans le terrain est dominé par la conduction de chaleur, la recharge naturelle du terrain ne suffit pas à garantir le fonctionnement à long terme du système. Si la nécessité de rafraîchir le bâtiment existe en été, alors le géocooling est une solution intéressante pour la recharge thermique du terrain.

2.2. Problématique du dimensionnement

La problématique liée à un système de chauffage et de refroidissement couplé à des sondes géothermiques doit prendre en compte une multitude de facteurs. Les plus importants sont :

- les conditions géologiques et hydrogéologiques locales ;
- le nombre, la disposition et la longueur des sondes géothermiques possibles;
- les transferts thermiques supplémentaires engendrés sous la base du bâtiment, en particulier par les raccords horizontaux entre les sondes, si ces dernières sont placées sous le bâtiment (isolation nécessaire ou pas);
- les besoins thermiques à couvrir (puissances et énergies en chaud et en froid) ;
- les niveaux de température des distributions de chauffage et de refroidissement ;
- le concept de système (schéma de principe) pour satisfaire les demandes d'énergie tout en intégrant au mieux les sondes géothermiques.

Le dimensionnement est conditionné par les variations de température permises du fluide circulant dans les sondes. Ces variations dépendent aussi bien de la dynamique à court terme (intégration dans le système, dimensionnement de la pompe à chaleur, etc.) que des effets à long terme. Ces derniers, pour une configuration donnée (nombre, disposition et longueur des sondes), et en l'absence d'un écoulement significatif de l'eau souterraine, sont en grande partie influencés par le rapport des énergies annuelles extraite et injectée dans les sondes.

Les variations de température du fluide caloporteur dans les sondes doivent rester à l'intérieur d'une plage de température définie par :

- la température minimum permise du fluide circulant dans les sondes. Elle peut être fixée à 0°C pour des sondes placées sous un bâtiment, voire plus si de l'eau sans antigel est utilisée pour le fluide caloporteur ;
- la température maximum permise dans les sondes. Avec du géocooling, elle est conditionnée par la température de consigne de départ dans la distribution de froid.

La difficulté revient à optimiser le système tout en conservant suffisamment de marge pour tenir compte de conditions d'exploitation ou de paramètres qui peuvent s'écarter des valeurs prévues. Il est donc important de ne pas avoir un dimensionnement trop juste ou trop à la limite. Dans cette optique, un système bivalent¹ permet d'obtenir une plus grande flexibilité de fonctionnement et de pouvoir mieux contrôler les variations de température de fluide dans les sondes. On comprend l'importance des simulations, qui permettent d'évaluer la sensibilité du système à telle ou telle variation.

2.3. Intégration dans un système

L'intégration d'un système avec sondes géothermiques dans le concept énergétique global d'un bâtiment conditionne de façon déterminante ses performances thermiques. Les paramètres du système peuvent être classés dans deux catégories distinctes (Pahud, 2003 ; Pahud et Lachal, 2005) : les paramètres liés à son **intégration** et les paramètres liés à son **dimensionnement**.

Les paramètres d'**intégration** sont déterminants sur les indices de performances du système, et en particulier sur son efficacité globale (rapport des prestations thermiques totales – énergie de chauffage et de refroidissement – sur l'énergie électrique totale pour faire fonctionner le système). Ils concernent avant tout l'intégration du système et des sondes dans le concept énergétique du bâtiment. Une intégration optimale permettra de chauffer avec la plus basse température possible dans la distribution de chaleur et de refroidir avec la plus haute possible. Une intégration optimale va donc dans le sens du concept Minergie (www.minergie.ch).

¹ Lorsque le système couplé sur les sondes géothermiques ne couvre qu'une fraction de la demande de chaleur il est dit bivalent, c'est-à-dire que les pointes de puissance sont couvertes par une production de chaleur auxiliaire. Le système peut être bivalent pour la production de chauffage, de refroidissement ou tous les deux. Dans le cas contraire, il est dit monovalent.

Les paramètres de **dimensionnement**, quant à eux, déterminent la faisabilité technique du système et sa viabilité à long terme. Ils doivent garantir que les contraintes fixées sur la température du fluide circulant dans les sondes soient toujours respectées. Contrairement aux paramètres d'intégration, ils sont peu influents sur les indices de performance du système. En revanche ces paramètres sont d'importance majeure pour respecter les contraintes de température fixées sur le fluide circulant dans les sondes, aussi bien à court terme suite à l'évolution dynamique du système, qu'à long terme, après stabilisation de la température moyenne annuelle du terrain dans la zone des sondes. La longueur totale des sondes, leur disposition, la conductivité thermique du terrain et sa température initiale sont des paramètres de dimensionnement.

Le potentiel de géocooling est très sensible au niveau de température utilisé dans la distribution de froid. Si la totalité des besoins de refroidissement doit être couverte par refroidissement direct, alors il est très important de pouvoir refroidir le bâtiment avec une « haute température » (préférentiellement supérieure à 20 °C), et donc de concevoir les équipements de refroidissement en conséquence. D'autre part, la puissance de refroidissement est relativement limitée et ne peut pas être ajustée en tout temps à la demande de refroidissement. Le couplage à des dalles actives (Koschenz et Lehmann, 2000) est un avantage, permettant à la fois de refroidir avec des hautes températures et d'écarter les demandes de refroidissement de pointe. En effet, la grande inertie thermique des dalles actives permet l'évacuation des charges thermiques du bâtiment 24 heures sur 24, et donc avec une puissance de refroidissement limitée.

Si la déshumidification de l'air doit être effectuée, alors un système auxiliaire de déshumidification, non couplé sur le circuit des sondes géothermiques, devra être installé sur le système de ventilation du bâtiment. Dans le cas de sondes géothermiques il est important, dans la mesure du possible, de limiter la fonction du système de ventilation à la seule exigence de renouvellement d'air, et de laisser l'évacuation des charges thermiques restantes au système de géocooling. De cette manière, la quantité d'air à déshumidifier est réduite au minimum nécessaire, limitant ainsi la consommation d'énergie additionnelle pour la déshumidification.

2.4. Règles de dimensionnement

Un dimensionnement correct demande de définir avec le plus grand soin le contexte géologique et hydrogéologique local. D'autre part, les besoins en énergie et en puissance, aussi bien en chaleur qu'en refroidissement, doivent pouvoir être connus à l'avance et le plus précisément possible. A partir de là, différentes variantes de systèmes peuvent être envisagées, évaluées, dimensionnées et comparées.

Cette démarche peut être effectuée plusieurs fois dans un projet, en fonction de l'état de connaissance des données et de leur évolution entre la phase initiale et la phase finale du projet. C'est ainsi qu'un concept de géocooling peut se concrétiser et s'affiner jusqu'au projet final.

Si le concept final devrait être établi à l'aide d'un outil de simulation dynamique, ce n'est pas nécessairement le cas pour un avant-projet, lorsque des choix technologiques sont effectués. Dans le but de pouvoir dimensionner et évaluer un avant-projet sans forcément recourir à un outil de simulation, la pertinence de règles du pouce est primordiale pour orienter un projet sur la bonne voie. C'est dans cette optique que l'expérience gagnée lors de réalisations doit être mise à profit pour des projets futurs. L'importance de projets pilotes et de démonstration, dans la mesure où ils sont correctement mesurés et analysés par simulations, est essentielle à l'élaboration de règles du pouce et de recommandations. Elles permettent de documenter et de compléter chaque fois un peu plus l'expérience déjà acquise.

De nombreuses règles de dimensionnement existent pour de petites installations, mais elles sont généralement établies pour dimensionner une installation de chauffage (voir par exemple VDI 4640, 2001). La **clef de dimensionnement est la puissance spécifique d'extraction**, soit la puissance thermique extraite par mètre linéaire de sonde géothermique. Elle permet de déterminer la longueur de sonde nécessaire pour une puissance d'extraction donnée, fixée par la taille de la pompe à chaleur qui devra être installée. Pour une installation simple avec une sonde géothermique, la puissance spécifique d'extraction est le plus souvent déterminée sur la base des conditions géologiques locales (conductivité thermique et température initiale du terrain) et de la durée de marche annuelle de l'installation (énergie thermique extraite du terrain). Pour le géocooling, il n'existe pas de règles de dimensionnement proprement dites mais des ordres de grandeur. Comme on l'a vu dans la section précédente, une difficulté supplémentaire est la puissance de refroidissement, qui n'est pas fixée et garantie comme dans le cas d'une machine frigorifique. Elle résulte de

la différence de niveau de température entre le terrain et la distribution de « froid », et n'est pas constante dans le temps. L'intégration du système dans le bâtiment, distribution incluse, a un rôle décisif sur les performances thermiques d'un système de géocooling avec sondes géothermiques.

Les exemples documentés en annexe permettent d'établir, si ce n'est des clefs de dimensionnement, des ordres de grandeur pour les performances thermiques d'un système de géocooling avec sondes géothermiques. Avec un nombre de sondes important, le système doit être combiné avec la production de chauffage de manière à éviter que la température du terrain dans la zone des sondes n'augmente année après année. Contrairement à une installation de chauffage simple, les clefs de dimensionnement sont multiples.

Les grandeurs suivantes sont proposées comme valeurs caractéristiques de dimensionnement :

- q_{ext} : puissance spécifique d'extraction (pour le chauffage), soit la puissance thermique extraite par mètre linéaire de sonde géothermique (W/m) ;
- q_{inj} : puissance spécifique moyenne d'injection (refroidissement), soit la puissance thermique moyenne injectée par mètre linéaire de sonde géothermique (W/m) ;
- E_{ext} : énergie thermique annuelle extraite (pour le chauffage) par mètre linéaire de sonde géothermique (kWh/m.an) ;
- E_{inj} : énergie thermique annuelle injectée (refroidissement) par mètre linéaire de sonde géothermique (kWh/m.an) ;
- η_{terrain} : ratio entre l'énergie annuelle injectée et l'énergie annuelle extraite, obtenu par le quotient $E_{\text{inj}} / E_{\text{ext}}$ (-).

La table 1 permet de comparer les valeurs de ces paramètres pour les 3 premiers exemples de l'annexe.

Tab. 1 : Valeurs caractéristiques de dimensionnement des trois premiers exemples de l'annexe.

Wollerau – variante du type « dalles actives »

32 sondes de 135 m = 4'320 m

Système monovalent en chauffage et en refroidissement

Température dans la distribution de froid : 22 °C aller, 24 °C retour

Chauffage	(q_{ext} et E_{ext})	40	W/m	60	kWh/m.an
Refroidissement	(q_{inj} et E_{inj})	10 – 13	W/m	20 – 35	kWh/m.an
Ratio injecté sur extrait (η_{terrain})		0.3 – 0.6			

Dock Midfield

306 pieux de 27 m = 8'260 m

Système bivalent en chauffage et en refroidissement

Température dans la distribution de froid : 14 °C aller, 21 °C retour

Chauffage	(q_{ext} et E_{ext})	49	W/m	135	kWh/m.an
Refroidissement	(q_{inj} et E_{inj})	17	W/m	58	kWh/m.an
Ratio injecté sur extrait (η_{terrain})		0.4			

D4 Center – variante géocooling

49 sondes de 160 m = 7'840 m

Système bivalent en chauffage et en refroidissement

Température dans la distribution de froid : 14 °C aller, 18 °C retour

Chauffage	(q_{ext} et E_{ext})	13	W/m	48	kWh/m.an
Refroidissement	(q_{inj} et E_{inj})	26	W/m	29	kWh/m.an
Ratio injecté sur extrait (η_{terrain})		0.6			

Ces valeurs ont été obtenues par simulations numériques. Pour le premier exemple, le modèle de simulation a été calibré sur les mesures de l'installation réalisée. Il a ensuite été utilisé pour évaluer une variante de système avec une distribution de refroidissement à « haute température » (aller à 22 °C et retour à 24 °C), dans le but de déterminer le potentiel de géocooling possible (Pahud, 2003). Pour le Dock Midfield, il s'agit des valeurs de dimensionnement déterminées par simulations numériques (Pahud et al., 1999). Les valeurs données pour le Centre D4 correspondent à une variante simulée dans la phase d'étude du projet qui n'a pas été retenue (Pahud, 2001).

D'une façon générale, il est difficile de comparer entre elles les performances thermiques des exemples présentés, en raison de conditions géologiques différentes, du type d'échangeur souterrain (sondes géothermiques ou pieux énergétiques), du type de système (bivalent ou non) et ainsi de suite. Toutefois, il ressort des valeurs de la table 1 les caractéristiques suivantes :

- puissance spécifique moyenne de refroidissement : 10 - 30 W/m ;
- énergie thermique annuelle de refroidissement : 20 - 40 kWh/m.an ;
- ratio des énergies annuelles injectée sur extraite : environ 0.5

Un ratio de 0.5 signifie que la demande annuelle de chaleur couverte avec la pompe à chaleur couplée sur les sondes doit être 2.5 à 3 fois plus grande que la demande de refroidissement couverte par « géocooling ».

L'énergie annuelle de refroidissement direct pour le Dock Midfield (58 kWh/m.an) est élevée et peu représentative d'un système typique (pieux de fondation plutôt que sondes géothermiques).

Les mesures de l'installation de la maison d'habitation à Lugano – Loreto (cf. fiche d'exemple no 4, en annexe) confirment les puissances spécifiques relativement basses du géocooling effectué avec des sondes géothermiques (Pahud et Lachal, 2005). L'injection des gains solaires dans les sondes permet de montrer que le niveau de température du fluide caloporteur doit monter à environ 20 °C pour obtenir, en fin de compte, une puissance spécifique d'injection relativement faible, de l'ordre de 20 W/m.

L'exemple des « Telephone switching exchanges », des stations remplies d'appareillages électroniques pour les communications téléphoniques (voir fiche d'exemple 5 en annexe, ainsi que Hellström et al., 2000), est particulier dans le sens où un groupe de sondes géothermiques est utilisé pour les refroidir sans « recharge thermique ». Cette solution est possible puisque le dimensionnement des sondes est effectué pour subvenir aux 10 premières années de fonctionnement, en raison de la courte durée d'utilisation des équipements électroniques ; (les besoins de refroidissement ne seront plus les mêmes 10 ans plus tard, et il semblerait que pour ce type d'application, la nécessité de refroidir soit à la baisse). La puissance spécifique de refroidissement moyenne sur les sondes géothermiques varie entre 15 et 30 W/m, pour une température de sortie du fluide caloporteur des sondes pouvant monter jusqu'à 20 °C. L'énergie annuelle de refroidissement injectée dans le terrain se situe entre 20 et 50 kWh/m.an.

2.5. La simulation thermique

Comme on l'a vu précédemment, un outil de simulation permet de traiter les points suivants :

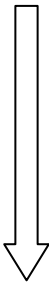
- vérifier la faisabilité d'un concept, généralement établi sur la base de règles du pouce ;
- évaluer des variantes de système ;
- dimensionner les principaux composants du système ;
- optimiser le schéma de principe et la stratégie de contrôle ;
- suivre le système lors de sa mise en service, contrôler son bon fonctionnement.

Un outil de simulation simplifié doit permettre de répondre aux 3 premiers points. Pour un système avec sondes géothermiques, on peut mentionner les logiciels suivants (la liste n'est pas exhaustive) :

- PILESIM (Pahud, 1999);
- EED, Earth Energy Designer (Hellström and Sanner, 2000);
- EWS (Huber und Widmer, 2002).

Un outil de simulation détaillée devient nécessaire pour répondre aux deux derniers points. Son application se justifie pour des systèmes de taille importante, impliquant un nombre important de sondes géothermiques. Sans parler de leur utilité pour caractériser du point de vue thermique le fonctionnement d'un système et pour établir des règles du pouce, leur implication dans un projet intervient généralement dans la phase finale du projet (cf. Tab. 2). Le programme TRNSYS (Klein et al., 2003), conçu pour la simulation dynamique de systèmes thermiques, peut être utilisé avec les composants non standards TRNVDSTP (Pahud et al., 1996A) et TRNSBM (Pahud et al., 1996B), initialement développés comme programmes indépendants pour la simulation d'un ensemble de sondes géothermiques (Hellström, 1989 ; Eskilson, 1986).

Tab. 2 : Implication des outils de simulation en fonction de l'avancement d'un projet de taille importante.

Avant-projet	Règles du pouce	Etablissement d'un concept
	Modèle de calcul simplifié (PILESIM, EED, EWS...)	Evaluation de variantes, faisabilité technique, pré-dimensionnement
	Simulation détaillée (TRNSYS avec TRNVDSTP ou TRNSBM)	Dimensionnement définitif, optimisation, régulation du système
Projet Définitif		

Cependant une analyse avec une simulation détaillée requiert beaucoup plus de travail qu'une étude avec un modèle de calcul simplifié (PILESIM, EED, EWS ou autre). D'autre part la qualité des résultats ne peut pas être meilleure que celle des paramètres d'entrée de la simulation. Ceci implique qu'une simulation détaillée peut être envisagée si :

- les paramètres géologiques et hydrogéologiques sont bien définis (notamment avec un test de réponse géothermique (Gehlin, 2002) ;
- les besoins thermiques en chaud et en froid du bâtiment sont déterminés avec le plus grand soin et avec un profil annuel type en valeurs horaires (ou, idéalement, simulés en même temps que le système pour tenir compte d'éventuelles interactions).

Ainsi une étude avec une simulation détaillée nécessite généralement un grand projet. Dans le cas d'un petit projet, au minimum une étude PILESIM ou équivalente devrait être réalisée (cf. Tab. 3).

Tab. 3 : Dimensionnement d'un système avec sondes géothermiques – variantes minimum et maximum, généralement fonction de la taille du projet.

Variante minimum – petit projet	Variante maximum – grand projet
Etude PILESIM ou équivalente	Etude PILESIM + analyse TRNSYS
<u>Propriétés du terrain</u> valeurs littérature	<u>Propriétés du terrain</u> valeurs littérature + test de réponse + ...
<u>Demandes d'énergie</u> (en chaud et en froid) valeurs annuelles et puissances de pointe	<u>Demandes d'énergie</u> (en chaud et en froid) valeurs annuelles et puissances de pointe + profil annuel + ...

2.6. Pistes de développement

Dans le but de pouvoir envisager un concept de géocooling avec sondes géothermiques dans une phase d'avant projet, la pertinence de recommandations et de règles du pouce est importante. Toutefois il n'existe pas de règles de dimensionnement aussi bien définies pour le géocooling que pour une production de chaleur. Pour cette dernière, le dimensionnement de la longueur totale des sondes géothermiques est réalisé en fonction de la puissance d'extraction de la pompe à chaleur. La température du fluide circulant dans les sondes « s'adapte » à la puissance extraite sans pour autant avoir une influence sensible sur cette dernière. Pour le géocooling, la puissance de refroidissement résulte de la différence de température entre le fluide caloporteur et le terrain dans la zone des sondes. Une variation de quelques degrés, sur une différence totale de température de 5 à 10 K au maximum, a tout de suite une influence décisive.

Par ailleurs la puissance de refroidissement par géocooling est directement distribuée dans le bâtiment. Il n'y a pas de machine frigorifique entre les sondes et ce dernier. L'interaction avec la distribution de froid et le bâtiment est ainsi beaucoup plus forte.

Ces constatations permettent de proposer des pistes pour l'établissement de recommandations et de règles de dimensionnement. Ces dernières devraient être développées dans le but de pouvoir évaluer le **potentiel de géocooling** d'un système **en relation avec le bâtiment**. Aussi bien des critères liés à la géologie locale et aux sondes que des critères liés au bâtiment doivent être pris en compte. Pour ces derniers, ce sont par exemple :

- le type de bâtiment (construction légère, massive) ;
- sa destination (habitation, bureau, etc.) ;
- sa taille ;
- les protections solaires ;
- les charges thermiques à évacuer ;
- le type de distribution de refroidissement (plafond froid, dalles actives, etc.).

Comme on l'a vu précédemment, le potentiel de géocooling est également lié au chauffage du bâtiment (effet saisonnier de charge et de décharge du terrain).

Des outils de simulation détaillée existent déjà ou sont facilement adaptables pour approfondir la problématique du géocooling (voir section suivante).

2.7. Outils de simulation détaillée

Des outils de simulation détaillée ont été développés avec le programme de simulation TRNSYS (Klein et al., 2003) pour l'étude et/ou le dimensionnement de projets pilotes. Ces outils, largement documentés dans les rapports de recherche correspondants, sont réutilisables et adaptables à de nouveaux projets. Ils constituent une librairie de systèmes, dont les modèles de base pour la simulation des sondes géothermiques sont TRNVDSTP (Pahud et al., 1996A) et TRNSBM (Pahud et al., 1996B), cf. Fig 2 à 4.

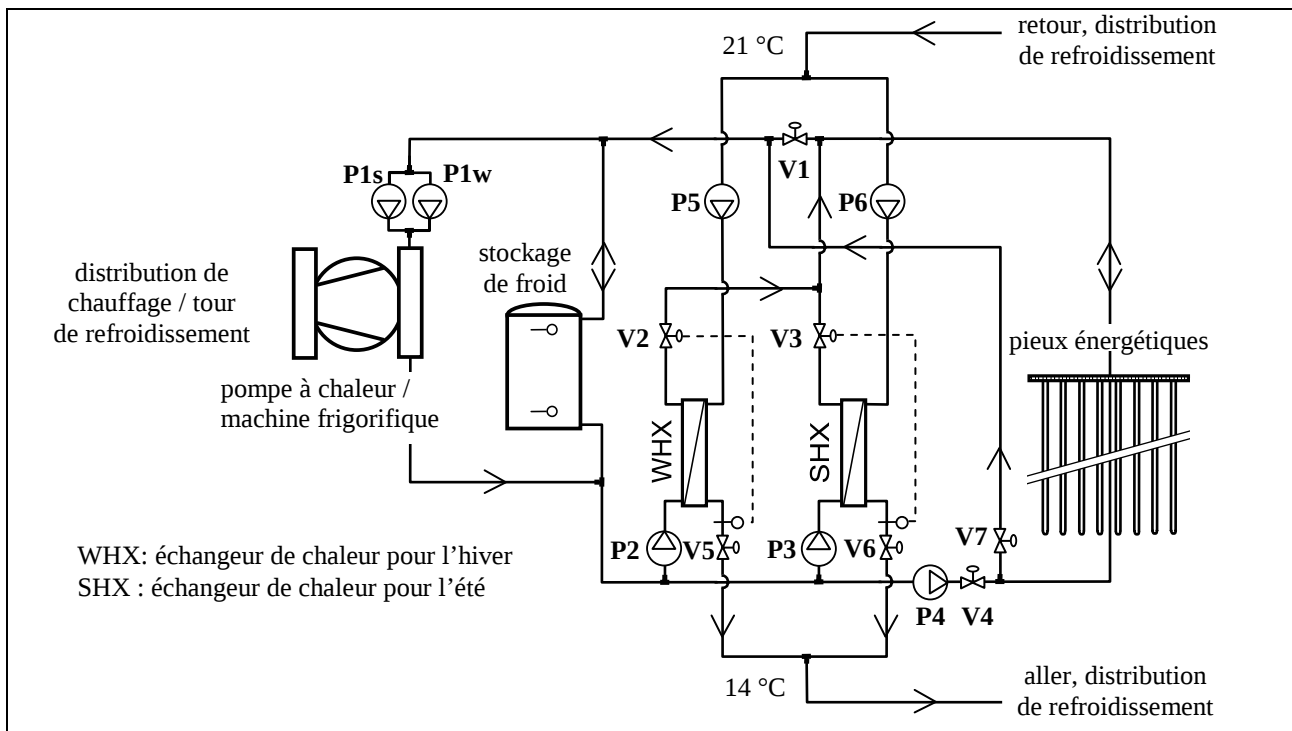


Fig. 2 : Dock Midfield (Pahud et al., 1999), modèle de sonde (pieu) – TRNVDSTP.

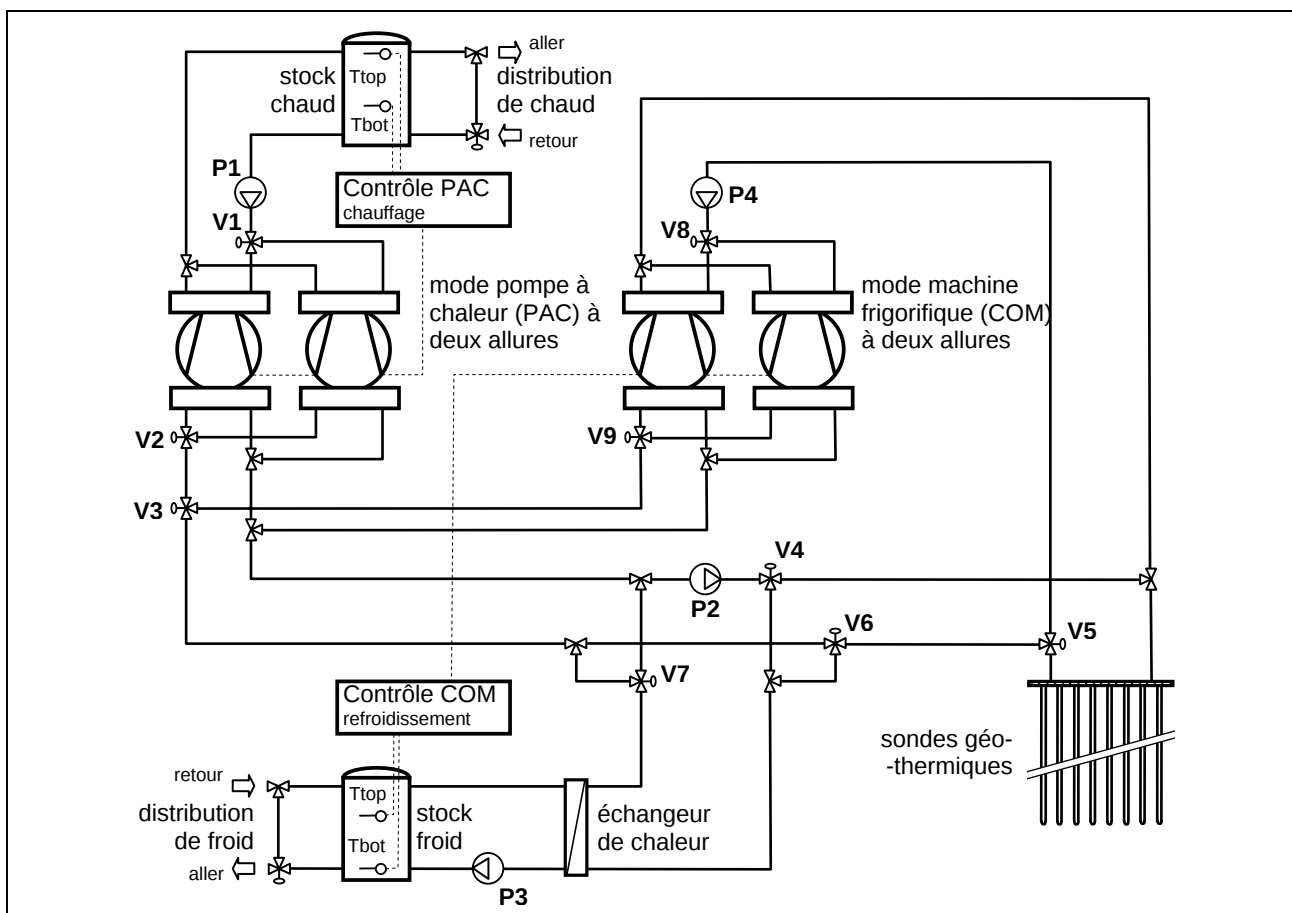


Fig. 3 : Immeuble industriel chauffé et refroidi avec un champ de sondes géothermiques (Pahud, 2003), modèle de sonde – TRNSBM.

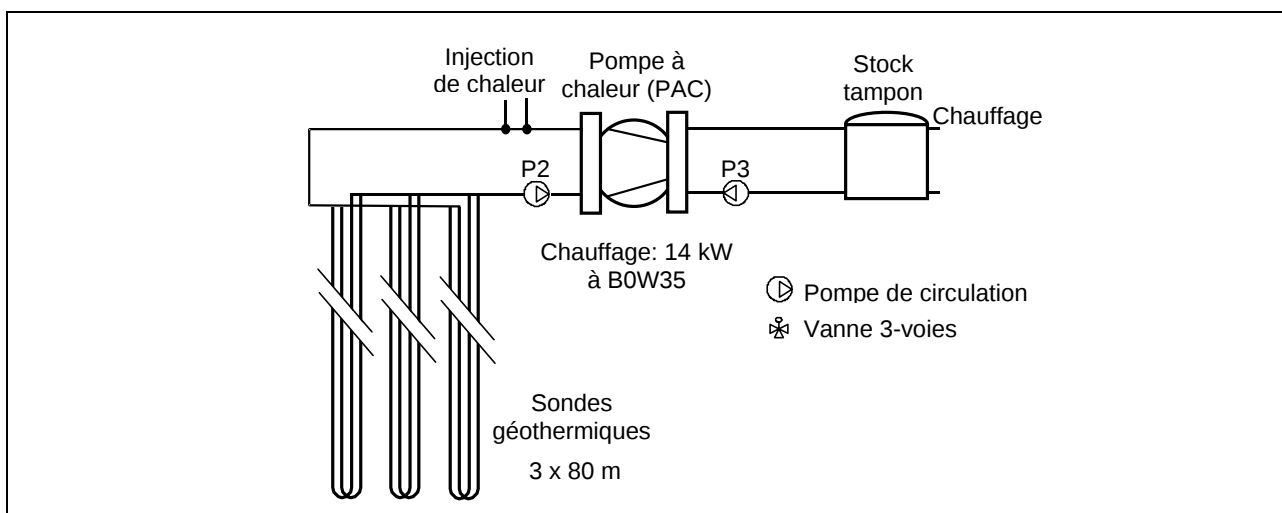


Fig. 4 : Maison d'habitation avec PAC, sondes et recharge solaire du terrain (Pahud et Lachal, 2005), modèle de sonde – TRNSBM.

2.8. Coûts

Le géocooling, dans la mesure où il peut, en combinaison avec la production d'énergie de chauffage, garantir une recharge thermique du terrain, est une solution intéressante qui permet d'offrir une prestation de froid sans un investissement supplémentaire significatif et avec un coût de fonctionnement très bas.

En règle générale, le coût d'un système avec géocooling doit être comparé à un système conventionnel qui offre des prestations égales. Aussi bien l'investissement que les coûts de gestion (fonctionnement et maintenance) doivent être pris en compte. Un système de géocooling, conçu uniquement pour satisfaire une demande de refroidissement (cf. fiche d'exemple no 5, en annexe), est caractérisé par un investissement élevé et un coût de gestion très bas. Pour être concurrentiel avec un système conventionnel, une « durée de vie » minimum du système est nécessaire. Celle-ci varie, pour l'exemple no 5 en annexe, de 2 à 12 ans, en fonction de la géologie locale, des conditions climatiques locales et du prix de l'énergie électrique pratiqué localement.

3. Puits canadiens et techniques apparentées

3.1. Principe de fonctionnement

Concept et exemples

Un puits canadien consiste en un ensemble de tubes (éventuellement un tube unique), enterrés à l'horizontale sous le bâtiment (ou à côté de celui-ci), et intégrés au système de ventilation (Fig. 5). Le but du système est d'amortir l'oscillation météo journalière ou saisonnière portée par l'air, en tirant parti de l'inertie thermique du sous-sol. En principe, cette technique peut être utilisée tant pour le préchauffage hivernal du renouvellement d'air que pour son rafraîchissement estival. Ainsi que nous le verrons cependant plus bas, ces deux modes diffèrent sous nos climats tant par le dimensionnement requis, que par des problèmes d'intégration et de synergie avec le reste du système de ventilation.

Un tel puits canadien, utilisé pour le préchauffage et le rafraîchissement, a par exemple été réalisé près de Zurich, dans l'immeuble industriel et administratif « Schwerzenbacherhof » (Fig. 6 et fiche technique no 7), retenu dans la liste des projets pilotes de la « Low Energy Cooling Subtask » de l'IEA. Un autre exemple bien documenté, conçu principalement pour le préchauffage, a été réalisé dans l'immeuble « Caroubier » près de Genève (Fiche technique no 6).

Pour éviter d'éventuels problèmes d'infiltration d'eau dans les tubes, une technique apparentée au puits canadien consiste à réaliser le couplage thermique avec le sous-sol via un circuit d'eau, également disposé à l'horizontale, et de coupler ce dernier au système de ventilation via un échangeur air/eau. Un tel système a été réalisé près de Genève, dans l'immeuble administratif « Perret » (Fig. 7 et fiche technique 8).

Relevons enfin des variantes de mise en œuvre simplifiée, qui utilisent directement l'inertie thermique des caves du bâtiment pour réaliser l'échange air/sol. Plusieurs tels systèmes ont été réalisés en rénovation, notamment pour le bâtiment « Aymon » et le « Château de Valère » (Fiches techniques no 9 et 10).

Caractéristiques

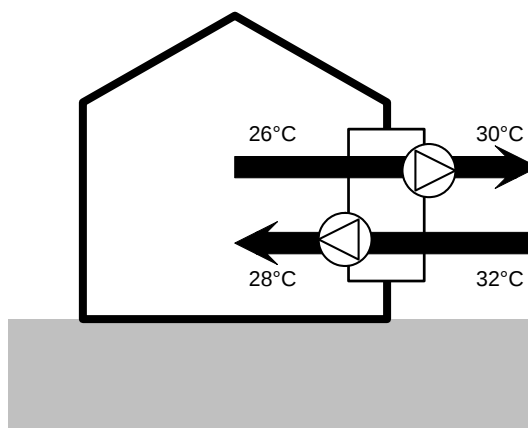
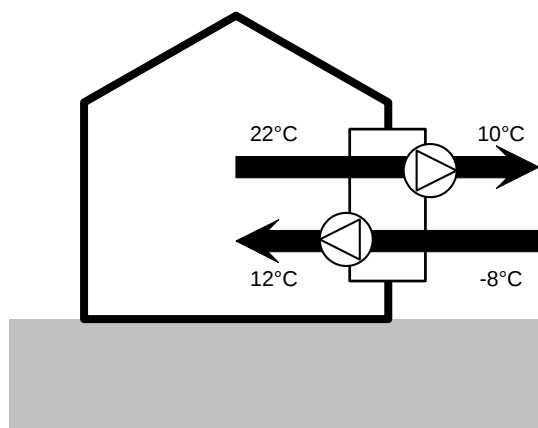
Les caractéristiques de fonctionnement d'un puits canadien, que nous expliciterons par la suite plus en détail, peuvent d'ores et déjà se résumer comme suit (Fig. 5) :

- Préchauffage hivernal et rafraîchissement estival se caractérisent par un amortissement à la fois journalier (les extrêmes météo jour/nuit tendant à se resserrer autour de la moyenne journalière) et saisonnier (la moyenne journalière tendant à se rapprocher de la moyenne annuelle).
- Le stockage saisonnier se propage sur environ 3 m autour des tubes contre 20 cm pour le stockage journalier, de telle sorte que l'amortissement journalier primera toujours sur l'amortissement saisonnier, qui requiert une masse de stockage plus importante et se trouve limité par une diffusion plus en profondeur.
- L'un et l'autre de ces amortissements se caractérisent par une amplitude chutant exponentiellement le long du tube (ce qui ne permettra guère d'expliquer la puissance de préchauffage ou de rafraîchissement en terme de W/m).
- Contrairement aux sondes géothermiques, qui sont en principe couplées sur un système de distribution en boucle fermée, les puits canadiens fonctionnent en boucle ouverte (l'air neuf étant pris et l'air vicié rejeté à l'extérieur) et le système de ventilation sert la fois de boucle de recharge thermique et de boucle de distribution.

Hiver

Eté

Ventilation avec récupérateur sur air vicié



Ventilation avec puit canadien et récupérateur sur air vicié

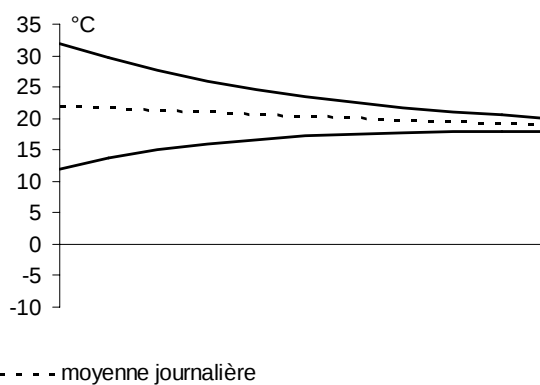
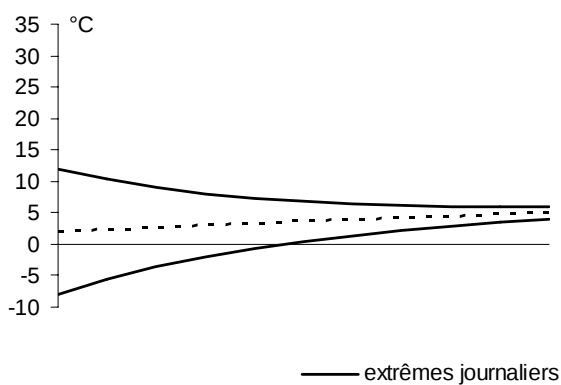
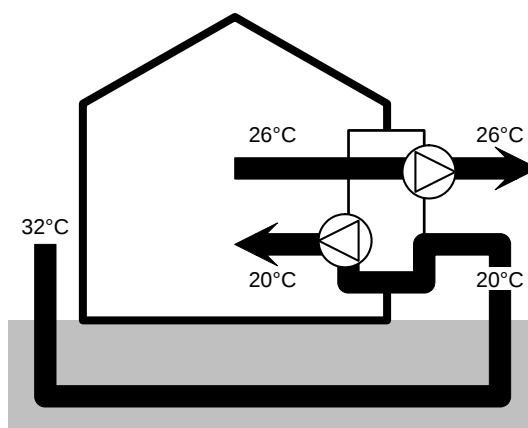
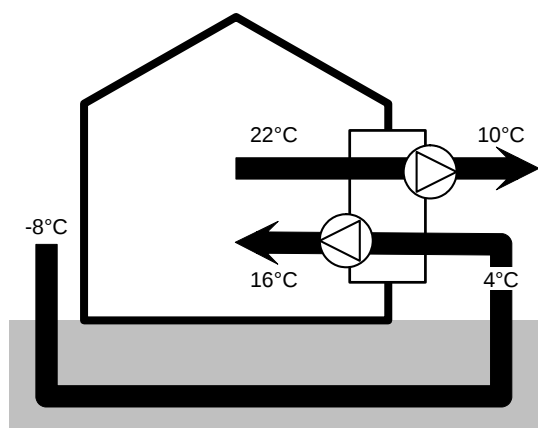


Fig 5 : Principe d'intégration d'un puit canadien dans le système de ventilation et fonctionnement typique sur un jour d'hiver et un jour d'été.

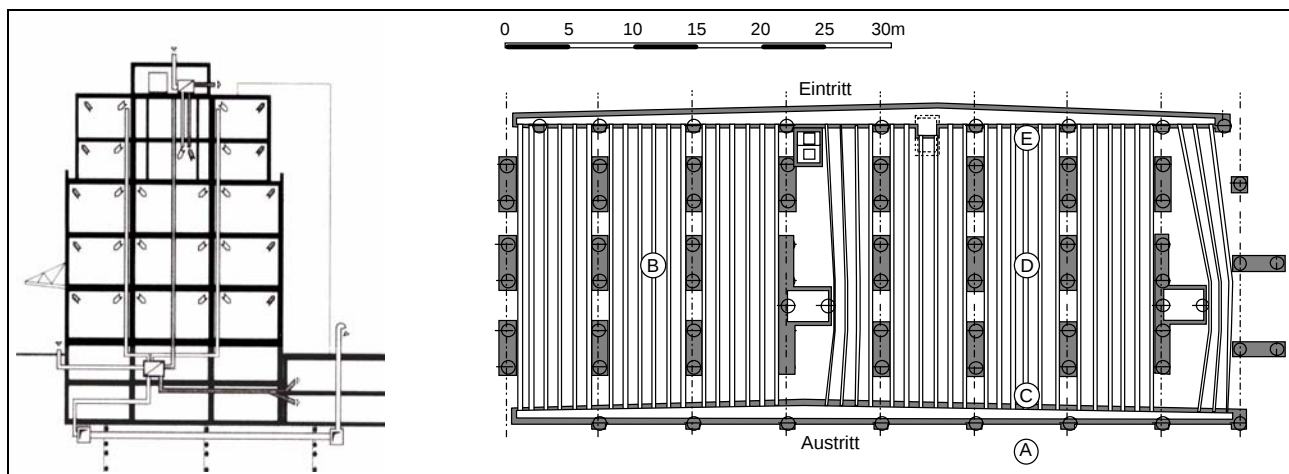


Fig 6 : Exemple d'échangeur air/sol (puits canadien), immeuble Schwerzenbacherhof, coupe de l'immeuble et plan du puits canadien.

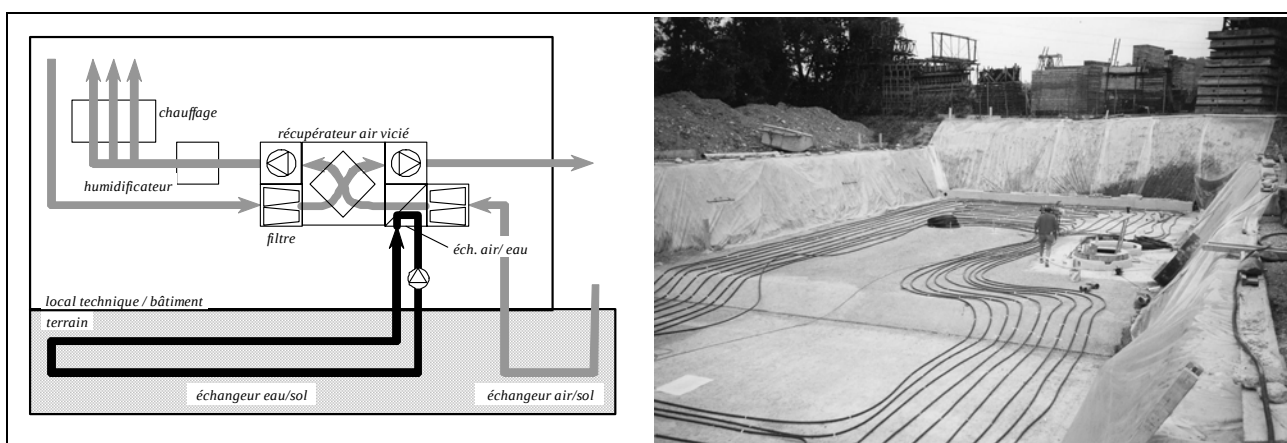


Fig. 7 : Exemple d'échangeur air/sol + air/eau/sol, immeuble Perret, schéma de principe et pose de l'échangeur eau/sol immédiatement sous le bâtiment.

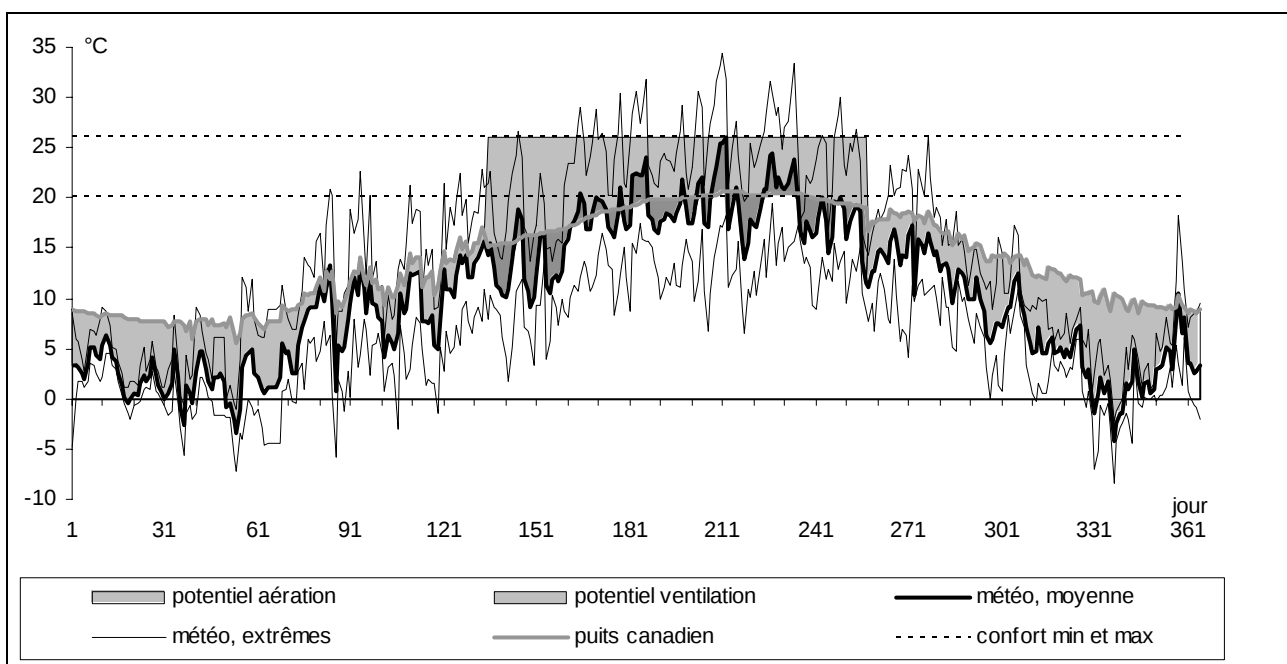


Fig. 8 : Puits canadien de l'immeuble Caroubier, dynamique journalière sur une année ainsi que potentiel de préchauffage (débit d'aération) et de rafraîchissement (débit de ventilation).

3.2. Rafraîchissement versus préchauffage

Sous nos climats, la principale différence entre les potentiels de préchauffage et de rafraîchissement par puits canadien provient de la dissymétrie fondamentale entre les contraintes climatiques d'hiver et d'été (Fig. 8) : la première se caractérise par une température qui, des mois durant, se situe en dessous de la zone de confort 20-26°C, la seconde par des pointes de chaleur diurnes mais une moyenne journalière qui se situe généralement à l'intérieur de cette zone (du moins pour une année météorologique standard et en dehors de l'îlot de chaleur urbain). Alors que le préchauffage hivernal passe nécessairement par un amortissement de l'oscillation météo annuelle, avec un système dimensionné pour du stockage saisonnier, le rafraîchissement estival peut donc se contenter d'un amortissement sur 24 heures à quelques jours, avec un dimensionnement et d'un coût de mise en oeuvre bien plus faible. Ceci étant, les prestations hivernale / estivale se différencient également de la façon suivante.

Préchauffage

Sous nos climats, le puits canadien s'intègre en principe dans un système de ventilation contrôlée muni d'un récupérateur de chaleur sur air vicié et constitue donc un appui ou un prolongement amont de ce dernier. Il est donc essentiel de noter la redondance partielle de ces deux systèmes :

- Dans l'exemple présenté à la Fig. 5 (récupérateur sur air vicié avec efficacité de 66%) : alors que le système couplé préchauffe l'air de -8°C à 16°C, en absence de puits canadien le récupérateur sur air vicié aurait permis de le préchauffer de -8 à 12°C. Des 12 K apparents sur le différentiel entrée-sortie du puits, seuls 4 K représentent donc un gain net.
- De façon plus générale : pour un récupérateur sur air vicié avec une efficacité η , seule la fraction $1 - \eta$ du différentiel entrée-sortie du puits représente le gain net dû à ce dernier.
- Dans ce contexte il peut s'avérer plus utile et rentable de soigner l'efficacité du récupérateur sur air vicié que d'ajouter un puits canadien – si ce n'est un puits de taille réduite, éventuellement constitué d'un seul tube, permettant l'amortissement de l'oscillation journalière et le maintient hors gel du récupérateur.
- A choix entre les deux systèmes, le récupérateur sur air vicié domine par ailleurs clairement le puits canadien, avec une source de température aux alentours de 20°C (bâtiment) contre une source aux alentours de 10°C (température annuelle moyenne de l'air / du terrain).

Le défaut de synergie avec le récupérateur sur air vicié est d'autant plus problématique qu'il peut s'accompagner d'un accroissement des pertes diffuses du bâtiment. En effet, en sus de l'énergie tirée du stockage estival dans le terrain, un puits situé sous un bâtiment chauffé aura tendance de tirer de l'énergie directement à ce dernier. Ce soutirage se fait au détriment du récupérateur sur air vicié (comme si l'amenée d'air neuf passait par le bâtiment avant de passer par le récupérateur), si bien qu'il peut somme toute en résulter une perte au lieu d'un gain énergétique ! Un tel phénomène a par exemple été explicité pour l'échangeur air/eau/sol de l'immeuble « Perret » (Fiche technique no 8).

Raфраîchissement

Alors que le préchauffage hivernal passe nécessairement par un amortissement de l'oscillation météo annuelle, soit par un système dimensionné pour du stockage saisonnier, le rafraîchissement estival peut se contenter d'un amortissement sur 24 heures à quelques jours. Bien que la température de ventilation soit alors relativement élevée, en principe à peine quelques degrés en dessous du seuil de confort, une telle stratégie a les avantages suivants :

- Taille et coût de mise en oeuvre restreints (faibles écartement et profondeur, avec une couche de sol d'environ 20 cm autour de chaque tube, le cas échéant en multicouches).
- Pas besoin de recharge hivernale, donc possibilité de court-circuiter le puits en hiver (ou de l'utiliser à la seule fin de mise hors-gel du récupérateur sur air vicié).

Contrairement à la saison d'hiver, pendant laquelle la température de sortie des échangeurs terrestres reste contraignante (en dessous du seuil de confort inférieur de 20°C), l'amortissement des pointes estivales diurnes permet par ailleurs d'amener dans le bâtiment de l'air frais (en dessous du seuil de confort de 26°C). Dès lors la prestation du puits canadien ne se limite plus à une économie énergétique, mais permet au

contraire une production de frais à part entière : le débit d'air peut alors être élevé à des taux de ventilation plus importants (à condition de dimensionner le système en conséquence), permettant de ventiler le bâtiment avec de l'air frais et d'en extraire les excédents thermiques (du moins si ces derniers ne sont pas excessifs). Ce constat amène cependant aux remarques suivantes :

- L'utilisation de débits de ventilation accrus doit s'accompagner d'une étude soignée des pertes de charges additionnelles (donc de l'électricité supplémentaire nécessaire à la ventilation). A cet égard ce ne sont généralement pas le système de tubes, mais les nourrices et les gaines de distribution dans le bâtiment qui engendrent des goulots d'étranglement.
- Par comparaison avec un renouvellement d'air en direct, un décompte énergétique attentif (Hollmuller, 2002) montre que l'apport de fraîcheur total se sépare en deux composantes. La première, portée par le débit d'aération $\dot{m}$ nécessaire au renouvellement d'air, est proportionnelle au différentiel de température entrée-sortie. La seconde, portée par le surplus de débit $\Delta\dot{m}$, est donnée par le différentiel de température entre la sortie de l'échangeur et le bâtiment :

$$P = c\dot{m}(T_{in} - T_{out}) + c\Delta\dot{m}(T_{bat} - T_{out})$$
- Dès lors, le dimensionnement d'un puits canadiens à des fins de rafraîchissement dépend non seulement du puits lui-même, mais également de la réponse inertielle du bâtiment.

3.3. Dimensionnement

Amortissements annuel et journalier

Afin de dériver des règles du pouce, nous commencerons par caractériser les phénomènes d'échange thermique dans le puits canadien, en particulier concernant l'amortissement le long des tubes de l'oscillation thermique annuelle et journalière. Nous nous baserons sur un calcul analytique traitant le cas simplifié d'un débit d'air avec température sinusoïdale à l'entrée des tubes (Hollmuller, 2003), qui donne les résultats principaux suivants (Fig. 9 à 12) :

- La profondeur de pénétration de l'onde thermique autour des tubes dépend de la période τ du signal :

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda_s}{c_s \rho_s} \frac{\tau}{\pi}}$$

Pour un sol standard (conduction λ_s de l'ordre de 1.9 W/K.m², capacité $c_s \rho_s$ de l'ordre de 1.9 MJ/K.m³), l'onde journalière est stockée sur environ 15 cm autour des tubes, contre 3 m pour l'onde annuelle (à condition qu'une telle couche, non perturbée par ailleurs, soit à disposition) :

$$\delta_{jour} \approx 15cm$$

$$\delta_{an} \approx 3m$$

- Grâce au stockage inertiel, l'amplitude du signal sinusoïdal s'amortit exponentiellement en fonction du rapport entre surface d'échange S et débit d'air $\dot{m}$:

$$\text{input : } T_{in} = T_0 \sin(\omega t)$$

$$\text{output : } T_{out} = T_0 \exp\left(-\frac{Sh}{c\dot{m}}\right) \sin(\omega t)$$

- Le coefficient d'amortissement h , qui détermine le dimensionnement, résulte du couplage en série entre le coefficient d'échange convectif h_a (échange air/tube) et le coefficient de diffusion dans le sol h_s (échange tube/sol) :

$$h \approx \frac{h_a h_s}{h_a + h_s}$$

Ainsi que nous allons le voir, l'échange convectif dépend principalement de la vitesse de l'air, alors que l'échange diffusif dépend de la géométrie (écartement et profondeur des tubes) et du mode considéré (annuel ou journalier).

- L'échange convectif augmente avec la vitesse de l'air et diminue accessoirement avec le rayon du tube, atteignant des valeurs comprises entre 4 et 16 W/K.m² pour des vitesses allant de 1 à 4 m/s (Fig. 10 et 12, à gauche). A noter que ces valeurs, tirées d'un modèle phénoménologique (Gnilinski, 1975)

ponctuellement validé par nos soins, ne peuvent pas être extrapolées à des vitesses inférieures à 1 m/s, pour lesquels l'échange convectif semble se stabiliser aux alentours de 2 à 4 W/K.m² (Meldem, 1991 ; Hollmuller et Lachal, 2003).

- L'échange diffusif dépend quant à lui de la géométrie considérée. Nous distinguerons ici deux cas extrêmes (tous les deux supposés isolés de la surface supérieure) :
 - 1) Le premier cas concerne une géométrie en tubes profonds/écartés, avec environ 3 m de sol autour de chaque tube (Fig. 9), de façon à ce que les diffusions journalière et saisonnière puissent complètement se propager autour de chaque tube, de façon radiale. Dans ce cas, le coefficient d'échange diffusif dépend du rapport entre rayon du tube et profondeur de pénétration (suivant la loi statique de diffusion radiale). Pour des tubes de 10 à 40 cm de diamètre il prend des valeurs similaires à celles de l'échange convectif discuté ci-dessus, cela en mode journalier comme en mode annuel (Fig. 10 au centre).
Finalement (Fig. 10, à droite), selon le rayon du tube et la vitesse d'air, le coefficient d'amortissement h résultant vaut entre 2 et 10 W/K.m² en mode journalier (relativement à la surface d'échange air/tube), contre environ deux fois moins en mode annuel. Dès lors, une surface d'échange (ou longueur de tubes) permettant l'amortissement complet de l'oscillation journalière induira également un amortissement conséquent de l'oscillation annuelle (Fig. 9).
 - 2) Le deuxième cas concerne une géométrie en nappe de tubes superficiels/serrés, avec environ 15 cm de sol autour de chaque tube (Fig. 11), de façon à permettre la même diffusion journalière que dans le cas précédent. La diffusion annuelle ne s'effectue par contre plus que de façon plane, vers le bas, sur la surface d'emprise du puits (longueur x largeur). Pour le mode annuel, le coefficient d'échange diffusif ne dépend alors plus que de la profondeur de pénétration (suivant la loi statique de diffusion plane) et se réduit à environ 0.6 W/K.m² (Fig. 12, au centre).
Finalement (Fig. 12, à droite), au coefficient d'amortissement h de 2 à 10 W/K.m² en mode journalier (relativement à la surface d'échange air/tube) correspond un coefficient de quelques 0.5 W/K.m² en mode annuel (relativement cette fois-ci à la surface d'emprise du puits). Dès lors, avec une surface d'échange (ou longueur de tubes) dimensionnée pour l'amortissement de l'oscillation journalière, on n'atteindra cette fois-ci qu'un faible amortissement de l'oscillation annuelle (Fig. 11).

Règles du pouce

Ce qui précède permet de dériver les règles du pouce suivantes (Fig. 13 et Tab. 4) pour l'amortissement « complet » de l'oscillation météo (amplitude résiduelle de $e^{-2} \sim 15\%$) :

- Si l'on s'intéresse uniquement à l'oscillation journalière, il faudra 1 m² de tube pour chaque 5 m³/h d'air circulant à une vitesse de 1 m/s. Cette valeur passera en moyenne à 8 ou 12 m³/h si l'air circule à 2 ou 4 m/s (grâce à l'amélioration de l'échange convectif, mais au détriment des pertes de charge). Il est alors inutile de passer à une géométrie en tubes profonds/écartés, qui n'amènent à cet égard rien de plus qu'une nappe de tubes superficiels/serrés. Si nécessaire celle-ci pourra être réalisée en multicouches.
- Si l'on s'intéresse à amortir l'oscillation annuelle et que l'on se permet une géométrie en tubes profonds/écartés, on retrouvera grosso modo des règles deux fois plus contraignantes : il faudra 1 m² de tube pour chaque 4 m³/h d'air circulant à une vitesse de 1 m/s, valeur qui passera en moyenne à 5 ou 6 m³/h si l'air circule à 2 ou 4 m/s.
- Si l'on travaille par contre en nappe de tubes superficiels/serrés, directement sous le bâtiment (et bien isolé de celui-ci), l'amortissement de l'oscillation annuelle devient extrêmement difficile, chaque m³/h d'air nécessitant 1 m² de surface d'emprise afin d'obtenir un amortissement complet, cela indépendamment de la vitesse de l'air (l'échange convectif n'étant plus limitant). A noter que cet amortissement annuel disparaîtra complètement pour une configuration multicouche (ou se verra réduit à un effet de bord).

Ces règles du pouce concernent le seul échangeur air/sol et ne prennent pas en compte l'inertie du bâtiment. Dans la mesure où l'inertie intrinsèque de ce dernier participe également à l'amortissement de l'oscillation jour/nuit, et qu'un léger amortissement annuel participera au rafraîchissement de l'air, un dimensionnement plus lâche pourra être envisagé : on retiendra alors comme valeur **approximative 1 m² de surface d'échange pour chaque 10 m³/h d'air**, comme cela avait déjà été proposé suite à l'étude du bâtiment « Aymon » (Etat du Valais et Université de Genève, 1991).

Tab. 4 : Règles du pouce pour amortissement de l'oscillation journalière ou annuelle (tube de 20 cm de diamètre).

Vitesse (m/s)	Surface / Débit (m ² par m ³ /h)			
	Tubes profonds/écartés ¹⁾		Tubes superficiels/serrés ²⁾	
	journalier	annuel	journalier	annuel
1	1/5	1/4	1/5	1/1
2	1/8	1/5	1/8	1/1
4	1/12	1/6	1/12	1/1

1) La surface à considérer est celle des tubes, en mode journalier comme en mode annuel (diffusion cylindrique).

2) La surface à considérer est celle des tubes en mode journalier (diffusion cylindrique) et l'emprise du puits en mode annuel (diffusion plane).

Rappelons que ces valeurs de dimensionnement concernent une amplitude résiduelle de $e^{-2} \sim 15\%$. Etant donné l'effet exponentiel, un dimensionnement deux fois plus court permettra d'atteindre une amplitude résiduelle de $e^{-1} \sim 35\%$, ce qui sera souvent suffisant lorsque l'on travaille en mode annuel, mais parfois également en mode journalier (selon la réponse inertielle du bâtiment).

D'autre part, si ces règles du pouce donnent les ordres de grandeur utiles au prédimensionnement, il est important de noter qu'elles supposent que les tubes se trouvent en dehors des zones de perturbation dues à d'autres signaux. En particulier :

- Une stimulation périodique en surface (sol sous influence de la météo) produira un effet sur environ deux fois la profondeur de pénétration discutée plus haut, si bien qu'il faudrait que les tubes soient placés à environ trois fois cette profondeur (50 cm en mode journalier, 9 m en mode annuel) pour que les règles du pouce ci-dessus restent valables. A noter qu'une configuration à moindre profondeur induira forcément une amplitude résiduelle supérieure à e^{-2} , quelle que soit la longueur des tubes.
- Si la surface supérieure est soumise à l'ensoleillement, la perturbation peut être encore plus importante et devenir prohibitive, surtout s'il s'agit d'un revêtement favorisant le captage solaire (asphalte ou autre).
- Une stimulation isotherme en surface (tubes placés sous un bâtiment chauffé) aura comme nous l'avons vu un effet direct sur la température moyenne (chauffage de l'air par diffusion depuis le bâtiment), mais accentuera également l'amortissement de l'oscillations périodique. Cela a été mis en évidence à la fois théorique (Hollmuller, 2003) et expérimentale (Hollmuller et Lachal, 2003).
- De façon similaire, la présence d'une nappe phréatique à proximité des tubes permettra d'accentuer l'amortissement désiré. Dans ce cas il s'agit cependant de prendre garde aux éventuelles infiltrations d'eau (voir par exemple l'exemple 7 en annexe).

Nous avons d'ores et déjà identifié une méthodologie qui permettrait d'élargir les règles du pouce ci-dessus à des cas intermédiaires (nappes de tubes peu serrées ou à mi-profondeur), en tenant compte des effets de surface. Dans l'attente de ce développement, la prise en compte de ce type de géométrie nécessitera par contre de passer par de la simulation numérique détaillée.

D'autre part, quelles que soient les conditions aux bords (adiabatiques, sinusoïdales ou isothermes), l'effet d'amortissement est toujours accompagné d'un effet de déphasage (retard de l'oscillation). Hormis pour des cas très spéciaux que nous ne traiterons pas ici, il s'agit cependant d'un effet du second ordre (Hollmuller, 2003), avec un retard typique de 1 h en mode journalier et de 30 jours en mode annuel (pour amortissement complet e^{-2}).

Finalement, des règles du pouce similaires ont été développées pour l'amortissement journalier dans un système air/eau/sol, tel que celui du bâtiment « Perret » (exemple no 8 en annexe). Pour ce genre de système, l'amplitude résiduelle sur l'air est strictement limitée par l'efficacité de l'échangeur air/eau, qu'il s'agit donc de dimensionner avec soin. Ainsi, un échangeur air/eau avec 80% efficacité ne permettra pas d'abaisser l'amplitude résiduelle sur l'air en dessous de $100 - 80 = 20\%$, quelque soit la taille de l'échangeur eau/sol. Dans ce cas précis, une amplitude résiduelle de 25% sera obtenue sur l'oscillation journalière en dimensionnant l'échangeur eau/sol comme suit : par 1000 m³/h d'air il faudra 600 m de tube 28/32 mm disposé en nappe de 30 cm d'entreaxe, avec un débit d'eau de 600 lit/h.

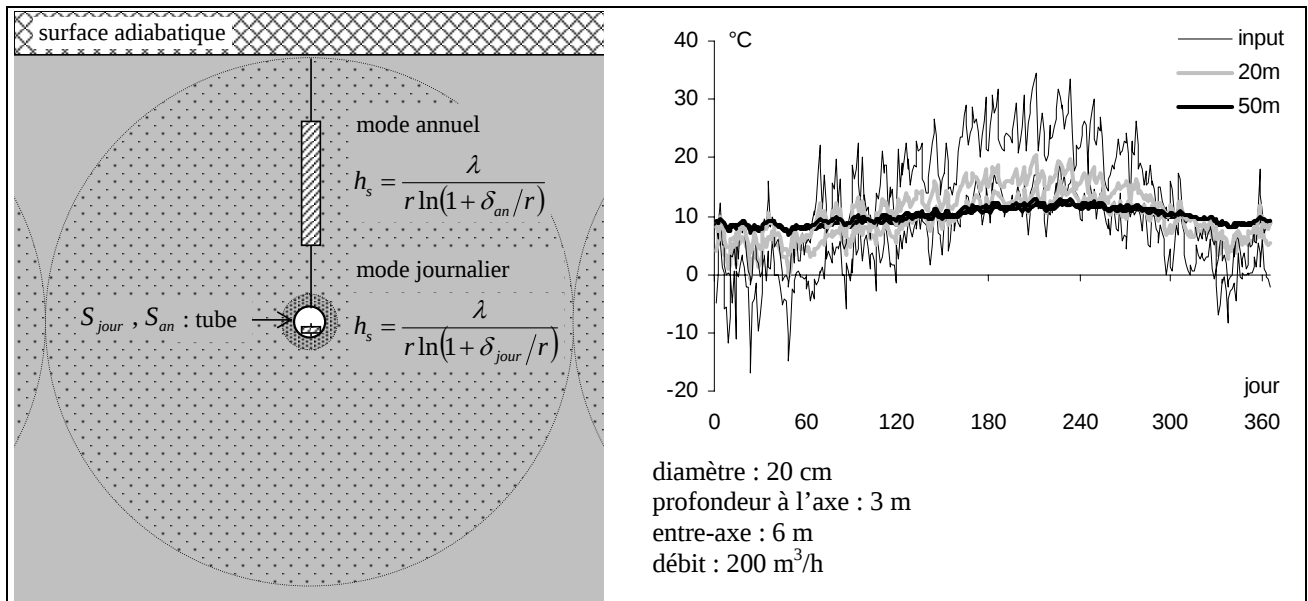


Fig. 9 : Configuration en tubes profonds/écartés : a) schéma de principe, avec conditions adiabatiques en surface ; b) minima / maxima journaliers sur une année (simulation numérique).

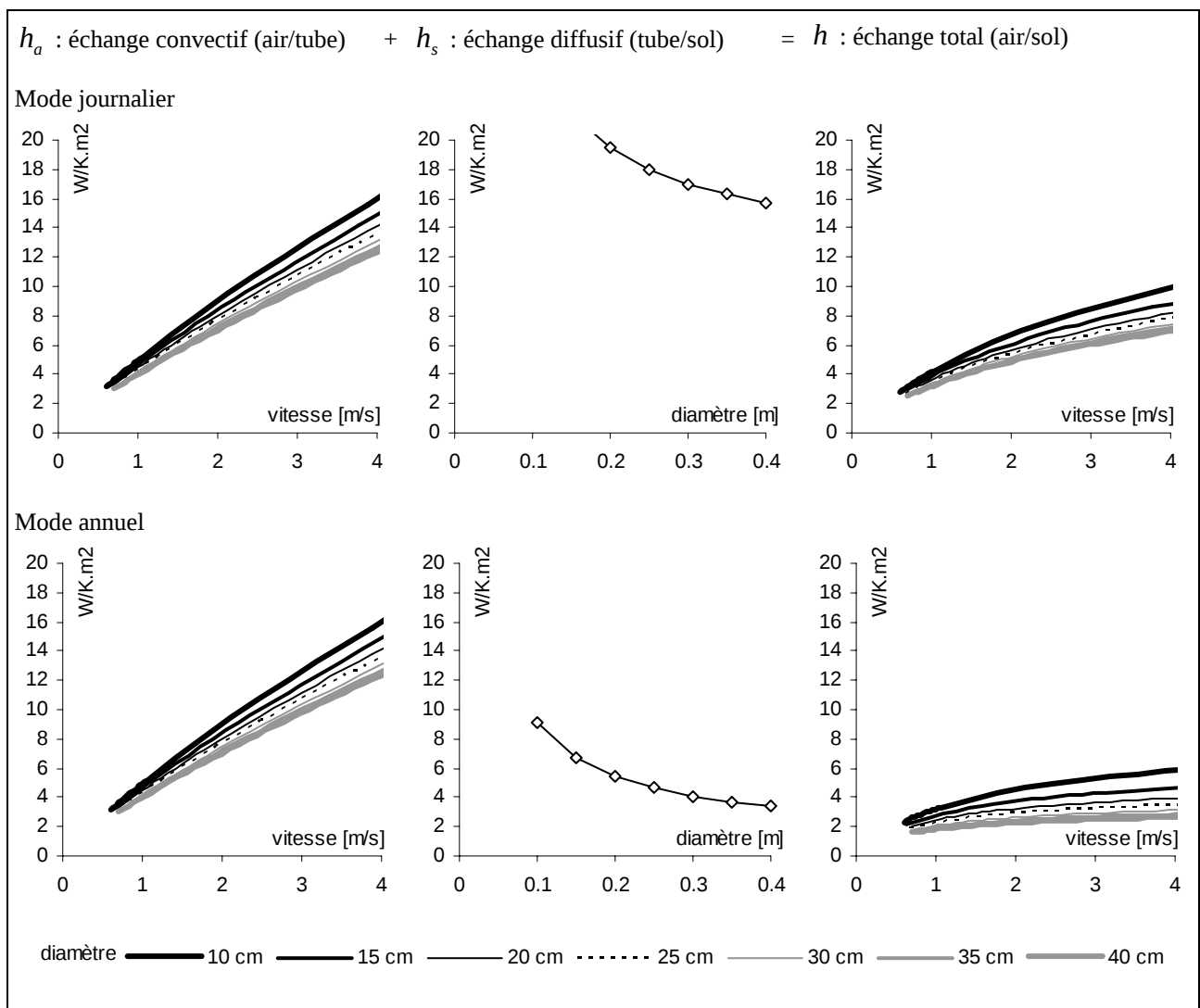


Fig 10 : Configuration en tubes profonds/écartés, coefficients d'échange.

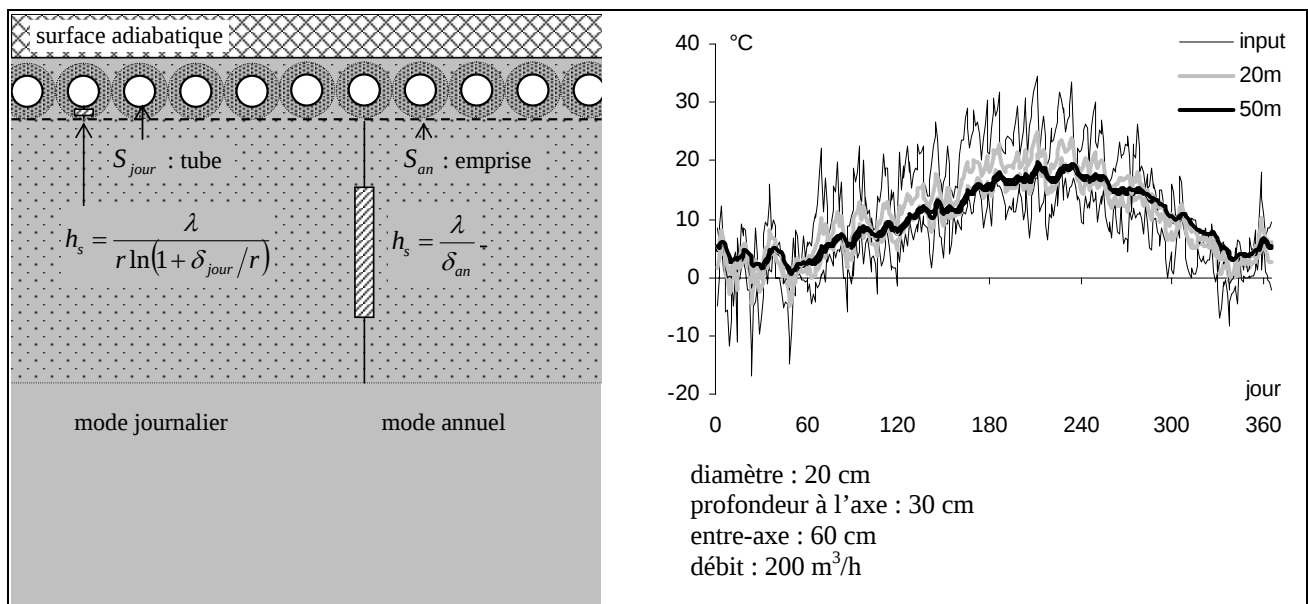


Fig. 11 : Configuration en tubes superficiels/serrés : a) schéma de principe, avec conditions adiabatiques en surface ; b) minima / maxima journaliers sur une année (simulation numérique).

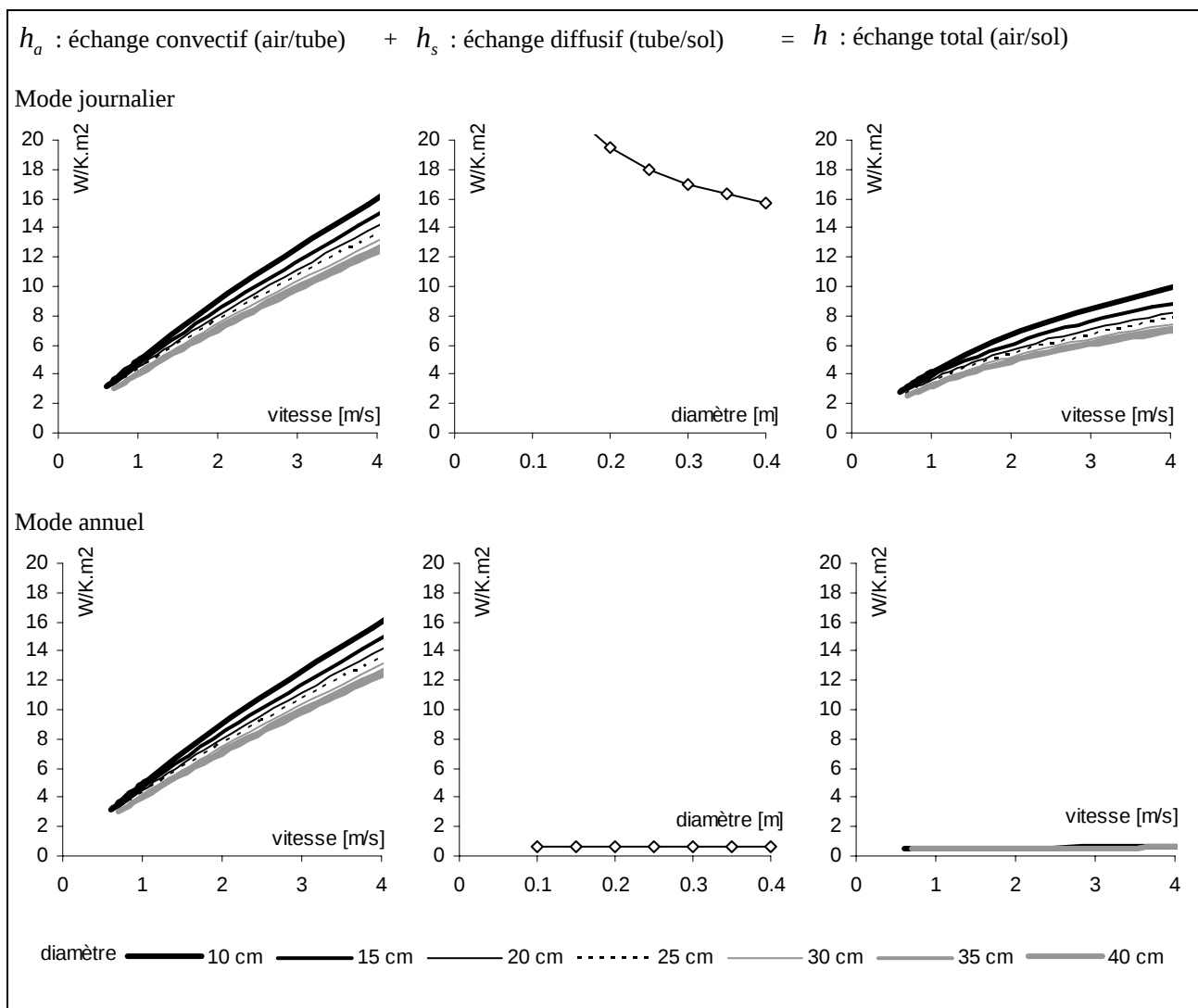
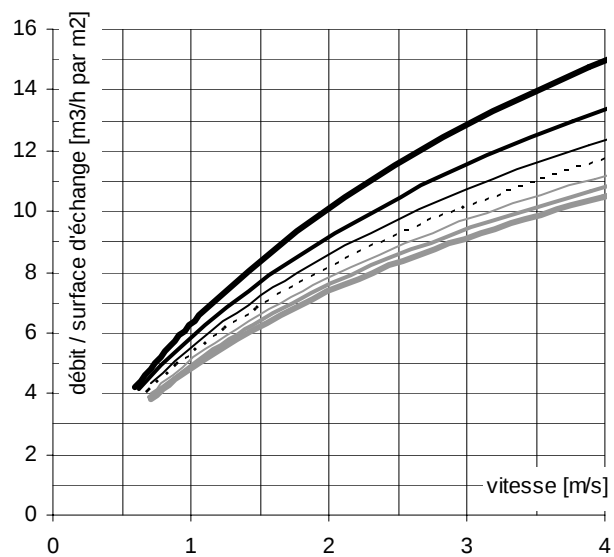
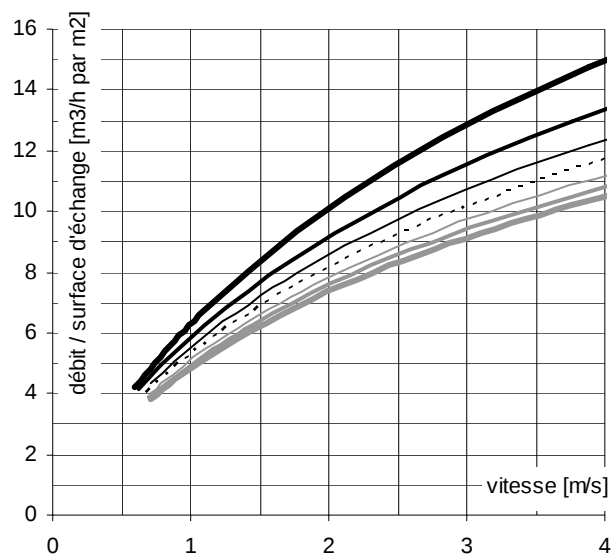


Fig 12 : Configuration en tubes superficiels/serrés, coefficients d'échange.

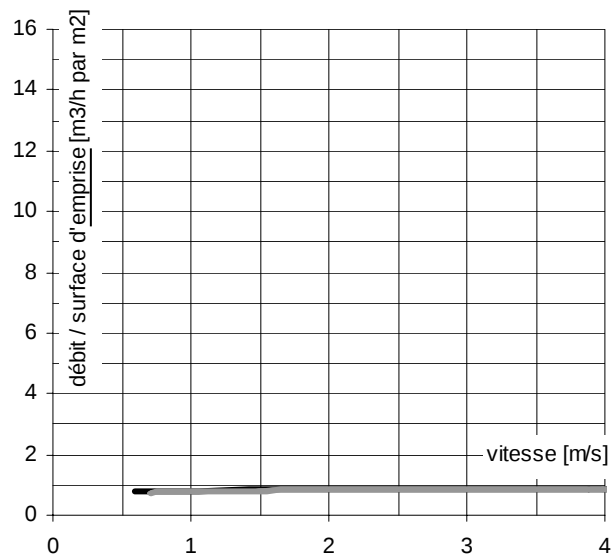
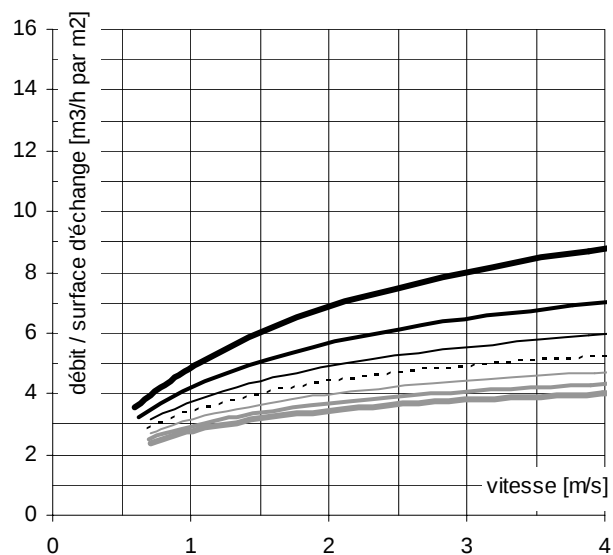
Tubes profonds/écartés

Tubes superficiels/serrés

Mode journalier : dimensionnement pour amplitude résiduelle de $e^{-2} = 13\%$



Mode annuel : dimensionnement pour amplitude résiduelle de $e^{-2} = 13\%$



diamètre — 10 cm — 15 cm — 20 cm - - - 25 cm — 30 cm — 35 cm — 40 cm

Fig. 13 : Rapport débit d'air / surface d'échange, pour amplitude résiduelle de $e^{-2} = 13\%$.

3.4. Outils de simulation

Outil de simulation simplifié

A partir du calcul analytique cité plus haut, un outil de simulation simplifié a été mis en place (Fig. 14, illustré ici pour un débit de 650 m³/h et un tube de 25 cm de diamètre entouré de 2 m de sol, avec condition adiabatique au bord). Par décomposition en série de Fourier d'une année météorologique complète en pas horaire, cet outil permet :

- de reconstruire en une fraction de seconde la réponse du système aux deux harmoniques fondamentales (annuelle et journalière), puis d'en affiner la dynamique par un ensemble plus complet de sinus, jusqu'à la reproduction complète de la dynamique horaire.
- de visualiser très rapidement l'effet sur la température de sortie des quelques paramètres fondamentaux à la base du modèle : débit d'air, rayon et longueur des tubes, épaisseur de sol autour des tubes, propriétés thermiques du sol.
- de tenir compte des effets de déphasage.

Cependant, à défaut du développement méthodologique cité plus haut, pour des géométries plus complexes (nappes de tubes peu serrées ou à mi-profondeur, sous influence d'une condition de surface périodique ou constante), cet outil se limite à l'heure actuelle à une géométrie simplifiée (tube entouré d'une couche de sol cylindrique, avec condition aux bords adiabatique ou isotherme).

Outil de simulation détaillé

La gamme des outils de dimensionnement est enfin complétée par un modèle de simulation numérique par éléments finis (Fig. 15), qui possède les possibilités suivantes :

- Géométries variées (multi-couches, effets de bords).
- Couplage avec conditions de surface variées (bâtiment, météo, etc.).
- Sols inhomogènes.
- Prise en compte des échanges latents (évaporation/condensation) et de l'infiltration d'eau.
- Prise en compte des pertes de charges.
- Intégration à l'environnement de simulation TRNSYS.

En contre partie de cette grande flexibilité, il s'agit évidemment d'un outil nettement plus lourd à mettre en œuvre que l'outil précédent, notamment à cause de l'édition manuelle du fichier paramètre qui définit le maillage géométrique et les propriétés thermiques associées, ainsi que du passage obligé par TRNSYS.

Le modèle a été validé de façon extensive contre la solution analytique citée plus haut, ainsi que sur deux systèmes réels mesurés in situ sur plus d'une année (Hollmuller et Lachal, 2005), dont le puits canadien « Schwerzenbacherhof » (Fig. 16 et fiche d'exemple no 7).

En complément à ces validations, nous utiliserons ce modèle pour illustrer les règles du pouce établies plus haut. Les configurations étudiées concernent des tubes de 20 cm de diamètre, d'une part en mode profonds/écartés (profondeur à l'axe : 3 m, entreaxe : 6 m, Fig. 9), d'autre part en mode superficiels/serrés, (profondeur à l'axe : 30 cm, entreaxe : 60 cm, Fig. 11), avec dans les deux cas une conditions strictement adiabatique en surface (pas d'échange de chaleur). Le débit est de 200 m³/h par tube (vitesse de 1.8 m/s), avec une température d'entrée donnée par la météo standard de Genève en pas horaire.

Dans l'un et l'autre des cas on observe une bonne cohérence entre les amortissements prévus par les règles du pouce et les amortissements moyens (obtenus par analyse de Fourier) résultant de la simulation numérique (Fig. 17).

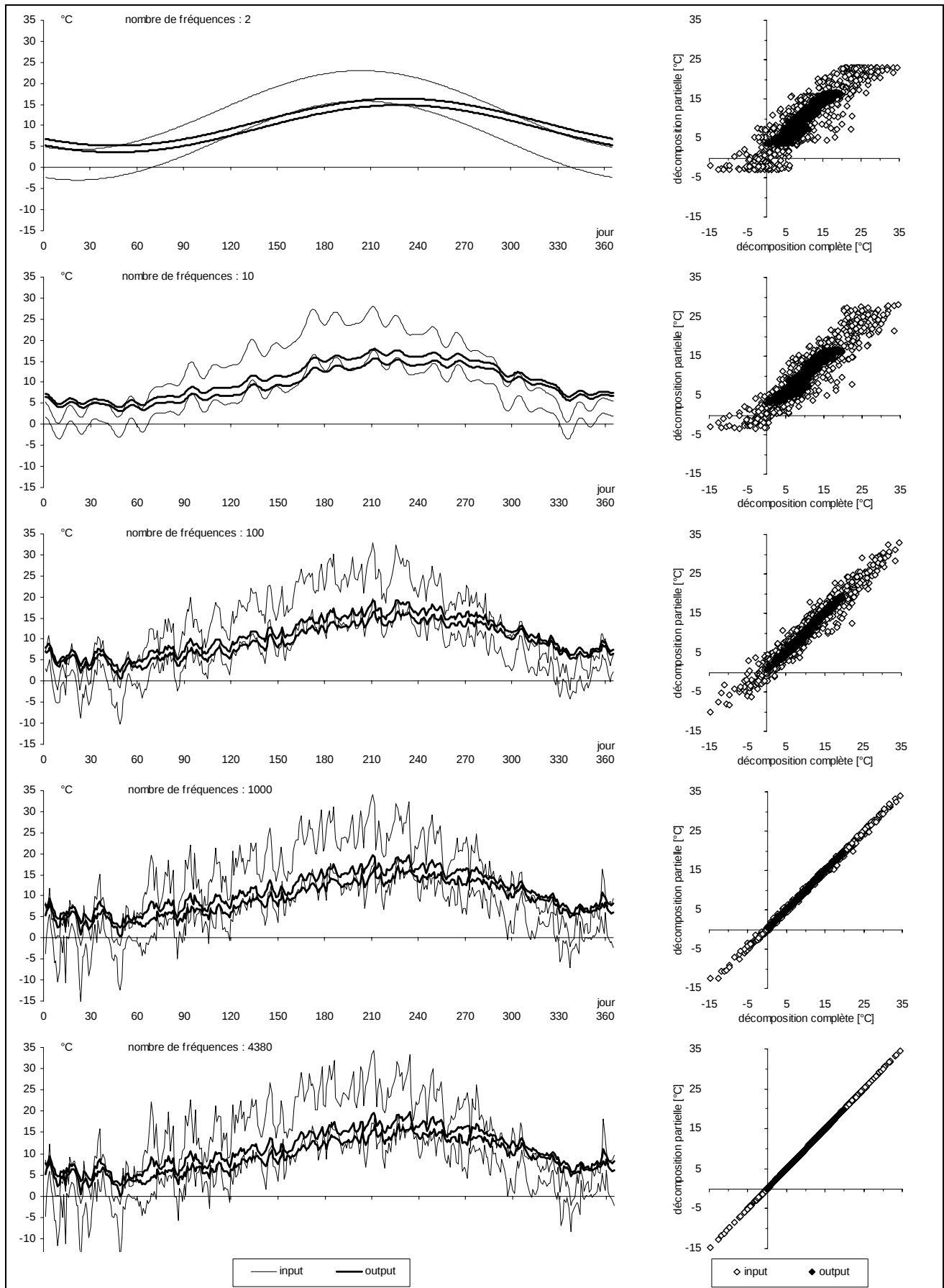


Fig. 14 : Outil de prédimensionnement par série de Fourier : a) décomposition partielle, minima / maxima journaliers ; b) comparaison horaire entre décompositions partielle et totale.

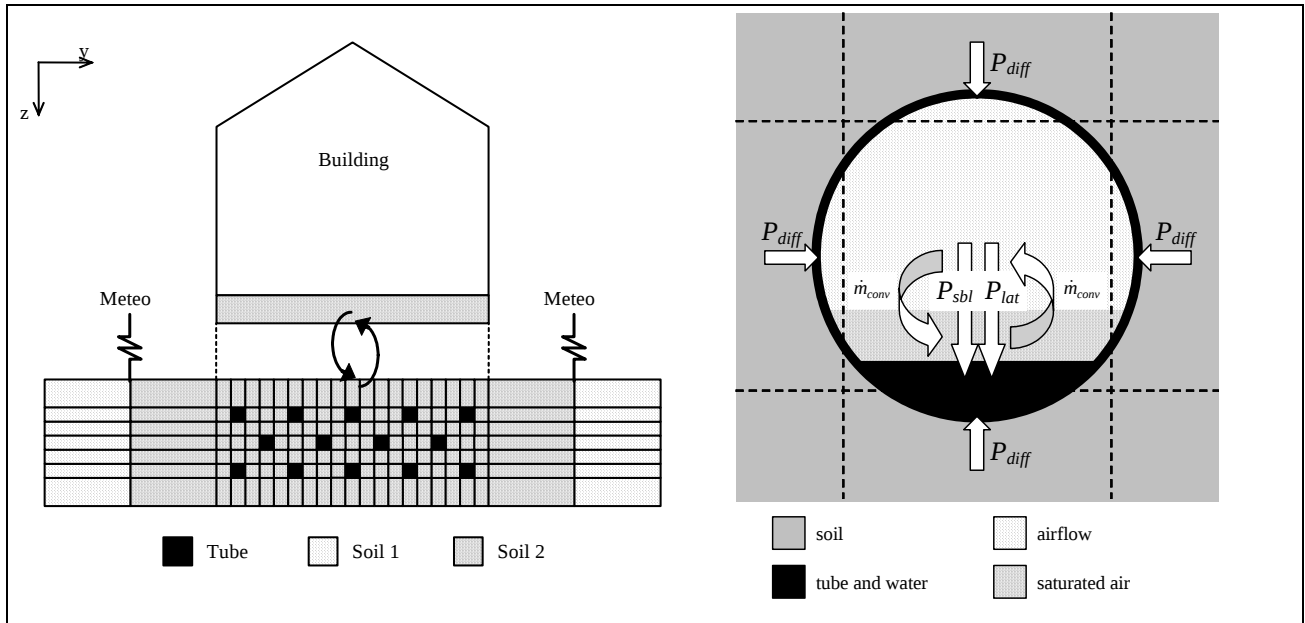


Fig. 15 : Outil de simulation dynamique par éléments finis : a) exemple de configuration géométrique ; b) échange de chaleur et de masse (évaporation / condensation) au niveau du tube.

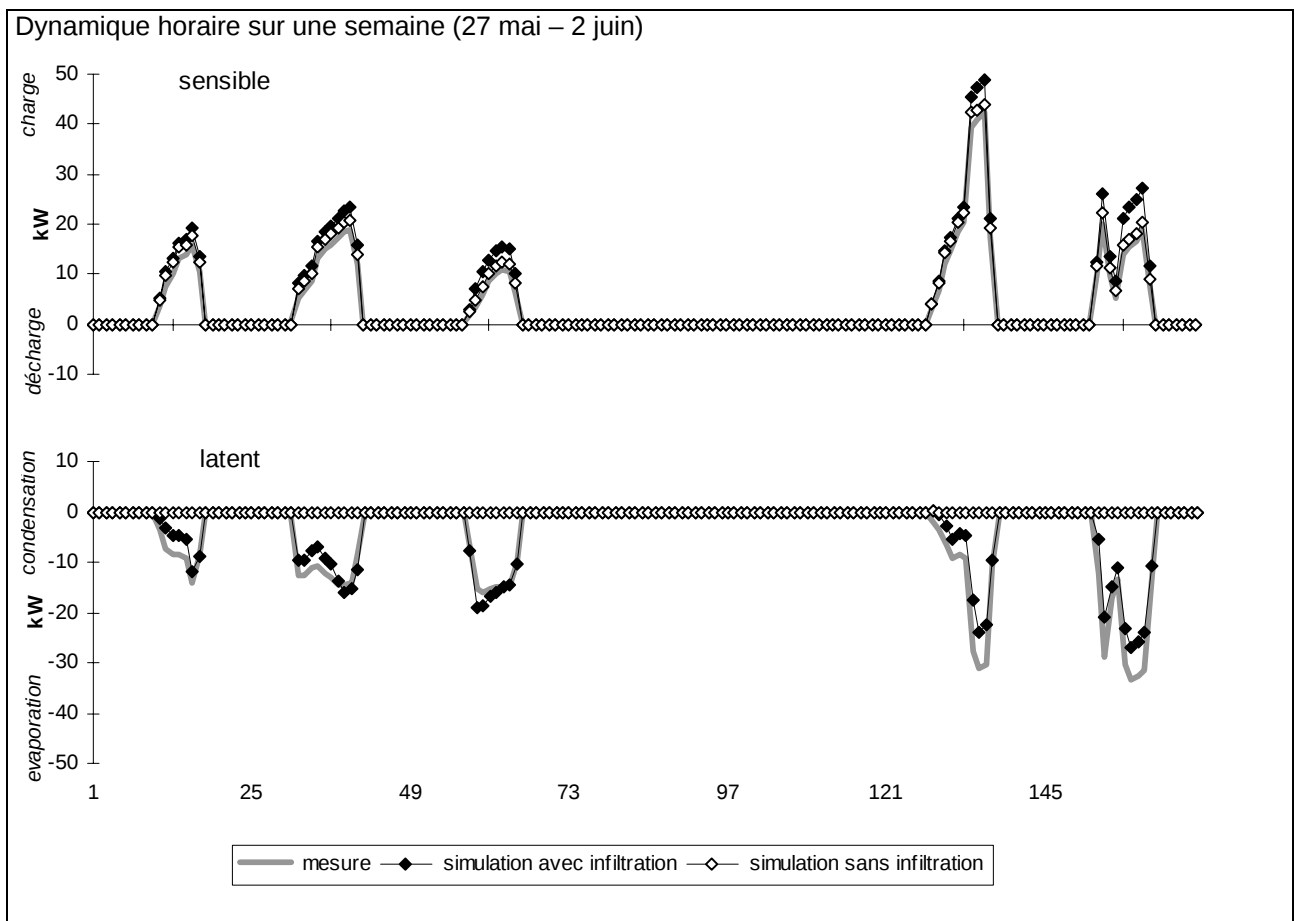


Fig. 16 : Immeuble « Schwerzenbacherhof »: comparaison dynamique simulation / mesure.

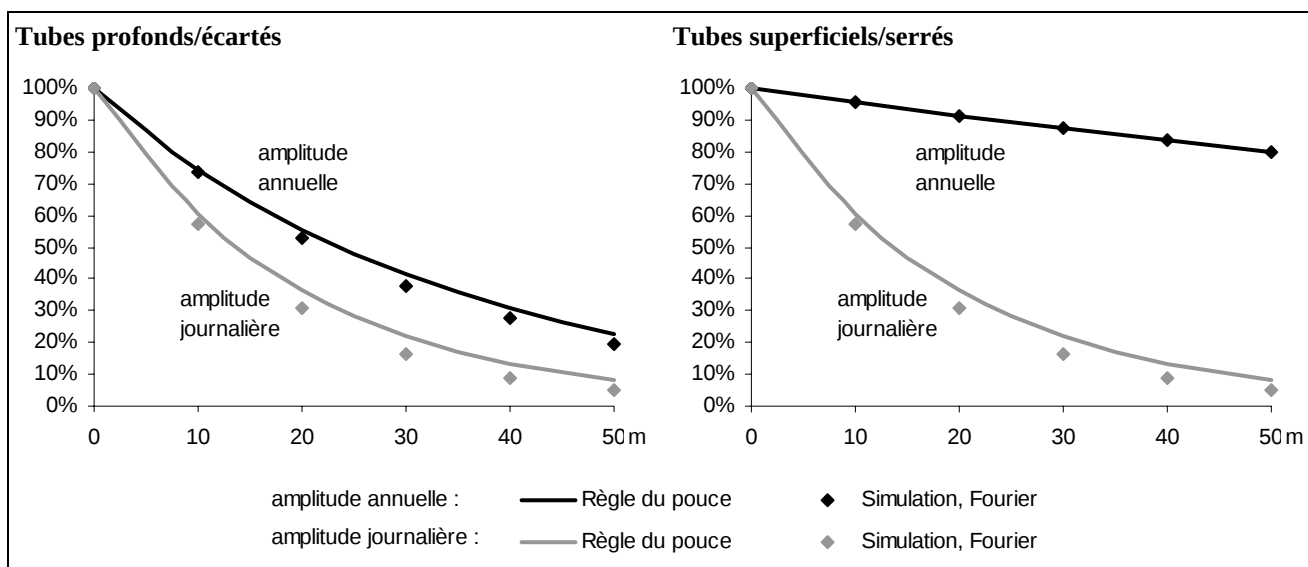


Fig. 17 : Amortissements annuels et journaliers pour configurations en tubes écartés ou serrés, comparaison entre simulation numérique et règles du pouce.

Couplage avec le bâtiment

A ce stade, une étude systématique du couplage réel entre puits canadien et bâtiment fait encore défaut, particulièrement en ce qui concerne les effets dynamiques et le potentiel de rafraîchissement estival. Cependant, les règles du pouce ainsi que les outils de simulation présentés ci-dessus permettent une première ébauche de réponse à cette question, sous forme de potentiel de rafraîchissement.

A ce titre nous rappelons que dans le cas du rafraîchissement, il n'est pas nécessaire de limiter le débit d'air à un taux de renouvellement minimum de 0.5 h^{-1} (aération). Ainsi que nous l'avons vu plus haut, il peut au contraire être bénéfique de passer à des taux supérieurs (ventilation), en dimensionnant le puits canadien en conséquence. Le potentiel de rafraîchissement dépend alors non seulement du différentiel entrée - sortie du puits, mais également du différentiel bâtiment - sortie du puits.

L'effet du taux de ventilation sur la puissance de rafraîchissement fournie au bâtiment est étudié ici pour un puits canadien en tubes superficiels/serrés, isolé de la surface supérieure. Le dimensionnement est fait en accord avec le débit d'air, de façon à obtenir une amplitude résiduelle journalière de $e^{-1} \sim 35\%$ ou de $e^{-2} \sim 15\%$. Le potentiel de rafraîchissement est évalué en supposant la température du bâtiment à 26°C .

La puissance moyenne est rapportée à la surface de plancher rafraîchie, en supposant une hauteur de plafond standard de 2.5 m (un taux de ventilation de 1 h^{-1} sur 100 m^2 correspondant à un débit de $250 \text{ m}^3/\text{h}$). Nous l'évaluons séparément : 1) sur les jours les plus chauds (météo horaire dépassant 18°C), correspondant à un besoin estival de base (bâtiment à faible inertie ou à gains internes élevés) ; 2) sur les seules heures de canicule (météo horaire dépassant 26°C), correspondant à un besoin estival de pointe (bâtiment avec bonne enveloppe et gains internes limités). Nous en tirons les conclusions suivantes (Fig. 18) :

- Pour un besoins de base (sur les heures où la météo dépasse 18°C), on obtient pour un taux de renouvellement d'air de 1 à 3 h^{-1} et un puits canadien dimensionné en conséquence, un potentiel de rafraîchissement moyen de 2 à 7 W par m^2 de plancher. Ces valeurs sont compatibles avec les charges thermiques moyennes observées dans les bâtiments (dont il faut retrancher la part due à l'aération, déjà contenue dans l'apport de froid via l'échangeur terrestre). L'importance d'un bon bâtiment et du contrôle des gains solaires est donc primordiale, un apport de froid plus important nécessitant un système plus grand et plus cher.
- Le dimensionnement d'un tel système doit inclure la dynamique des charges thermiques et de la réponse du bâtiment. Ainsi, si les deux variantes de dimensionnement des tubes sont à peu près équivalente en prestation de base, une forte différence apparaît sur les heures de pointe (météo dépassant 26°C). A 3

vol/h, la variante la plus courte ne fournit par exemple « plus que » 5 W par m² de plancher, contre 9 W par m² pour la variante la plus longue.

- La possibilité de faire des arrangements multicouches rend le système très extensible en théorie, mais il faut prendre garde aux coûts d'excavation et, si on augmente le taux de ventilation, à la consommation électrique due aux pertes de charges, surtout dans les nourrices et les gaines de distribution dans le bâtiment.

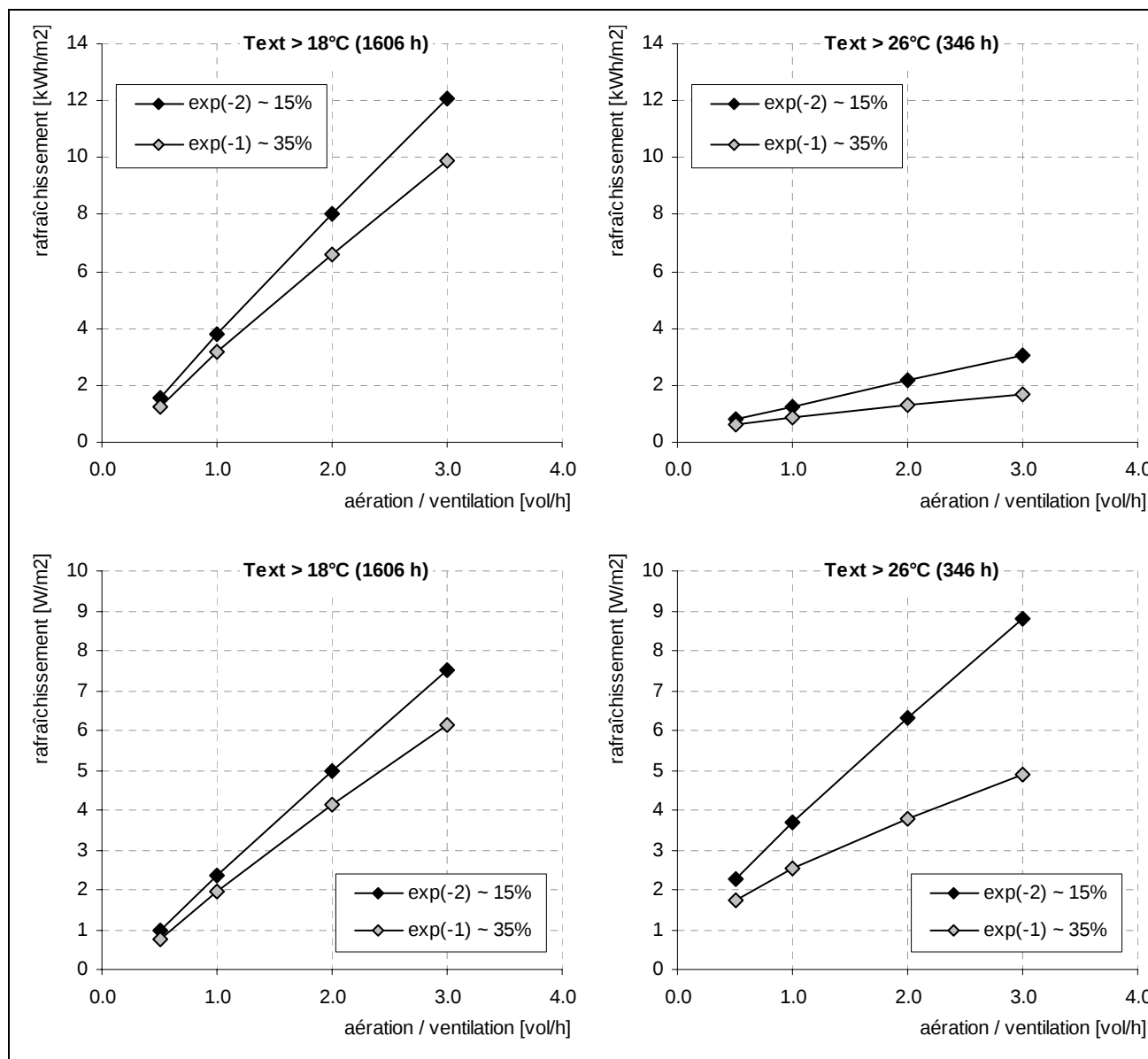


Fig. 18 : Energie et puissance de rafraîchissement sur journées chaudes (météo horaire > 18°C) ou heures chaudes (météo horaire > 26°C), pour deux types d'amplitudes journalières résiduelles.

3.4. Coûts

Une première évaluation technico-économique du potentiel de rafraîchissement a été menée pour les échangeurs air/eau/sol, du type de celui utilisé dans le bâtiment Perret (Fig. 19). Les résultats se basent sur les résultats énergétiques présentés ci-dessus, ainsi que sur l'évaluation des coûts de mise en œuvre des configurations constructives associées.

Pour le rafraîchissement de base (météo dépassant 18°C) on remarque une décroissance du coût du kW si on augmente le taux de ventilation et donc la taille du système. Avec un système dimensionné pour un taux de renouvellement d'air de 3 vol/h le coût se stabilise cependant aux alentours de 5'000 Fr par kW. On retrouve cette même valeur pour un calcul effectué sur les seules heures de pointes (météo dépassant 26°C), pour

lesquelles l'investissement spécifique est beaucoup moins sensible au débit d'air et à la taille correspondante du système.

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

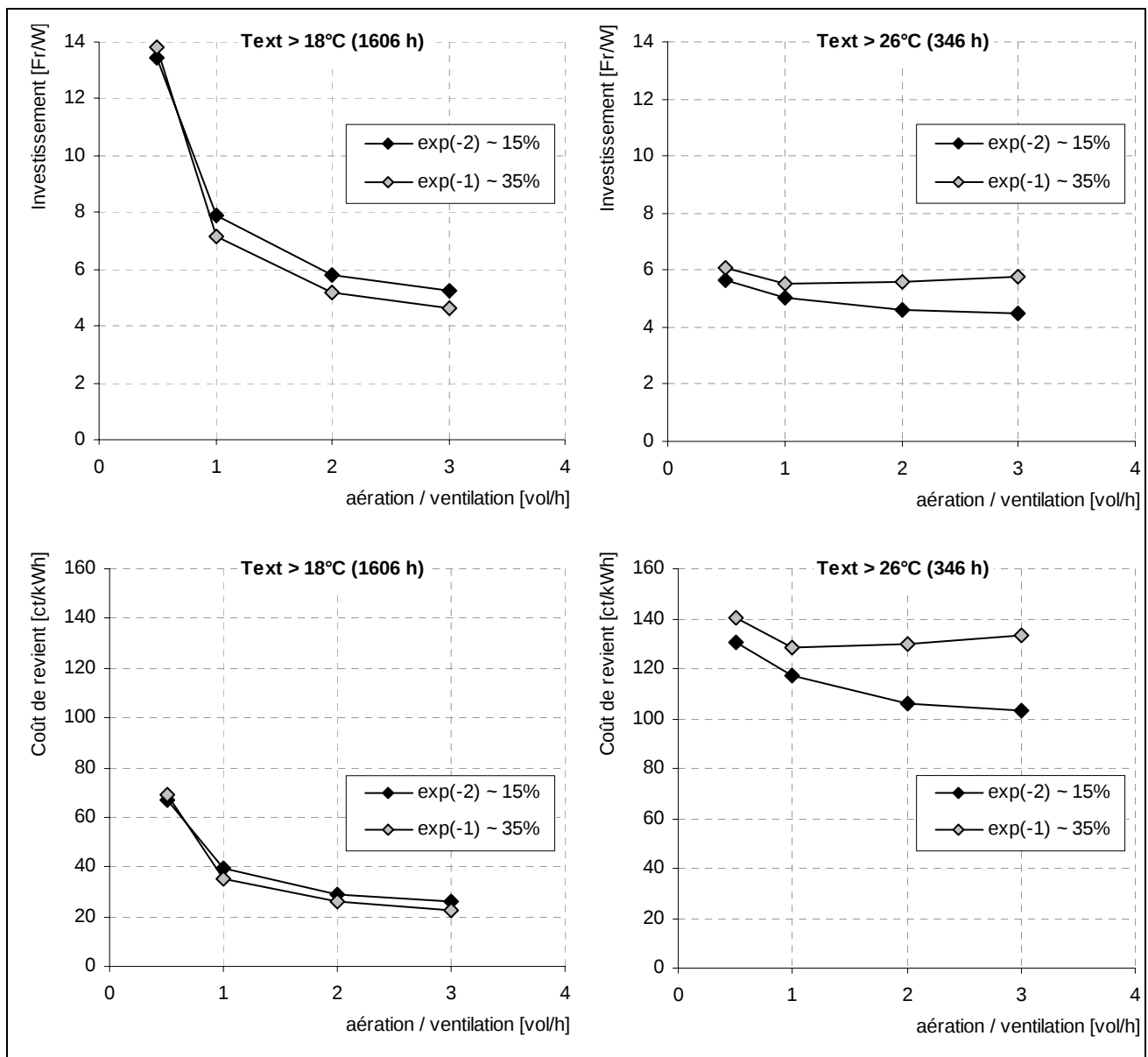


Fig. 19 : Investissement et coût de revient pour rafraîchissement sur journées chaudes (météo horaire > 18°C) ou sur heures chaudes (météo horaire > 26°C), pour deux types d'amplitudes journalières résiduelles.

Une étude similaire pour les puits canadiens standard (échangeur air/sol) fait encore défaut, mais une étude ponctuelle indique des ordres de grandeur a priori similaires.

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

4. COMPARAISON DES DEUX TYPES DE SYSTEMES ET AUTRES CONSIDERATIONS

Dans le premier type de systèmes (sondes géothermiques verticales), la source de fraîcheur se situe bien en dessous de la zone subissant les variations saisonnières de température (soit environ les cinq premiers mètres). On dispose donc d'un stock de grande capacité thermique dont la température initiale est de 10 °C environ. Les caractéristiques de ces systèmes sont donc :

- Relative symétrie pour le potentiel d'utilisation hivernale (chauffage) et estivale (rafraîchissement), avec un écart entre de 10 K environ entre fluide caloporteur et source de chaleur/fraîcheur (sol non perturbé) ;
- Insensibilité vis-à-vis de la face supérieure ;
- Forte interaction avec les propriétés géologiques et hydrogéologiques du lieu ;
- Risque d'épuisement ou de saturation du stockage à long terme ;
- Fort lien avec la prestation hivernale.

Dans le second type de systèmes, le stockage se situe à l'intérieur de la zone de variation saisonnière de température ou dans la zone d'influence du bâtiment lui-même si le système a été placé sous lui. On utilise l'inertie du terrain d'abord pour amortir les variations journalières, et, selon la profondeur, on peut bénéficier d'un relatif effet saisonnier. Ce qui amène les caractéristiques suivantes :

- Faible écart de température, en moyenne journalière, entre extérieur et sous-sol ;
- Importance de la surface supérieure ;
- Relative indépendance vis à vis des propriétés géologiques du lieu ;
- Indépendance de l'utilisation hivernale (si le système est basé sur l'amortissement journalier) ;
- Pérennité thermique assurée par le rythme saisonnier du climat extérieur (ou du bâtiment qui se trouve en dessus du système).

Une autre différence essentielle peut être relevée : les systèmes à sondes géothermiques verticales sont basés sur un cycle de fluide fermé, alors que les systèmes horizontaux peu profonds utilisent en général directement l'air de ventilation en cycle ouvert.

Par contre, on peut noter un certain nombre de points communs :

- Les deux types de systèmes ont fait l'objet d'études théoriques très poussées, comprenant aussi bien des approches mathématiques de type analytiques que le développement de programmes détaillés à éléments finis fonctionnant dans l'environnement TRNSYS – voir par exemple les thèses de Hellström (1989) et Hollmüller (2002) consacrées à chacun des systèmes ;
- Malgré le très grand intérêt porté par la profession, dans la pratique peu de tels systèmes ont jusqu'à présent été installés pour l'utilisation estivale ;
- Très peu d'études, pour ne pas dire aucune, se sont penchées de façon systématique et approfondie sur le couplage au bâtiment.

Deux points démontrent pourtant l'importance du couplage de ces systèmes avec le bâtiment :

- Ces systèmes fonctionnent en « température » et non en « puissance », dans le sens où la chaleur stockée/déstockée doit diffuser à travers un milieu solide vers une zone dont la température non perturbée est comprise entre 10 et 20°C. Les températures de sortie du système propres à alimenter le système de distribution de « frais » ne pourront guère être inférieures à 15°C et seront le plus souvent proches ou même au dessus de 20°C. Il faudra donc absolument adapter non seulement le système de distribution à de tels niveaux de température mais le bâtiment devra aussi minimiser la puissance maximum à extraire.
- Au niveau économique, les systèmes de géocooling sont caractérisés par un lourd investissement et des coûts de fonctionnement faibles. La durée de fonctionnement (utile) doit donc être la plus longue possible pour minimiser les coûts, ce qui signifie une demande la plus régulière possible, la plus étalée dans le temps. Les caractéristiques du bâtiment sont là aussi fondamentales : grande inertie, peu de gains solaires, etc. A noter que cette même problématique se pose dans le cas des systèmes de climatisation active.

Ainsi, les systèmes de géocooling doivent être vus et pensés comme partie intégrale du bâtiment et non pas comme système à rajouter à celui-ci. Le concept énergétique doit donc impérativement inclure le bâtiment (inertie, protections solaires) et la gestion des gains internes (éclairage, appareils,...).

Dans le même ordre d'idée, la température de confort à atteindre n'étant généralement pas très éloignée de la température moyenne journalière, la sensibilité aux variations climatiques (été caniculaire, îlot de chaleur urbain) doit être appréhendée avec soin.

Par ailleurs, l'adjonction d'un groupe de froid peut être envisagé en aval du système de géocooling, mais il faudra très soigneusement étudier le couplage entre les 2 systèmes, tout spécialement leur complémentarité, et trouver les meilleurs compromis. L'utilisation hivernale (géothermie) du système de géocooling doit aussi être étudiée de manière approfondie ; il peut également fortement structurer le projet.

Certaines prestations ne pourront pas être fournies par le géocooling, comme la déshumidification de l'air; qui devra être prise en charge par un système actif dédié, à inclure aussi dans le concept énergétique général. Il faut aussi noter le manque d'études et de réalisations sur le couplage avec d'autres systèmes passifs : par exemple, la température de l'air qui sort d'un puits canadien en période de canicule peut encore être abaissée de plusieurs degrés par évaporation adiabatique.

Enfin, il ne faut pas perdre de vue la consommation électrique des auxiliaires (pompes, ventilateurs,...), qui pour les systèmes traditionnels de climatisation représentent déjà souvent une part aussi importante des dépenses énergétiques, sinon plus, que le seul groupe de froid. Les conditions de fonctionnement plus difficiles rencontrées en géocooling (températures de distribution proches ou en dessus de 20°C) risquent encore de renforcer cette tendance ; un très grand soin doit donc être apporté à cet aspect dans les systèmes de transport et de distribution, principalement si l'air est utilisé comme fluide caloporteur.

5. CONCLUSIONS

Ce projet a permis de faire la synthèse des connaissances existantes en matière de géocooling, à savoir le rafraîchissement passif utilisant le sous-sol comme source de fraîcheur, via les sondes géothermiques verticales ou via des sondes horizontales de type « puits canadiens » ou apparentées.

Les conclusions principales sont les suivantes :

- Les deux types de systèmes ont, du moins en Suisse, prioritairement été développés dans le cadre de la contrainte climatique d'hiver (chauffage). Malgré le très grand intérêt porté par la profession pour leur utilisation estivale, peu de ces systèmes ont jusqu'à présent été installés dans ce but.
- D'importantes connaissances de base existent pourtant à ce sujet, en particulier au sein des deux instituts ayant mené cette étude. En effet, ces systèmes ont fait l'objet d'études théoriques très poussées, comprenant aussi bien des approches mathématiques de type analytiques que le développement de programmes de simulation détaillés.
- Le résultat de ces études théoriques, ainsi que l'analyse des quelques réalisations pilotes en mode rafraîchissement, permettent d'ores et déjà de formuler des règles du pouce ou des ordres de grandeur pour le dimensionnement de tels systèmes.
- A l'heure actuelle, la plus grande inconnue reste le problème de couplage au bâtiment. En effet, contrairement à l'hiver, la contrainte estivale se conjugue de façon dynamique, avec de fortes variations entre le jour et la nuit. Le dimensionnement d'un système de géocooling devra donc tenir compte de la réponse inertielle du bâtiment, liée à la conception de l'enveloppe. Or très peu d'études, pour ne pas dire aucune, se sont à ce jour penchées de façon systématique et approfondie sur ce problème.
- Ainsi, les systèmes de géocooling doivent être vus et pensés comme partie intégrale du bâtiment et non pas comme un système à rajouter à celui-ci. Le concept énergétique doit donc impérativement inclure le bâtiment (inertie, protections solaires) et la gestion des gains internes (éclairage, appareils,...), ainsi qu'une estimation soignée de la consommation électrique des auxiliaires.

6. REMERCIEMENTS

Nous tenons à remercier :

- L'Office fédéral de l'énergie, en particulier Monsieur H. Gorhan, pour le soutien financier porté à cette étude.
- Monsieur B. Matthey, ingénieur conseil à Montézillon, pour en avoir donné l'impulsion ainsi que pour la relecture du manuscrit.
- Monsieur J.C. Hadorn, de l'Office fédéral de l'énergie, pour ses encouragements ainsi que pour la proposition de la dénomination « géocooling ».

7. REFERENCES

- Ançay C., Guisan O., Lachal B., Meldem R., Weber W. (1991), *Passive cooling of an administrative building in Sion (Switzerland)*. In : Arden & al., eds., Solar World Congress 31. Oxford : Pergamon Press, 1991, pp. 3083-3088.
- Bonvin M., Duc P.-J. (1997), *Transformation du Château de Valère en musée. Installations techniques : évaluation des besoins*, Rapport et annexes, Ecole d'ingénieurs du Valais, Sion.
- Département des travaux publics du Canton du Valais, Haute école valaisanne, Université de Genève (2001), *Fiche technique : Interventions sur des monuments historiques à fortes contraintes climatiques, l'exemple du Château de Valère à Sion*, Etat du Valais, Service des bâtiments, Sion.
- Derivaz J. (2000), *Musée de Valère : optimisation de la gestion technique centralisée*, Diplôme, Haute école valaisanne, Sion.
- Eskilson P. (1986), *Superposition Borehole Model. Manual for Computer Code*. Department of Mathematical Physics, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.
- Etat du Valais et Université de Genève (1991), *Fiche technique : rafraîchissement passif*, Département des travaux publics du Canton du Valais, Service des bâtiments, Sion.
- Gehlin S. (2002), *Thermal Response Test. Method Development and Evaluation*. PhD, Department of Environmental Engineering, Luleå University of Technology, Sweden.
- Gnielinski V. (1975), *Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen*, Forsch. Ing.-Wes., 1975, vol. 41(1), pp. 8-15
- Hellström G. (1989), *Duct Ground Heat Storage Model, Manual for Computer Code*. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden.
- Hellström G. and Sanner B. (2000), *Earth Energy Designer. User's Manual, version 2.0*. www.buildingphysics.com/earth1.htm
- Hellström G., Enlund S., Paksoy H. (2000), *Direct Cooling of Telephone Switching Exchanges Using Borehole Heat Exchangers in Different Climates*. Proc. of 8th Int. Conf. on Thermal Energy Storage, Terrastock 2000, Aug. 28- Sep. 1, 2000, Stuttgart, Germany.
- Hollmuller P., Lachal B. (2001), *Cooling and preheating with buried pipe systems : monitoring, simulation and economic aspects*, Energy and Buildings, 33/5, 2001, pp. 509-518.
- Hollmuller P., Lachal B., Weber W., Bonvin M., Cordonier P., Derivaz J., Ançay C. (2001), *Transformation du château de Valère en musée : un concept énergétique répondant à de fortes contraintes*, Proceedings de CISBAT'01, Ecole polytechnique fédérale de Lausanne.
- Hollmuller P. (2002), *Utilisation des échangeurs air/sol pour le chauffage et le rafraîchissement des bâtiments. Mesures in situ, modélisation analytique, simulation numérique et analyse systémique*, Thèse, Université de Genève, 2002.
- Hollmuller P. (2003), *Analytical characterisation of amplitude-dampening and phase-shifting in air/soil heat-exchangers*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer 46, 2003, pp. 4303-4317.
- Hollmuller P., Lachal B. (2003), *COSTEAU : Préchauffage et rafraîchissement par collecteurs souterrains à eau. Etude de cas (bâtiment Perret à Satigny, GE) et généralisation*, Rapport final, CUEPE, Université de Genève, 2003.

- Hollmuller P., Lachal B. (2205), *Buried pipe systems with sensible and latent heat exchange : validation of numerical simulation against analytical solution and long-term monitoring*, Proceedings of 9th International Building Performance Simulation Association, Montréal, 2005 (accepted for publication).
- Huber A. und Widmer P. (2002), *Programm EWS, Berechnung von Erdwärmesonden. Version 2.8. Benutzerhandbuch*. Huber Energietechnik, Zurich. www.igjzh.com/huber/download/
- Kapp Ch. und Morath M. (1999), *EWS – Anlage. Produktionsbau Meister + Co AG, Wollerau SZ. Messkampagne für Erdspeicheranlagen. Schlussbericht*. Bundesamtes für Energie, Bern, Schweiz.
- Klein S. A. et al. (2003), *TRNSYS. A Transient System Simulation Program. Version 15.3*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA.
- Koschenz M. und Lehmann B. (2000), *Thermoaktive Bauteilsysteme tabs*. EMPA Energiesysteme / Haustechnik, Dübendorf, Schweiz.
- Lachal B., Hollmuller P., Pahud D., Gauman A. (2003), *COOLTEL'PREP : étude préliminaire du potentiel de rafraîchissement géothermique pour les relais de téléphonie mobile*. Rapport final, Office Fédéral de l'Energie, Berne, Suisse
- Norme SIA 380/1 (2001), *L'énergie thermique dans le bâtiment*. Société suisse des ingénieurs et des architectes, Zurich, Suisse.
- Pahud D., Fromentin A. and Hadorn J.-C. (1996A), *The Duct Ground Heat Storage Model (DST) for TRNSYS Used for the Simulation of Heat Exchanger Piles*. User Manual, December 1996 Version. Internal Report. LASSEN - DGC- EPFL, Switzerland.
- Pahud D., Fromentin A. and Hadorn J.-C. (1996B), *The Superposition Borehole Model for TRNSYS (TRNSBM)*. User Manual for the November 1996 Version. Internal Report. LASSEN - DGC- EPFL, Switzerland.
- Pahud D. (1999), *PILESIM. Simulation Tool for Heating/Cooling Systems with Heat Exchanger Piles or Borehole Heat Exchanger*. User manual. EPFL – Lausanne, LASSEN, Suisse.
- Pahud D., Fromentin A. and Hubbuch M. (1999), *Heat Exchanger Pile System of the Dock Midfield at the Zürich Airport. Detailed Simulation and Optimisation of the Installation*. Rapport final. Office Fédéral de l'Energie, Berne, Suisse.
- Pahud D. (2001), *Etude pilote pour le stockage diffusif des bâtiments du centre D4 de la suva a Root, Lucerne. Analyse de 2 tests de réponse géothermique et intégration du stockage diffusif dans le système*. Rapport final. Programme stockage de chaleur. Office Fédéral de l'Energie, Berne.
- Pahud D. (2003), *Optimisation par simulation calée de l'installation de stockage Wollerau*. Rapport final, Office Fédéral de l'Energie, Berne, Suisse.
- Pahud D. et Lachal B. (2005), *Mesure des performances thermiques d'une pompe à chaleur couplée sur des sondes géothermiques à Lugano (TI)*. Rapport final, Office Fédéral de l'Energie, programme géothermie, Berne, Suisse.
- Putallaz J., Lachal B., Hollmuller P., Pampaloni E. (1996), *Evaluation des performances du puits canadien de l'immeuble locatif du 19 rue des Caroubiers, 1227 Carouge*, Rapport final, CUEPE – Université de Genève, 1996.
- Lachal B., Meldem R., Weber W., Ançay C., Guisan O. (1991), *Use of basement in passive cooling of an administrative building in Sion (Switzerland)*. In : Servando Alvarez, ed. PLEA'91, Architecture and urban space. Dordrecht : Kluwer Academic Publishers, 1991, pp. 737-742.

- Lachal B., Weber W. (1992), *Transformation du Château de Valère en musée. Effet du nouveau climat intérieur sur le bâtiment*, Rapport préliminaire, CUEPE – Université de Genève.
- Lachal B., Hollmuller P., Weber W. (1993), *Transformation du château de Valère. Effets climatiques de la nouvelle exploitation*, Rapport final, CUEPE – Université de Genève.
- Lachal B., Gallinelli P., Hollmuller P. (1995), *PASCOOL / Aymon building*, in Pascool Electronic Metahandbook : passive cooling design and guidelines for mediteranean climate & countries, CD-Rom, eds. W. Weber, B. Lachal, H. Drexler, Galinelli P., Gonzalez D., CUEPE – Université de Genève, 1995.
- Meldem R., Lachal B., Weber W., Anay C., Guisan O. (1991), *Mesure et analyse d'un système de rafraîchissement passif à Sion (Valais)*, CUEPE – Université de Genève, 2002.
- Mermoud A., Spoehrle G. (1997), *Caroubiers 19*, Rapport final, Projet OFEN RE-P+D (93)0423, ERTE Ing. Conseils, Carouge/Genève, 1997.
- Pinaya R. (1991), *Analyse de l'échange thermique entre le sous-sol et l'air à la base d'un système de rafraîchissement passif à Sion (Valais)*, Travail de diplôme, Section de Physique, Université de Genève, 1991.
- VDI 4640 (2001), *Thermische Nutzung des Untergrundes Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen*. Blatt 2. Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, Deutschland.
- Zimmermann M., Andersson J. (1998), *Low energy cooling. Case study buildings*. In : Annex 28, Low energy cooling, AIE, 1998.

Meister + Co, bâtiment industriel (Wollerau)

Sondes géothermiques

Concept

Meister + Co. AG, une entreprise de bijouterie, s'est fait construire en 1995 un bâtiment à Wollerau comprenant ateliers et bureaux. Trente-deux sondes géothermiques de 135 m chacune ont été forées sous les fondations du bâtiment. Intégrées dans le système de chauffage et de refroidissement du bâtiment, elles permettent, en fonction de la saison, d'extraire ou d'injecter de l'énergie thermique dans le terrain. Le volume de terrain traversé par les sondes se monte à environ 300'000 m³ et agit comme un stockage saisonnier de chaleur. Une vue du bâtiment est montrée dans la figure 1.



Fig. 1 : Bâtiment industriel Meister + Co AG à Wollerau (source Kapp und Morath, 1999).

Etudes réalisées

- Campagne de mesure sur deux ans pour caractériser et optimiser le fonctionnement du système (Kapp und Morath, 1999).
- Etablissement et calibration d'un modèle de simulation numérique TRNSYS du système sur les mesures, pour évaluer le potentiel d'optimisation et pour déterminer des critères d'intégration et de dimensionnement du système (Pahud, 2003). Les résultats des simulations se basent sur une distribution de chaleur à très basse température (< 35°C) et une distribution de refroidissement à très haute température (> 22°C).

Données techniques

Immeuble :

- Surface de référence énergétique : 3'000 m²

Chauffage :

- Système monovalent sur les sondes
- Pompe à chaleur (PAC) couplée sur le champ de sonde
- Puissance de chauffage nominale : 190 kW
- Energie annuelle de chauffage : 350 MWh/an

Refroidissement :

- Système monovalent sur les sondes
- Refroidissement direct (geocooling)
- Refroidissement actif avec PAC utilisée comme machine frigorifique si nécessaire (210 kW de refroidissement)

Sondes géothermiques :

- 32 sondes géothermiques sur 3 rangées sous la base du bâtiment
- Température minimum du fluide circulant dans les sondes : 0°C
- Longueur active de chaque sonde : 135 m
- Sonde en double-U
- Diamètre d'une sonde géothermique : 0.13 cm
- Espacement moyen entre les sondes : 8 m environ

Géologie :

- Terrain : molasse couverte par une couche de moraine d'environ 20 m d'épaisseur
- Pas d'écoulement significatif de l'eau souterraine n'est attendu
- Conductivité thermique moyenne du terrain : 2.3 W/(mK)
- Capacité thermique volumétrique moyenne du terrain : 2.2 MJ/(m³K)
- Température moyenne initiale du terrain en surface : 12°C
- Gradient géothermique : 20 K/km

Schéma de principe du système

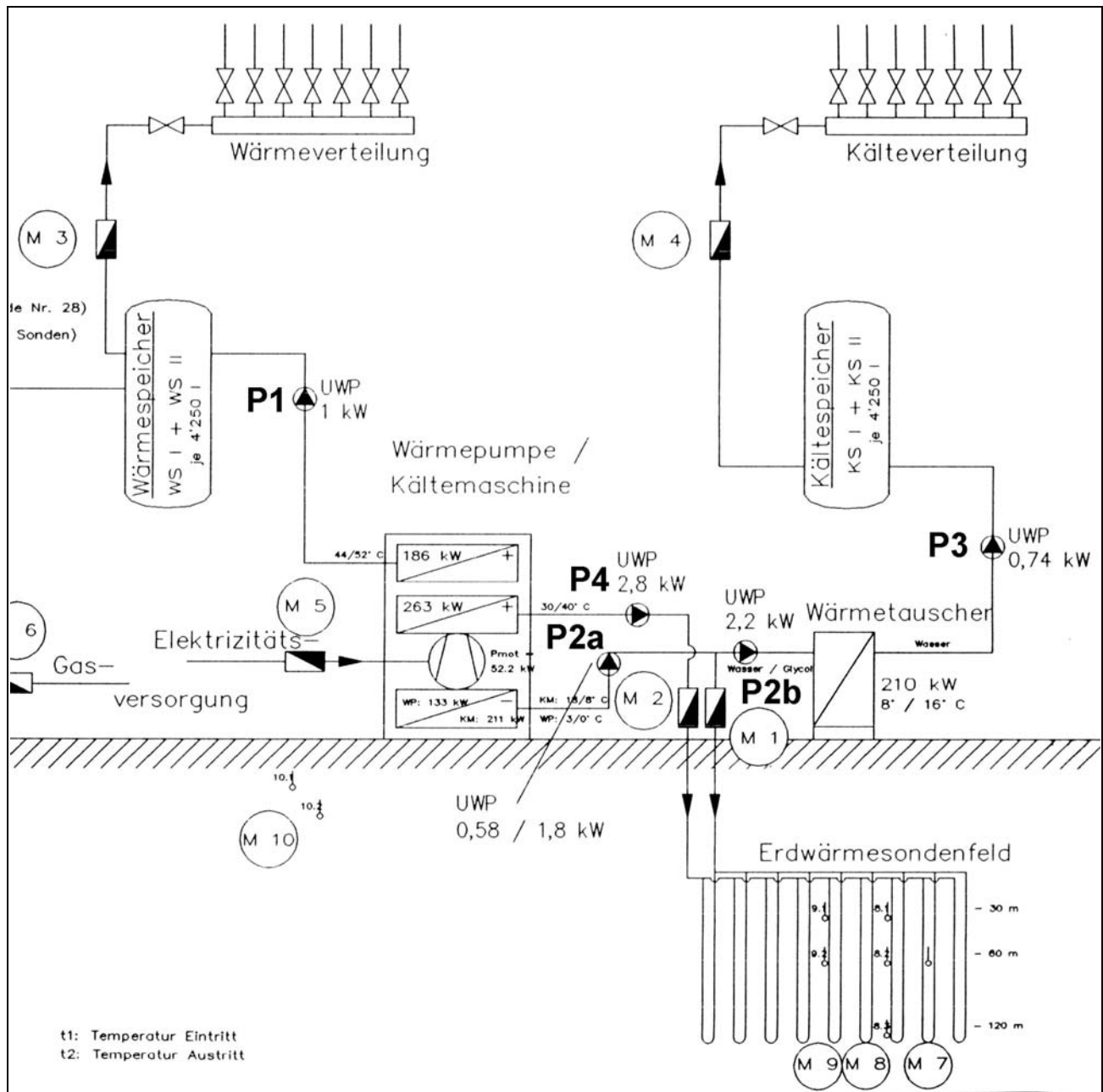


Fig. 2 : Représentation du schéma de principe de l'installation (source Kapp und Morath, 1999).

Caractéristiques de dimensionnement

Dans la figure 3, le type de système est montré en fonction du rapport des demandes d'énergie annuelles de chauffage et de refroidissement. Ce dernier dépend du coefficient de performance annuel de la pompe à chaleur, puisque ce dernier influence la quantité d'énergie extraite des sondes, et donc le rapport « injecté sur extrait ». On rappelle qu'une distribution de refroidissement à « haute » température est simulée (22°C pour la température de départ), qui pourrait être réalisée par l'utilisation de dalles actives.

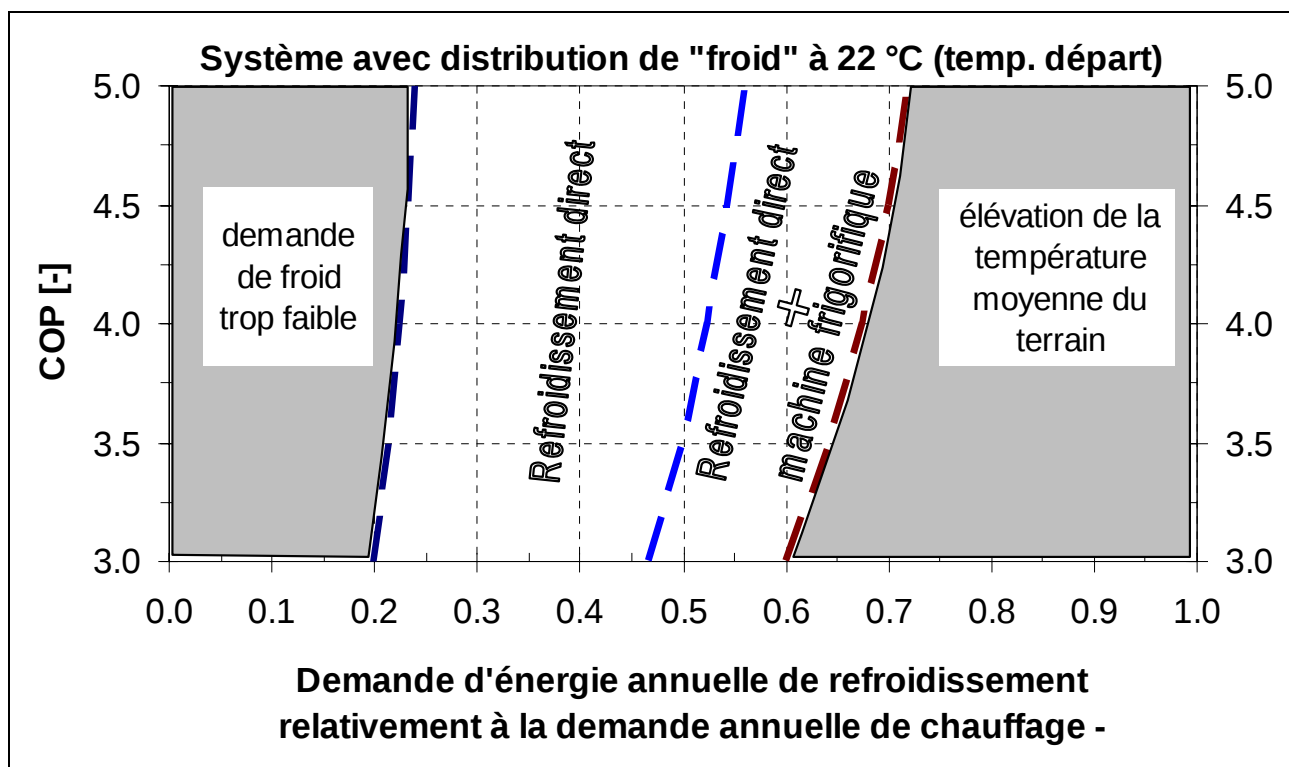


Fig. 3 : Type de production de froid en fonction de l'importance de la demande d'énergie de refroidissement relativement à la demande d'énergie de chauffage. La zone grise à droite du graphique est peu favorable au refroidissement direct (geocooling). Il n'y a pas stockage de froid dans le terrain.

Chauffage

Extraction de chaleur par mètre de sonde géothermique :

60 kWh/(m an)
40 W/m

Refroidissement

Système avec refroidissement direct uniquement, injection de chaleur par mètre de sonde :

20-35 kWh/(m an)
pointe: 40-50 W/m
moyenne: 10-13 W/m

Système avec refroidissement direct + machine frigorifique, injection de chaleur par mètre de sonde pour un rapport «injecté sur extrait» de 0.9 :

54 kWh/(m an)
pointe: 60 W/m
moyenne: 16 W/m

Projet

Maître d'ouvrage : Meister + Co AG, Wollerau.

Architecte : Blättler Architekten AG, Zürich

Concept énergétique et dimensionnement : NEK Umwelttechnik AG, Zürich

Références

- Kapp Ch. und Morath M. (1999) *EWS – Anlage. Produktionsbau Meister + Co AG, Wollerau SZ. Messkampagne für Erdspeicheranlagen.* Schlussbericht. Bundesamtes für Energie, Bern, Schweiz.
- Pahud D. (2003) *Optimisation par simulation calée de l'installation de stockage Wollerau.* Rapport final, Office Fédéral de l'Energie, Berne, Suisse.

Dock Midfield, terminal de l'aéroport de Zürich

Pieux énergétiques

Concept

Le Dock Midfield, un terminal pour 26 avions, a été construit dans le cadre de la 5^{ème} étape de construction de l'aéroport de Zürich. Situé dans le triangle des pistes, ce bâtiment a une longueur de 500 m pour une largeur de 30 m. En raison de la mauvaise portance de la couche de terrain superficielle, les charges du bâtiment sont reprises par 350 pieux en béton de gros diamètres (90 à 150 cm). Fichés dans la couche de moraine située à environ 30 mètres de profondeur, les pieux ont été forés et construits sur place (béton). Environ 300 pieux ont été convertis en pieux énergétiques, c'est-à-dire qu'ils sont équipés de tubes en U (comme les sondes géothermiques) pour transférer de l'énergie thermique avec le terrain. Ils sont couplés à une pompe à chaleur en hiver pour couvrir une fraction significative des besoins de chaleur et permettent, en été, d'évacuer une partie des charges thermiques du bâtiment par refroidissement direct, c'est-à-dire en couplant le circuit des pieux à la distribution de refroidissement par le biais d'un échangeur de chaleur (geocooling).



Fig. 1 : Dock Midfield de l'aéroport de Zürich.

Etudes réalisées

- Deux tests de réponses géothermiques pour déterminer in situ la conductivité thermique moyenne du terrain et sa température initiale (Pahud et al., 1998).
- Simulations dynamiques du système de chauffage et de refroidissement lié aux pieux énergétiques effectuées pour le dimensionnement et pour établir ses performances thermiques (Pahud et al., 1999).

Données techniques

Les données techniques données ici sont celles qui correspondent au dimensionnement.

Bâtiment :

- Surface de référence énergétique : 58'000 m²
85'000 m² ¹⁾

Chauffage :

- Système bivalent sur les pieux, appoint avec chauffage à distance
- Puissance de chauffage nominale : 4'000 kW
- Energie annuelle de chauffage : 2'700 MWh/an
- Puissance nominale de la PAC couplée sur les pieux : 630 kW
- Energie annuelle de chauffage délivrée par la PAC : 2'300 MWh/an

¹ avec correction de hauteur selon la norme SIA 380/1 (2001)

Refroidissement :

- Système bivalent sur les pieux
- Refroidissement direct (geocooling) sur les pieux et appoint avec du refroidissement actif en utilisant la PAC couplée sur des tours de refroidissement
- Puissance de refroidissement nominale : 500 kW
- Energie annuelle de refroidissement : 1'240 MWh/an

Pieux énergétiques :

- 306 pieux énergétiques sous la base du bâtiment
- Température minimum du fluide circulant dans les pieux : 0 °C
- Longueur active moyenne des pieux : 27 m
- 5 tubes en U par pieu
- Diamètre des pieux : de 90 à 150 cm
- Espacement moyen entre les pieux : 9 m environ

Géologie :

- Terrain : ancien fond lacustre de 30 m d'épaisseur, composé essentiellement de sable fin, limon et argile
- Pas d'écoulement significatif de l'eau souterraine n'est attendu
- Conductivité thermique moyenne du terrain : 1.8 W/(mK) ²⁾
- Capacité thermique volumétrique moyenne du terrain : 2.2 MJ/(m3K)
- Température moyenne initiale du terrain en surface : 10 °C

Schéma de principe du système

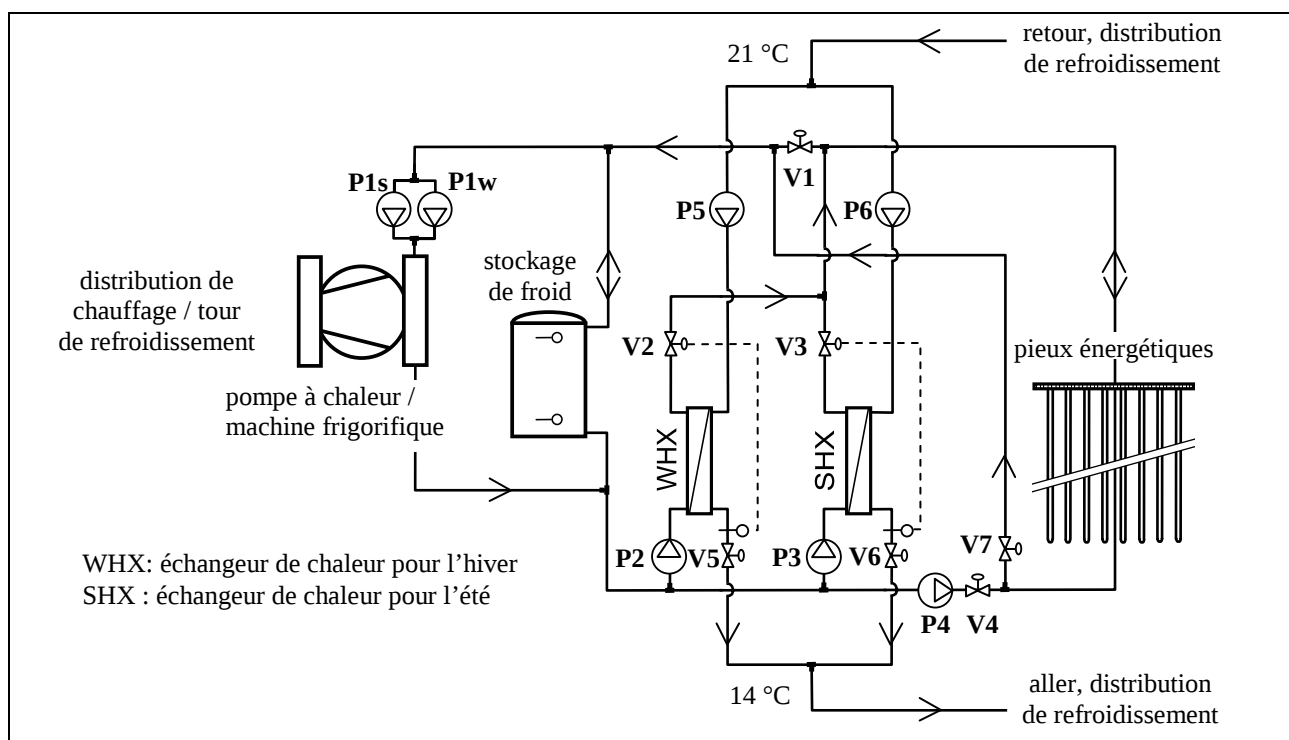


Fig. 2 : Représentation du schéma de principe du système de chauffage et de refroidissement couplés aux pieux énergétiques du Dock Midfield.

²⁾ deux tests de réponse géothermique ont été exécutés pour déterminer in situ la conductivité thermique moyenne du terrain et sa température moyenne initiale (Pahud et al., 1998).

Les vannes V2 et V3 permettent de varier le débit dans le circuit primaire des échangeurs de chaleur (WHX et SHX), 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. Lorsque le refroidissement direct offert par les pieux ne suffit pas à couvrir la demande de refroidissement, la pompe à chaleur fonctionne en machine frigorifique et les rejets thermiques sont évacués dans l'air ambiant par des tours de refroidissement placées sur le toit du bâtiment.

Bilan énergétique du système et caractéristiques de dimensionnement

Dans la figure 3, le bilan énergétique simulé du système est montré.

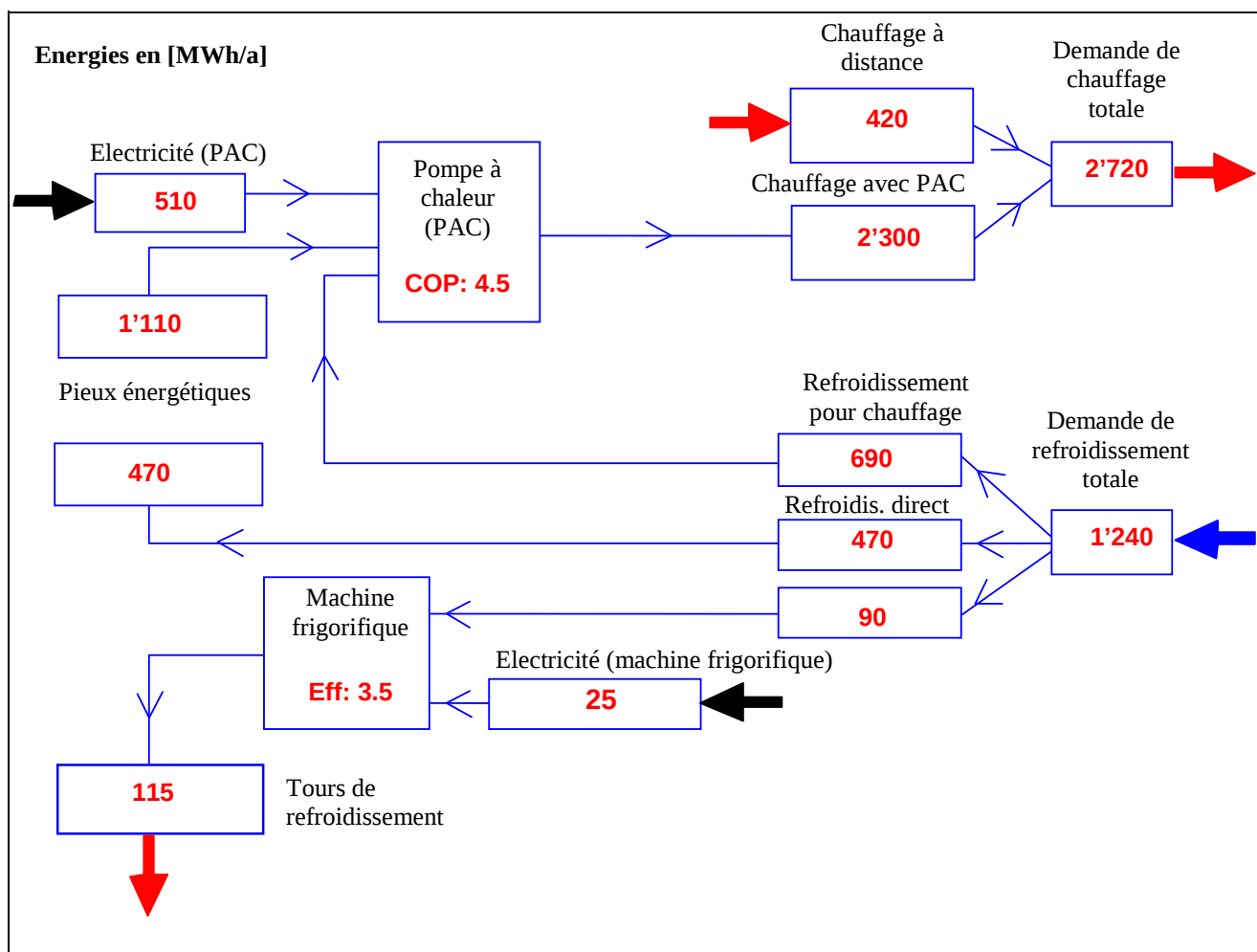


Fig. 3 : Bilan énergétique du système simulé avec un modèle TRNSYS de du système pour la 10^{ème} année de fonctionnement (Pahud et al., 1999).

Chauffage	
Extraction de chaleur par mètre de pieu énergétique :	135 kWh/(m an) 49 W/m
Refroidissement	
Injection de chaleur par refroidissement direct par mètre de pieu énergétique :	58 kWh/(m an) pointe: 40 W/m moyenne : 17 W/m
Ratio injecté sur extrait	0.43

Projet

Maître d'ouvrage : Unique, Zürich Flughafen AG.

Architecte: Martin Spühler, Zürich and agps Ltd (Angélil, Graham, Pfenninger, Scholl), Zürich and Los Angeles

Concept énergétique et dimensionnement : Amstein + Walthert AG, Zürich, avec soutien projet OFEN (D. Pahud, LEE-E-DACD-SUPSI)

Références

- Norme SIA 380/1 (2001) *L'énergie thermique dans le bâtiment*. Société suisse des ingénieurs et des architectes, Zurich, Suisse
- Pahud D., Fromentin A. und Hubbuch M. (1998) *Response - Test für die Energiepfahlanlage Dock Midfield, Zürich Flughafen. Messung der Bodenleitfähigkeit in situ*. Bundesamt für Energie, Bern, Switzerland.
- Pahud D., Fromentin A. and Hubbuch M. (1999) *Heat Exchanger Pile System of the Dock Midfield at the Zürich Airport. Detailed Simulation and Optimisation of the Installation*. Rapport final. Office Fédéral de l'Energie, Berne, Suisse.

Centre D4, Lucerne Business Centre (Root)

Sondes géothermiques

Concept

A Root, entre Lucerne et Zoug, se construit un immense complexe architectural de la SUVA, appelé D4 Lucerne Business Centre. Une première phase s'est achevée en 2003 avec deux bâtiments offrant une superficie nette de locaux de 20'000 m² et un potentiel de 1500 places de travail. Les prochaines phases verront la construction de bâtiments multifonctionnels pour des bureaux, des magasins, des restaurants et des installations sportives notamment. Dès le départ, le recours à l'utilisation des énergies renouvelables a été prescrit pour couvrir au moins 50 % des besoins de chauffage et de refroidissement. Un champ de sondes géothermiques couplé à un agrégat pompe à chaleur – machine frigorifique permet de valoriser l'énergie géothermique et le stockage saisonnier de l'énergie solaire. Cette variante a été choisie et réalisée parmi 3 qui ont été évaluées (Pahud, 2001). Les données techniques du système sont celles de la troisième variante. Elle a été dimensionnée avec l'outil de simulation PILESIM (Pahud, 1999) sur la base des demandes d'énergie de chauffage et de refroidissement des 4 premières phases du développement du centre.



Fig. 1 : Centre D4 à Root près de Lucerne.

Etudes réalisées

- Deux tests de réponse géothermique pour déterminer in situ la conductivité thermique moyenne du terrain et sa température initiale. Simulations dynamiques du système de chauffage et de refroidissement lié aux sondes géothermiques effectuées pour le dimensionnement et pour établir les performances thermiques du système (Pahud, 2001).

Données techniques

Immeuble :

- Surface de référence énergétique : 20'000 m²

Chauffage :

- Système bivalent sur les sondes, appoint avec chaudière à mazout
- Puissance de chauffage nominale : 1'800 kW
- Energie annuelle de chauffage : 1'500 MWh/an
- Puissance nominale de la PAC couplée sur les sondes : 450 kW
- Energie annuelle de chauffage délivrée par la PAC : 1'370 MWh/an

Refroidissement :

- Système monovalent sur les sondes
- Puissance de refroidissement nominale : 1'400 kW
- Energie annuelle de refroidissement : 730 MWh/an
- Puissance nominale de la machine frigorifique couplée sur les sondes : 700 kW
- Stockage de glace pour couvrir les pointes de demandes

Sondes géothermiques – stock saisonnier :

- 49 sondes géothermiques sous la base d'un parking couvert
- Température minimum du fluide circulant dans les sondes : 3 °C ¹⁾
- Longueur active moyenne des sondes : 160 m
- Sonde en double-U
- Diamètre des sondes : 0.15 cm
- Espacement moyen entre les sondes : 6.5 m
- Volume de stockage : 330'000 m³
- Capacité de transfert de chaleur : 30 kW/K
- Capacité thermique du stockage : 200 MWh/K

Recharge estivale du stock saisonnier

- Surface d'absorbeurs solaires : 660 m² ²⁾

Géologie :

- Terrain : sédiments variés dans la molasse
- Pas d'écoulement significatif de l'eau souterraine n'est attendu
- Conductivité thermique moyenne du terrain : 3.0 W/(mK) ³⁾
- Capacité thermique volumétrique moyenne du terrain : 2.3 MJ/(m³K)
- Température moyenne initiale du terrain sur les 160 m : 12 °C

¹ Pas d'antigel n'est utilisé dans l'eau qui circule dans les sondes

² Les absorbeurs solaires complètent la recharge thermique du stock

³ deux tests de réponse géothermique ont été exécutés pour déterminer in situ la conductivité thermique moyenne du terrain et sa température moyenne initiale (Pahud, 1999).

Schéma de principe du système

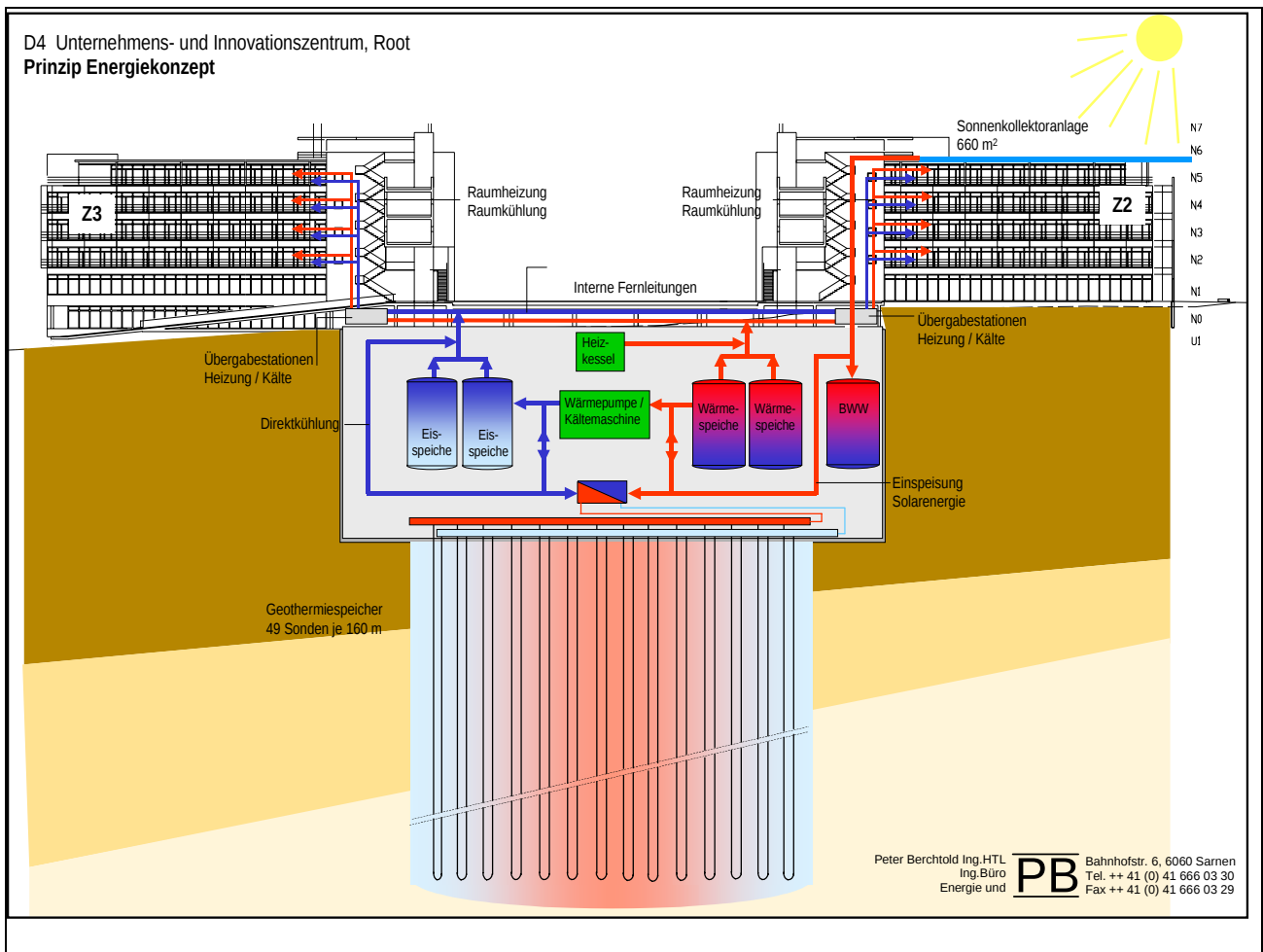


Fig. 2 : Représentation du schéma de principe du système de chauffage et de refroidissement du centre D4 (source Peter Berchtold Ing. Büro).

Caractéristiques de dimensionnement

Variante réalisée : recharge complémentaire du stockage par énergie solaire

Comme la totalité de la demande de refroidissement doit être couverte par le système, la déshumidification de l'air doit également être assurée et une température maximum de 10°C est nécessaire dans la distribution de froid. Le geocooling par refroidissement direct est inexistant dans cette variante.

En fonctionnement en refroidissement avec la machine frigorifique ou en recharge solaire, la température maximum de l'eau circulant dans les sondes est limitée à 50°C.

Chauffage

Extraction de chaleur par mètre de sonde géothermique :	116 kWh/(m an) 38 W/m
Fraction annuelle couverte des besoins de chauffage :	90%

Refroidissement

Injection de chaleur par refroidissement actif (80%) et recharge solaire (20%) par mètre de sonde géothermique :	162 kWh/(m an)
Fraction annuelle couverte des besoins de refroidissement :	100%

Ratio injecté sur extrait	1.40
----------------------------------	------

Stabilisation à long terme de la température moyenne annuelle du stockage :	18°C
--	------

Variante : totalité de la demande de refroidissement couverte par la machine frigorifique

Comme précédemment, la déshumidification de l'air doit également être assurée et une température maximum de 10°C est nécessaire dans la distribution de froid. Le geocooling par refroidissement direct est également inexistant dans cette variante. La puissance de la pompe à chaleur doit être plus faible en raison d'une recharge thermique du stockage moins importante.

En fonctionnement en refroidissement avec la machine frigorifique la température maximum de l'eau circulant dans les sondes est limitée à 50°C.

Chauffage

Extraction de chaleur par mètre de sonde géothermique :	92 kWh/(m an) 26 W/m
Fraction annuelle couverte des besoins de chauffage :	70%

Refroidissement

Injection de chaleur par refroidissement actif par mètre de sonde géothermique :	124 kWh/(m an) 125 W/m
Fraction annuelle couverte des besoins de refroidissement :	100%

Ratio injecté sur extrait :	1.35
------------------------------------	------

Stabilisation à long terme de la température moyenne annuelle du stockage :	16°C
--	------

Variante : fraction de la demande de refroidissement couverte par refroidissement direct seulement

Comme seule une fraction de la demande de refroidissement est couverte par refroidissement direct, la déshumidification de l'air peut être assurée par le système de refroidissement auxiliaire. Ce dernier devra être entièrement découplé du système avec les sondes géothermiques. Dans ces conditions, une température de départ de 14°C est envisageable dans la distribution de refroidissement, avec une température de retour de 18°C.

Chauffage	
Extraction de chaleur par mètre de sonde géothermique :	48 kWh/(m an) 13 W/m
Fraction annuelle couverte des besoins de chauffage :	40%
Refroidissement	
Injection de chaleur par refroidissement actif par mètre de sonde géothermique :	29 kWh/(m an) pointe : 46 W/m moyenne: 26 W/m
Fraction annuelle couverte des besoins de refroidissement :	30%
Ratio injecté sur extrait	0.60
Stabilisation à long terme de la température moyenne annuelle du stockage :	8°C

Pour augmenter les performances de cette variante, deux mesures sont possibles :

- refroidir davantage le stockage en hiver (ajout d'antigel dans le fluide circulant dans les sondes pour baisser la température du fluide en extraction de chaleur) ;
- distribuer l'énergie de refroidissement à plus haute température et pendant de plus longues durées, idéalement avec des dalles actives.

La deuxième mesure est certainement un facteur déterminant pour le succès du geocooling.

Projet

Maître d'ouvrage : SUVA Schweizerische Unfallversicherungsgesellschaft Finanzabteilung Bereich Bauten, Luzern

Architecte : Fischer Architekten AG, Zürich

Concept énergétique et dimensionnement : Peter Berchtold Ingenieurbüro für Energie & Haustechnik AG, Sarnen, avec soutien projet OFEN (D. Pahud, LEEE-DACD-SUPSI)

Références

- Norme SIA 380/1 (2001) *L'énergie thermique dans le bâtiment*. Société suisse des ingénieurs et des architectes, Zurich, Suisse.
- Pahud D. (2001) *Etude pilote pour le stockage diffusif des bâtiments du centre D4 de la suva à Root, Lucerne. Analyse de 2 tests de réponse géothermique et intégration du stockage diffusif dans le système*. Rapport final. Programme stockage de chaleur. Office Fédéral de l'Energie, Berne.

Fondazione Uomonatura, maison à Lugano - Loreto

Sondes géothermiques

Concept

Une maison d'habitation (environ 250 m² de surface de plancher chauffé), partiellement aménagée en bureau, abrite le siège de la Fondation UomoNatura à Lugano – Loreto. A l'occasion du changement de la vieille pompe à chaleur air – eau, le propriétaire de la maison a décidé d'exploiter les énergies géothermique et solaire avec le nouveau système. La nouvelle pompe à chaleur sol – eau a une puissance thermique de 14 kW aux conditions B0/W35 (fluide à 0°C à l'entrée de l'évaporateur et 35°C à la sortie du condenseur). Elle est utilisée pour satisfaire les besoins de chauffage de la maison uniquement. D'autre part, 7.8 m² de capteurs solaires thermiques ont été installés pour satisfaire les besoins d'eau chaude et de chauffage. A la demande du propriétaire, les gains solaires non utilisés peuvent être déchargés dans le terrain, grâce aux trois sondes géothermiques de 80 m chacune (voir schéma de principe dans la figure 2). De cette manière, une recharge thermique partielle du terrain est réalisée en été. Une analyse détaillée de l'installation a été accomplie par mesures et par simulations (Pahud et Lachal, 2005). Comme la température du fluide dans les sondes ne monte pas à plus de 20 – 22°C, la recharge solaire peut être assimilée à du geocooling.



Fig. 1 : Maison d'habitation à Lugano – Loreto.

Etudes réalisées

- Campagne de mesure sur deux ans et étude par simulations thermiques dynamiques du système pour caractériser, analyser et documenter son fonctionnement (Pahud et Lachal, 2005).

Données techniques

Maison :

- Surface de référence énergétique : 250 m²

Chauffage :

- Système monovalent sur les sondes géothermiques
- Puissance nominale de la PAC couplée sur les sondes : 14 kW
- Energie annuelle de chauffage délivrée par la PAC : 30 MWh/an

Recharge thermique du terrain :

- Gains solaires non utilisés injectés dans le terrain, assimilés à une demande de refroidissement
- Surface des capteurs solaires : 7.8 m²
- Energie annuelle injectée dans le terrain : 5 MWh/an

Sondes géothermiques :

- 3 sondes géothermiques placées en ligne sur le flanc de la maison
- Longueur active moyenne des sondes : 80 m
- 2 tubes en U par sonde
- Diamètre des sondes : 0.113 cm
- Espacement moyen entre les sondes : 8.2 m

Géologie :

- Terrain : roche formée essentiellement par du gneiss
- Pas d'écoulement significatif de l'eau souterraine n'est attendu
- Conductivité thermique moyenne du terrain : 4 W/(mK) ¹⁾
- Capacité thermique volumétrique moyenne du terrain : 2.2 MJ/(m³K)
- Température moyenne initiale du terrain en surface : 13.5°C ¹⁾

¹ déterminée par calibration d'un modèle de simulation de sondes géothermiques sur les mesures, de même que la température initiale du terrain (Pahud et Lachal, 2005).

Schéma de principe du système

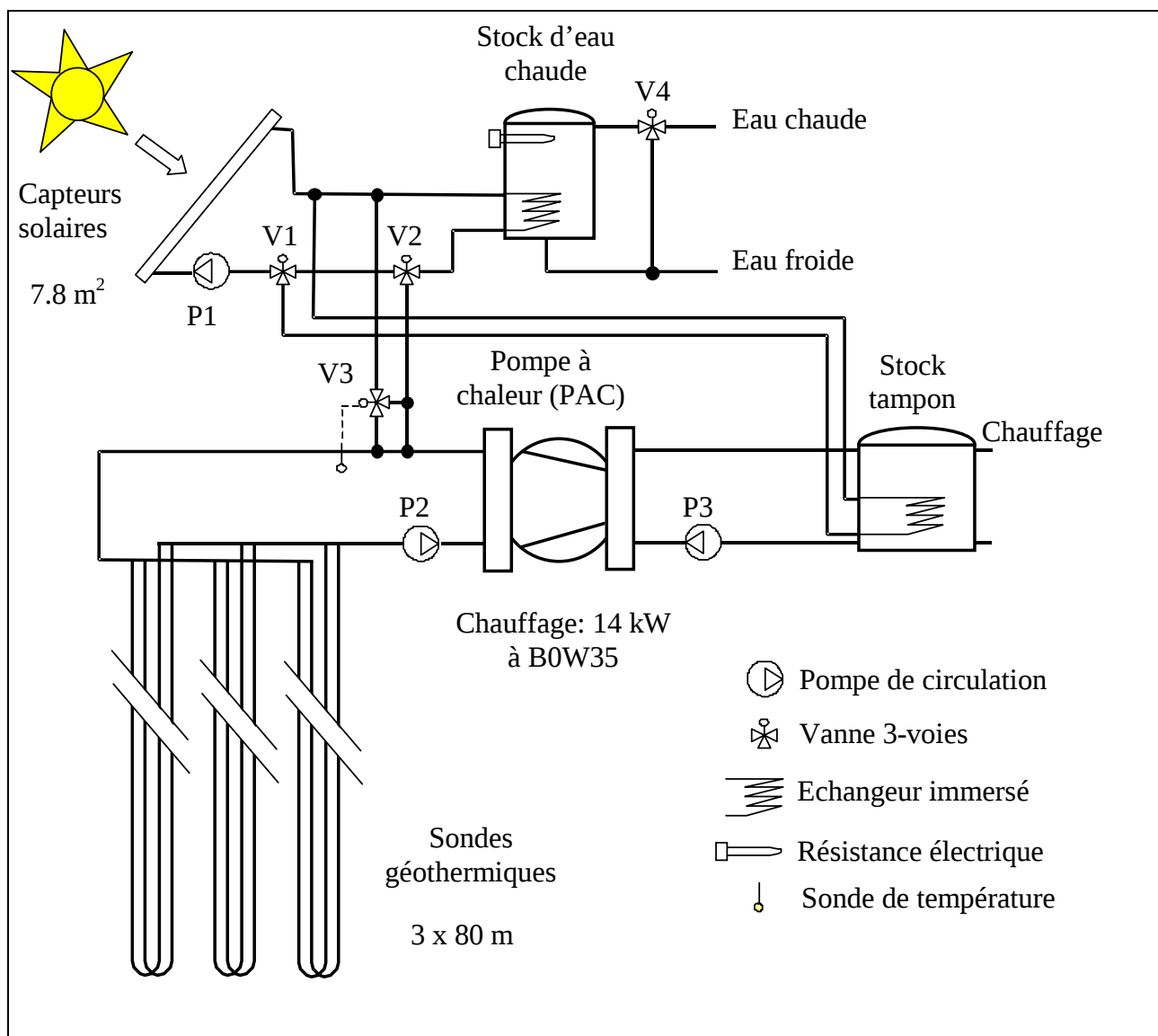


Fig. 2 : Représentation du schéma de principe de l'installation de chauffage.

Les vannes 3-voies V1 et V2 permettent de satisfaire séparément et dans l'ordre indiqué les trois demandes de chaleur suivantes :

- eau chaude sanitaire
- chauffage
- recharge du terrain

Lorsque, par exemple, le stockage d'eau chaude est chargé (i.e. température de l'eau supérieure à une valeur de consigne définie par l'utilisateur), la régulation passe au «consommateur» suivant. La vanne V3 est une vanne thermostatique. Elle a une fonction de sécurité en empêchant l'injection des gains solaires dans les sondes si la température du fluide à l'entrée des sondes est trop élevée.

Bilan énergétique du système et caractéristiques de dimensionnement

Dans les tables 1 et 2 les valeurs mesurées pour les deux ans de mesure sont données pour les sondes géothermiques et pour la pompe à chaleur.

Sondes géothermiques	1 ^{ère} année (2001-2002)	2 ^{ème} année (2002-2003)
<u>Capteurs solaires</u>		
Energie solaire injectée dans le circuit des sondes	4'660 kWh	5'620 kWh
par mètre carré de capteur solaire	600 kWh/m ²	720 kWh/m ²
<u>Energies et ratios</u>		
Energie solaire injectée	4'510 kWh	5'320 kWh
Energie géothermique extraite	23'400 kWh	24'400 kWh
Ratio injecté/extrait	19%	22%
Energie solaire directement extraite par la PAC	150 kWh	300 kWh
Energie électrique pour la pompe de circulation		
pour l'injection des gains solaires	190 kWh	210 kWh
pour l'extraction de l'énergie géothermique	430 kWh	450 kWh
Ratio injecté / électricité pompe pour injection	24	25
<u>Valeurs spécifiques</u> (par mètre linéaire de sonde)		
Energie solaire injectée	19 kWh/m	22 kWh/m
Energie géothermique extraite	98 kWh/m	102 kWh/m
Energie solaire directement extraite par la PAC	0.6 kWh/m	1.3 kWh/m
Energie électrique pour la pompe de circulation		
pour l'injection des gains solaires	0.8 kWh/m	0.9 kWh/m
pour l'extraction de l'énergie géothermique	1.8 kWh/m	1.9 kWh/m
Puissance d'injection moyenne	21 W/m	22 W/m
Puissance d'extraction	43 – 69 W/m	42 – 68 W/m
moyenne	52 W/m	52 W/m
Température minimum du fluide (sondes) – entrée	2.0 °C	2.3 °C
– sortie	4.9 °C	5.0 °C

Table 1: Valeurs annuelles caractéristiques mesurées pour les sondes géothermiques.

Pompe à chaleur (PAC)	1 ^{ère} année (2001-2002)	2 ^{ème} année (2002-2003)
Puissance de chauffage (condenseur)	14 - 20 kW	15 - 20 kW
moyenne	16.0 kW	16.3 kW
Puissance d'extraction (évaporateur)	10 - 17 kW	10 - 16 kW
moyenne	12.5 kW	12.5 kW
Puissance électrique (compresseur)	3.1 - 4.9 kW	3.0 - 5.1 kW
moyenne	3.9 kW	4.0 kW
Energie thermique annuelle produite par la PAC	30'400 kWh	32'400 kWh
Energie thermique annuelle extraite par la PAC	23'550 kWh	24'700 kWh
Energie électrique PAC (compresseur et régulation)	7'390 kWh	7'790 kWh
Energie électrique pour les pompes de circulation ¹⁾	570 kWh	610 kWh
Heures de fonctionnement annuelles	1'900 h/an	2'000 h/an
Coefficient de performance annuel (COPA)		
sans les pompes de circulation	4.1	4.2
avec les pompes de circulation	3.8	3.9
avec les pompes, recharge solaire incluse	3.7	3.8
Niveau de température moyen à la sortie du condenseur	43.8 °C	43.6 °C
Niveau de température moyen à l'entrée de l'évaporateur	7.9 °C	8.3 °C

¹⁾ pompes de circulation des circuits du condenseur et de l'évaporateur seulement quand la pompe à chaleur fonctionne
Table 2: Valeurs annuelles caractéristiques mesurées pour la pompe à chaleur.

En résumé, les mesures effectuées sur 2 ans de l'installation permettent d'établir les caractéristiques données ci-dessous.

Chauffage	
Extraction de chaleur par mètre de sonde géothermiques :	100 kWh/(m an) 52 W/m
Refroidissement	
Injection de chaleur par les gains solaires par mètre de sonde géothermique :	20 kWh/(m an) moyenne: 21 W/m
Ratio injecté sur extrait	0.20

Projet

Maître d'ouvrage: Ing. Luigi Ferrari, Lugano.

Promoteur: Società Svizzera per l'Energia Solare, sezione Ticino

Concept énergétique et dimensionnement: Ing. Luigi Ferrari, Lugano et Schmid Reto Ingenieurbüro, Maienfeld

Références

- Pahud D. et Lachal B. (2005) *Mesure des performances thermiques d'une pompe à chaleur couplée sur des sondes géothermiques à Lugano (TI)*. Rapport final, Office Fédéral de l'Energie, programme géothermie, Berne, Suisse.

Telephone switching exchanges, refroidissement par geocooling

Sondes géothermiques

Concept

En Suède plus d'une trentaine d'installations de refroidissement avec sondes géothermiques ont été réalisées pour refroidir des «telephone switching exchanges», des stations remplies d'appareillages électroniques. Les puissances thermiques à évacuer sont importantes (de 30 à plus de 200 kW) et relativement constantes au cours de l'année. Les rejets thermiques sont évacués directement dans l'air extérieur et/ou le terrain (typiquement 100% des charges thermiques dans l'air si la température de l'air extérieur $< 12^{\circ}\text{C}$; 100% dans le terrain si température de l'air extérieur $> 18^{\circ}\text{C}$ et combinaison des deux entre 12 et 18°C). La température de l'air dans le local est maintenue à 25°C (Hellström et al., 2000).

Hellström et al. (2000) analyse une installation de 40 kW de puissance thermique moyenne à évacuer tout au long de l'année. Le dimensionnement des sondes géothermiques est établi de manière à pouvoir évacuer la puissance de refroidissement pendant 10 ans au moins. Les résultats sont extrapolés au climat de Zürich (Lachal et al., 2003).

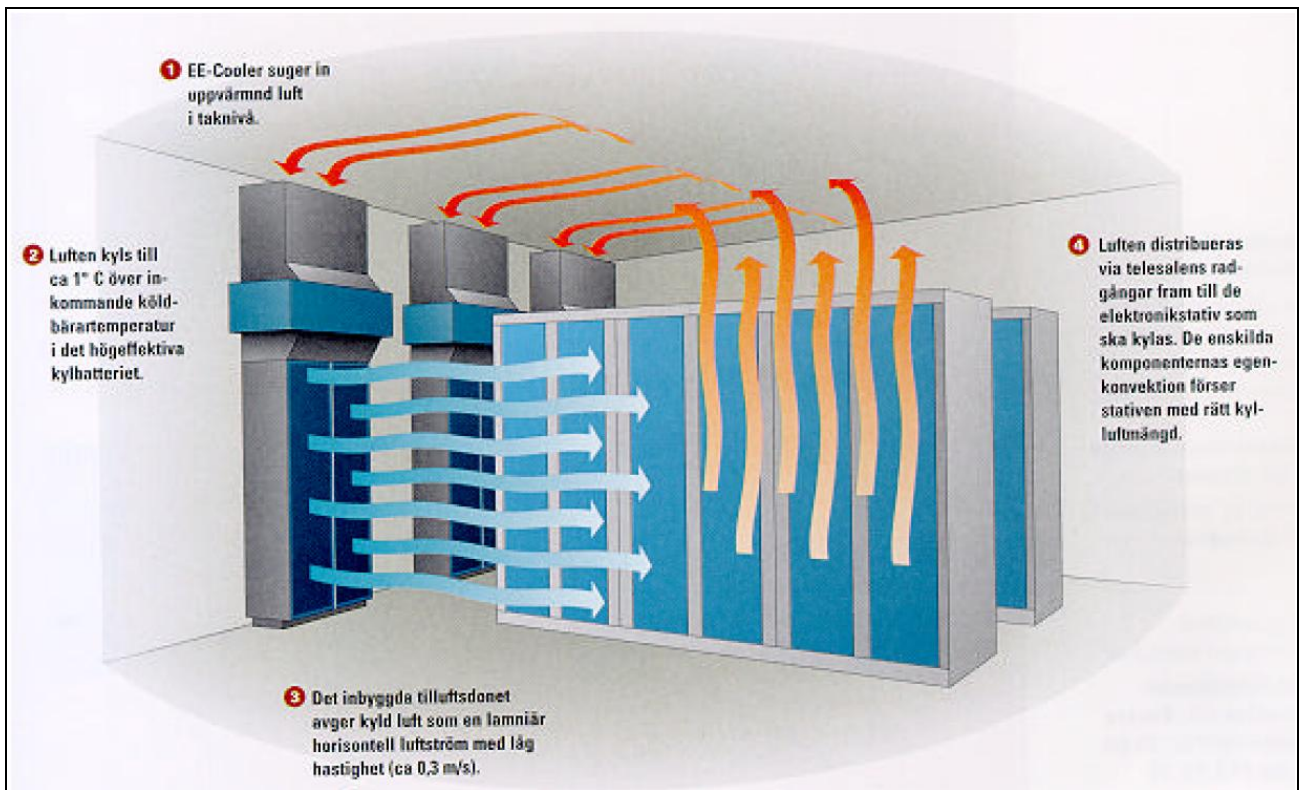


Fig. 1 : Station d'appareillage électronique à refroidir (source Hellström et al., 2000).

Etudes réalisées

- Evaluation du potentiel de geocooling pour le refroidissement de relais de téléphonie mobile (Lachal et al., 2003).

Données techniques

Refroidissement :

- Système monovalent sur l'air et les sondes
- Puissance de refroidissement nominale : 40 kW
- Energie annuelle de refroidissement : 250 MWh/an

Sondes géothermiques :

- Nombre de sondes géothermiques : 8 - 16
- Longueur active moyenne des sondes : 150 m
- 2 tubes en U par sonde
- Résistance thermique des sondes : 0.08 K/(W/m)
- Espacement moyen entre les sondes : 10 m

Géologie :

- Conductivité thermique moyenne du terrain : 2.5 – 3.5 W/(mK)
- Capacité thermique volumétrique moyenne du terrain : 2.2 MJ/(m³K)
- Température moyenne initiale du terrain en surface : 11 – 12°C

Schéma de principe du système

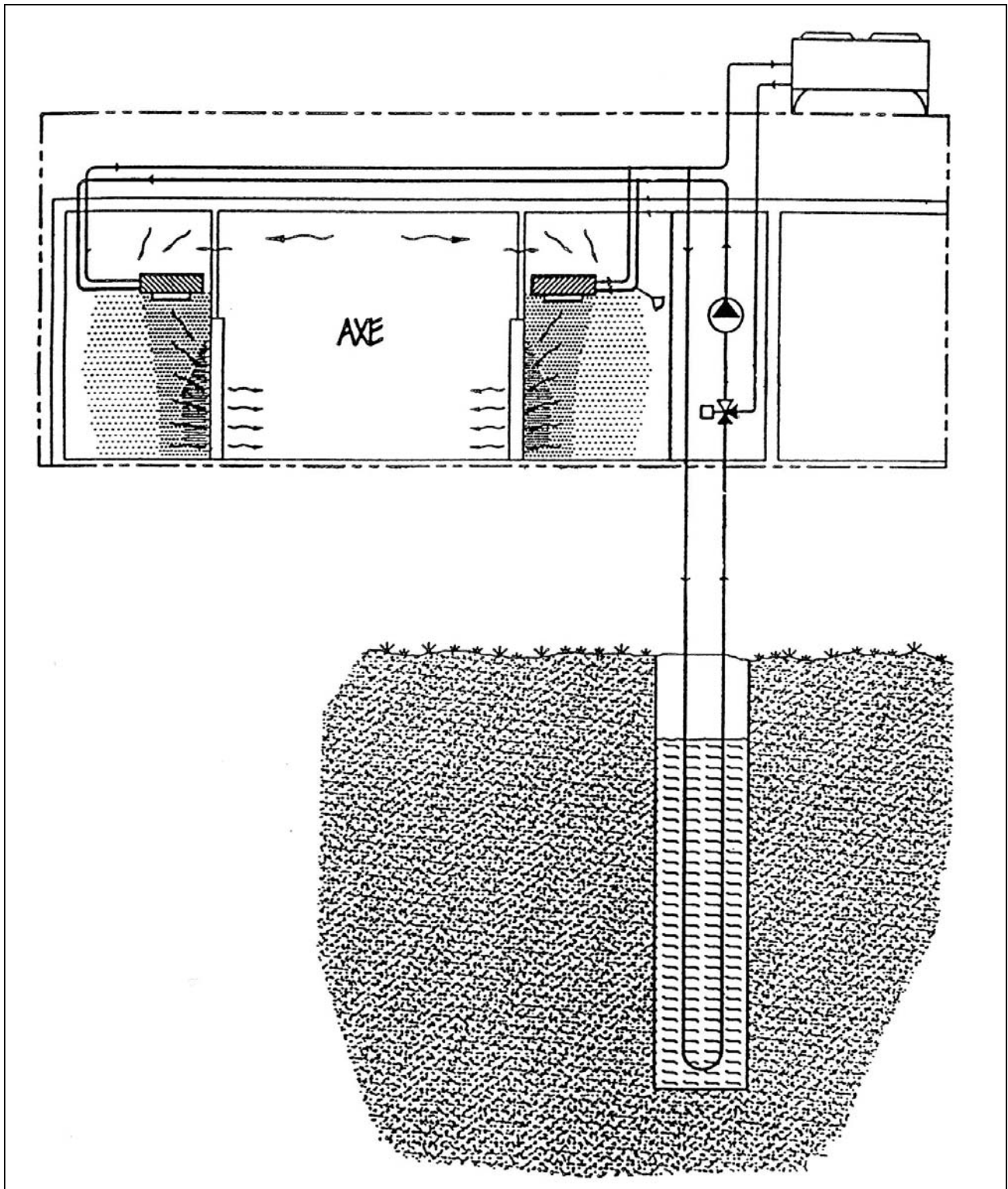


Fig. 2 : Représentation du schéma de principe de l'installation de refroidissement.

Calcul économique et comparaison avec une installation conventionnelle avec machine frigorifique

Un coût annuel est calculé en prenant compte (Lachal et al., 2003) :

- du coût annuel d'une partie de l'investissement du système (la partie sondes géothermiques pour le système couplé au terrain ou la machine frigorifique pour le système conventionnel);
- du coût annuel de l'énergie électrique ;
- et du coût annuel de maintenance.

Les paramètres de calcul sont énumérés dans la table 1 et sont utilisés pour établir des ordres de grandeurs.

Investissement	
Sondes géothermiques (raccordements horizontaux inclus)	100 Fr.-/m variante minimum : 30 m/(kW) ^(*) variante maximum : 60 m/(kW) ^(*)
Machine frigorifique	1'000 Fr.-/(kW)
Energie électrique annuelle	
Système avec sondes géothermiques	750 (kWh/a)/(kW) ^(*)
Système avec machine frigorifique	3'750 (kWh/a)/(kW) ^(*)
Entretien	
Système avec sondes géothermiques	40 (Fr.-/a)/(kW) ^(*)
Système avec machine frigorifique	150 (Fr.-/a)/(kW) ^(*)

(*) valeur extraite de Hellström et al. (2000)

Table 1 : Paramètres utilisés pour calculer les ordres de grandeur des coûts annuels.

Dans le graphique de la figure 3, le coût annuel est présenté en fonction de la durée d'utilisation du système. Les investissements doivent être remboursés sur cette durée. Le coût annuel de l'investissement est calculé avec la méthode de l'annuité. Un taux d'intérêt de 5% est supposé, ce qui donne un facteur d'annuité de 0.1 pour un amortissement en 15 ans, et de 0.2 pour un amortissement en 6 ans. Le graphique permet de comparer un système avec sondes géothermiques relativement à un système conventionnel pour des coûts différents de l'énergie électrique (15 et 25 ct./kWh). A noter que la puissance électrique de pointe du système avec sondes géothermiques est 5 fois plus faible que celle du système conventionnel.

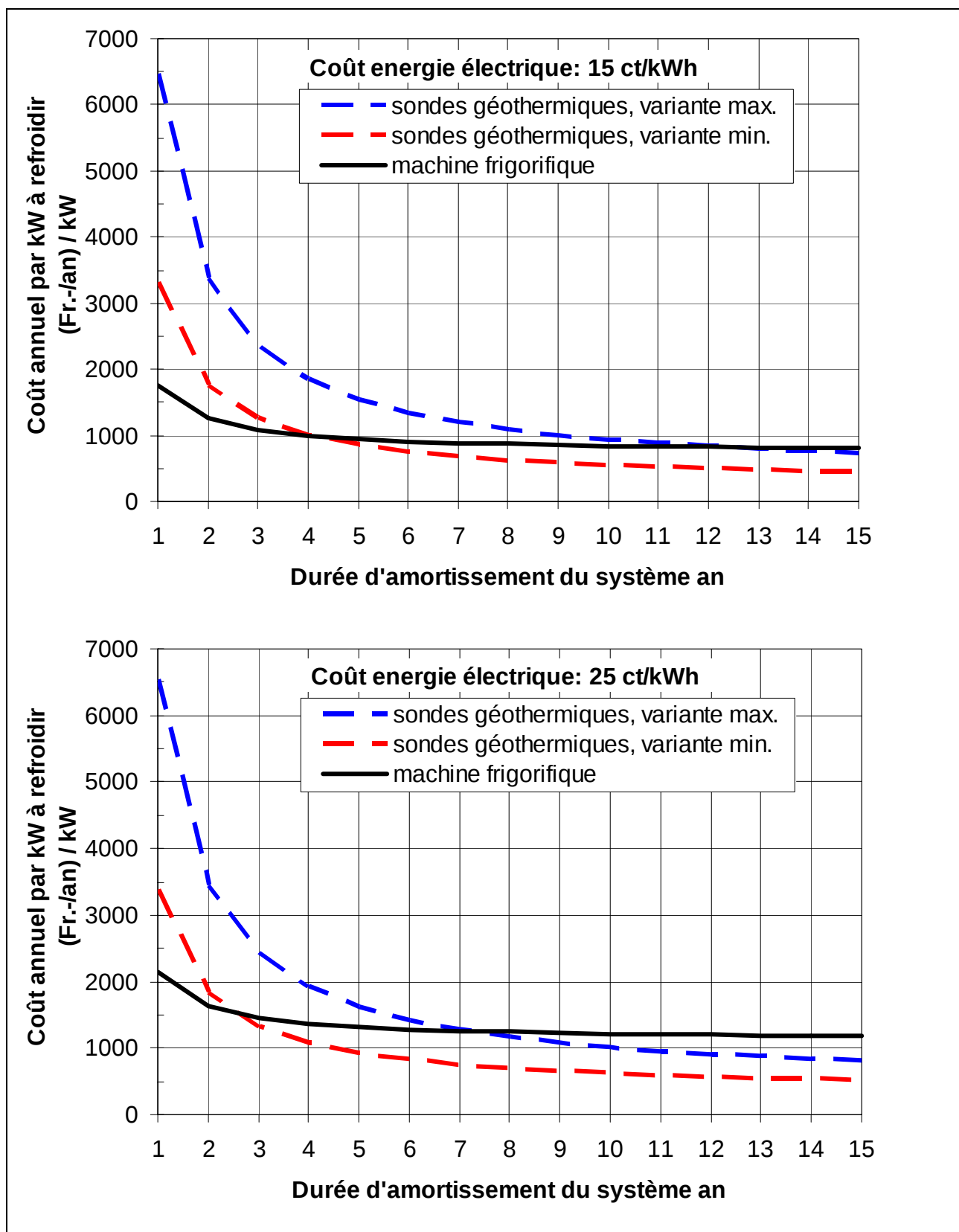


Fig.3 : Coût annuel par kW à refroidir en fonction de la durée d'amortissement du système. Le coût de l'énergie électrique est fixé à 15 et 25 ct./kWh.

Comme attendu et contrairement au système avec sondes géothermiques, le coût annuel d'un système conventionnel dépend principalement du prix de l'énergie électrique et de la maintenance, et relativement peu de l'investissement. Le coût annuel du système conventionnel est donc relativement peu sensible à la durée de fonctionnement du système.

Les graphiques de la figure 3 permettent d'estimer à partir de combien d'années d'utilisation un système avec sondes géothermiques devient économiquement plus avantageux qu'un système conventionnel. Ils indiquent que la plage de variation de la durée minimum d'utilisation du système géothermique est importante. Elle varie dans cet exemple de 2 à 12 ans, en fonction de la géologie locale, des conditions climatiques locales et du prix de l'énergie électrique pratiqué localement.

Caractéristiques de dimensionnement

Chauffage

Pas de recharge dans ce cas

Refroidissement

Injection de chaleur dans le terrain par mètre de sonde géothermique :	20 - 50 kWh/(m an)
	15 - 30 W/m

Références

- Hellström G., Enlund S., Paksoy H. (2000) *Direct Cooling of Telephone Switching Exchanges Using Borehole Heat Exchangers in Different Climates*. Proc. of 8th Int. Conf. on Thermal Energy Storage, Terrastock 2000, Aug. 28- Sep. 1, 2000, Stuttgart, Germany.
- Lachal B., Hollmuller P., Pahud D., Gauman A. (2003) *COOLTEL'PREP : étude préliminaire du potentiel de rafraîchissement géothermique pour les relais de téléphonie mobile*. Rapport final, Office Fédéral de l'Energie, Berne, Suisse.

Caroubier, bâtiment résidentiel (Genève)

Puits canadien

Concept

Situé à Genève, à la rue des Caroubiers, cet immeuble résidentiel et commercial (au rez-de-chaussée) de 2'900 m² est équipé de trois systèmes de préchauffage du renouvellement d'air (Fig. 1) : selon l'ensoleillement, l'air frais passe par un puits canadien ou un collecteur solaire à air, avant de passer par un récupérateur sur air vicié. Conçu à la base pour le préchauffage hivernal, ce puits canadien s'avère receler un important potentiel de rafraîchissement estival.

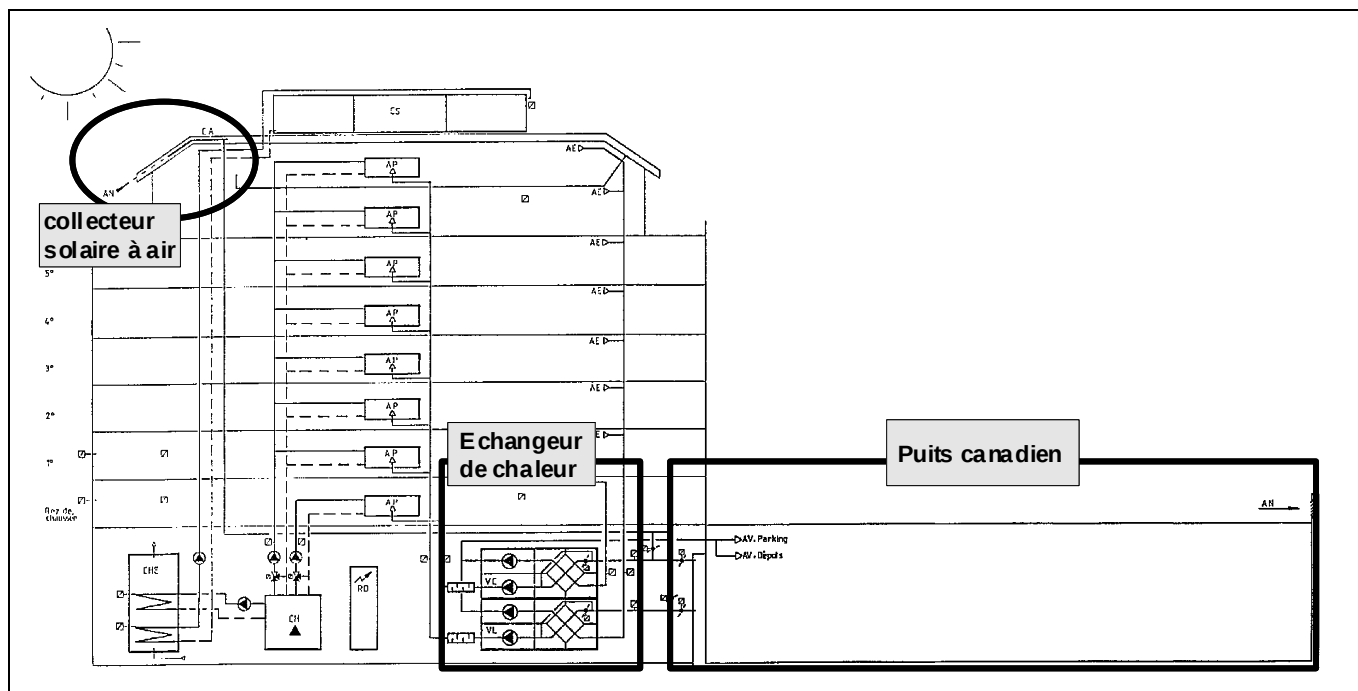


Fig. 1 : Bâtiment « Caroubier », schéma de principe du système technique.

Etude réalisée

- Campagne de mesure sur une vingtaine de jours d'hiver, permettant de caractériser le fonctionnement du puits canadien et l'efficacité du récupérateur de chaleur sur air vicié, ainsi que de valider le modèle de simulation numérique.
- Simulation numérique sur une année météorologique standard, pour évaluer les potentiels de préchauffage et rafraîchissement de la configuration réalisée ainsi que de variantes.

Données techniques

Immeuble :

- Surface de référence énergétique : 2'900 m²
- Indice énergétique de chauffage : 250 MJ/m²

Ventilation :

- Débit : 2'700 m³/h (3'000 m³/h diurne, 2'400 m³/h nocturne)
- Taux de renouvellement d'air : 0.4 h⁻¹
- Puissance électrique : ~ 150 W
- Pertes de charges : 120 Pa à grand débit (dont 40 Pa pour les tubes, le reste pour les nourrices et autres)

Puits canadien :

- Nombre de tubes : 49
- Diamètre : 12.5 cm
- Longueur : 50 m
- Entreaxe : 30 cm
- Profondeur : 50 cm sous le parking
- Surface d'échange des tubes : 960 m² (980 m² y compris nourrices)
- Surface d'emprise : 735 m²
- Vitesse de l'air dans les tubes : 1.2 m/s
- Rapport débit d'air / surface d'échange : 2.8 m³/h par m²

Prestation énergétique / thermique

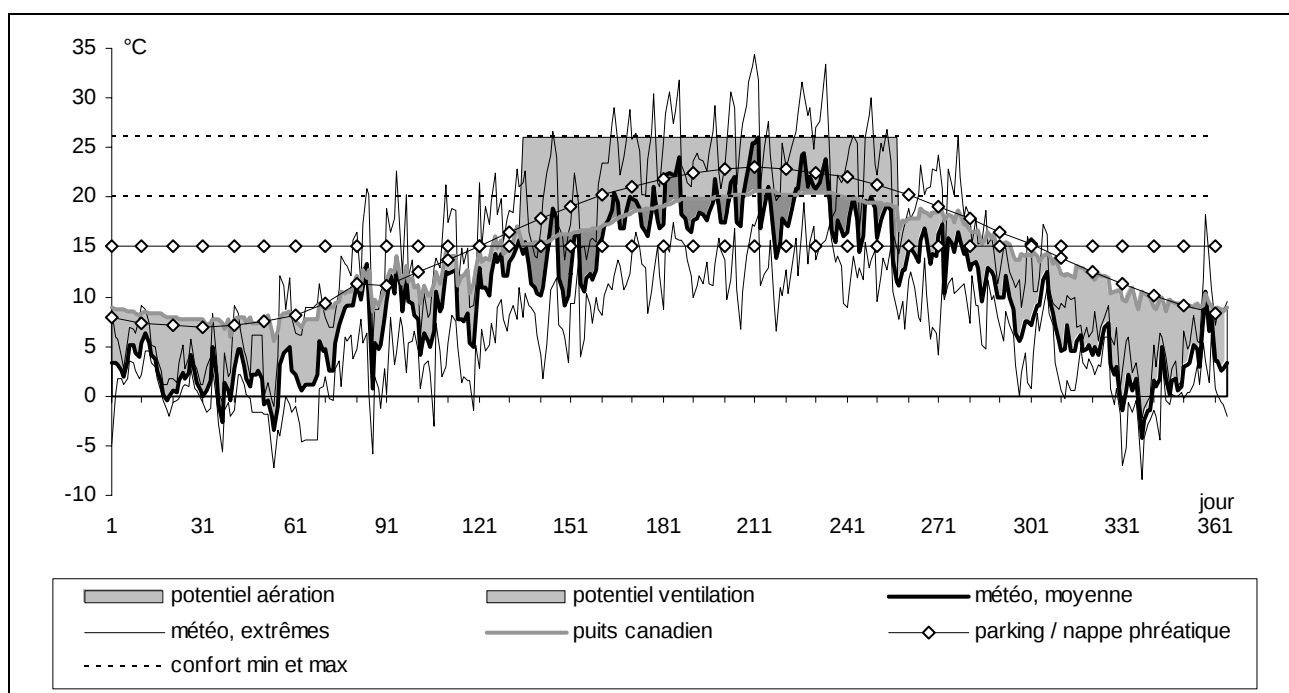


Fig. 2 : Puits canadien des « Caroubier », dynamique journalière sur une année (météo standard).

Préchauffage

Avec 3.7 m³/h par m² de surface d'emprise, le puits canadien peine à amortir l'onde saisonnière (amplitude résiduelle de l'ordre de 60% (en accord avec les règles du pouce pour nappe de tubes serrés). Il bénéficie cependant de la contiguïté immédiate du parking souterrain juste au dessus, dont la température annuelle oscille entre 7 et 23°C, ainsi que de la nappe phréatique qui augmente la conductivité thermique sous les tubes et fourni une température constante de 15°C à 2.5 m en dessous de ceux-ci. En conséquence de ce bon couplage thermique, la température à la sortie du puits correspond grosso modo à la moyenne entre météo, parking et nappe phréatique (en valeurs journalière) et se trouve pendant la saison d'hiver décalée vers le haut (Fig. 2).

Il en résulte un préchauffage brut de 27.8 MWh (35 MJ/m² de plancher), soit environ autant que la prestation du récupérateur sur air vicié, d'une efficacité moyenne de 64%, pour un total de 59.7 MWh. En supprimant le puits canadien, le récupérateur sur air vicié fournirait à lui tout seul 49.7 MWh, si bien que le gain net du puits canadien reste finalement assez faible (59.7 – 49.7 = 10.0 MWh, soit 12 MJ/m² de plancher). A noter qu'un récupérateur sur air vicié mieux dimensionné (efficacité moyenne de 82%) aurait à lui seul produit 64.2 MWh (80 MJ/m² de plancher). Ainsi, le récupérateur sur air vicié s'avère être une meilleure technique

de préchauffage que le puits canadien, et la mise en œuvre coûteuse des deux techniques n'amène pas de gain substantiel.

Rafrâichissement

A première vue défavorable en été, le parking à 23°C induisant un échauffement global de l'air de 2.8 MWh, l'utilisation estivale du puits canadien permet cependant de bénéficier d'une température très stable (amplitude journalière de moins de 0.2 K), située en dessous du seuil de confort de 26°C et contribuant au confort du bâtiment pendant les pointes diurnes. Le puits étant surdimensionné en ce qui concerne l'amortissement journalier, il serait possible d'augmenter le débit estival par un facteur 3 (8'800 m³/h jour et nuit), en remplaçant les tubes par du 20 cm de diamètre (afin de maintenir les pertes de charge au même niveau) : Cela permettrait de faire passer le potentiel de rafraîchissement à 44.9 MWh (pour une température intérieure supposée à 26°C). Cependant, dans le cas précis d'un immeuble résidentiel, bien isolé et sans gains solaires excessifs, la demande réelle se situe sans aucun doute bien en dessous de ce potentiel.

Projet

Maître d'ouvrage : Opériol Régie SA
Architectes : Koechlin, Mozer, Muller, Stucki
Concept énergétique : ERTE Ingénieurs conseils

Références

- Putallaz J., Lachal B., Hollmuller P., Pampaloni E. (1996), *Evaluation des performances du puits canadien de l'immeuble locatif du 19 rue des Caroubiers*, 1227 Carouge, Rapport final, CUEPE – Université de Genève, 1996.
- Mermoud A., Spoehrle G. (1997), *Caroubiers 19*, Rapport final, Projet OFEN RE-P+D (93)0423, ERTE Ing. Conseils, Carouge/Genève, 1997.
- Hollmuller P., Lachal B. (2001), *Cooling and preheating with buried pipe systems : monitoring, simulation and economic aspects*, Energy and Buildings, 33/5, 2001, pp. 509-518.

Schwerzenbacherhof, bâtiment industriel et administratif (Schwerzenbach - ZH)

Puits canadien

Concept

Ce puits canadien est intégré à l'immeuble industriel et administratif « Schwerzenbacherhof » (Fig. 1) situé près de Zürich (indice énergétique de chauffage de 144 MJ/m^2 pour $8'050 \text{ m}^2$ de plancher chauffés), retenu dans la liste des projets pilotes de la "Low Energy Cooling Subtask" de l'IEA (Zimmermann et Andersson, 1998). Couplé à un récupérateur sur air vicié, le puits canadien n'est utilisé en hiver que lorsque la température extérieure chute en dessous de 7°C (avec un débit de renouvellement d'air de 0.6 vol/h). De même, il n'est utilisé en été que pendant les heures de bureau, lorsque la température grimpe au dessus de 22°C (avec un taux de renouvellement de 0.8 vol/h), l'apport de frais étant complété par de la ventilation nocturne.

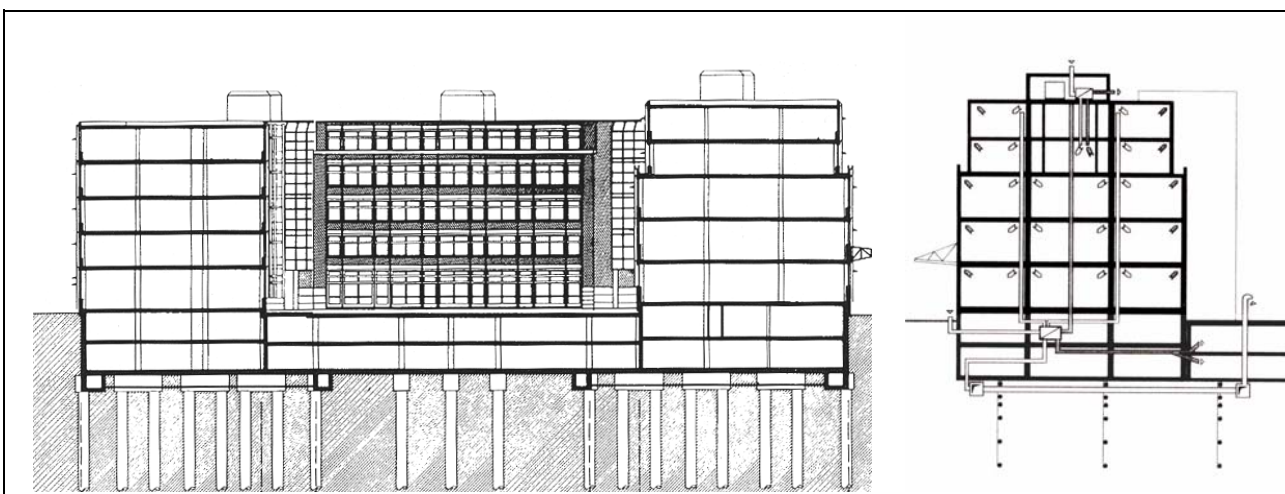


Fig. 1 : Bâtiment « Schwerzenbacherhof », coupes de l'immeuble et implantation du puits canadien.

Etude réalisée

- Analyse d'une campagne de mesure extensive sur 24 mois, transmise par l'Office fédéral de l'énergie.
- Validation de l'outil de simulation numérique, en particulier concernant les phénomènes d'évaporation et de condensation.

Données techniques

Immeuble :

- Surface de référence énergétique : $8'050 \text{ m}^2$
- Volume de référence : $21'000 \text{ m}^3$ ($15'200 \text{ m}^3$ à usage industriel, $5'800 \text{ m}^3$ à usage administratif)
- Indice énergétique de chauffage : 144 MJ/m^2
- Indice énergétique de rafraîchissement (électricité) : 6.4 kWh/m^2

Ventilation :

- Débit : $11'900 \text{ m}^3/\text{h}$ diurne en hiver, $17'200 \text{ m}^3/\text{h}$ diurne en été (et $34'300 \text{ m}^3/\text{h}$ nocturne par ventilation directe)
- Taux de renouvellement d'air : 0.6 h^{-1} diurne en hiver, 0.8 h^{-1} diurne en été (et 1.6 h^{-1} nocturne)

Puits canadien :

- Nombre de tubes : 43
- Diamètre : 25 cm
- Longueur : 23 m
- Entreaxe : 116 cm
- Profondeur : 75 cm sous le deuxième sous-sol
- Surface d'échange des tubes : 780 m² (900 m² y compris nourrices)
- Surface d'emprise : 1'150 m²
- Vitesse de l'air dans les tubes : 1.6 m/s diurne en hiver, 2.3 m/s diurne en été
- Rapport débit d'air / surface d'échange : 15.3 m³/h par m² en hiver, 22.1 m³/h par m² en été
- Rapport débit d'air / surface d'emprise : 10.4 m³/h par m² en hiver, 15.0 m³/h par m² en été

Régulation :

L'utilisation du puits canadien est limitée aux heures de bureau, lorsque la ventilation du bâtiment est actionnée. En hiver il n'est utilisé que lorsque la température extérieure chute en dessous de 7°C, en été que lorsque elle dépasse les 22°C.

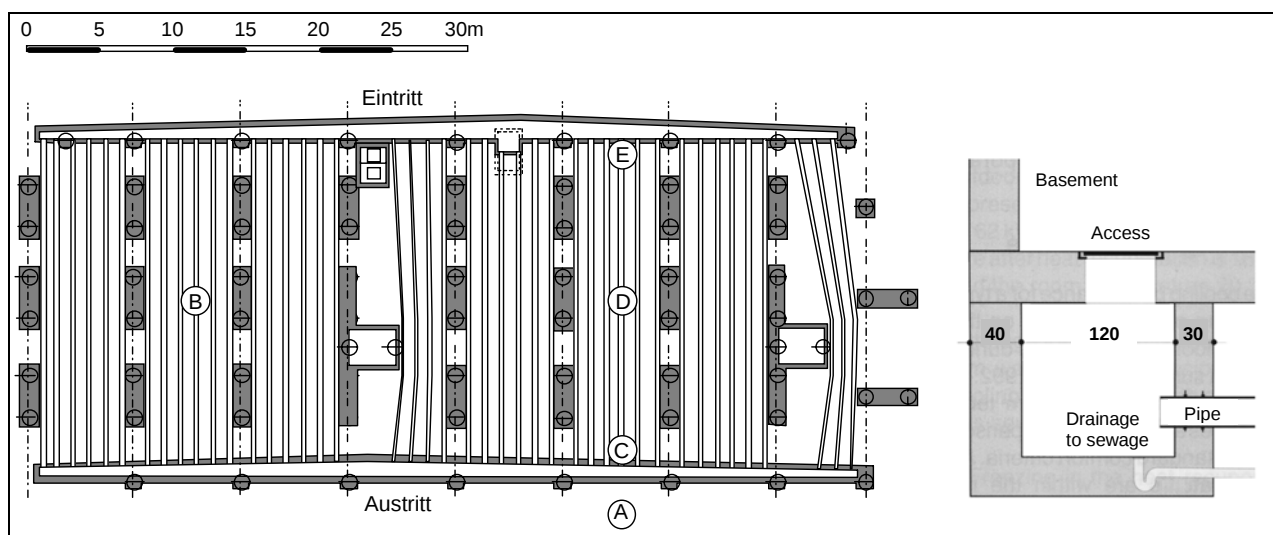


Fig. 2 : Puits canadien « Schwerzenbacherhof », plan général et coupe de la nourrice.

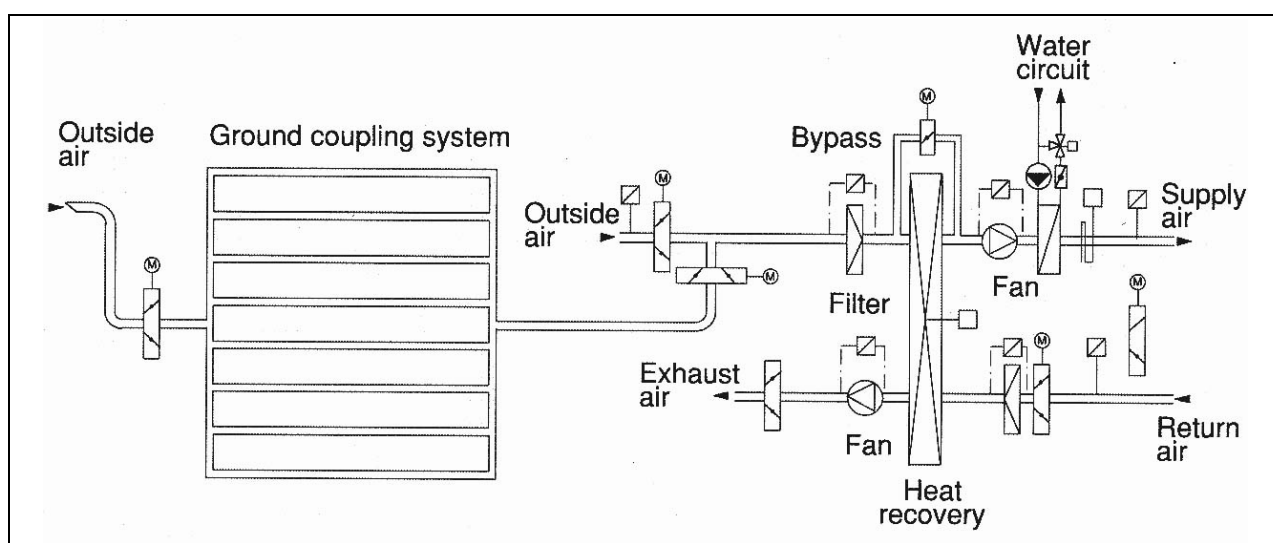


Fig. 3 : Puits canadien « Schwerzenbacherhof », intégration dans le système de ventilation.

Prestation énergétique / thermique

L'analyse d'une campagne de mesure extensive sur 24 mois, transmise par l'Office fédéral de l'énergie, a permis la validation de l'outil de simulation numérique (Fig. 4), en particulier concernant les phénomènes d'évaporation et de condensation.

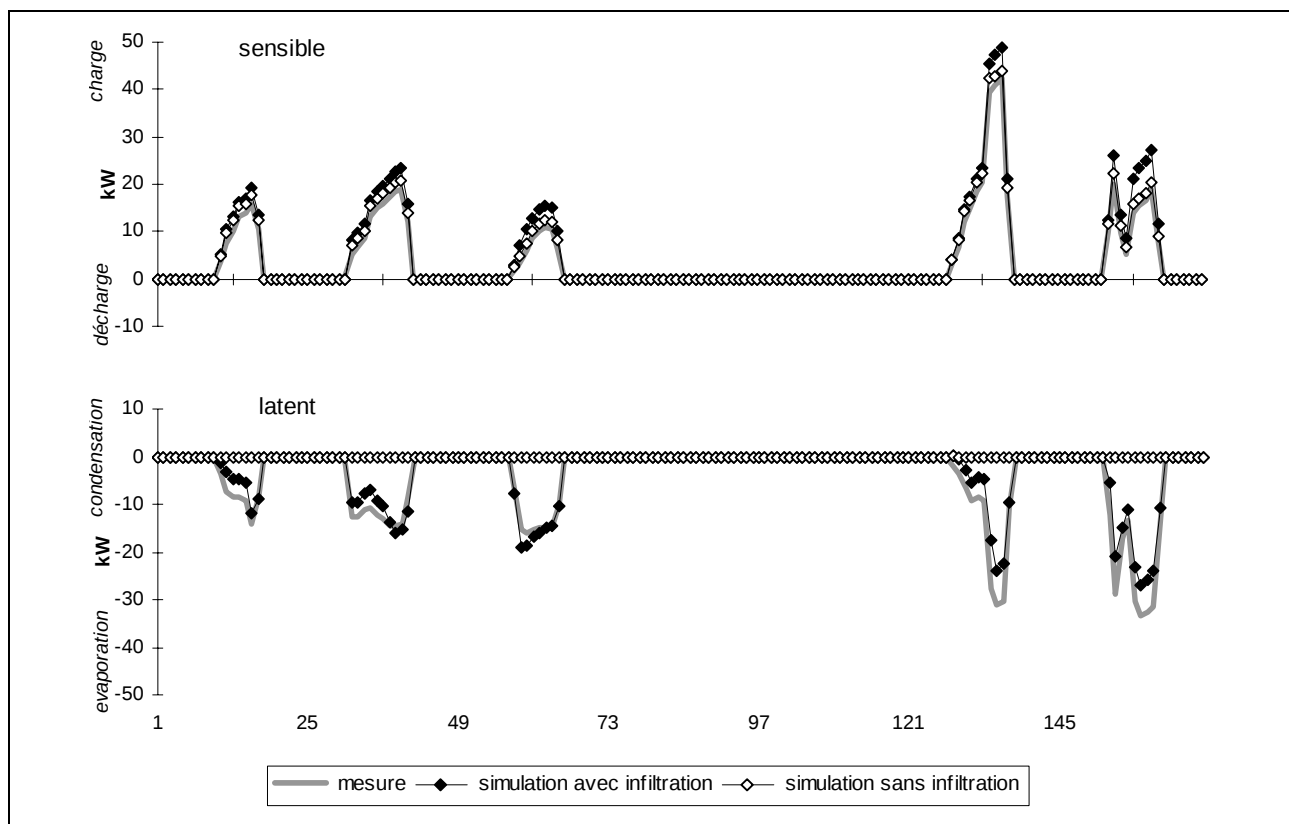


Fig. 4 : Puits canadien « Schwerzenbacherhof », dynamique horaire sur une semaine d'été.

Sans infiltration d'eau

En hiver (Fig. 5 à gauche), le puits canadien préchauffe le renouvellement d'air du bâtiment, à raison de 17.4 MWh, dont seuls 6.1 MWh (2.6 MJ/m^2 de plancher) représentent un gain net par rapport au récupérateur sur air vicié couplé en série (dont l'efficacité mesurée est de 65%). Réciproquement, sur les 700 heures d'été les plus chaudes pendant lesquelles le puits est activé (Fig. 5 à droite), celui-ci rafraîchit le débit de ventilation diurne, pour un rafraîchissement effectif du bâtiment de 13.4 MWh (5.7 MJ/m^2 , soit 2.3 W/m^2 de plancher). Couplé à une ventilation nocturne directe ($34'300 \text{ m}^3/\text{h}$, soit 1.6 vol/h), le puits parvient sur ces périodes de canicule à maintenir le bâtiment à une température moyenne très confortable de 24.7°C (avec moins de 15% des heures au dessus des 26°C , mais toujours en dessous du seuil de tolérance de 28°C).

Avec infiltration d'eau

Si le contenu en eau de l'air ambiant et le différentiel de température météo-terrain n'induisent généralement pas de condensation dans les tubes, d'importants échanges latents peuvent cependant avoir lieu lorsque de l'infiltration d'eau est à l'œuvre. Ainsi, dans le cas du Schwerzenbacherhof, les mesures d'humidité entrée/sortie impliqueraient de l'évaporation tout au long de l'année sans aucune condensation (Fig. 4). Bien qu'une erreur de mesure ne soit pas tout à fait exclue, il est plausible que de l'infiltration d'eau ait réellement eu lieu, phénomène par ailleurs observé lors des campagnes de mesure au « Caroubier » et à la « Cité solaire de Plan-les-Ouates ». Une simulation numérique avec une infiltration d'eau correspondant à la quantité journalière évaporée permet de reproduire convenablement cette dernière et d'en discuter l'implication sur le bilan global du puits.

Dans ce cas, l'énergie nécessaire à l'évaporation vient en partie amputer le préchauffage hivernal, respectivement enrichir le rafraîchissement estival de l'air, mais de façon relativement marginale, la partie la plus importante de cette énergie étant, été comme hiver, directement pompée au parking situé au dessus des

tubes. Bien que cette diffusion accrue n'ait dans le cas présent pas d'influence directe sur le bâtiment, on imagine bien que si les locaux contigus au puits étaient chauffés, ce supplément de diffusion entraînerait une perte considérable en hiver, pour un gain supplémentaire de fraîcheur en été. La perspective d'eau stagnante dans les tubes n'est cependant pas du meilleur aloi et l'utilisation volontaire de phénomènes d'évaporation en conjonction avec un puits canadien devrait en principe se faire de façon découplée et en aval de ce dernier.

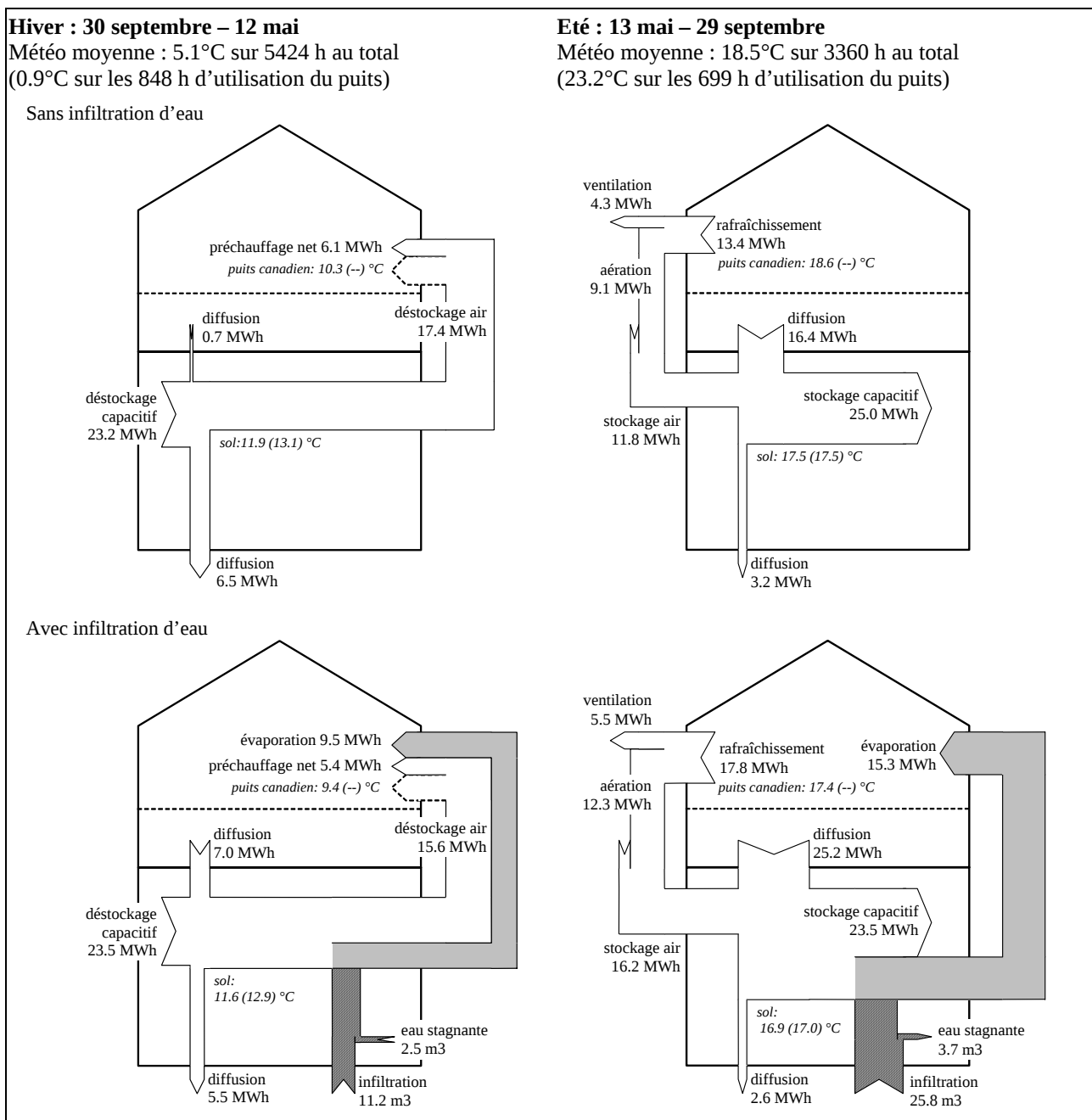


Fig. 5 : Bilan énergétique avec et sans infiltration d'eau dans les tubes..

Projet

Maître d'ouvrage : Wohlgroth AG

Architecte : Lüthi

Concept énergétique : Wick, Baumgartner

Références

- Zimmermann M., Andersson J. (1998), *Low energy cooling. Case study buildings*. In : Annex 28, Low energy cooling, AIE, 1998.
- Hollmuller P., Lachal B. (2001), *Cooling and preheating with buried pipe systems : monitoring, simulation and economic aspects*, Energy and Buildings, 33/5, 2001, pp. 509-518.

Perret SA, bâtiment administratif (Satigny - GE)

Echangeur air/eau/sol

Concept

Le siège administratif de la société Perret SA (Fig. 1) est complètement chauffé et rafraîchi à l'air, via le système de ventilation. A cet l'air neuf passe par une série de trois systèmes passifs (Fig. 2) :

- Une amenée d'air souterraine, de la prise d'air vers le local de ventilation, qui fonctionne comme un échangeur air/sol (type puits canadien) de taille réduite.
- A l'entrée du monobloc de ventilation, couplé au flux d'air via un échangeur air/eau, un échangeur eau/sol constitué de 10 boucles de tube PE de 100 m chacune posés sous la dalle du bâtiment.
- Finalement un récupérateur de chaleur sur air vicié.

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



Fig. 1 : Bâtiment « Perret » et pose de l'échangeur eau/sol.

Etude réalisée

- Campagne de mesure sur une année, permettant de caractériser le fonctionnement des systèmes de préchauffage et rafraîchissement.
- Développement de règles du pouce pour l'échangeur air/eau/sol
- Simulation numérique sur une année météorologique standard, pour tester d'autres configurations.
- Calcul technico-économique.

Données techniques

Immeuble :

- Surface de référence énergétique : 1'160 m²
- Volume de référence : ~ 3'000 m³
- Indice énergétique de chauffage : 129 MJ/m²
- Indice énergétique de rafraîchissement (électricité) : ~ 0.4 kWh/m² pour l'échangeur air/eau/sol (pompe de brassage + fraction de l'électricité de ventilation correspondant aux pertes de charge de l'échangeur air/eau).

Ventilation :

- Débit : 1'840 m³/h
- Taux de renouvellement d'air : 0.6 h⁻¹
- Puissance électrique : 1'100 W au total, dont 90 W pour l'échangeur air/eau
- Pertes de charges : 720 Pa au total, dont 66 Pa pour l'échangeur air/eau

Puits canadien :

- Nombre de tubes : 4
- Diamètre : 25 cm
- Longueur : 10 m
- Entreaxe : ~ 40 cm
- Profondeur : 70 cm (15 cm sous l'échangeur air/eau/sol)
- Surface d'échange des tubes : 30 m²
- Surface d'emprise : ~ 15 m²
- Vitesse de l'air dans les tubes : 2.6 m/s
- Rapport débit d'air / surface d'échange : 60 m³/h par m²
- Rapport débit d'air / surface d'emprise : 120 m³/h par m²

Echangeur air/eau/sol :

- Nombre de tubes : 10
- Diamètre : 28/32 mm
- Longueur : 100 m par tube
- Entreaxe : 30 cm
- Profondeur : 45 cm
- Surface d'échange des tubes : 88 m²
- Surface d'emprise : 360 m²
- Rapport débit d'air / surface d'échange : 20.9 m³/h par m²
- Rapport débit d'air / surface d'emprise : 5.1 m³/h par m²
- Débit d'eau : 3'060 lit/h
- Efficacité échangeur air/eau : 60%

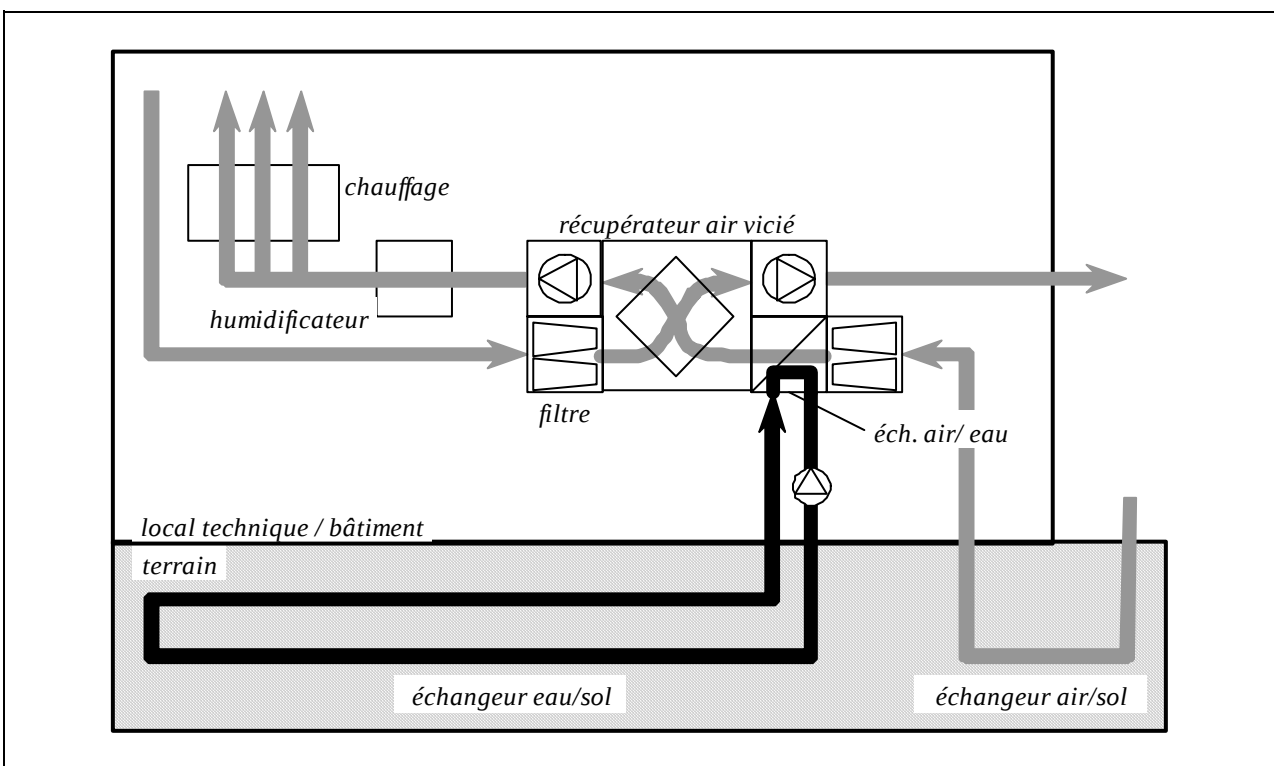


Fig. 2 : Bâtiment « Perret », schéma de principe du système de ventilation..

Prestation énergétique / thermique

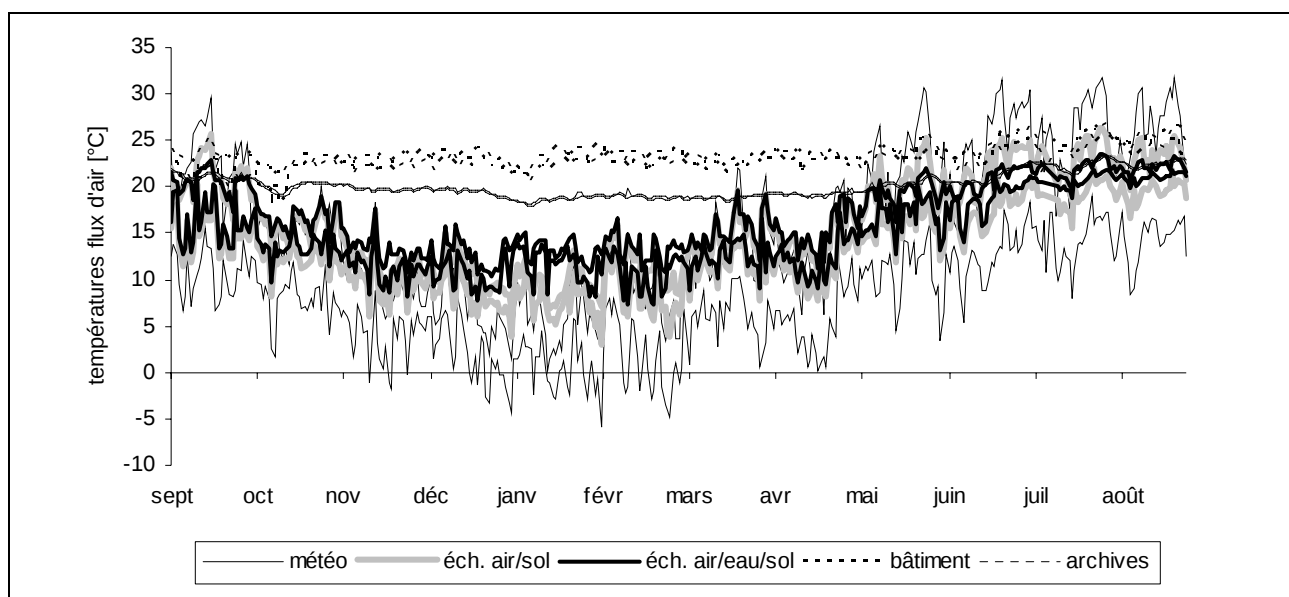


Fig 3 : Echangeurs terrestres du bâtiment « Perret », minima/maxima journaliers sur une année.

Installation Perret

L'analyse détaillée des sous-systèmes ainsi que les bilans annuels et l'étude complémentaire par simulation numérique permettent de tirer les conclusions suivantes :

- En absence d'isolation efficace entre le bâtiment et le sous-sol, les deux échangeurs terrestres situés à faible profondeur sont thermiquement couplés au bâtiment. Dès lors, une fraction importante du préchauffage hivernal de l'air, de l'ordre de 75%, provient de la diffusion de chaleur en provenance de ce dernier. Une autre moitié se fait au détriment du récupérateur sur air vicié, qui produit moins que s'il avait été couplé directement sur l'échangeur air/sol. L'utilisation hivernale de l'échangeur air/eau/sol provoque finalement une perte thermique nette.
- Le potentiel des échangeurs terrestres concerne principalement l'été, pendant lequel ils amortissent les pointes de chaleur diurnes. Ainsi, même si le couplage avec le bâtiment induit sur la saison un préchauffage moyen de l'amenée d'air, celle-ci pénètre finalement le bâtiment à une température très stable. Sur les heures de canicule, lorsque la météo excède les 26°C, l'air neuf ne dépasse pas les 22°C à la sortie de l'échangeur air/sol et 20°C à la sortie de l'échangeur air/eau/sol.
- Dans le cas de figure présent, cela suffit à maintenir le bâtiment en dessous du seuil de confort cible de 26°C, ce qui met en valeur la bonne enveloppe et l'inertie du bâtiment. Dans la mesure où les gaines de ventilation incorporées aux dalles du bâtiment participent elles-mêmes à l'amortissement inertiel de l'oscillation météo, il n'est pas aisé de déterminer si cet excellent confort n'aurait en l'occurrence pas pu être atteint sans construction de l'échangeur air/eau/sol.
- Pour le débit d'air actuel, la combinaison entre longueur des tubes et efficacité d'échange air/eau qui a été retenue dans l'installation Perret s'avère correcte, bien qu'une prestation similaire aurait pu être atteinte avec un échangeur air/eau deux fois plus grand et un collecteur deux fois plus court. Le débit d'eau pourrait par contre être réduit par trois, sans préjudice la prestation estivale.

Généralisation

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

- Le préchauffage saisonnier de l'air neuf au moyen d'un collecteur à eau couplé sur l'amenée d'air neuf se fait au détriment partiel du récupérateur sur air vicié, qui fonctionne avec un différentiel de

température plus faible. D'autre part, avec une nappe de tube à faible profondeur, une partie importante du préchauffage provient d'une diffusion accrue en provenance du bâtiment, même lorsque celui-ci est correctement isolé. L'un dans l'autre, la prestation nette de l'échangeur air/eau/sol s'avèrera constituer sinon une perte du moins un gain marginal. Il convient donc prioritairement, à des fins d'efficacité hivernale, d'améliorer l'enveloppe du bâtiment et de soigner le dimensionnement du récupérateur sur air vicié.

- En été, le lissage de l'oscillation thermique journalière est suffisante à maintenir la température d'aération en dessous du seuil de confort de 26°C, fournissant un potentiel de rafraîchissement sur les heures les plus chaudes de la journée. Moyennant un dimensionnement correct du système, il devient alors possible d'accroître le débit d'air à des taux plus importants de quelques vol/h, permettant de ventiler le bâtiment avec de l'air frais et d'en extraire les excédents thermiques. Un dimensionnement journalier et un fonctionnement uniquement estival sont donc recommandés.

Dans cette optique, les recommandations suivantes sont de mise :

- Pour ce genre de système, l'amplitude résiduelle sur l'air est strictement limitée par l'efficacité de l'échangeur air/eau, qu'il s'agit donc de dimensionner avec soin. Ainsi, un échangeur air/eau avec 80% d'efficacité ne permettra pas d'abaisser l'amplitude résiduelle sur l'air en dessous de $100 - 80 = 20\%$, quelque soit la taille de l'échangeur eau/sol. Dans ce cas précis, une amplitude résiduelle de 25% sera obtenue sur l'oscillation journalière en dimensionnant l'échangeur eau/sol comme suit : par 1000 m³/h d'air il faudra 600 m de tube 28/32 mm disposé en nappe de 30 cm d'entreaxe, avec un débit d'eau de 600 lit/h.
- Afin de profiter pleinement de la température stable de l'air neuf, qui ne dépasse alors en principe pas les 22°C, le récupérateur sur air vicié devrait être bypassé.
- Etant donné que l'amortissement de l'oscillation thermique journalière se fait sur moins de 20 cm au pourtour des tuyaux, le recours à une configuration multicouche est possible. Il est important de veiller au bon contact thermique entre les tubes et le terrain.
- Dans la mesure des besoins de rafraîchissement du bâtiment, il est possible de faire du rafraîchissement inertiel avec une ventilation accrue, de 1 à 3 vol/h, induisant en heure de pointe un potentiel de rafraîchissement de 2 à 10 W/m² (2 à 7 W/m² en moyenne journalière, soit la valeur moyenne des gains thermiques observés dans les bâtiments). L'augmentation du débit d'air doit être accompagnée d'un accroissement proportionnel de l'échangeur eau/sol, selon la règle du pouce ci-dessus. Cependant, dans la mesure où l'inertie du bâtiment le permet et que la puissance de rafraîchissement peut chuter sur les heures de pointes, il est possible de revoir la longueur du collecteur eau/sol à la baisse.

Projet

Maître d'ouvrage : Perret SA

Concept énergétique : Ecoconfort

Références

- Hollmuller P., Lachal B. (2003), *COSTEAU : Préchauffage et rafraîchissement par collecteurs souterrains à eau. Etude de cas (bâtiment Perret à Satigny, GE) et généralisation*, Rapport final, CUEPE, Université de Genève, 2003.

Aymon, bâtiment administratif (Sion)

Utilisation de la cave comme échangeur air/sol

Concept

Ancienne bâtisse patricienne de la Ville de Sion, le bâtiment « Aymon » a été affecté à des usages administratifs. Dans ce cadre, les combles ont été aménagés en bureaux. Une isolation soignée et de bonnes protections solaires permettent d'éviter au maximum l'apport de gains solaires indésirables en été (Fig. 1). Malgré cela, la structure en bois ne présentant guère d'inertie thermique, il était à craindre que pendant la période la plus chaude de l'été la température de cet espace monte régulièrement au dessus du seuil de confort de 26°C. La mise en place d'un système de ventilation avec prise d'air dans la cave (grande inertie) a permis, à très faible coût, de réduire à néant cette période d'inconfort. Des mesures de radon confirment que l'air pulsé ne comporte pas de risque radioactif

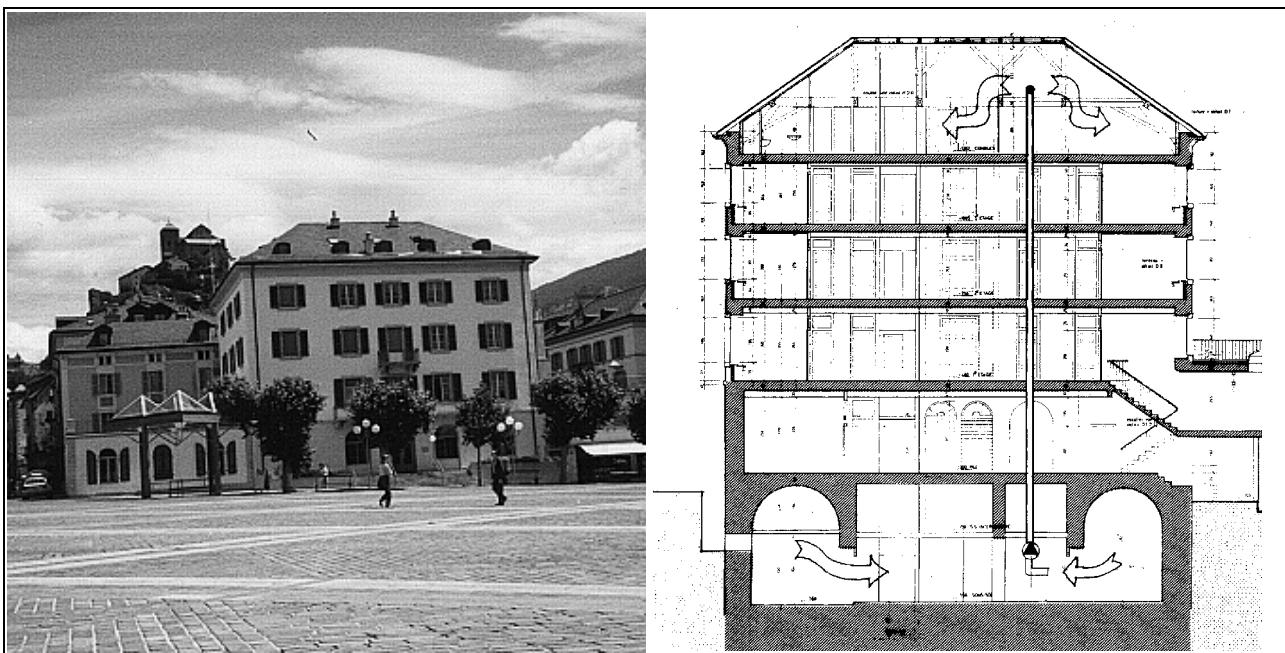


Fig. 1 : Bâtiment « Aymon », vue de l'immeuble et schéma du système de ventilation par échange air/sol avec la cave.

Etude réalisée

- Mesure, caractérisation et modélisation simplifiée de l'échangeur air/sol, ainsi que développement de règles de dimensionnement de base (Meldem et al., 1991 ; Etat du Valais et Université de Genève, 1991).
- Analyse comparative avec d'autres mesures de rafraîchissement passif, effectuée par simulation numérique (logiciel ESP), dans le cadre du programme européen « Pascool » (Lachal et al., 1995).

Données techniques

Espace des combles :

- Surface au sol : 225 m²
- Volume : ~480 m³
- Indice énergétique de chauffage : ~ 250 MJ/m² (ensemble du bâtiment)
- Indice énergétique de rafraîchissement (électricité) : ~ 1.2 kWh/m² (combles)

Ventilation :

- Débit : 1300 m³/h (réglable par les utilisateurs dans la plage 0 – 1'800 m³/h)
- Taux de renouvellement d'air : 2.7 h⁻¹ (3.3 h⁻¹ dans le bureau le plus exposé)
- Puissance électrique : 140 W
- Pertes de charges : 200 Pa

Echangeur air/sol :

- Surface d'échange : ~ 200 m² (sol et murs de la cave) + stockage d'archives (compactus)
- Vitesse de l'air dans la cave : ~ 0.1 m/s
- Rapport débit d'air / surface d'échange : 6.5 m³/h par m² (non compris surface du compactus)

Prestation énergétique / thermique

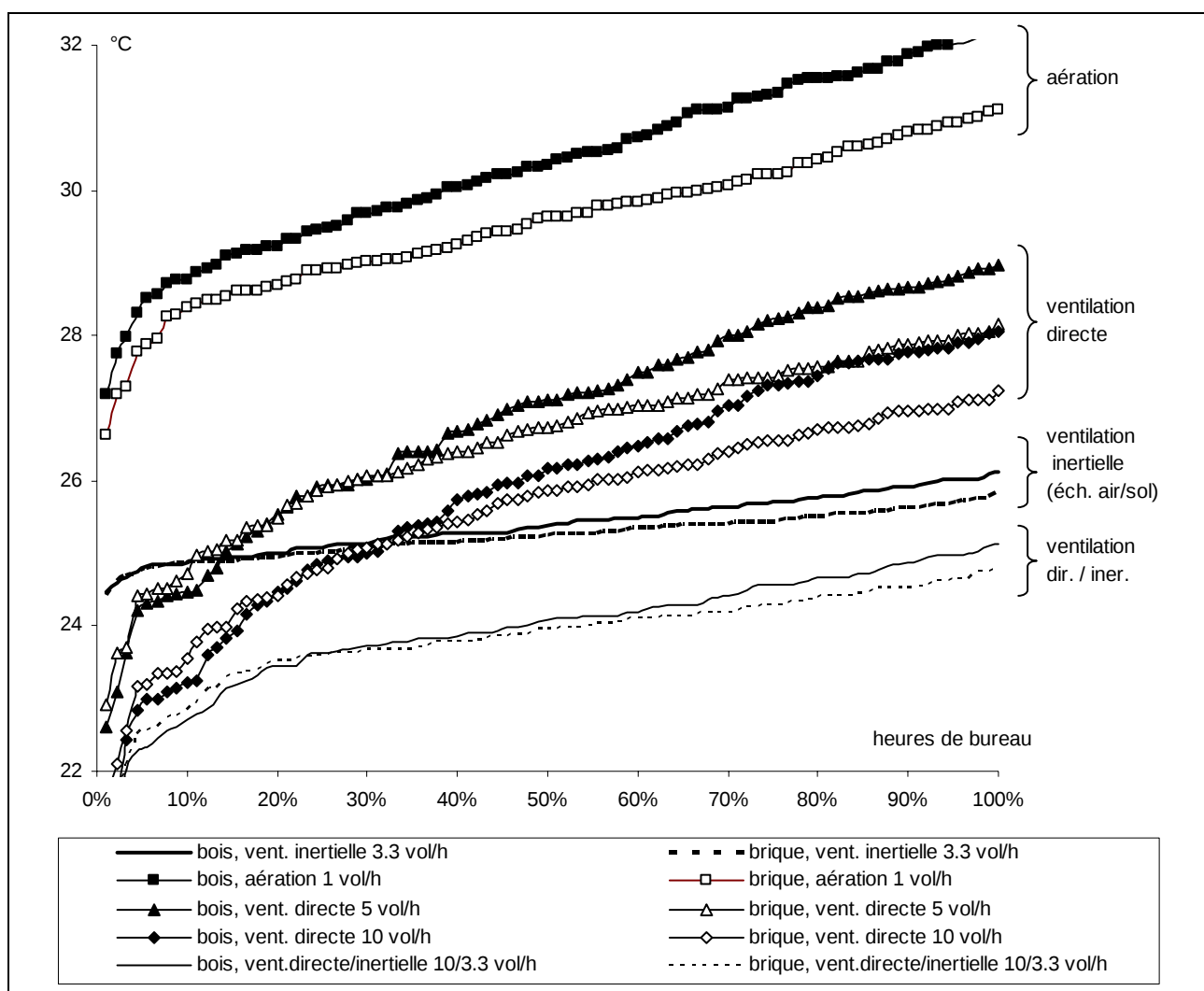


Fig. 2 : Bâtiment « Aymon », rafraîchissement par échangeur air/sol versus ventilation directe (températures classées, 16 – 25 août 1993, 8 – 18 h).

Une série de mesure sur la période la plus chaude de l'année (28 juillet – 31 août 1993) a permis de confirmer l'efficacité du système, caractérisé lors de sa mise en service 3 ans plus tôt [Lachal et al., 1991] : avec une amplitude journalière résiduelle de 8%, l'air de ventilation se situe jour et nuit aux alentours de 22 °C.

Une série de simulations numériques, menée avec le logiciel ESP et documentée dans le cadre du programme européen Pascool [Lachal et al., 1994], permet de juger de l'apport de confort amené par ce système de

ventilation inertielle, par comparaison à une stratégie de ventilation directe ou à une simple aération (Fig. 2). La ventilation inertielle, disponible jour et nuit, permet ainsi de maintenir les bureaux en dessous du seuil de confort supérieur, et cela pendant toute la période estivale. Etant donné la faible inertie thermique des combles, une stratégie par ventilation directe (uniquement nocturne) ne permettrait pas un si bon résultat, même à un taux de 10 vol/h : la température intérieure diurne passerait dans ce cas plus de la moitié du temps au dessus des 26°C (de façon cependant bien plus satisfaisante qu'avec une aération à 1 vol/h, qui induirait une situation franchement inconfortable). Une structure plus massique (brique au lieu de bois) permettrait certes d'améliorer la performance de la ventilation directe, qui n'égalerait cependant pas celle de la ventilation inertielle. Enfin une stratégie mixte (ventilation inertielle/directe en période diurne/nocturne), plus compliquée techniquement (nécessité de 2 ventilateurs, la cave devant continuer à être rechargée pendant la nuit), permettrait de baisser encore la température des bureaux.

A noter que le système réalisé consomme 6 fois moins d'électricité que l'aurait fait un groupe de froid, qui aurait nécessité un investissement 2 fois plus élevé.

Projet

Maître d'ouvrage : Etat du Valais

Concept énergétique : Etat du Valais

Références

- Meldem R., Lachal B., Weber W., Anay C., Guisan O. (1991), *Mesure et analyse d'un système de rafraîchissement passif à Sion (Valais)*, CUEPE – Université de Genève, 2002.
- Etat du Valais et Université de Genève (1991), *Fiche technique : rafraîchissement passif*, Département des travaux publics du Canton du Valais, Service des bâtiments, Sion.
- Pinaya R. (1991), *Analyse de l'échange thermique entre le sous-sol et l'air à la base d'un système de rafraîchissement passif à Sion (Valais)*, Travail de diplôme, Section de Physique, Université de Genève, 1991.
- Ançay C., Guisan O., Lachal B., Meldem R., Weber W. (1991), *Passive cooling of an administrative building in Sion (Switzerland)*. In : Arden & al., eds., Solar World Congress 31. Oxford : Pergamon Press, 1991, pp. 3083-3088.
- Lachal B., Meldem R., Weber W., Ançay C., Guisan O. (1991), Use of basement in passive cooling of an administrative building in Sion (Switzerland). In : Servando Alvarez, ed. PLEA'91, Architecture and urban space. Dordrecht : Kluwer Academic Publishers, 1991, pp. 737-742.
- Lachal B., Gallinelli P., Hollmuller P. (1995), *PASCOOL / Aymon building*, in Pascool Electronic Metahandbook : passive cooling design and guidelines for mediteranean climate & countries, CD-Rom, eds. W. Weber, B. Lachal, H. Drexler, Galinelli P., Gonzalez D., CUEPE – Université de Genève, 1995.

Château de Valère (Sion)

Utilisation de la cave comme échangeur air/sol

Concept

La transformation du château de Valère en musée a nécessité la mise en place de systèmes garantissant une bonne stabilité hygrométrique tout au long de l'année et des variations journalières de température aussi faibles que possible, pour la préservation tant des boiseries que des objets exposés.

Dans la solution technique retenue, le renouvellement d'air du bâtiment, la déshumidification et le rafraîchissement sont assurés par 7 ventilateurs réglables, placés dans les combles du château. L'air est aspiré depuis les caves et balaie de bas en haut, par zone, toutes les pièces. Le chauffage de base est assuré par des corps de chauffe électriques, seule source d'énergie disponible sur le site.

Finalement, une importante gestion technique centralisée a été mise en place afin de garantir le strict respect des consignes, ce qui permet également une gestion optimale de la demande d'électricité (lissage des pointes).

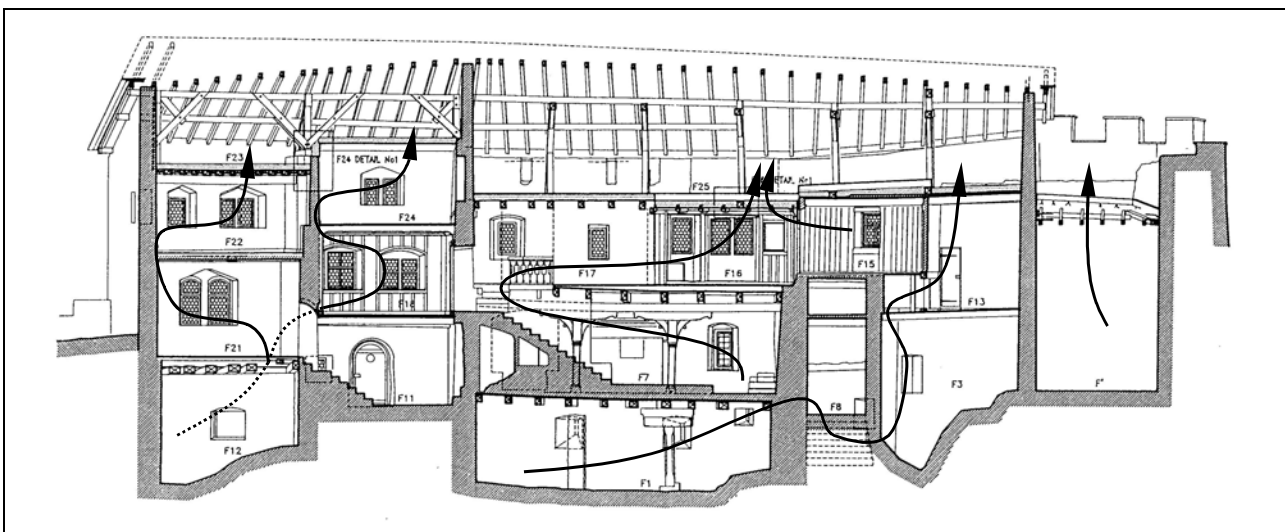


Fig. 1 : Système d'aération/ventilation inertielle en utilisant les caves comme échangeur air/sol.

Etude réalisée

- Mesure de la réponse thermique du bâtiment et calibration d'un modèle de simulation numérique.
- Mise en place d'un concept énergétique sous forte contrainte (transformation) via l'étude de divers scénarios de chauffage et rafraîchissement.
- Vérification et optimisation du fonctionnement.

Données techniques

Musée (Bâtiment F) :

- Surface au sol : 600 m² utiles, surface de référence énergétique non valable (château XXIIème), 65'000 visiteurs attendus par année
- Volume (air) : 1360 m³
- Indice énergétique de chauffage : non valide (climat et surface non standards)
- Indice énergétique de rafraîchissement (électricité) : nul à très faible.

Ventilation :

- Débit : entre 600 et 5'000 m³/h, réglable selon humidité et charge thermique
- Taux de renouvellement d'air correspondant : 0.5 à 3.5 h⁻¹
- Puissance électrique : inconnue, sans doute quelques centaines de W
- Pertes de charges : nulles (ventilation sans gaine)

Echangeur air/sol :

- Surface d'échange : ~ 250 m² (sol et murs sous-sol et sol rez inférieur)
- Vitesse de l'air dans la cave : < 0.1 m/s
- Rapport débit d'air / surface d'échange : ~ 3 à 20 m³/h par m²

Prestation énergétique / thermique

La double contrainte – éviter l'apparition de condensation derrière les boiseries ainsi que sur les vitrages historiques existants, tout en ayant une humidité relative intérieure de l'ordre de 50% – a imposé les paramètres suivants :

- La température de consigne du chauffage est de 12°C
- Lorsque l'écart entre la température extérieure et intérieure dépasse 14°C, le chauffage est coupé.

Le confort thermique souhaité est donc non conventionnel :

- Température : 12°C < T < 25°C
- Humidité : 40% < HR < 60%

cela sans installations importantes, la rénovation devant être « légère et réversible ».

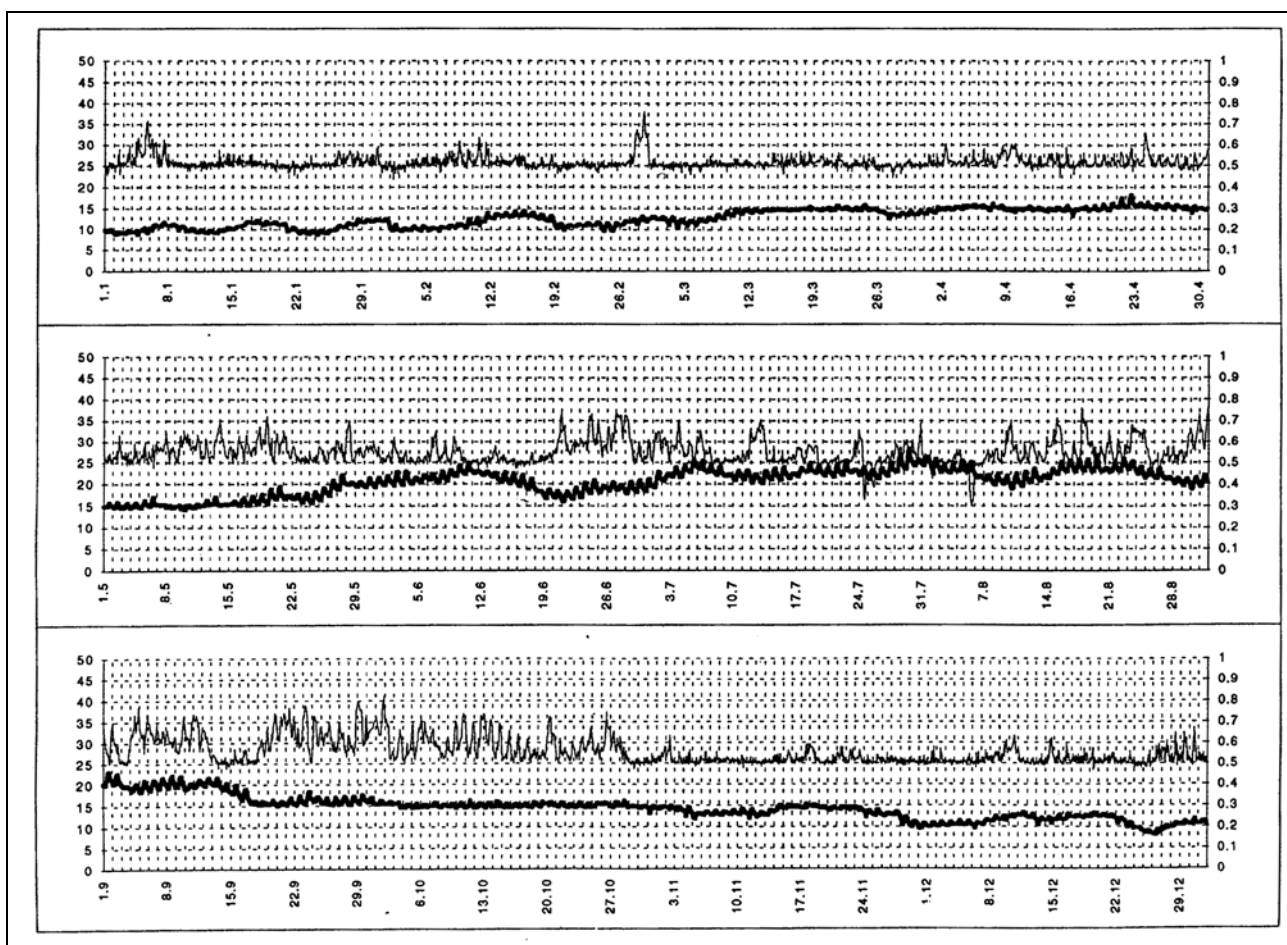


Fig. 2 : Température (courbe inférieure, échelle de gauche) et humidité (courbe supérieure, échelle de droite) simulées pendant une année, avant la réalisation..

La solution retenue permet en théorie de répondre à l'ensemble des contraintes, sauf pendant quelques heures en été, comme le montre les résultats de simulation de la température intérieure et de l'humidité (figure 2).

La vérification après réalisation a montré des résultats tout à fait conformes aux attentes (voire l'exemple de juin 2001 sur la figure 3).

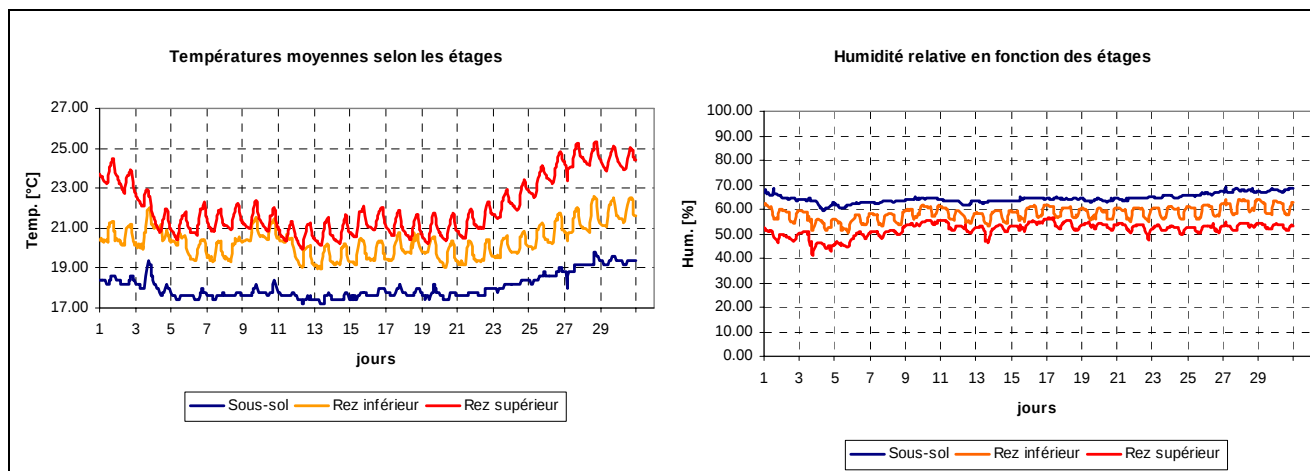


Fig. 3 : Températures et humidités mesurées, juin 2001.

En période chaude, fin juin, avec une température extérieure passant de 20°C le matin à 30°C l'après-midi, la température intérieure montre une stratification selon les étages, due au réchauffement progressif de l'air de ventilation :

- le sous-sol reste très frais (19°C) et très stable,
- le rez inférieur reste frais (22°C environ) avec une variation de température modérée de 1.5°C au cours de la journée,
- le rez supérieur est le moins frais (24.5°C), avec une fluctuation journalière de 1°C environ.

L'humidité quant à elle est restée très constante (50 à 60%, avec des variations de quelques pour cents, à part le sous-sol qui voit son humidité se rapprocher de 70% durant les périodes chaudes).

Cet exemple montre l'avantage que l'on peut tirer de l'inertie du bâtiment et du couplage avec le sous-sol, permettant ainsi à un problème complexe d'être résolu de manière simple et peu onéreuse.

Projet

Maître d'ouvrage : Etat du Valais

Architectes : Baechler, Gagliardi et Amsler

Concept énergétique : CUEPE (Université de Genève) et Ecole d'ingénieur du Valais

Références

- Lachal B., Weber W. (1992), *Transformation du Château de Valère en musée. Effet du nouveau climat intérieur sur le bâtiment*, Rapport préliminaire, CUEPE – Université de Genève.
- Lachal B., Hollmuller P., Weber W. (1993), *Transformation du château de Valère. Effets climatiques de la nouvelle exploitation*, Rapport final, CUEPE – Université de Genève.
- Bonvin M., Duc P.-J. (1997), *Transformation du Château de Valère en musée. Installations techniques : évaluation des besoins*, Rapport et annexes, Ecole d'ingénieurs du Valais, Sion.
- Derivaz J. (2000), *Musée de Valère : optimisation de la gestion technique centralisée*, Diplôme, Haute école valaisanne, Sion.

- Hollmuller P., Lachal B., Weber W., Bonvin M., Cordonier P., Derivaz J., Ançay C. (2001), *Transformation du château de Valère en musée : un concept énergétique répondant à de fortes contraintes*, Proceedings de CISBAT'01, Ecole polytechnique fédérale de Lausanne.
- Département des travaux publics du Canton du Valais, Haute école valaisanne, Université de Genève (2001), *Fiche technique : Interventions sur des monuments historiques à fortes contraintes climatiques, l'exemple du Château de Valère à Sion*, Etat du Valais, Service des bâtiments, Sion.