
Application de la simulation numérique dans l'étude technique de la géothermie par nappes horizontale de tuyauterie appliquée à un projet immobilier mixte de commerces, bureaux et hôtel

Auteur : Nahi, Karim

Promoteur(s) : Andre, Philippe; 2770

Faculté : Faculté des Sciences

Diplôme : Master en sciences et gestion de l'environnement, à finalité spécialisée en énergies renouvelables

Année académique : 2016-2017

URI/URL : <http://hdl.handle.net/2268.2/3369>

Avertissement à l'attention des usagers :

Tous les documents placés en accès ouvert sur le site le site MatheO sont protégés par le droit d'auteur. Conformément aux principes énoncés par la "Budapest Open Access Initiative"(BOAI, 2002), l'utilisateur du site peut lire, télécharger, copier, transmettre, imprimer, chercher ou faire un lien vers le texte intégral de ces documents, les disséquer pour les indexer, s'en servir de données pour un logiciel, ou s'en servir à toute autre fin légale (ou prévue par la réglementation relative au droit d'auteur). Toute utilisation du document à des fins commerciales est strictement interdite.

Par ailleurs, l'utilisateur s'engage à respecter les droits moraux de l'auteur, principalement le droit à l'intégrité de l'oeuvre et le droit de paternité et ce dans toute utilisation que l'utilisateur entreprend. Ainsi, à titre d'exemple, lorsqu'il reproduira un document par extrait ou dans son intégralité, l'utilisateur citera de manière complète les sources telles que mentionnées ci-dessus. Toute utilisation non explicitement autorisée ci-avant (telle que par exemple, la modification du document ou son résumé) nécessite l'autorisation préalable et expresse des auteurs ou de leurs ayants droit.

Année académique 2016/2017

Application de la simulation numérique dans l'étude technique de la géothermie par nappes horizontale de tuyauterie appliquée à un projet immobilier mixte de commerces, bureaux et hôtel

Mémoire présenté par Karim NAHI

en vue de l'obtention des grades de

Master en Sciences et Gestion de l'Environnement – finalité Energies Renouvelables (ULg)

Master en Développement Durable – finalité Energie-Environnement (uni.lu)

Rédigé sous la direction de Monsieur Prof. Philippe ANDRÉ

Remerciement

Dans un premier temps, je tiens à remercier toute l'équipe pédagogique du Campus d'Arlon de l'université de Liège et de l'université du Luxembourg, spécialement l'unité BEMS, ainsi que les intervenants et responsables des Masters en Sciences et Gestion de l'Environnement à finalité Energies Renouvelable (ULG) et en Développement Durable à finalité Energie et Environnement (uni.lu) pour avoir assuré la partie théorique de ma formation.

Je tiens à remercier en particulier Monsieur Philippe ANDRÉ, notre président de campus et responsable formation, pour avoir partagé, avec générosité, ses connaissances et son expérience avec nous. Et pour son soutien tout au long de ce travail.

Dans un deuxième temps je remercie ma maman et mes frères pour leurs soutien, leurs patiences et encouragement toute la durée de ma formation et bien avant. Et surtout pour leurs présences dans ma vie.

Enfin je remercie tous ce que qui ont contribuées de près ou de loin dans ce travail spécialement et dans ma vie généralement.

Table des matières

Introduction.....	7
1 Pompe à chaleur et sol.....	8
1.1 Pompe à chaleur.....	8
1.2 Propriétés du sol.....	9
1.3 Pompe à chaleur et sol.....	10
2 Pompe à chaleur géothermique.....	12
2.1 Composants.....	12
2.2 Types.....	13
2.3 Fonctionnement.....	14
2.4 Exemple.....	17
3 Échangeur de chaleur souterrain.....	18
3.1 Classification.....	18
3.2 Échangeur vertical.....	19
3.3 Échangeur horizontal.....	19
4 Dimensionnement.....	21
4.1 Échangeur de chaleur souterrain horizontal.....	21
4.2 Logiciels de dimensionnement du système géothermique.....	25
4.2.1 Présentation.....	25
4.2.2 Utilisation.....	25
4.3 Pompe à chaleur.....	28
4.4 Capacité de la source/ puits.....	28
5 Présentation du bâtiment.....	28
5.1 Localisation.....	30
5.2 Besoin thermique.....	30
5.3 Répondre aux besoins.....	31
5.3.1 Cas 1 : de référence.....	32
5.3.2 Cas 2 : REG 125 AD 22.....	34
5.3.3 Cas 3 : REG 090 AD 22.....	39
5.4 Comparaison des cas étudiés.....	42
6 Dimensionnement du système.....	44
6.1 Simulation du système avec le GLD.....	44
6.2 Simulation de l'échangeur souterrain avec TRNSYS.....	52
6.2.1 Modèle TRNSYS.....	54

6.2.2 Résultats de la simulation	56
Conclusion	59
Bibliographies	60
Résumé	63

Liste des tableaux

Tableau 1 : Températures minimales types de sources de chaleur en mode chauffage [3]...	11
Tableau 2 : Espacement minimaux entre tubes et tranchées [23].	22
Tableau 3 : Longueur de tuyau requise en fonction du climat et de la configuration du réseau [24]	22
Tableau 4 : Potentiel de restitution en fonction du type du sol pour une unité de surface [25].	24
Tableau 5 : Puissance d'extraction / éjection de quelques types de sol [13].	24
Tableau 6 : Composition du bâtiment.	29
Tableau 7 : Synthèse énergétique du cas de référence.	33
Tableau 8 : Emission du dioxyde de carbone annuelle par type de consommation d'énergie pour le Cas 1.	34
Tableau 9 : Temps de fonctionnement des appareils.	34
Tableau 10 : Caractéristiques techniques de la REG 125 AD 22 utilisé dans le Cas 2.	35
Tableau 11 : Satisfaction du besoin dans le cas 2.	35
Tableau 12 : Synthèse énergétique du cas 2.	35
Tableau 13 : Emission du dioxyde de carbone annuelle par type de consommation d'énergie pour le Cas 2.	36
Tableau 14 : Temps de fonctionnement de la REG 125 AD 22 en fonction du besoin du bâtiment.	38
Tableau 15 : Temps de fonctionnement des appoints du Cas 2.	39
Tableau 16 : Caractéristiques de la REG 090 AD 22 utilisé dans le Cas 3.	39
Tableau 17 : Satisfaction du besoin dans le cas 3.	39
Tableau 18 : Synthèse énergétique du cas 3.	40
Tableau 19 : Emission du dioxyde de carbone annuelle par type de consommation d'énergie pour le Cas 3.	41
Tableau 20 : Temps de fonctionnement de la REG 090 AD 22 en fonction du besoin du bâtiment.	42
Tableau 21 : Temps de fonctionnement des appoints du Cas 3	42

Liste des figures

Figure 1 : Schéma d'une pompe à chaleur [1].	8
Figure 2 : Températures moyennes mensuelles de l'air ambiant, du sol, et des eaux souterraines du Canada [4].	9
Figure 3 : Température du sol en fonction de la profondeur du Canada (figure de gauche), et de la Belgique (figure de droite) [5].	10
Figure 4 : Flux solaire vers la terre [4].	10
Figure 5: Écarts de températures : pompe à chaleur à air et système géothermique [3].	11
Figure 6 : les Principaux composants d'une pompe à chaleur géothermique [4].	13
Figure 7: Exemple de pompe à chaleur sol/sol [10].	13
Figure 8 : Exemple de pompe à chaleur sol/eau [10].	14
Figure 9 : Exemple de pompe à chaleur eau glycolée/ eau [10].	14
Figure 10 : Potentiel de récupération de chaleur pour une journée [11].	16
Figure 11 : Circuit de fonctionnement de la HeaMo GEO en mode 1 [14].	17
Figure 12 : Circuit de fonctionnement de la HeaMo GEO en mode 2 [14].	18
Figure 13 : Circuit de fonctionnement de la HeaMo GEO en mode 3 [14].	18
Figure 14 : Exemple de configurations d'échangeur de chaleur souterrain verticale [1].	19
Figure 15 : Exemple de configuration d'échangeur de chaleur souterrain horizontal [4].	20
Figure 16 : Exemple d'un échangeur slinky [20].	20
Figure 17 : Exemple d'espacement de tuyaux dans une unité de surface.	23
Figure 18: Aperçu du module Average Block Loads.	25
Figure 19 : Aperçu du module de conception de l'échangeur souterrain horizontal.	26
Figure 20 : Aperçu du module Piping Builder.	27
Figure 21 : Aperçu du module Piping.	27
Figure 22 : Vue 3D provisoire du projet de Ronndriesch.	29
Figure 23 : Vue aérienne de l'emplacement du bâtiment.	30
Figure 24 : Besoin annuel du bâtiment heure par heure.	31
Figure 25 : Besoin annuelle du bâtiment classé.	32
Figure 26 : Représentation de la partie couverte par la REG 125 AD 22.	35
Figure 27 : Représentation graphique du potentiel de récupération de chaleur du Cas 1.	37
Figure 28 : Puissance horaire échangée avec le sol pour le Cas 2.	38
Figure 29 : Représentation de la partie couverte par la REG 090 AD 22.	40
Figure 30 : Puissance horaire échangée avec le sol pour une année dans le Cas 3.	41
Figure 31 : Consommation d'énergie primaire par unité de surface pour une année pour les trois cas.	42
Figure 32 : Emission du dioxyde de carbone annuelle associé à chaque cas étudié.	43
Figure 33 : Temps de fonctionnement des équipements utilisés.	43
Figure 34 : Puissance annuelle échangée avec le sol.	44
Figure 35 : Demande du bâtiment.	45
Figure 36 : Module " Average Block Loads " remplit.	45
Figure 37 : Module " Horizontal Design Project".	46
Figure 38 : Paramétrage de la partie configuration du module du design de l'échangeur.	47
Figure 39 : Paramétrage de la partie Soil du module du design de l'échangeur.	48

Figure 40 : Résultats de la simulation.	49
Figure 41 : Résultat généré automatiquement par le module " Piping System Builder ".	50
Figure 42 : Paramétrage de la partie modules du module " Piping System Builder ".	50
Figure 43 : Illustration du principe du retour direct [34].	51
Figure 44 : Résultat final de la simulation.	52
Figure 45 : Température non perturbée du sol à 12 m de profondeur.	53
Figure 46 : Débit du fluide caloporteur circulant dans l'échangeur.	53
Figure 47 : Paramètres type 997.	54
Figure 48 : Domaine et limites de calcul du type 997 [35].	54
Figure 49 : Paramétrage des circuits.	55
Figure 50 : Modèle échangeur souterrain - PAC sur TRNSYS.	56
Figure 51 : Températures d'entrée et de sortie de l'échangeur souterrain horizontale.	57
Figure 52 : Température de sortie et débit de l'échangeur.	58
Figure 53 : Représentation des températures de sortie de l'échangeur et de l'air ambiant. .	58

Introduction

Ce document de mémoire de fin d'étude rentre dans le cadre du cours SMEM0042-1 de notre formation de master 120 en sciences et gestion de l'environnement à finalité énergies renouvelables.

Notre travail fait partie d'une étude réalisée par le bureau d'étude TPF Luxembourg, et porte sur le dimensionnement d'une pompe à chaleur accouplée à un échangeur horizontale à une profondeur de 12m, pour répondre à une partie du besoin thermique (chaud et froid) d'un futur bâtiment mixte de commerce, bureaux et hôtel situé à Luxembourg ville.

Dans la première partie de cette étude, partie bibliographique, nous allons, en premier temps, parler en bref de la pompe à chaleur et du sol et de l'intérêt d'utiliser le sol comme source ou réservoir de chaleur. Par la suite nous présentons de plus près la pompe à chaleur géothermique en parlant de ces composants, ses types, son fonctionnement pour en finir avec un exemple de la gamme Heamo-Géo de la marque DencoHappel.

En deuxième temps nous allons aborder les types d'échangeurs souterrains pour détailler l'horizontale par la suite. Par après quelques méthodes de prédimensionnement de ce type d'échangeur souterrain sont présentées. Pour arriver ensuite au dimensionnement de notre système pompe à chaleur géothermique via le logiciel américain Ground Loop Design (GLD), qui nous utilisons pour la première fois dans ce travail.

Dans la deuxième partie de notre travail, partie technique, nous allons commencer par la présentation du bâtiment, sa localisation, son architecture et sa future utilisation. Ensuite nous allons présenter et analyser ses besoins thermiques en refroidissement et chauffage, et proposer des cas à étudier pour y répondre. Notre premier cas étudié sera considéré comme le cas de référence, le sol ne sera pas utilisé dans ce cas, seules des tours de refroidissement et des chaudières à condensations seront utilisés. Le deuxième et le troisième cas porteront sur des pompes à chaleurs à six tuyaux couplés avec un échangeur souterrain horizontal, avec des appoints pour la réponse au chaud et au froid. Plusieurs indices (consommation en énergies primaires, émission du dioxyde de carbone ...) sont calculés, sur un tableur Excel, pour cette partie afin de faciliter la comparaison entre nos trois cas étudiés.

La suite du travail a été faite sur le logiciel Ground Loop Design (GLD) afin de concevoir un échangeur qui saura supporter les échanges de chaleur avec la pompe à chaleur utilisé. Les hypothèses utilisées, les démarches suivies ainsi que les résultats obtenus sont aussi présentées ici.

La dernière partie du travail a été élaboré sur le logiciel TRNSYS. Nous avons construit un petit modèle utilisant le type 997 qui modélisera notre échangeur souterrain horizontal. L'objectif est d'approcher l'évolution des températures dans l'échangeur en prenant en compte l'interaction avec le sol. Le modèle sera présenté en détail par la suite avec une discussion des résultats obtenus.

1 Pompe à chaleur et sol

Avant de parler de la pompe à chaleur géothermique comme système, nous allons essayer de revoir ce qu'est une pompe à chaleur. Ensuite nous allons discuter le choix de la coupler au sol.

1.1 Pompe à chaleur

La pompe à chaleur est une machine thermique qui, en utilisant du travail mécanique, peut fournir de la chaleur à haute température à base de chaleur à basse température [1]. Elle est très utilisée dans le domaine de la climatisation des bâtiments. La principale raison de son utilisation est son efficacité de transfert de chaleur. En effet l'effort à fournir est moins important que l'énergie que l'on souhaite récupérer [1].

Une pompe à chaleur se compose de quatre organes principaux : un compresseur, une vanne d'expansion (ou détendeur), et deux échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur). Ces composants forment un circuit fermé dans le quel circule un fluide caloporteur changeant de phase selon sa position dans le circuit. La figure 1 représente un modèle classique de pompe à chaleur avec les différents états du fluide tout au long du cycle.

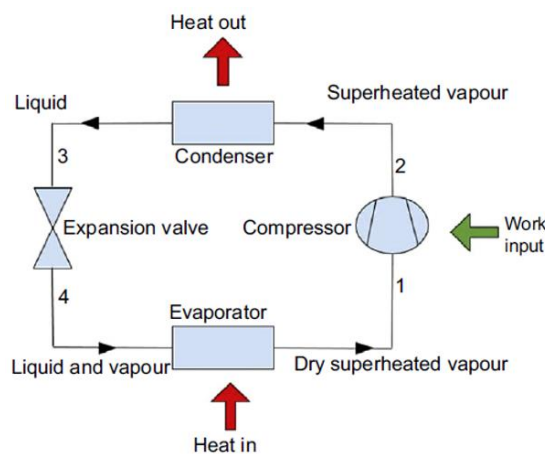


Figure 1 : Schéma d'une pompe à chaleur [1].

Chaque pompe à chaleur se caractérise par un indicateur de performance énergétique. C'est le ratio de l'énergie utile récupérée au niveau de l'un des échangeurs sur l'énergie entrante au niveau du compresseur. Si la pompe à chaleur fonctionne pour fournir de la chaleur on parlera de coefficient de performance (COP), c'est le ratio de l'énergie utile au niveau du condenseur (kW) sur l'énergie électrique consommée par le compresseur (kW). Si elle est utilisée au but de fournir du froid on parlera d'un coefficient d'efficacité frigorifique connu plus sous sa traduction anglaise « energy efficiency ratio » (EER), qui traduit le ratio entre l'énergie utile au niveau de l'évaporateur (kW) et l'énergie électrique consommée par le compresseur (kW). Ces indicateurs permettent de comparer différentes machines, plus l'indicateur est élevé plus la machine est meilleure.

La thermodynamique, permet de calculer un COP théorique maximal (souvent appelé COP de Carnot) d'une pompe à chaleur en fonction des températures des deux sources chaude et

froide. Il s'exprime comme suit pour une production de chaleur : $COP = T_{chaude} / (T_{chaude} - T_{froide})$ [1].

Pour avoir une pompe à chaleur avec un bon COP nous avons besoin de garder l'écart de température entre la source chaude et la source froide le plus faible possible. De nombreuses pompes à chaleur fonctionnent avec l'air ambiant comme source ou réservoir (puits) de chaleur. Vue la variation significative de la température de l'air, l'écart de température entre l'air et la température souhaitée n'est pas toujours petit (cas de l'hiver) d'où l'intérêt d'avoir une source et/ou réservoir dont la température est plus stable dans le temps.

Une source de chaleur est un réservoir d'énergie thermique qui peut fournir une quantité d'énergie sans qu'il change significativement de température [2]. Un puits de chaleur est un endroit dans lequel on évacue la chaleur extraite depuis une source de chaleur [3].

1.2 Propriétés du sol

Depuis plusieurs années, on a pensé à coupler les pompes à chaleur avec le sol. La température du sol, à quelques mètres de profondeur, est plus proche des températures que l'on souhaite avoir à l'intérieur des bâtiments. Comme on peut le voir illustré sur la figure 2, qui représente les températures moyennes mensuelles de l'air ambiant, du sol, et des eaux souterraines au Canada.

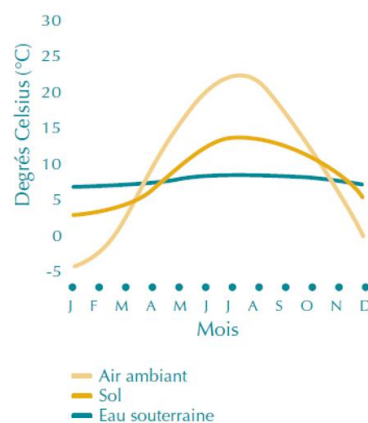


Figure 2 : Températures moyennes mensuelles de l'air ambiant, du sol, et des eaux souterraines du Canada [4].

Une autre propriété du sol est la stabilité de la température à longue durée. Plus on va en profondeur, plus la température est stable et indépendante du temps. On peut dire qu'on a un environnement isolé quelques mètres en dessous de nos pieds. Cela est dû à la résistivité thermique du sol [4]. Cette propriété propre au sous-sol permet d'assurer un environnement assurant de la chaleur en période de chauffe, et assurant du froid en saison de climatisation [4]. La figure 3 représente la variation de la température du sol en fonction de sa profondeur et des saisons.

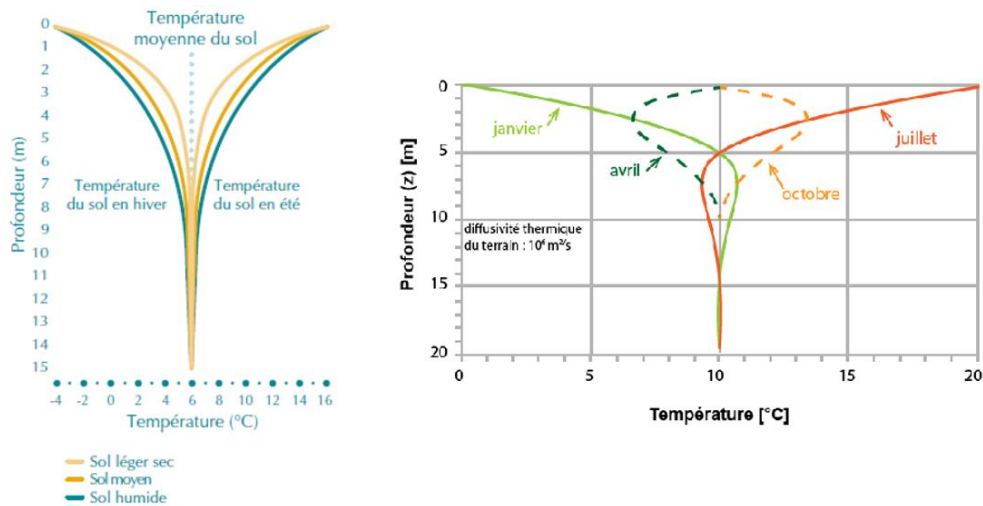


Figure 3 : Température du sol en fonction de la profondeur du Canada (figure de gauche), et de la Belgique (figure de droite) [5].

D'après la courbe de gauche (Canada) on voit que quelle que soit la nature du sol (léger sec, moyen ou humide), la température du sous-sol à partir d'une certaine profondeur se stabilise. On constate aussi que les températures obtenues à la même profondeur de 15m, dans les deux pays, sont assez différentes : 6°C au Canada et 10°C en Belgique. Cela est dû à la différence des conditions climatiques des deux pays.

Un autre avantage qui compte pour le sol est la quantité d'énergie solaire qu'il absorbe. En fait la terre est un grand réservoir de l'énergie solaire. 46 % de l'énergie provenant du soleil est absorbé par la terre [4]. La figure 4 représente la distribution de l'énergie solaire vers la terre.

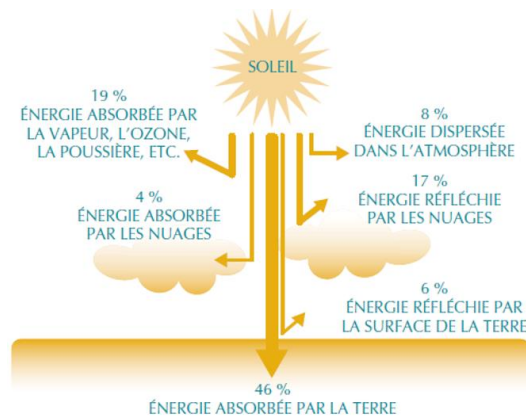


Figure 4 : Flux solaire vers la terre [4].

Ceci nous permet de dire que la terre nous assure une importante quantité d'énergie gratuite et disponible sur place [4].

1.3 Pompe à chaleur et sol

L'accouplement de la pompe à chaleur avec le sol ne fait pas appel à l'énergie produite par la terre elle-même (énergie interne), mais la considère comme étant un réservoir d'énergie. Grâce à sa capacité d'absorber l'énergie et la transmettre avec un décalage, la terre assure ce

rôle de réservoir. Elle stocke en continu l'énergie solaire qu'elle reçoit. Cette même énergie sert de source de chaleur pour la pompe à chaleur géothermique en hiver. En été, la terre peut assurer aussi le stockage de la chaleur extraite du bâtiment par la pompe à chaleur [6]. Le sol peut donc être considéré comme une source de chaleur stable pour le système géothermique en hiver, et comme son puits de fraîcheur en été [3].

Sur le tableau ci-après on a un exemple de températures minimales types de sources de chaleur pour le chauffage.

Tableau 1 : Températures minimales types de sources de chaleur en mode chauffage [3].

Source de chaleur	Température minimale types (°C)
Air ambiant	De -30°C à -15°C
Eau de surface	De 0°C à 10°C
Eau souterrain	De 4°C à 10°C
Sol	De 4°C à 10°C

D'après le tableau 1 on voit que la température de l'air extérieur peut varier d'une façon très importante et être loin de la température souhaitée. Alors que les températures obtenues en profondeur sont plus stables est plus proche de la température souhaitée que celle de l'air.

La figure juste après reflète les écarts de température d'une pompe à chaleur (air-air) et une pompe à chaleur géothermique (air-sol).

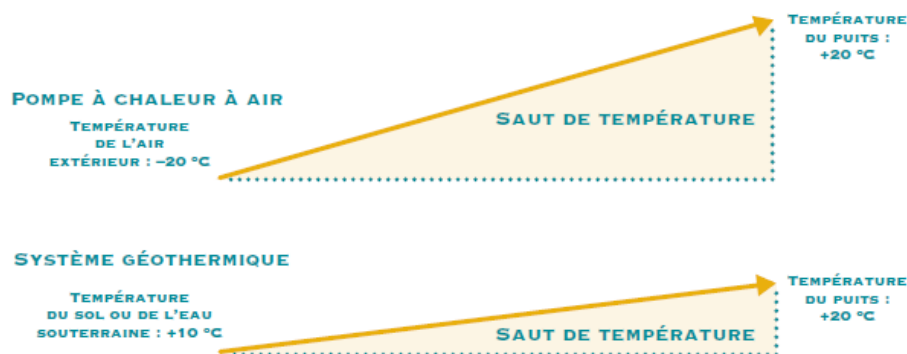


Figure 5: Écarts de températures : pompe à chaleur à air et système géothermique [3].

Le saut de température traduit l'écart de température entre la source et le puits de chaleur. Le COP lié aux différences de températures entre la source et le puits de chaleur sera influencé positivement si l'écart est faible et négativement si l'écart est grand, ce qui donne l'avantage au système géothermique.

Lorsqu'on parle de chauffage, il est favorable d'avoir une source de chaleur qui sait fournir à la pompe à chaleur une température élevée. Par contre, pour le refroidissement, on cherche à avoir un puits de fraîcheur avec une température la plus basse possible [7]. Cela correspond dans les deux cas à avoir la température la plus proche à celle du sol à l'entrée de la pompe à chaleur. Ces deux conditions permettent d'avoir un COP de chauffage et de refroidissement élevé, ce qui se traduit par une diminution de la consommation électrique. Donc pour

approcher le plus possible la température du sol, il faudra avoir une assez grande longueur du capteur ce qui n'est pas économiquement toujours accepté.

Il existe des facteurs qui peuvent l'influencer, en plus de l'écart de température entre la source de chaleur et le puits, tels que [3]:

- La consommation électrique des pompes, des sources de chaleur d'appoint ...,
- Le rendement nominal de la PAC,
- Le dimensionnement vis-à-vis de la demande et des conditions de fonctionnement (climat, température de chauffage, réseau de distribution ...).

Reste à savoir quand on peut opter pour un système géothermique. Les systèmes géothermiques peuvent être utilisés, par exemple, dans le cas des bâtiments suivants [3]:

- Les bâtiments neufs,
- Les bâtiments avec demande de chaleur pour différentes fins (locaux et eau chaude sanitaire),
- Les bâtiments avec demande simultanée de chauffage et de refroidissement,

Dans la partie qui suit nous allons présenter les composants principaux d'un système de pompe à chaleur géothermique.

2 Pompe à chaleur géothermique

2.1 Composants

La pompe à chaleur géothermique est considérée comme le système le plus efficace pour la climatisation des bâtiments [8]. Ce système se compose de trois parties indispensables : le circuit souterrain (échangeur de chaleur), la pompe à chaleur, et le circuit de distribution [6][9] :

- L'échangeur de chaleur (réseau de tuyauterie) enterré dans le sol représente la source de chaleur (ou de froid) du système. Un fluide caloporteur (eau ou eau + antigel) circule à travers la tuyauterie dans le but de prendre (ou céder) de la chaleur au sol. (Échange thermique eau/sol)
- La pompe à chaleur joue son rôle habituel : le transfert de l'énergie d'une source à un récepteur. Selon l'utilisation, l'échangeur de chaleur souterrain et le bâtiment changent de rôle. S'il y a besoin de chaud dans le bâtiment, le transfert de chaleur se fera depuis le sol vers le bâtiment (cas d'hiver). Et si le bâtiment connaît un besoin de rafraîchissement, la pompe à chaleur assurera le transfert des calories depuis le bâtiment vers le sol (cas d'été). (Échange eau/réfrigérant)
- Le circuit de distribution est responsable de transporter la chaleur ou le froid produit au niveau de la pompe à chaleur vers les locaux concernés.

Un autre composant à ne pas oublier dans le cas d'un système à boucle fermée est la (ou les) pompe de circulation. Cette pompe est installée entre la pompe à chaleur et l'échangeur de chaleur souterrain [3]. La puissance maximale de celle-ci est estimée à 16W/ kW de charge

globale de pointe [3]. Sans oublier qu'elles sont utilisées aussi dans le réseau de distribution, entre la pompe à chaleur et les émetteurs de chaleur.

Sur la figure suivante on a une illustration des trois principaux composants d'une pompe à chaleur géothermique.

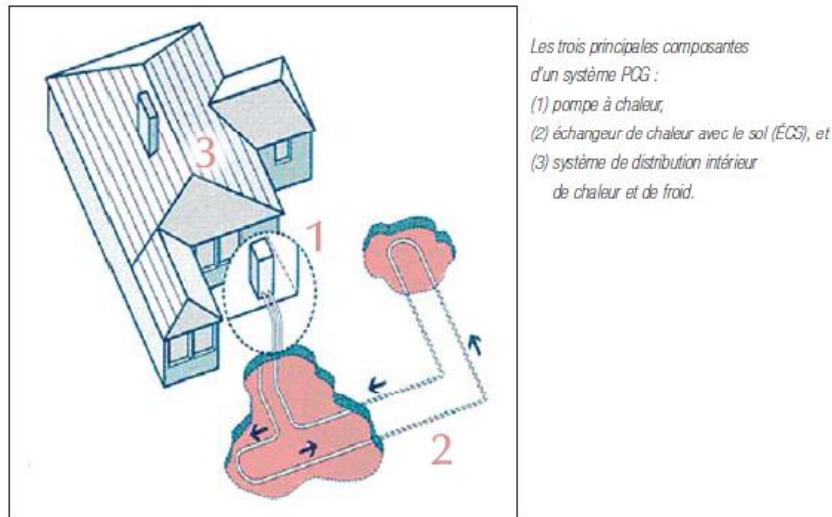


Figure 6 : les Principaux composants d'une pompe à chaleur géothermique [4].

Dans la section suivante nous allons parler des différents types des pompes à chaleur géothermique existantes.

2.2 Types

Les pompes à chaleur géothermique peuvent être classées selon la nature de la liaison entre la pompe à chaleur et le sol, il en résulte trois types :

- 1- Système sol/sol (à détente directe),
- 2- Système sol/eau,
- 3- Système eau glycolé/eau.

Le premier type a la particularité d'avoir un seul fluide caloporteur ; le fluide frigorigène qui circule dans la pompe à chaleur est le même qui circule dans l'échangeur souterrain et dans l'émetteur de chaleur [10]. La figure ci-après représente un exemple d'utilisation de ce type de pompe à chaleur, utilisée ici pour le chauffage.

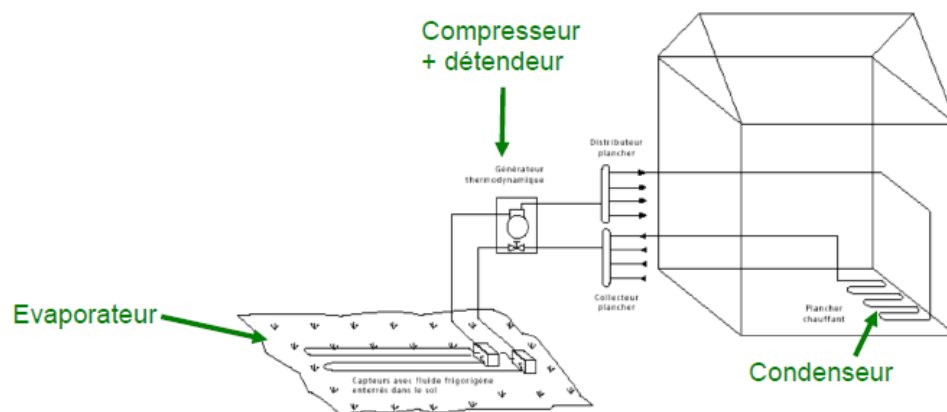


Figure 7: Exemple de pompe à chaleur sol/sol [10].

Dans cet exemple l'échangeur souterrain joue le rôle de l'évaporateur de la pompe à chaleur, alors que le plancher chauffant joue celui du condenseur ; les deux échangeurs font partie de la pompe à chaleur.

Dans le deuxième type, sol/eau, on ne fait circuler le fluide frigorigène que dans le circuit souterrain ; la distribution de la chaleur se fait par un autre fluide caloporteur [10]. Sur la figure 8, on a une illustration d'un exemple de ce type de pompe à chaleur géothermique.

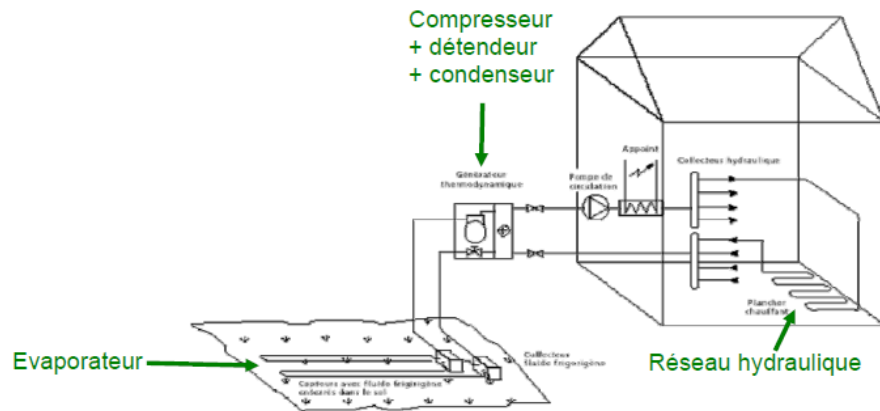


Figure 8 : Exemple de pompe à chaleur sol/eau [10].

Les pompe à chaleur géothermique de type eau glycolée/eau ne font pas circuler leur fluide frigorigène ni dans l'échangeur souterrain, ni dans le système de distribution de chaleur [10]. La figure 9 représente un exemple d'utilisation de ce type de pompe à chaleur géothermique.

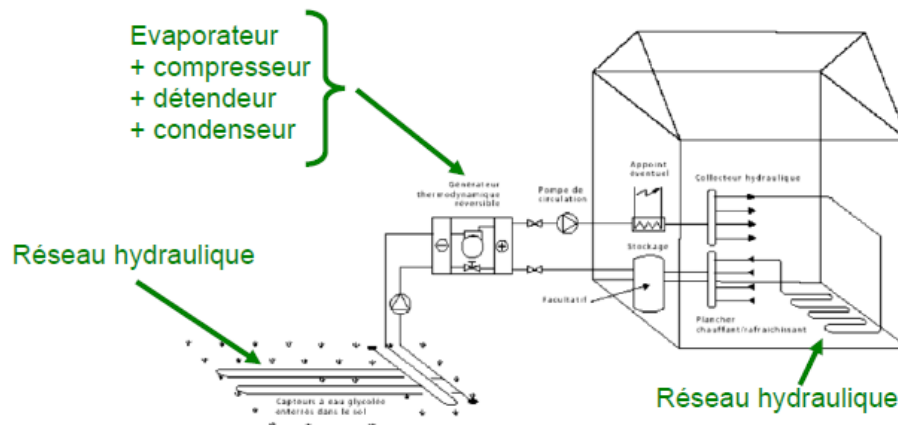


Figure 9 : Exemple de pompe à chaleur eau glycolée/ eau [10].

Dans ce dernier type on a, en plus de la pompe à chaleur et de ses deux échangeurs de chaleur, le sol qui joue le rôle d'un troisième échangeur. Généralement dans la boucle souterraine circule soit de l'eau soit de l'eau glycolée. La distribution de la chaleur quant à elle est assurée par un circuit à part qui peut être hydraulique comme dans notre exemple

2.3 Fonctionnement

La pompe à chaleur géothermique avec ses deux échangeurs (condenseur et évaporateur) de chaleur permet de répondre aux différents types de besoins d'un bâtiment (chauffage ou rafraîchissement) en inversant les rôles des changeurs.

En hiver, l'échangeur de chaleur souterrain garantit l'augmentation de la température du fluide caloporteur (eau ou eau glycolé) en bénéficiant de la différence entre la température d'entrée du fluide et celle du sol. La température du sol étant plus élevée que celle du fluide, on profite de l'énergie stockée dans le sol. Le lien entre l'échangeur de chaleur souterrain et la pompe à chaleur se fait via un troisième échangeur de chaleur (fluide caloporteur/fluide frigorigène) [4]. Le fluide caloporteur cède ses calories au fluide frigorigène qui change de phase au niveau de l'évaporateur de la pompe à chaleur. Cette vapeur créée est surchauffée par la suite à l'aide du compresseur ; et passe ensuite dans le troisième échangeur (condenseur) pour produire du chaud. En cédant ses calories, le fluide frigorigène se condense en sortant du condenseur pour passer dans la vanne de détente avant de rejoindre l'évaporateur pour recommencer son cycle.

En été, la demande étant du froid le rôle des échangeurs est inversé par rapport à la configuration de l'hiver. C'est-à-dire qu'au lieu de fournir de la chaleur au bâtiment on va en extraire. Et au lieu de prendre de la chaleur du sol on va en stocker.

Le changement de rôle des échangeurs a un impact sur la température du sol si les quantités d'énergie stockée et prélevée du sol ne sont pas équilibrées. C'est à dire que si on a une grande différence entre les charges de l'hiver et celles de l'été, il y a grand risque de ne plus avoir une température stable du sol à long terme [3]. Dans le cas où la charge de chauffage est beaucoup plus importante que celle du refroidissement il y a grande probabilité que le sol se refroidisse. Si la demande en froid est la plus importante une surchauffe du sol est très probable. Par contre, si l'utilisation du sol est équilibrée à long terme, on aura un effet de stockage qui peut contribuer à l'amélioration du comportement saisonnier du système et donc au maintien de sa performance sur le long terme [11].

Ce type de système peut fonctionner en trois modes principaux : chauffage, refroidissement, ou en simultané (les deux besoins en même temps). Dans le premier cas le système répond uniquement à la demande en chaleur, comme n'importe quel autre système de production de chaleur. Dans le deuxième cas on a seulement une réponse au besoin de refroidissement. Une pompe à chaleur est suffisante pour assurer les deux rôles, s'il n'y a pas de besoins simultanés. Dans le cas contraire, où la réponse aux demandes doit se faire en même temps, on parlera alors de pompe à chaleur avec récupération de chaleur [11].

Si le système fonctionne en mode production de froid, une récupération de la chaleur au niveau du condenseur est possible. Cette récupération de chaleur s'exprime par son potentiel (REC) que l'on peut calculer en utilisant cette formule [11]:

$$REC = \frac{\int \min \left(Q_{chauffage} ; \left(\frac{EER + 1}{EER} \right) * Q_{refroidissement} \right) dt}{\int Q_{chauffage} dt}$$

Pour une période précise, pour évaluer le potentiel de récupération de chaleur, on compare la quantité d'énergie qu'on peut récupérer au niveau du condenseur (((EER+1) / EER) * Q refroidissement) avec la demande de chauffage (Q chauffage) pour prendre la valeur la plus petite ; ensuite la valeur la plus petite est divisée par la demande en chaleur.

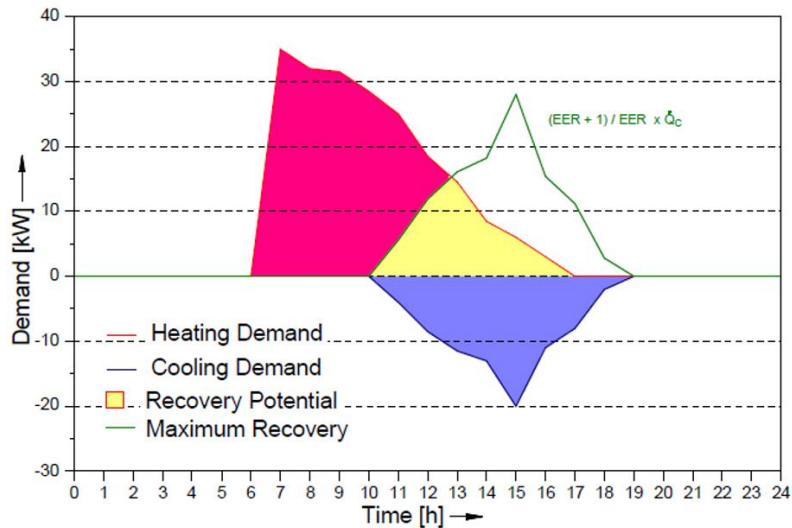


Figure 10 : Potentiel de récupération de chaleur pour une journée [11].

Comme on peut voir sur la figure 10 la récupération n'est valorisable que lorsqu'on a les deux demandes de chaud et de froid en même temps (le cas entre 10h et 17h). Avant 10h aucune récupération de chaleur n'est possible vu qu'il n'y a aucune demande de froid qui va avec la demande en chauffage. Alors qu'après 17h on a une demande en refroidissement seule. La récupération est maximale à partir de 13h, quand ce qui est récupéré au niveau du condenseur est supérieur et couvre le besoin en chauffage. Elle est très importante dans les installations avec des demandes de froid sur toute l'année et indépendante du climat extérieur (peut atteindre les 100% de récupération) [11].

Lorsqu'on parle de répondre au deux besoins de chauffage et de refroidissement par un seul appareil on peut faire appel à un autre indice de performance le ITEE (index of total energy efficiency). Cet indice est proposé par la société GEA HAPPEL, et s'exprime comme suit [12]:

$$ITEE = \frac{\text{Puissance utile (chaud + froid)}}{\text{Puissance électrique consommée}}$$

Les puissances utiles (chaud et froid) correspondent aux puissances que doit fournir l'évaporateur et le condenseur dans le même instant. On peut utiliser le ITEE pour calculer la puissance électrique consommée pour répondre à une simultanéité des deux besoins.

On peut aussi calculer la quantité d'énergie, utilisée par la pompe à chaleur géothermique, qu'on peut considérer comme renouvelable (E_{ReS}) par l'équation suivante [13]:

$$E_{res} = E_u * \left(1 - \frac{1}{SPF}\right)$$

Avec :

- E_u : énergie total utile produite par la pompe à chaleur,
- SPF : facteur de performance saisonnier.

À condition que le SPF soit supérieur à $(1.15/\eta)$ [13]. Sachant que le η est le ratio entre le brut total de la production d'électricité et l'énergie primaire consommé pour la production de cette

électricité, en Europe il vaut généralement 0.4 ; ce qui mène à dire que la valeur minimal acceptable d'un SPF est 2.875 [13].

2.4 Exemple

Dans cet exemple nous vous proposons l'exemple de fonctionnement d'une pompe à chaleur géothermique de la marque DencoHappel, la HeaMo GEO. C'est un appareil qui offre la possibilité de répondre en même temps aux deux besoins de chauffage et de refroidissement, via trois échangeurs de chaleur [14]. Elle existe en deux configurations de compresseurs, soit en deux, soit en quatre compresseurs selon la puissance utilisée ; pour des puissances entre 50 et 205 kW on a l'utilisation de deux compresseurs, et pour des puissances supérieures allant jusqu'à 520 kW on a quatre compresseurs utilisés [14].

Elle utilise le R410a comme fluide frigorigène [14]. C'est un mélange de difluorométhane (R32) et de pentafluoréthane (R 125) à raison de 50% chacun [15]. C'est un fluide très utilisé dans les pompe à chaleur et dans les systèmes de réfrigération industriel [15]. Il a un potentiel de réchauffement global (PRG ou GWP) qui vaut 2088, par contre il n'a aucun impact sur la coupe d'ozone [15].

Cet appareil a trois modes de fonctionnement :

- Mode 1 : répondre aux besoins de chauffage et refroidissement à 100% chacun,
- Mode 2 : répondre à un seul besoin à 100% (l'autre besoin est nul),
- Mode 3 : répondre à un besoin de refroidissement à 100% et en partie au besoin de chauffage.

Pour le premier mode, où l'appareil doit répondre au deux besoins, on voit sur la figure ci-après que l'échangeur géothermique n'est connecté à aucun des deux autres échangeurs. Ici la chaleur extraite de l'échangeur à eau glacé est récupérée pour alimenter l'échangeur à eau chaude. Aucun échange avec le sol n'est nécessaire dans ce cas.

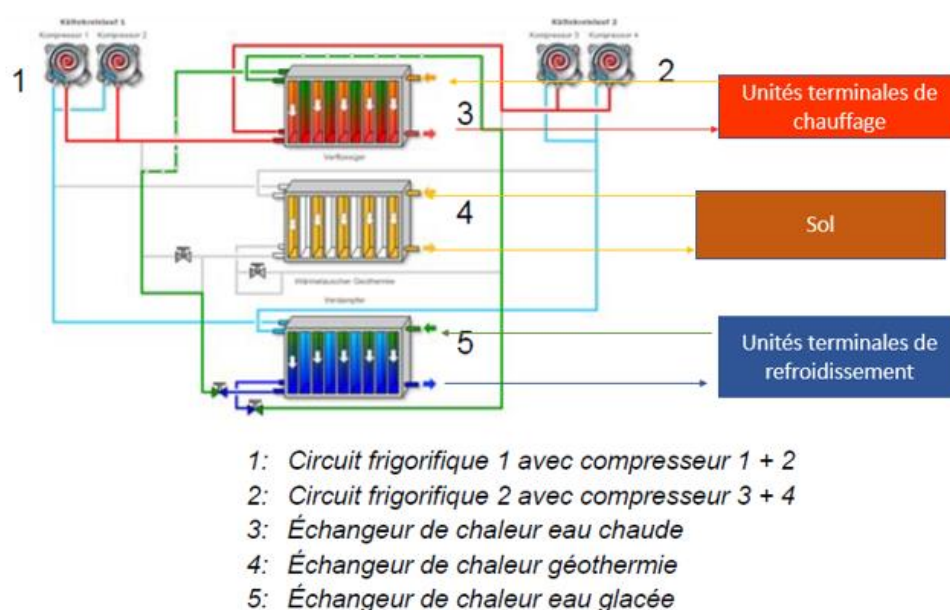


Figure 11 : Circuit de fonctionnement de la HeaMo GEO en mode 1 [14].

Quand la machine est devant un seul besoin auquel elle doit répondre à 100%, elle se branche à l'un des deux échangeurs eau et à l'échangeur géothermique. Si le besoin de refroidissement est à son maximum avec aucune demande en chauffage, la chaleur extraite de l'échangeur eau glacé et celle fournie par le compresseur sont transmises à l'échangeur géothermique (figure 12 gauche). Si on a une demande en chauffage de 100% et une demande nulle en refroidissement, l'énergie nécessaire pour chauffer l'eau circulant dans l'échangeur eau chaude sera prise de la terre, et au cas où elle n'est pas suffisante la différence sera assurée par les compresseurs (figure 12 droite).

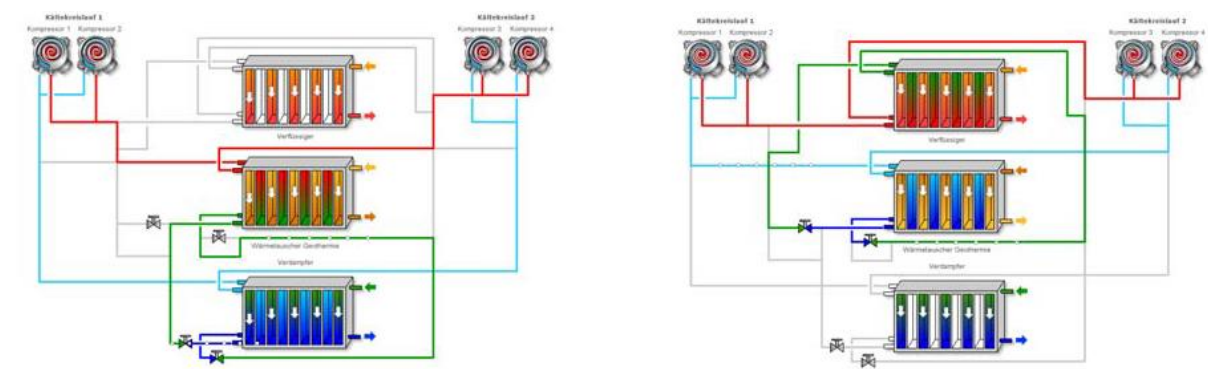


Figure 12 : Circuit de fonctionnement de la HeaMo GEO en mode 2 [14].

Dans le troisième mode, on répond à 100% du besoin en refroidissement et à une partie du besoin en chauffage. La figure 12 nous montre que les trois échangeurs sont branchés. La chaleur prélevée à l'échangeur eau froide sert à l'alimentation de l'échangeur eau chaude et le restant de cette énergie est dirigé vers l'échangeur souterrain (pour le stockage).

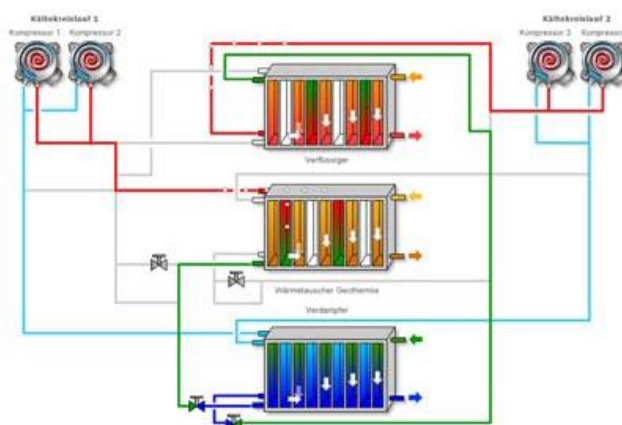


Figure 13 : Circuit de fonctionnement de la HeaMo GEO en mode 3 [14].

3 Échangeur de chaleur souterrain

3.1 Classification

Les circuits souterrains peuvent être classés selon leurs configurations. Une première classification peut être faite en fonction de la nature du circuit ouvert ou fermé. Dans le cas où on utilise directement l'eau souterraine comme source (ou puits) de chaleur on parlera de circuit ouvert [6][9]. Dans le cas contraire si on utilise un fluide qui circule dans une boucle fermée (sans interaction avec eau souterraine) on parlera de circuit fermé.

Une autre classification existe aussi selon la manière dont on enfouit les tuyaux dans le sol. Il existe deux configurations : verticale ou horizontale. Ces deux types d'échangeurs sont aussi classés comme des systèmes à boucle fermée [16].

3.2 Échangeur vertical

L'échangeur de chaleur souterrain de type vertical est le plus utilisé et nécessite une main d'œuvre spécialisée ; en effet il existe des formations dédiées au forage géothermique [17]. C'est un ensemble de forages verticaux qui peuvent aller en profondeur jusqu'à 150m [6]. Le fluide circule (faisant des allers-retours) dans la tuyauterie, placée dans les forages, souvent sous forme de tube en U ou coaxial comme le montre la figure ci-après.

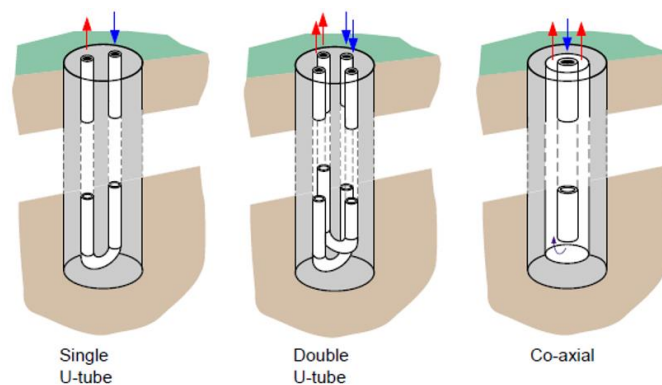


Figure 14 : Exemple de configurations d'échangeur de chaleur souterrain verticale [1].

3.3 Échangeur horizontal

Le second type d'échangeur de chaleur souterrain consiste à enterrer un réseau de tuyauterie de façon horizontale. Cet échangeur nécessite une surface plus grande que le premier type, mais est moins cher [4]. Pour répondre à un besoin donné nous avons deux possibilités, soit augmenter la surface utilisée pour l'échange, soit augmenter la longueur de la tuyauterie [3]. Dans les deux cas, il faut essayer de trouver un compromis avec le côté économique.

Plusieurs configurations de la tuyauterie sont possibles comme on peut le voir sur la figure 15.

L'échangeur peut être un simple tuyau étendu le long de la surface disponible, comme il peut être en deux tuyaux superposés ou en parallèle ou les deux et dans ce cas-là on parlera de 4 tuyaux. Sans oublier de garder une bonne distance entre les tuyaux afin de favoriser l'homogénéité et la durabilité de l'utilisation correcte de l'échangeur. Ce dernier peut être à retour direct ou inversé comme le cas de la configuration E. Avoir ce genre de retour aide à équilibrer les chutes de pression dans le circuit.

Une autre possibilité existe, l'utilisation de tuyau spiralé (« Slinky »). Les échangeurs à tuyau spiralé peuvent fonctionner verticalement ou horizontalement ou même à retour inversé.

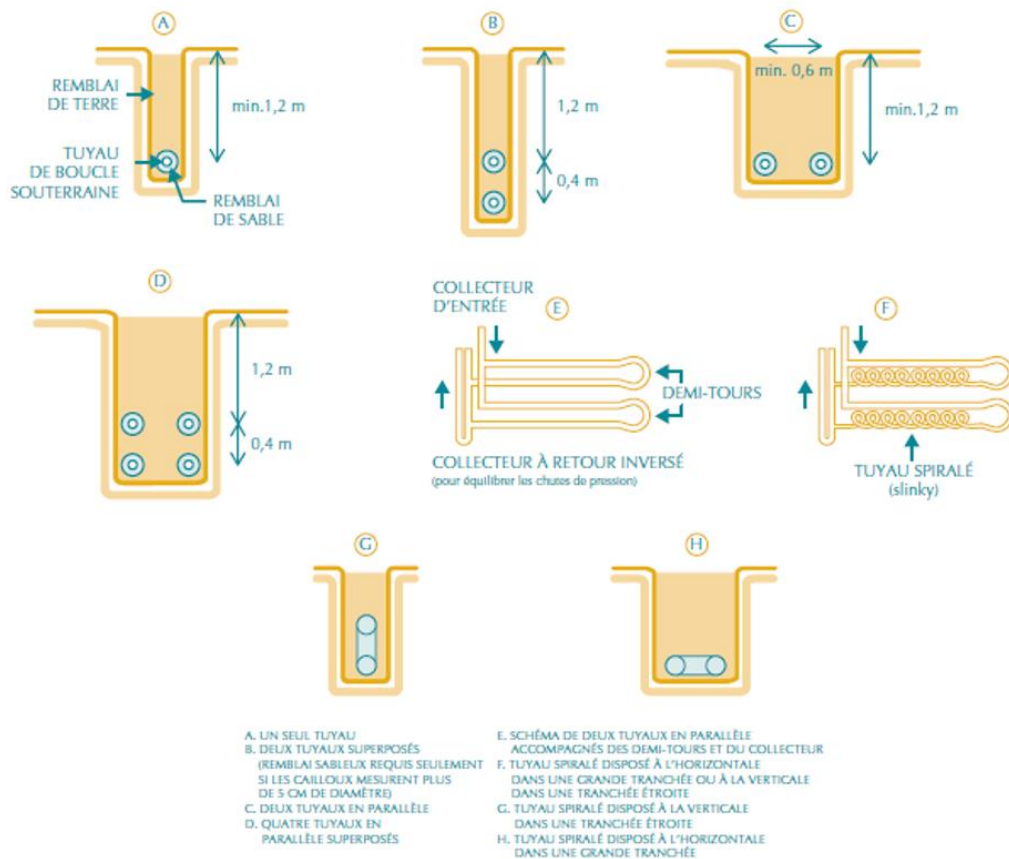


Figure 15 : Exemple de configuration d'échangeur de chaleur souterrain horizontal [4].

Il est intéressant de noter que l'utilisation de tuyau spiralé est plus avantageuse que les configurations utilisant des tuyaux simples. L'avantage se voit dans l'augmentation de la surface de captage par unité de longueur du tuyau [18]. Cet avantage énergétique s'exprime aussi avec un surcoût économique. Mais comme le montre la figure 16 ci-après, l'enroulement du tuyau permet d'augmenter la longueur de l'échangeur et ainsi augmenter la puissance d'échange linéaire. Cette dernière, selon les fabricants, peut aller de 6 W/m jusqu'à 17.5 W/m linéaire pour la configuration des tuyaux en slinky [19].

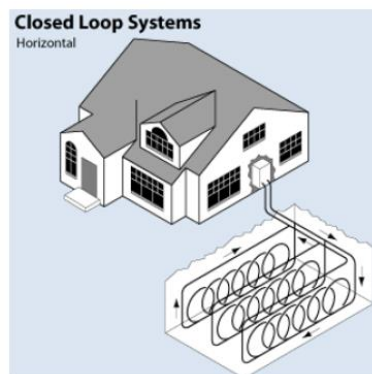


Figure 16 : Exemple d'un échangeur slinky [20].

4 Dimensionnement

Le dimensionnement d'un tel système pour répondre à un besoin donné en chaud et/ou en froid repose sur le bon dimensionnement de l'échangeur de chaleur souterrain et du bon choix de la pompe à chaleur. Le réseau de distribution reste identique à celui utilisé avec les autres systèmes classiques connus [4]. Dans cette partie nous allons nous focaliser sur le dimensionnement de l'échangeur de chaleur souterrain horizontal. L'efficacité de ce dernier est fonction de sa configuration, du type des tuyaux utilisés, de la profondeur de la tranchée, et bien sur des propriétés thermiques du sol du site en question [8].

4.1 Échangeur de chaleur souterrain horizontal

Pour dimensionner un échangeur pareil on dispose de plusieurs méthodes, allant de méthodes simples pour un prédimensionnement jusqu'à des méthodes plus complexes pour un dimensionnement plus précis. Ces dernières méthodes nécessitent notamment des données sur le sol du site en question. Un test de réponse thermique du sous-sol peut être réalisé à cette fin.

Le test de réponse thermique du sous-sol permet de mesurer in situ la conductivité thermique du sol. Pour cela nous avons besoin d'une sonde, enterrée dans le sol, accouplée à une source de chaleur (résistance électrique) et un thermomètre [18]. La mesure peut se faire par injection de la chaleur de façon constante (source linéaire), dans le fluide qui circule dans la sonde [21][8]. En mesurant les température d'entrée et de sortie du fluide on en déduit la valeur de la conductivité thermique de ce sous-sol [21]. On peut aussi connaître sa température, toujours avec la sonde, en injectant du fluide non chauffé dans la sonde [21].

En plus de la conductivité thermique du sol, nous avons besoin aussi de sa diffusivité, sa densité, son degré d'humidité [8]. La présence ou non d'eau dans le sol intervient surtout dans le cas où on veut assurer aussi le refroidissement du bâtiment. En effet, en été, si on utilise le sol comme réservoir de chaleur il y a risque qu'il se dessèche et qu'il en résulte un espacement entre le sol et les tuyaux [22]. Ce qui va se traduire par un mauvais transfert thermique, surtout si on travaille près de la surface du sol.

En plus des données sur le sol, on a besoin de connaître la profondeur de l'enfouissement du circuit. Des profondeurs plus grandes permettront d'avoir une température plus stable et indépendante des saisons (figure 3).

Après la Connaissance de la nature du sol et de la profondeur d'enterrement du réseau de tuyauterie vient le choix de l'espacement entre les tuyaux. Ce dernier point est à définir par le concepteur du système. Les deux possibilités d'emplacement, avec un grand ou un petit espace entre les tuyaux, sont liées à la régénération et au refroidissement du sol. L'utilisation d'un petit espace entre les tuyaux est basée sur l'idée d'un refroidissement plus homogène du sol, alors celle d'un grand espacement permet une régénération plus favorable au sol [22].

Tableau 2 : Espacement minimaux entre tubes et tranchées [23].

Configuration horizontale en configuration tranchée		Espacement horizontal entre les tubes (m)	Espacement vertical entre les tubes (m)	Espacement entre deux tranchées d'axe à axe (m)
4 tubes	Tubes en carré	0.6	0.6	1.2
6 tubes		0.6	0.6	1.2

Le tableau 2 reprend les distances minimales à respecter entre les tuyaux dans le cas où on utilise un échangeur avec plusieurs étages de tuyaux. Et on en déduit qu'un espace d'au moins 60 cm est nécessaire entre deux tuyaux soit verticalement ou horizontalement ou les deux. Ainsi qu'un espace d'au moins 1.2 m est demandé entre deux tranchées. La règle est appliquée pour toute configuration qui compte un nombre de tuyau supérieur à deux.

Enfin on arrive à la détermination de la longueur de la tuyauterie. Celle-ci est fonction de la demande en chaleur et/ou en froid et aussi de l'espace disponible. Dans le cas d'un système géothermique il faut dimensionner la boucle souterraine en fonction des charges auxquelles devra répondre la pompe à chaleur [3]. En connaissant la demande en chaleur on peut avoir, grâce au tableau 3, une estimation de la longueur de tuyau requise.

Tableau 3 : Longueur de tuyau requise en fonction du climat et de la configuration du réseau [24]

Configuration	Longueur de tuyau requise (m /kW)	
	Région à climat froid	Région à climat tempéré
Un tuyau	30	30
Deux tuyaux (parallèles ou superposés)	43	74
Quatre tuyaux (en parallèle superposés)	52	87
Six tuyaux (en parallèle superposés)	65	104

Le tableau 3 a été fait pour la région de l'Amérique de nord. Il permet en fonction de la configuration de l'échangeur de chaleur souterrain horizontale et du climat de donner une estimation de la longueur de la tuyauterie nécessaire pour répondre à un besoin donné.

La longueur peut être aussi trouvée via des équations en fonction de la nature de la demande si c'est du chaud ou du froid. Ces équations sont fonction de plusieurs paramètres [3][22]:

- La demande à satisfaire : chauffage ($Q_{\text{Chauffage}}$) ou climatisation ($Q_{\text{Refroidissement}}$)
- Le coefficient de performance : COP (mode chauffage)
- Energy efficiency ratio : EER (mode climatisation)
- Température d'entrée du fluide : maximal ($T_{\text{Max entrée fluide}}$) et minimal ($T_{\text{Min entrée fluide}}$)
- Température du sol : maximal ($T_{\text{max sol}}$) et minimal ($T_{\text{Min du sol}}$)
- Résistance du sol : R_{sol}
- Résistance du tuyau : R_{tuyau}
- Et le facteur de charge partielle qu'on peut obtenir via l'équation suivante :

$$FCP = \frac{\sum \text{Charge du bâtiment} * \text{heures}}{\text{Charge de pointe} * \text{nombre d'heures dans le mois}}$$

Ce facteur est calculé, en général, pour un mois de la période hivernale et pour un mois de la période estivale. C'est le rapport de l'énergie demandée par le bâtiment et l'énergie qu'aurait consommée le bâtiment à charge maximale toutes les heures du mois considéré.

Une fois on a tous ces éléments on pourra utiliser les équations suivantes pour trouver la longueur de tuyau nécessaire selon la nature de la demande à satisfaire. En se basant sur la demande en chaleur on utilisera l'équation suivante :

$$L_{\text{chauffage}} = \frac{Q_{\text{Chauffage}} * \left(\frac{COP - 1}{COP} \right) * (R_{\text{sol}} - R_{\text{tuyau}} * FCP)}{T_{\text{min sol}} - T_{\text{min entrée fluide}}}$$

Et en se basant sur la demande en rafraichissement on peut utiliser l'équation suivante :

$$L_{\text{refroidissement}} = \frac{Q_{\text{refroidissement}} * \left(\frac{EER + 1}{EER} \right) * (R_{\text{sol}} - R_{\text{tuyau}} * FCP)}{T_{\text{max entrée fluide}} - T_{\text{max sol}}}$$

Une autre estimation de la longueur de tuyaux existe, cette fois en fonction de la surface disponible et de l'espacement entre les tuyaux. Pour une unité de surface, avec un espacement de 0.5m entre les tuyaux on aura 2m de tuyau ; pour un espacement de 1m on aura une longueur de 1m [25] (voir figure 17). Pour une surface A (m²) et une longueur de tuyau par unité de surface B (m/m²) on peut en déduire la longueur de tuyau qu'on peut utiliser en multipliant A et B.

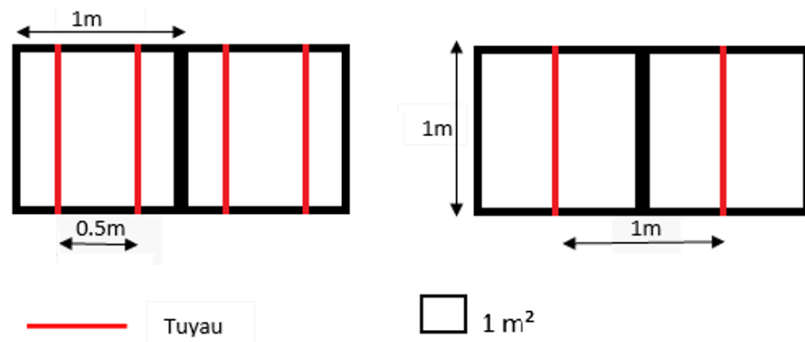


Figure 17 : Exemple d'espacement de tuyaux dans une unité de surface.

La longueur de tuyaux à installer dépend d'autres facteurs, en plus de la demande, en voici quelques-uns [3]:

- Les caractéristiques du fluide caloporteur utilisé,
- La profondeur d'enfouissement de l'échangeur,
- Le type de configuration des tuyaux (espacement, série ou parallèle, un ou plusieurs),
- Les propriétés du sol dont sa température moyenne,
- Le débit et le diamètre du tuyau (pour avoir une idée sur la turbulence à des températures extrêmes de fonctionnement).

Selon des sources canadiennes, on peut récupérer à une profondeur de 1 à 2 m l'équivalent de 1 kW de chauffage ou refroidissement avec une longueur de tuyauterie entre 33 et 55m (soit entre 30.3 et 18.18 W /m) [3][4][6]. Une autre possibilité d'estimation du potentiel géothermique repose sur la surface ; la CSTB annonce qu'on peut récupérer entre 10 et 40 kW/m² [23]. Si on considère un espacement entre les tuyaux de 0.5m cela signifie qu'on a une longueur de captage de 2m / m² [25] ; on pourra ainsi avoir entre 5 et 20 W /m de longueur de tuyau. On constate que l'estimation française est beaucoup plus modeste que celle des canadiens, cela peut être dû à la nature du terrain.

L'estimation peut se faire aussi en fonction de la nature du sol à une profondeur type d'enfouissement entre 1 et 1.5m. Le tableau ci-dessous reprend le potentiel géothermique en fonction de la nature du sol pour une unité de surface.

Tableau 4 : Potentiel de restitution en fonction du type du sol pour une unité de surface [25].

Type du sol	Puissance (W / m ²)
Sablo-limoneux ou argileux (ensoleillé)	20 à 30
Graveleux sec et ombragé	10
Saturé d'eau et ensoleillé	35 à 40

On peut aussi estimer la surface nécessaire à la satisfaction du besoin en chauffage via cet indicateur, qui reste très large, qui dit que pour satisfaire 1 kW de chauffage on a besoin d'une surface entre 28 et 100 m² [26].

Il existe aussi une relation entre la surface nécessaire de l'échange, la puissance de refroidissement, et de la puissance (ou potentiel) d'éjection et d'extraction du sol qui s'écrit comme suit [13]:

$$A = \frac{Q_0}{q_e}$$

Avec : A : la surface de l'échangeur (m²)

Q₀ : Puissance de refroidissement de la pompe à chaleur (kW)

q_e : puissance d'extraction/ éjection (W/m²)

Le tableau ci-dessous reprend les puissances d'extraction / éjection de quelques types de sol.

Tableau 5 : Puissance d'extraction / éjection de quelques types de sol [13].

Types de sol	q _e (W/m ²)
Sable sec	10 – 15
Sable humide	15 – 20
Argile sec	20 – 25
Argile humide	25 – 30
Sol avec eau souterraine	30 – 35

4.2 Logiciels de dimensionnement du système géothermique

4.2.1 Présentation

Une autre possibilité de dimensionnement de l'échangeur de chaleur souterrain est l'utilisation d'un logiciel. Parmi les logiciels proposés dans ce travail on trouve TRNSYS, RETSCREEN, et GLD (Ground Loop Design). Ce dernier va être le logiciel de dimensionnement utilisé dans notre cas. Le choix est venu suite à la recommandation de son utilisation par Seok Yoon et al, comme étant le seul logiciel de conception commercial pour les échangeurs de chaleur souterrain [8]

C'est un logiciel américain développé par l'équipe « Gaia Geothermal », et distribué par « Thermal Dynamics ». Il permet la conception des systèmes de pompe à chaleurs géothermique à boucle fermée pour différents types de bâtiments [27]. L'équipe de développement est constituée de physiciens, énergéticiens, informaticiens ... et se base sur les publications scientifiques tel que celles publiées par ASHRAE [27]. Des entités reconnues mondialement utilise ce logiciel, tel que LG, Siemens, Mitsubishi , US Army ... [27]

Un premier contact a été fait avec le distributeur du logiciel afin d'avoir une licence pour étudiant. Ensuite après plusieurs échanges, nous avons pu avoir une clé de licence pour utilisation académique.

4.2.2 Utilisation

Le logiciel aide à la conception d'un bon système de pompe à chaleur géothermique afin de répondre aux différents besoins de chaud et/ou de froid d'un bâtiment précis.

Pour commencer le dimensionnement de notre système nous avons besoin de connaître la demande en froid et en chaud du bâtiment en question. Cela peut être fait grâce aux logiciels de simulation thermique dynamique telle que TRNSYS, Design-Builder ...

Une fois qu'on a les résultats de ces simulations, on peut commencer le dimensionnement de notre système en les introduisant dans le module « Average Block Loads ». Les données

Reference Label:

Design Day Loads

7.0 Days / Week

☐ Hourly Data

Transfer

Calculate Hours

Monthly Loads

Annual Equivalent Full-Load Hours: 0

Time of Day	Heat Gains (kW)	Heat Losses (kW)
8 a.m. - Noon	0.0	0.0
Noon - 4 p.m.	0.0	0.0
4 p.m. - 8 p.m.	0.0	0.0
8 p.m. - 8 a.m.	0.0	0.0

Heat Pump Specifications at Design Temperature and Flow Rate

☒ Custom Pump

Pump Name: (Select)

	Cooling	Heating
Capacity (kW)	0.0	0.0
Power (kW)	0.00	0.00
COP	0.0	0.0
Flow Rate (L/min)	0.0	0.0
Partial Load Factor	0.00	0.00

Flow Rate

Figure 18: Aperçu du module Average Block Loads.

peuvent être soit horaires soit mensuelles. Le choix de la pompe à chaleur se fait aussi dans ce module. Sur la figure ci-après on a un exemple vierge de ce module.

Ensuite, une fois que les données sont introduites et la pompe à chaleur sélectionnée, on exporte les données vers l'un des modules responsables de la conception de l'échangeur souterrain, vertical ou horizontal, soit sur une nappe d'eau. Ci-après un aperçu du module de conception d'échangeur horizontal.

Lengths		Temperatures	
	COOLING	HEATING	
Total Area (m ²):	10962,0	10962,0	Unit Inlet (°C):
Single Trench Length (m):	80,0	80,0	Unit Outlet (°C):
			COOLING
			HEATING
			29,4
			4,4
			30,1
			-0,5

Calculations		Results	
	COOLING	HEATING	
Prediction Time: 5,0 years	Total Area (m ²):	10962,0	10962,0
Design Method: Fixed Temperature	Trench Number:	149	149
Fixed Area	Single Trench Length (m):	80,0	80,0
Inlet Temperatures: 29,0 °C / 4,0 °C	Total Pipe Length (m):	11921,5	11921,5
Width: 137,0 m / Length: 80,0 m	Single Trench Pipe Length (m):	80,0	80,0
Configuration: Trench Number: 149	Unit Inlet (°C):	29,4	4,4
Separation: 0,0 m	Unit Outlet (°C):	30,1	-0,5
Depth: 12,0 m	Total Unit Capacity (kW):	0,0	0,0
Width: 48 cm	Peak Load (kW):	0,0	0,0
	Peak Demand (kW):	0,0	0,0
	Heat Pump COP:	0,0	0,0
	System COP:	0,0	0,0
	System Flow Rate (L/min):	0,0	0,0
	Optional Hybrid System: Off		
	*Cooling	*Heating	
	Update	Peaks	0 %
	Reset	Totals	0 %
	Summary	Totals	0 %

Figure 19 : Aperçu du module de conception de l'échangeur souterrain horizontal.

Dans ce module on a besoin d'informations sur :

- Le fluide qui circulera dans l'échangeur,
- Les propriétés du sol en question,
- Les caractéristiques des tuyaux,
- Le type de configuration,
- Les pompes à circulation à utiliser,
- Le système d'appoint, avec ces pourcentages de couverture du pic et totale.

Ce module permet de calculer la longueur de la tuyauterie, les indicateurs de performance énergétique du système, et le débit circulant dans l'échangeur souterrain, le nombre de tranchées. On peut aussi avoir à ce stade un indice très important qui est la température de l'eau dans l'échangeur. Cette dernière reflète la température du sol pendant l'utilisation du système.

Une fois le calcul effectué dans le module de conception, les résultats peuvent être exportés vers le module « Piping Builder ». Sur ce modèle on peut avoir directement le nombre de circuits nécessaires pour notre échangeur (cas d'échangeur souterrain horizontal). Ensuite, on peut introduire le nombre de collecteur et circuits (modules) liés à chaque collecteur, ainsi que la longueur et l'espacement entre les composants. Ci-après un aperçu de ce module.

Circuits	Modules	Manifolds
Design	Required	
1	1	1
Single Circuit Pipe Length (m):		0,0
Total Required Circuit Pipe Length (m):		0,0

Circuit Information

Required Circuit Number: 1

Circuit Pipe Length (m): 0,0 Extra: 0,00

Circuit Pipe Size: 1 1/4 in. (32 mm)

Circuit Pipe Type: SDR11

Circuit Layout

Circuits per Installation Unit (Bore,Trench,...): 0,50

Circuit Flow Path Type:

- ☒ U-Bend
- ☐ Straight-Pipe

Sub-Circuits per Circuit:

1 2 3

Figure 20 : Aperçu du module Piping Builder.

Ce module fournit des indications directes avec les couleurs vert ou rouge quant :

- Aux diamètres des tubes utilisés (pour circuit, collecteurs, ou modules),
- Au nombre de circuits par module,
- Au diamètre de l'alimentation et le retour des modules.

Les informations liées au fluide utilisé peuvent être introduites dans la section « fluid » au cas où on a oublié de le faire dans le module d'avant.

Une fois tous les indicateurs verts, on peut exporter notre conception vers le module « Piping » pour l'évaluer. Avant de procéder au calcul pour évaluer la conception, on doit vérifier les données exportées et s'assurer que c'est exactement ce qu'on veut (parfois des paramètres changent lors de l'exportation). L'évaluation est donnée sous forme de score et d'étoiles. Le score doit s'approcher du zéro, et on doit essayer d'avoir les cinq étoiles brillantes.

System Summary

Pumping Power Score: -- ★★★★★

Total Pipe Length (m): 0

Total Circuit Pipe Length (m): 0

Modules | Manifolds | Pre-Manifold: 0 | 0 | 0

Number of Circuits: 0

Includes Balancing Valves: No

System Fluid Type: Water

System Fluid Volume (Liters): 0

Operational Performance - PEAK LOAD Mode

System Flow Rate (L/s): 0

System Pressure Drop (kPa): 0

Max GHX Module Pressure Drop (kPa): 0

Reynolds Number Range for Circuits: 0

Power Performance

Peak Load (kW): 0.0

Total Circulation Pump Power (kW): 0

Purging Performance (Fluid:Water)

Purging Flow Rate (L/s): 0

Purging Pressure Drop (kPa): 0

Required Purge Pump Power (kW): 0

Figure 21 : Aperçu du module Piping.

On peut trouver un résumé des résultats du calcul, comme on peut le voir sur la figure 21, avec les indices de l'évaluation de la conception. Les résultats concernent le système (longueur de tuyaux, nombre de circuit, nature et quantité du fluide caloporteur à utiliser ...), et son fonctionnement (pertes de charges, nombre de Reynolds, pompes de circulation...), ainsi que des informations concernant la purge (si c'est nécessaire).

4.3 Pompe à chaleur

Lors du choix d'une pompe à chaleur on essaye de maximiser le temps de fonctionnement de la machine. Au contraire des autres appareils qui sont choisis pour répondre au pic de la demande, la pompe à chaleur est choisie dans le but de couvrir le maximum de la demande sans avoir à assurer le pic. Cela est dû en partie à son prix qui augmente avec sa puissance nominale. Sachant que les températures extrêmes ne sont atteintes que rarement le long de l'année, avoir une pompe à chaleur avec une grande puissance nominale (égal à la demande maximale), ce qui se traduit par un surdimensionnement le reste de l'année et un fonctionnement fréquent à charge partielle. Donc choisir une pompe à chaleur avec une grande puissance nominale (surdimensionnée) signifie un temps de retour sur investissement plus grand, ce qui n'est pas intéressant au niveau économique.

4.4 Capacité de la source/ puits

Un autre élément important à savoir aussi est la capacité dont on aura besoin pour stocker de l'énergie dans un réservoir ou en extraire d'une source. Cela généralement dépend du mode de fonctionnement de la machine si elle produit du froid ou du chaud, et bien sûr de sa performance (COP et EER). Les formules suivantes permettent de quantifier ces quantités d'énergie [11]:

- Capacité d'une source de chaleur (production de chaleur)

$$Q_{\text{source de chaleur}} = Q_{\text{évaporateur}} = Q_{\text{chauffage}} * \left(1 - \frac{1}{COP}\right)$$

- Capacité d'un réservoir de chaleur (production de froid)

$$Q_{\text{réservoir de chaleur}} = Q_{\text{condenseur}} = Q_{\text{refroidissement}} * \left(1 + \frac{1}{EER}\right)$$

5 Présentation du bâtiment

Le projet du bâtiment de Ronndriesch (acteur foncier et immobilier) est un projet immobilier mixte de commerces, bureaux, hôtel et parkings souterrains. Il se subdivise en trois blocs A, B et C. Ces derniers sont composés de quatre étages chacun sauf le bloc B qui n'en a que trois. L'hôtel se situe essentiellement dans le bloc C. Les bureaux sont partagés entre les blocs A et B. Les commerces quant à eux occupent les rez-de-chaussée des trois blocs. Pour le stationnement des voitures on parlera ici d'un parking souterrain de cinq niveaux, soit 12 mètres sous le sol. Ci-après une illustration provisoire de ce que peut être notre projet.

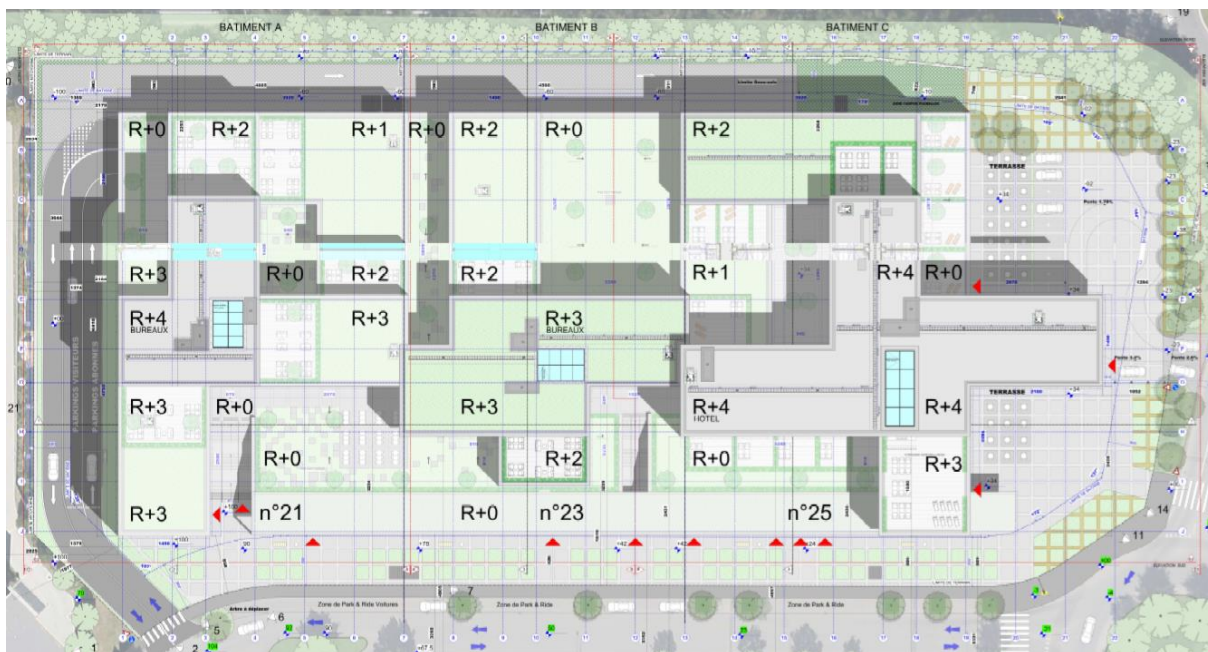


Figure 22 : Vue 3D provisoire du projet de Ronndriesch.

Le tableau suivant reprend la composition et la superficie de chaque bloc avec le type d'utilisation dans chacun.

Tableau 6 : Composition du bâtiment.

Bâtiment			
Bloc	Niveau	Type d'utilisation	Surface (m²)
Bloc A	Niveau 0	Commerce	1 710,50
	Niveau 1	3 Bureaux	1 594,10
	Niveau 2	3 Bureaux	1 313,40
6008,1 m²	Niveau 3	3 Bureaux	1 028,20
	Niveau 4	2 Bureaux	361,90
Bloc B	Niveau 0	Commerce	1 901,90
	Niveau 1	3 Bureaux	933,30
4583,8 m²	Niveau 2	3 Bureaux	1 110,10
	Niveau 3	3 Bureaux	638,50
Bloc C	Niveau 0		1 912,90
		6 Commerces	726,50
		2 Restaurants	365,10
		Bar	288,30
		Lobby	493,90
		Vestiaires	17,30
		Réfectoire	21,80
	Niveau 1		1 573,00
		39 Chambres	1 544,20
		Salle de réunion	28,80
6748,4 m²	Niveau 2	37 Chambres	1 386,10
	Niveau 3	27 Chambres	1 020,70
	Niveau 4		855,70
		21 Chambres	779,20
		Wellness	76,50

5.1 Localisation

Ce futur bâtiment qui se fera sur une surface de 11 000 m² se trouvera dans la commune Luxembourg ville. Plus précisément dans la rue de Bitbourg du quartier de Hamm. Ce dernier est listé dans la catégorie zone industrielle.

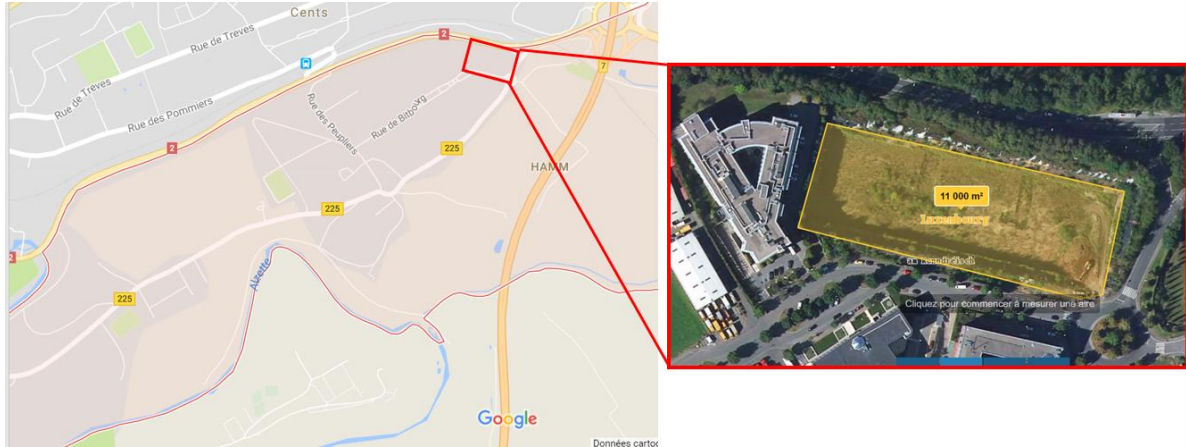


Figure 23 : Vue aérienne de l'emplacement du bâtiment.

5.2 Besoin thermique

Le bâtiment est conçu pour accueillir différents genres d'usage et satisfaire différents types de besoin : chauffage, refroidissement et eau chaude sanitaire. Notre travail va se focaliser sur la réponse aux deux besoins de chaud et de froid par pompe à chaleur à trois échangeurs (géothermique).

Le projet doit répondre aussi à la réglementation thermique et sera de faible besoin par rapport à la superficie à climatiser 17 340 m². Selon TPF le bâtiment sera « bien isolé », mais aucune valeur ne m'a été transmise.

La simulation thermique dynamique du bâtiment a été faite sous le logiciel français PLEIADES par une personne externe de TPF. Les résultats générés concernent les trois blocs ensemble, la simulation n'a pas été détaillée pour avoir le besoin par bloc ou par étage ou par type d'utilisation. Ci-dessous une présentation de la simulation du projet pour une année.

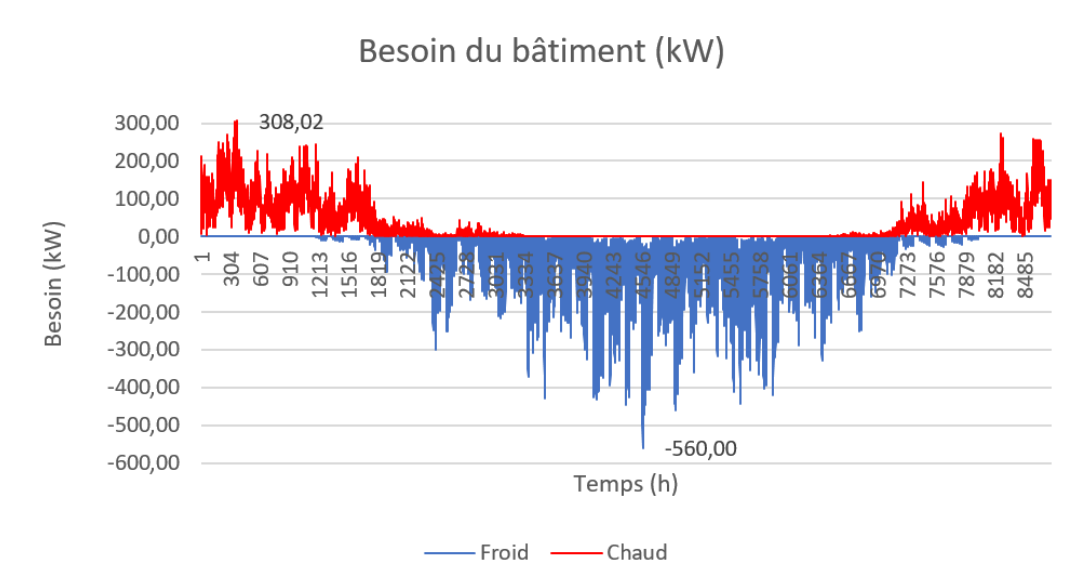


Figure 24 : Besoin annuel du bâtiment heure par heure.

Comme on peut vite le constater sur le graphe le besoin en froid est beaucoup plus important que celui en chaud. Les trois blocs ont besoin de 277 965 kWh de chaud par an et de 1.5 fois de plus en froid soit 416 774 kWh de froid par an. Cela représente une consommation de 15.94 kWh/m²/an en chaud et de 23.91 kWh/m²/an de froid.

La consommation de froid peut s'expliquer par la présence de commerces qui sont, en général, de grands consommateurs de froid et aussi par l'hôtel (généralement les gens ne se soucient pas de leur consommation en énergie quand ils ne la payent pas directement).

Ce qui est intéressant aussi sur le graphe c'est la simultanéité, sur pas mal d'heure sur l'année on a les deux besoins de chaud et de froid en même temps. Comme vu ci-dessus, dans le paragraphe 2.3, cela peut être valorisé par la récupération de chaleur du condenseur pour être utiliser dans la production du chaud.

5.3 Répondre aux besoins

Ce travail rentre dans le cadre d'une étude d'un bâtiment mixte de trois blocs menée par le bureau d'étude TPF Luxembourg. La partie qui m'a été confiée consiste en la pré-étude d'une pompe à chaleur couplé à un échangeur de chaleur souterrain horizontal. L'objectif est de répondre en partie aux besoins thermiques (chaud et froid) du bâtiment par source renouvelable ici la géothermie, donc la partie eau chaude sanitaire ne sera pas traitée ici.

Sur le graphe ci-après on trouve la demande en chauffage et refroidissement classé du bâtiment, on a des pics de chaud de 308 kW et de froid de 560 kW.

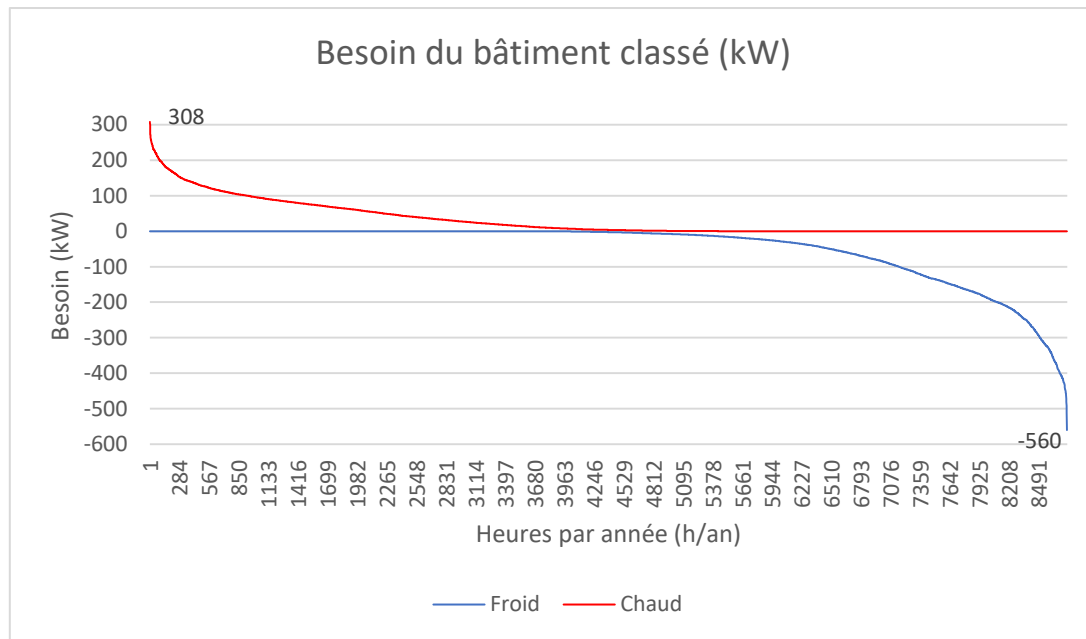


Figure 25 : Besoin annuelle du bâtiment classé.

Sur la figure du besoin classé, une heure précise ne correspond pas forcément à son besoin. Elle aide à visualiser, en classant notre demande par ordre décroissant, les pics et leur durée. Et facilite aussi le choix de la puissance à installer pour une pompe à chaleur par exemple.

D'après la monotone du besoin, les grandes demandes ne sont présentes que quelques heures sur l'année. Ces pics de demandes seront satisfaits par des appoints et non par la pompe à chaleur géothermique. On essaiera que cette dernière fonctionne le plus grand nombre d'heures possible sur l'année que ce soit pour le chauffage ou le refroidissement.

Comme avancé plus haut nous allons essayer de dimensionner une pompe à chaleur géothermique. Notre échangeur géothermique sera de type horizontal enterré sous le cinquième niveau de notre parking. On a la possibilité de couvrir s'il le faut les 11 000 m² de la surface du projet.

Dans notre travail nous allons étudier trois cas. Le premier cas sera considéré comme un cas de référence où la réponse aux besoins se fera par des groupes froids pour le froid et par des chaudières à condensation pour le chaud. Les autres cas porteront sur l'étude de deux pompes à chaleur à six tuyaux, à deux puissances différentes, pour répondre en partie aux deux besoins avec comme appoint des groupes froid et des chaudières à condensation.

5.3.1 Cas 1 : de référence

Dans ce cas nous allons répondre aux besoins du bâtiment par des groupes froids et des chaudières à condensation.

Pour satisfaire nos besoins en froid nous avons besoin d'une puissance à installer équivalente ou supérieur à notre pic qui est de 560 kW. Pour cela nous proposons deux groupes froids de puissance de 200 kW chacun et un troisième de 160 kW. Le EER des groupes froids sera considéré le même et sera égale à 5. Cette valeur est une valeur moyenne du EER, et a été conseillé par TPF selon leur expérience.

Le besoin en chaud (pointe de 310 kW) sera satisfait par des chaudières à condensation à gaz avec un rendement, supposé constant, de 105%. Ce que nous proposons est deux chaudières de puissance de 160 et 150 kW chacune.

Le bâtiment comme annoncé par TPF sera de très bonne isolation. Raison par laquelle l'émission de la chaleur sera choisie basse température. Ce qui justifie l'utilisation d'une chaudière à condensation qui va bien avec l'émission basse température. Ne disposons que des puissances du besoin à satisfaire, nous prenons comme hypothèses que la condensation se fasse tout le temps avec un rendement fixe de 105%.

Nous proposons que ces appareils fonctionnent en cascade. Cela permettra d'éviter d'installer une seule machine avec une grande puissance qui ne tournera que rarement en pleine puissance ; ce qui aura un impact sur le rendement de l'installation. Avec de multiples machines couvrant tout le besoin on en aura une qui tournera toute la période du besoin et les autres qui se déclencheront en fur et à mesure.

Le tableau ci-dessous regroupe des indicateurs de consommation d'électricité et du gaz, et de l'énergie primaire associée. Les résultats calculés sur base du besoin horaire du bâtiment exprimé en puissance et des EER et rendement des machines choisis.

Les facteurs de conversion, utilisé dans ce travail, de l'énergie électrique et du gaz consommées en énergie primaire sont respectivement 2.5 et 1 [28].

Tableau 7 : Synthèse énergétique du cas de référence.

Besoin thermique		Consommation en électricité	Consommation en gaz	Energie primaire		
(kWh /an)		(kWh /an)		(kWh /an)		
Froid	Chaud	Froid	Chaud	Electricité	Gaz	Total
416 774,64	277 964,59	83 354,93	264 728,18	208 387,32	264 728,18	473 115,50
				44%	56%	100%

Le bâtiment a besoin de 23.91 kWh/m²/an en froid et de 15.94 kWh/m²/an en chaud. Pour la satisfaction du besoin en rafraichissement et de chauffage des trois blocs nous avons besoin de 83 356 kWh électrique /an et de 264 728 kWh/an sur base de gaz. Cette réponse au besoin se traduit par une consommation totale de 437 115 kWh d'énergie primaire par année, soit 27.14 kWh/m²/an d'énergie primaire.

Un autre indice à mettre en avant aussi, lié à la consommation d'énergie, est l'émission du dioxyde de carbone. Afin de quantifier cette émission on va travailler avec des facteurs d'émissions qui s'expriment en t CO₂/ MWh électrique ou combustible (gaz naturel). Pour l'électricité nous allons utiliser le facteur d'émission de CO₂ belge et qui est équivalent à 0.285 t CO₂/ MWh [29]. Quant au facteur d'émission de CO₂ associée à l'utilisation du gaz naturel comme combustible pour le chauffage il est égal à 0.202 t CO₂/MWh_{fuel} [29].

Le tableau ci-après reprend les différentes émissions du dioxyde de carbone attachées à ce premier cas.

Tableau 8 : Emission du dioxyde de carbone annuelle par type de consommation d'énergie pour le Cas 1.

Emission de CO2 annuelle	
Consommation d'électricité	23,76 t CO2
Consommation de gaz	53,48 t CO2
Consommation totale	77,20 t CO2

On peut remarquer que l'utilisation de l'électricité contribue au tiers des émissions de CO₂ annuelle alors que la consommation du gaz représente les deux tiers. Notre bâtiment dans cette première configuration de référence rejette annuellement l'équivalent de 77 t CO₂.

Le tableau 7 est dédié aux besoins et à leur satisfaction, par contre le tableau suivant est consacré aux machines, précisément en leurs temps de fonctionnement sur l'année.

Tableau 9 : Temps de fonctionnement des appareils.

Appareil	G_F 1	G_F 2	G_F 3	Chaudière 1	Chaudière 2
Temps de fonctionnement	4 360 h	597 h	68 h	5 319 h	254 h
	50%	07%	01%	61%	03%

Les groupes froids (G_F) fonctionnent plus que la moitié de l'année soit 5 025h, alors que les chaudières à condensation (chaudière) tournent à peu près les deux tiers de l'année avec un nombre d'heures équivalent à 5 573h. C'est-à-dire que nos machines fonctionneront au total entre réponse au chaud et au froid 10 598h par an.

Ce tableau met en avant la simultanéité des besoins et donc la possibilité de récupérer de la chaleur du condenseur pour en profiter dans le chauffage. Les cas qui suivent traiteront cette possibilité grâce à la pompe à chaleur à trois échangeurs.

5.3.2 Cas 2 : REG 125 AD 22

Dans ce deuxième cas on répond aux besoins en partie par une pompe à chaleur géothermique. L'appoint sera assuré par des groupes froids pour le rafraîchissement du bâtiment et par des chaudières à condensation à gaz pour le chauffage. Les équipements de l'appoint ont les mêmes caractéristiques que ceux du cas de référence.

Le choix des puissances des pompes à chaleur géothermique a été imposé par TPF. La consigne est que la puissance du chaud soit inférieure à la moitié de la puissance à installer. Raison pour laquelle nous avons choisi de travailler avec deux puissances de 125 et 90 kW.

La pompe à chaleur à six tuyaux utilisés dans ce cas et dans le cas suivant est de la marque DencoHappel. Ici on utilisera la pompe à chaleur REG 125 AD 22, la REG désigne la gamme DencoHappel Heamo, 125 reflète la puissance, AD correspond à l'utilisation du R-410a comme fluide frigorigène, 2 correspond au nombre des compresseurs, et le deuxième 2 reflète le type d'alimentation électrique ici du 400 V (400 V/3~/50 Hz (+PE)) [12]. Le tableau ci-dessous reprend quelques caractéristiques de cette machine.

Tableau 10 : Caractéristiques techniques de la REG 125 AD 22 utilisé dans le Cas 2.

Caractéristiques	Type de fonctionnement	
	Froid	Chaud
Puissance thermique (kW)	131.40	134.80
Puissance électrique (kW)	21.40	31.00
EER / COP	6.14	4.35
ITEE (simultanéité)	7.80	

Avec cette machine on peut répondre à 44% du pic en chauffage et à 23% du pic en rafraîchissement. Ce qui signifie que nous aurons besoin d'un appoint de 428.6 kW et de 173.22 kW de froid et de chaud respectivement.

Tableau 11 : Satisfaction du besoin dans le cas 2.

Besoin (kWh/an)		Réponse PAC-Géo		Réponse par appoints	
(kWh/an)		(kWh/an)		(kWh/an)	
Froid	Chaud	Froid	Chaud	Froid	Chaud
416 774,64	277 964,59	292 734,44	260 306,10	124 040,20	17 658,49

Dans cette configuration, comme on peut le voir sur la figure ci-dessous, la pompe à chaleur géothermique (PAC Géo) répond à 70% du besoin en froid annuel (surface au-dessus de la droite en vert) et à 94% du besoin en chaud (surface en dessous de la droite orange). L'appoint quant à lui assure la réponse au reste, 30% restant du froid et les 6% restant du chaud.

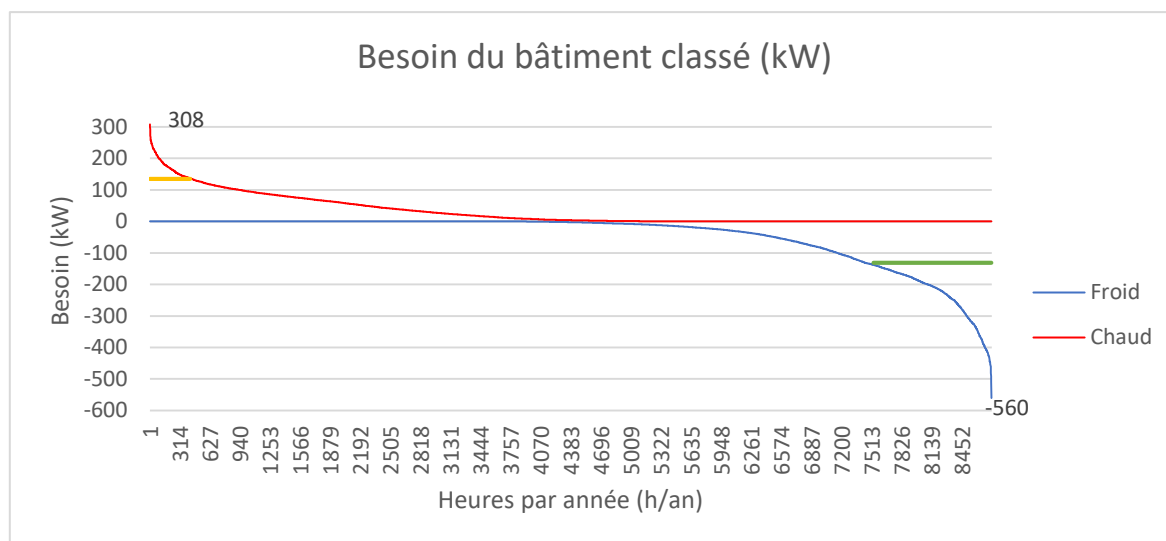


Figure 26 : Représentation de la partie couverte par la REG 125 AD 22.

Le tableau ci-après reprend les différentes consommations en électricité et gaz du cas traité, qui sont convertis par la suite en énergie primaire.

Tableau 12 : Synthèse énergétique du cas 2.

Consommation électrique	Conso. Gaz	Energie primaire
(kWh/an)	(kWh/an)	(kWh/an)

PAC-Géo	G_F	Total	Chaud. Cond	Electricité	Gaz	Total
102 823,11	24 808,04	127 631,15	16 817,61	319 077,87	16 817,61	335 895,48
81%	19%	100%		95%	05%	100%

La consommation électrique comprend les consommations des deux compresseurs de la pompe à chaleur géothermique et celle des compresseurs des groupes froids utilisés. La pompe à chaleur à six tuyaux assure 70% du besoin annuel en froid et consomme 81% de la consommation annuelle en électricité. Alors que les groupes froids consomment 19% de la facture électrique annuelle pour satisfaire les 30% restant du besoin de rafraîchissement annuel des trois blocs.

La consommation électrique de la pompe à chaleur à trois échangeurs est calculée en fonction du mode de fonctionnement de celle-ci. C'est-à-dire que quand la machine répond uniquement à un besoin en froid on utilise le EER ; si la machine ne répond qu'au besoin en chauffage on utilise le COP ; par contre si on est face à des besoins simultanés on utilise le ITEE.

Le gaz consommé est lié uniquement aux chaudières à condensation, dont le besoin annuel est de 16 817.61 kWh/an.

L'énergie primaire équivalente à la satisfaction des besoins thermiques du bâtiment est de l'ordre de 335 895.48 kWh/an entre électricité et gaz. Vu que le facteur de conversion de l'électricité est deux fois et demi plus grand que celui du gaz l'énergie primaire pour la production de l'électricité prend une part de 95% de l'énergie primaire totale annuelle. Ce qui se traduit par une consommation en énergie primaire annuelle par unité de surface de 19.27 kWh.

Une consommation en électricité non renouvelable et en gaz est toujours associée à une émission de dioxyde de carbone. Le tableau suivant nous synthétise l'émission annuelle en CO₂ associé à la satisfaction du besoin thermique de notre bâtiment.

Tableau 13 : Emission du dioxyde de carbone annuelle par type de consommation d'énergie pour le Cas 2.

Emission de CO2 annuelle	
Consommation d'électricité	36,37 t CO2
Consommation de gaz	3,40 t CO2
Consommation totale	39,80 t CO2

Contrairement au premier cas, la part de CO₂ émis par la consommation de l'électricité est plus importante que celle liée à la consommation du gaz ; on parlera d'un rapport de 10 entre les deux. Tout de même l'émission totale annuelle est moins importante que celle du cas 1, et est de l'ordre de 40 tCO₂.

Le potentiel de récupération de chaleur (REC) a été calculé aussi pour mettre en avant cette possibilité de récupérer la chaleur du condenseur pour être utilisée pour le chauffage. Le graphe ci-après représente ce potentiel de manière horaire.

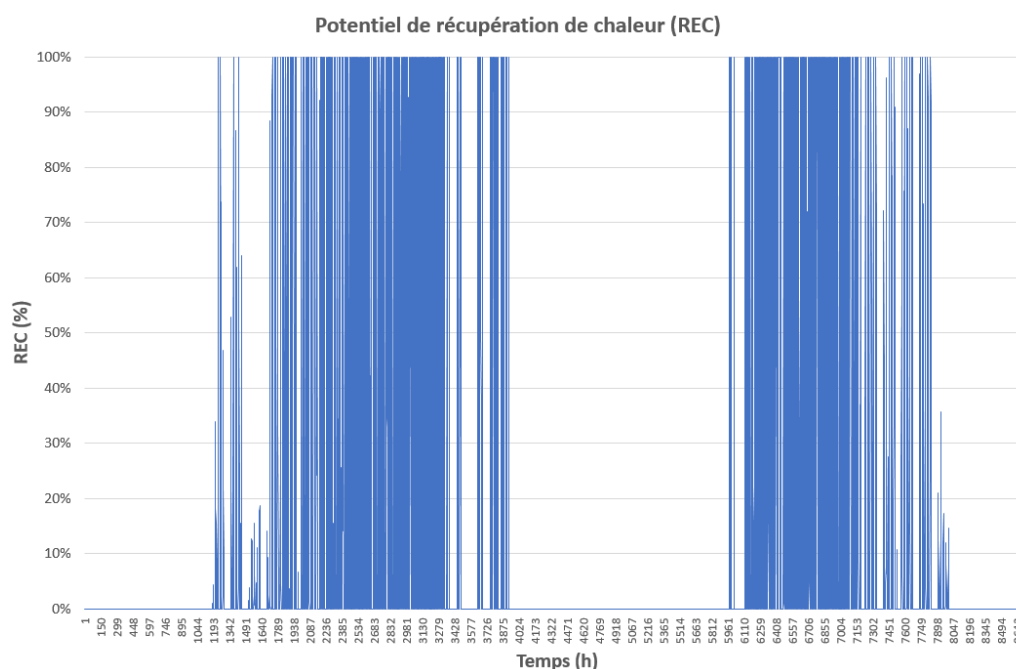


Figure 27 : Représentation graphique du potentiel de récupération de chaleur du Cas 1.

Comme on le voit sur le graphe ce potentiel est non négligeable est susceptible d'être source d'économie d'énergie intéressante.

Un autre calcul a aussi été fait pour les cas 2 et 3 est le bilan thermique de pompe à chaleur à six tuyaux et le sol. Le bilan normal d'une pompe à chaleur prend en compte les puissances au niveau du condenseur, évaporateur et compresseur. Il se traduit par la formule suivante :

$$\text{Puissance au condenseur} = \text{puissance évaporateur} + \text{puissance électrique consommée par les compresseurs}$$

Dans notre cas un autre élément va se rajouter : la puissance extraite ou cédée au sol. Cette puissance dépend essentiellement de la puissance de la pompe à chaleur à trois échangeurs. Le maximum de cette puissance correspond à la puissance nominale (chaud ou froid) de la pompe à chaleur et à la consommation électrique associée. Et donc notre nouvelle formule s'écrira comme suit :

$$P. \text{ condenseur} = P. \text{ évaporateur} + P. \text{ électrique des compresseurs} + P. \text{ échangée avec le sol}$$

La puissance échangée avec le sol peut être négative ou positive. Dans le cas où on veut chauffer le bâtiment nous allons devoir extraire de la chaleur du sol ce qui se traduira par un signe moins, dans l'autre cas où on veut refroidir le bâtiment et donc transférer les calories de ce dernier vers le sol cette puissance sera comptabilisé positivement.

Ce qu'on cherche lors d'un dimensionnement pareil est de d'avoir ou s'approcher d'un bilan annuel nul, surtout que dans notre cas étudié on ne profitera pas de la régénération du sol par le rayonnement solaire.

Dans le cas où ce bilan annuel est positif le sol sera refroidit, par contre si ce bilan est négatif le sol augmentera en température. Ci-après une représentation graphique de la puissance échangée avec le sol heure par heure pour une année.

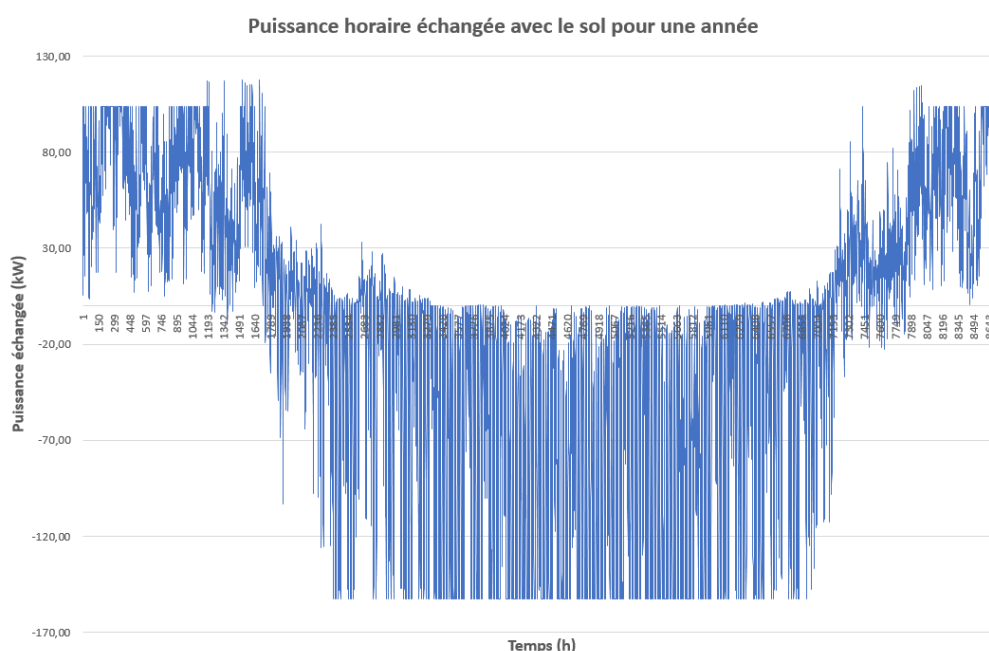


Figure 28 : Puissance horaire échangée avec le sol pour le Cas 2.

Ce graphe montre clairement qu'on n'a pas un équilibre entre ce qui est extrait du sol et ce qui est envoyé au sol. Cela donne un bilan annuel négatif qui vaut -135 251,45 kWh/an. C'est-à-dire que le sol va augmenter en température.

Le fait que le sol se réchauffe n'est pas une surprise vue que la demande du bâtiment en froid est une fois et demie plus grande que celle en chaud. Puisque notre échangeur se trouve à 12 mètres sous le sol seul la régénération par énergie est possible. Par contre la régénération par les éléments naturels (rayon de soleil et pluie [30]) n'est pas prises en compte.

Nous avons aussi quantifié le nombre d'heure de fonctionnement de la machine dans les trois modes refroidissement, chauffage et en simultanéité. Le tableau ci-dessous représente le nombre d'heures de fonctionnement correspondant à chacun des modes.

Tableau 14 : Temps de fonctionnement de la REG 125 AD 22 en fonction du besoin du bâtiment.

Mode de fonctionnement	Froid seul	Chaud seul	Simultanéité
Temps de fonctionnement	3 133 h	3 681 h	1 892 h
	36%	42%	22%

La machine étudiée dans ce cas fonctionne 36% de l'année comme machine frigorifique, et 42% du temps comme producteur de chaleur uniquement ; alors qu'elle tourne le reste du temps pour répondre aux deux besoins en même temps.

Cette machine sera en marche 8 706h par année. Sur le tableau ci-après on peut voir le temps de fonctionnement des appoints utilisés.

Tableau 15 : Temps de fonctionnement des appoints du Cas 2.

Machines d'appoint	G_F	Chaudière
Temps de fonctionnement	964 h	428 h
	11%	05%

Les groupes de production du froid fonctionnent plus que le double des chaudières. Cela peut s'expliquer par les pics du froid qui sont largement plus grand que ceux du chaud, et aussi par le fait que la pompe à chaleur assure une partie du chauffage « gratuit » lors des simultanéités.

Au total, pour répondre aux deux besoins thermiques du bâtiment dans le cas 2 nos machines (REG 125 AD 22 et appoints) vont devoir tourner 10 098 h/an.

5.3.3 Cas 3 : REG 090 AD 22

Les hypothèses de ce dernier cas sont similaires à ceux du précédent, la seule différence est la puissance de la pompe à chaleur géothermique. Dans ce cas on utilisera la REG 090 AD 22, elle est aussi géothermique, à deux compresseurs et utilise le R-410a comme fluide frigorigène. Le 090 à la place de 125 signifie qu'on est avec une pompe à chaleur moins puissante que celle utilisée dans le cas 2.

On commencera par présenter la machine via ses caractéristiques techniques dans le tableau suivant.

Tableau 16 : Caractéristiques de la REG 090 AD 22 utilisé dans le Cas 3.

Caractéristiques	Type de fonctionnement	
	Froid seul	Chaud seul
Puissance thermique (kW)	100.40	104.40
Puissance électrique (kW)	16.10	23.90
EER / COP	6.24	4.37
ITEE (simultané)	7.80	

Avec cette machine on est sûrement sur une puissance inférieure à celle étudiée dans le cas 2, mais on a des coefficients de performance EER et COP légèrement supérieurs.

Cette machine pourra prendre en charge 34% du pic de chauffage et 18% de celui du rafraîchissement. Les appoints quant à eux devront fournir le reste, et donc les puissances d'appoints à installer seront de 460 kW pour les groupes froid et de 203 kW pour les chaudières à condensation.

Le tableau ci-après synthétise la réponse aux besoins thermiques des trois blocs par géothermie et appoints.

Tableau 17 : Satisfaction du besoin dans le cas 3.

Besoin (kWh/an)		Réponse PAC-Géo		Réponse par appoints	
(kWh/an)		(kWh/an)		(kWh/an)	
Froid	Chaud	Froid	Chaud	Froid	Chaud
416 774,64	277 964,59	247 694,50	241 767,85	169 080,14	36 196,74

Comme on le voit sur le graphe ci-après, on peut grâce à l'utilisation de cette machine couvrir 59% du besoin annuel en rafraîchissement (surface en dessus de la droite verte) et 87% en chauffage (surface en dessous de la droite orange). Ce qui donne une part de 41% à assurer par les groupes froids et 13% à satisfaire par les chaudières à condensation.

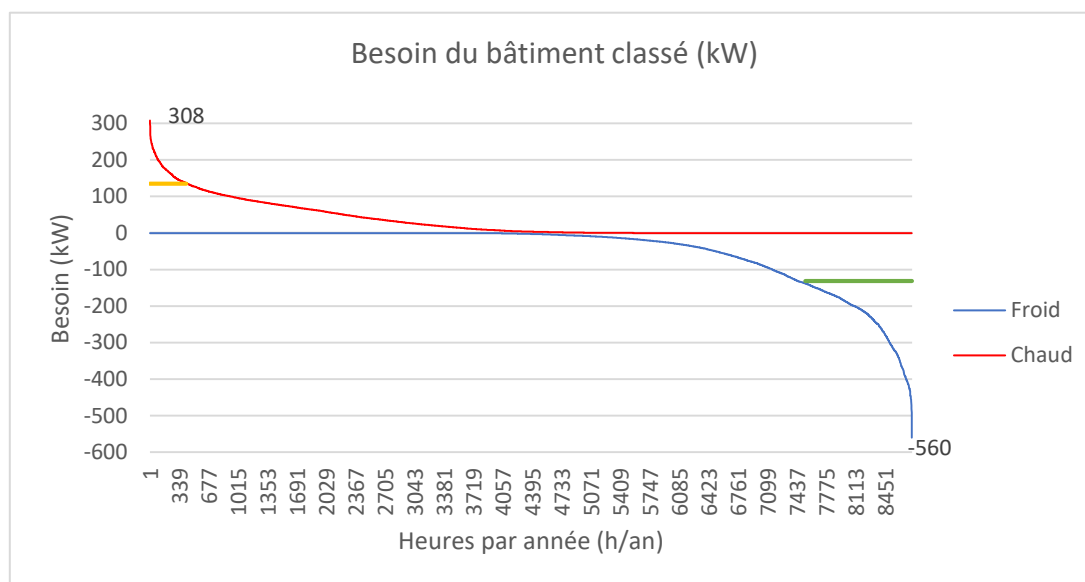


Figure 29 : Représentation de la partie couverte par la REG 090 AD 22.

Le travail de ces appareils correspond à une consommation en électricité et en gaz, chose qu'on peut voir sur le tableau ci-dessous.

Tableau 18 : Synthèse énergétique du cas 3.

Consommation électrique			Conso. Gaz	Energie primaire		
(kWh/an)			(kWh/an)	(kWh/an)		
PAC-Géo	G_F	Total	Chaud. Cond	Electricité	Gaz	Total
90 768,50	33 816,03	124 584,53	34 473,08	311 461,32	34 473,08	345 934,40
73%	27%	100%		90%	10%	100%

L'énergie électrique consommée sur une année par la pompe à chaleur géothermique et les groupes de production du froid s'élève à 124 585 kWh/an. La pompe à chaleur à six tuyaux à elle seule consomme plus que les deux tiers.

Les chaudières à condensation à gaz, pour la fourniture du chaud, consomme 34 474 kWh/an à base de gaz. Cette consommation représente le double de celle consommée dans le Cas 2.

Ces énergies sont converties en énergies primaire. L'électricité seule représente 90% de l'énergie primaire consommée par an. Le totale de l'énergie primaire annuelle consommé est de 345 934.40 kWh/an, soit 19.84 kWh/m²/an.

Le tableau ci-dessous représente les émissions de dioxyde de carbone liées à ce cas.

Tableau 19 : Emission du dioxyde de carbone annuelle par type de consommation d'énergie pour le Cas 3.

Emission de CO2 annuelle	
Consommation d'électricité	35,51 t CO2
Consommation de gaz	6,96 t CO2
Consommation totale	42,50 t CO2

L'émission du CO₂ liée à ce cas 3 est similaire à celle du cas précédent, c'est-à-dire que l'émission liée à l'électricité est majoritaire par rapport à celle liée au gaz ; on remarque un rapport de 5 entre les deux. L'émission de notre cas 3 est toujours moins importante que celle de notre cas de référence.

Le potentiel de récupération de chaleur (REC) étant indépendant de la machine utilisée reste inchangé du cas précédent. Par contre la puissance échangée avec le sol change en fonction de la machine utilisé ; ci-après une représentation graphique des puissances échangées heure par heure pour une année.

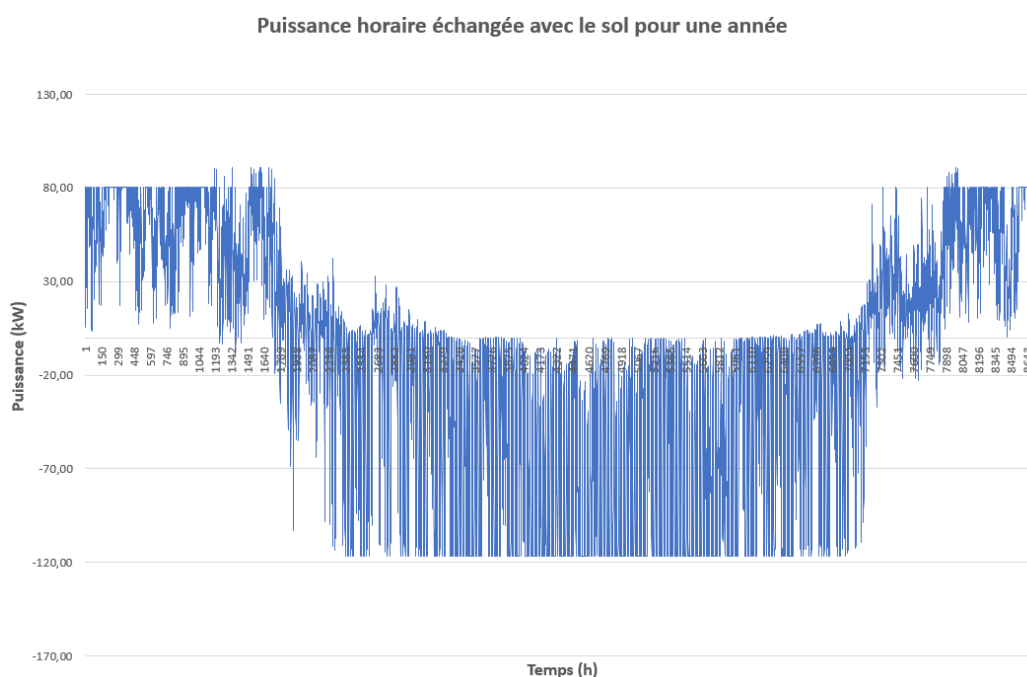


Figure 30 : Puissance horaire échangée avec le sol pour une année dans le Cas 3.

L'absence de l'équilibre thermique entre les deux demandes de froid et de chaud est toujours présent, certes moins important que dans le cas précédent. Dans le cas 2 on est entre des pics de 117 et -152 kW pour le chaud et le froid respectivement, alors qu'ici on est dans une marge des pics moins importante entre 91 et -116 kW. Comme on l'a avancé un peu plus haut, l'énergie échangée dépend en grande partie de la puissance nominale de la machine utilisée, ce qu'on a fait c'est qu'on a diminué cette puissance par rapport au cas ci-dessus et on voit clairement que les pics échangés ont diminué donc on s'attendra à ce que le bilan annuel de l'échange avec le sol diminue (s'approche du zéro).

Notre bilan annuel de l'échange entre la REG 090 AD 22 et le sol est de l'ordre de -96 695,15 kWh/an. Cela correspond à une diminution de 38 556 kWh/ an par rapport au cas 2, c'est-à-

dire qu'on rejette 28% de moins. Ce qui est intéressant mais n'empêche qu'on va tout de même augmenter la température du sol.

Le tableau suivant représente les heures de fonctionnement de la pompe à chaleur à trois échangeurs selon ses modes de fonctionnement refroidissement, chauffage ou simultané.

Tableau 20 : Temps de fonctionnement de la REG 090 AD 22 en fonction du besoin du bâtiment.

Mode de fonctionnement	Froid	Chaud	Simultanéité
Temps de fonctionnement	3 133 h	3 681 h	1 892 h
	36%	42%	22%

On peut directement remarquer que le temps de fonctionnement de chaque mode n'a pas changé. Cela est logique puisqu'on parle du même bâtiment et des mêmes besoins, et donc les pompes à chaleur géothermiques vont réagir de la même façon quelles que soient leurs puissances. Les appoints vont réagir différemment et donc on s'attendra à ce que les heures de fonctionnement augmentent.

Tableau 21 : Temps de fonctionnement des appoints du Cas 3

Machines	G_F	Chaudière
Temps de fonctionnement	994 h	756 h
	11%	09%

Les groupes de production du froid seront en marche presque 1 000h soit 11% de l'année, alors que les chaudières à condensation fonctionneront 9% de l'année l'équivalent de 756h.

Dans ce dernier cas les appareils seront en marche pour une période de 10 456h par année.

La partie suivante portera sur des comparaisons de différents indices tels que l'énergie primaire annuelle consommée par unité de surface et l'émission du dioxyde de carbone associée des trois cas étudiés en haut.

5.4 Comparaison des cas étudiés

La comparaison portera en premier lieu sur les trois cas en fonction de leurs consommations en énergie primaire par unité de surface pendant une année.

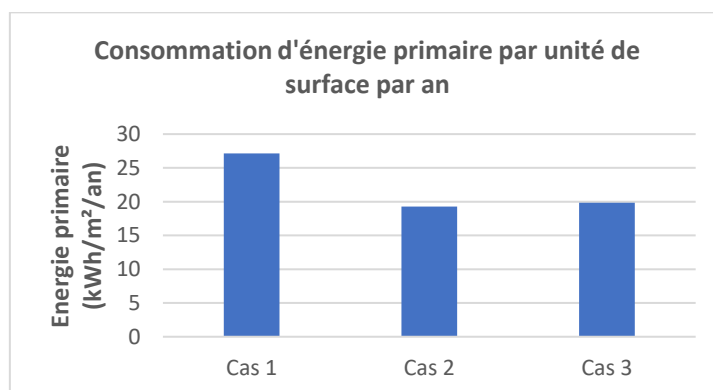


Figure 31 : Consommation d'énergie primaire par unité de surface pour une année pour les trois cas.

Comme attendu le cas le plus demandeur d'énergie est le premier cas, notre cas de référence. Malgré la différence entre les puissances des deux pompes à chaleurs à six tuyaux la consommation en énergie primaire est quasi la même, une légère différence de 0.57 kWh/m²/an apparaît entre ces deux cas.

L'utilisation de notre système pompe à chaleur géothermique permet de réduire la consommation en énergie primaire annuelle de 29% pour le cas 2, et de 27% pour le cas 3 par rapport à notre cas de référence.

Notre deuxième élément ou indice à comparer pour les trois cas étudiés est l'émission du dioxyde de carbone. Le graphe ci-après représente les émissions annuelles du CO₂ de nos trois cas.

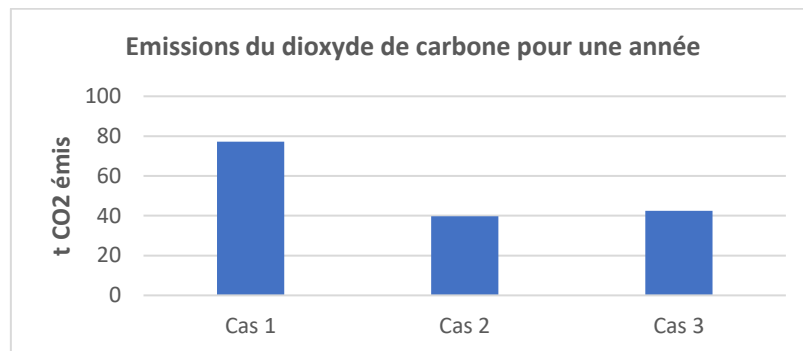


Figure 32 : Emission du dioxyde de carbone annuelle associé à chaque cas étudié.

On remarque facilement sur le graphe que l'émission lié au cas 1 est la plus importante, ce qui est normale puisque aucune source renouvelable n'est utilisée dans ce cas de référence. Par contre on voit très bien l'impact de l'utilisation de la pompe à chaleur à six tuyaux. On parlera facilement d'une diminution de l'émission de 49% et 45% de CO₂ annuelle, respectivement, pour les cas 2 et cas 3.

Un autre indice qui peut aussi être comparé est le nombre d'heures de fonctionnement des machines dans chaque cas.

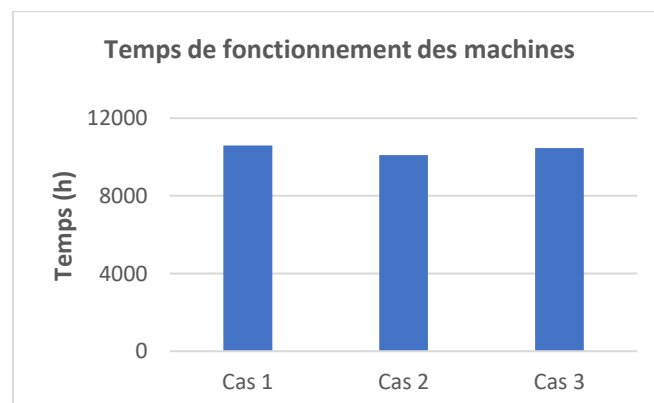


Figure 33 : Temps de fonctionnement des équipements utilisés.

Au niveau du temps de fonctionnement des appareils installés (PAC Géo et appoints) on n'observe pas une grande différence entre les trois cas. Mais nos appareils tourneront 142h de moins dans le cas 3, et 500h de moins dans le cas 2 par rapport à notre cas de référence.

Le quatrième et dernier point de comparaison, qui touche uniquement au deux derniers cas, porte sur la puissance annuelle échangée avec le sol.

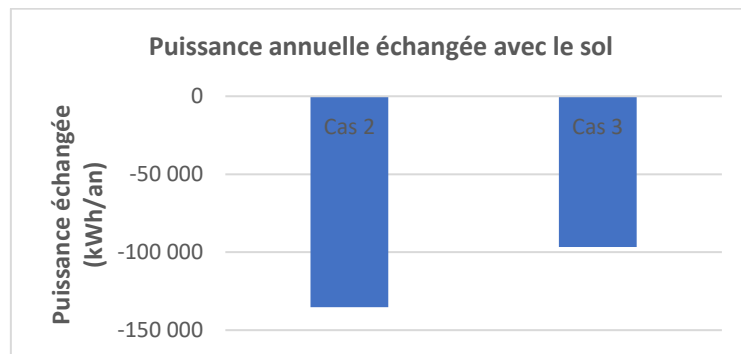


Figure 34 : Puissance annuelle échangée avec le sol.

Sur ce graphe on voit que les deux cas contribuent à l'augmentation de la température du sol. Au niveau de la durabilité de l'utilisation vaut mieux choisir la REG 090 AD 22 qui elle a un impact plus faible que celui de la REG 125 AD 22.

Suite à ces indices nous avons choisi de continuer le travail avec la REG 090 AD 22. Au niveau de l'échange avec le sol elle a l'impact le moins important. Au niveau de la consommation en énergie primaire et l'émission du dioxyde de carbone elle est bien classée, très proche de la REG 125 AD 22. Un autre élément qui n'a pas été discuté ici qui joue aussi à sa faveur est le prix, elle sera sûrement moins chère que la REG 125 AD 22.

6 Dimensionnement du système

Le dimensionnement du système pompe à chaleur géothermique se fera par le logiciel GLD en premier temps pour vérifier que la pompe à chaleur choisie et l'échangeur souterrain horizontale conçu sont adaptés l'un avec l'autre. En deuxième temps nous allons vérifier l'interaction échangeur souterrain horizontale et sol via un modèle sur TRNSYS.

6.1 Simulation du système avec le GLD

Ce logiciel permet de vérifier et d'évaluer le système proposé. Il permet, selon les hypothèses fournies, de donner une indication sur la qualité du système. Les hypothèses concernent la pompe à chaleur utilisée, les matériaux utilisés (tuyaux, collecteurs ...), la nature du sol, séparation des tuyaux ...

Le premier élément par lequel on commence est l'introduction du besoin annuel du bâtiment dans le module "Average Block Loads". Le logiciel accepte des fichiers Excel type CSV des deux besoins (froid et chaud) horaires du bâtiment. Sur la figure qui suit on peut voir qu'il convertit les données horaires en données mensuelles.

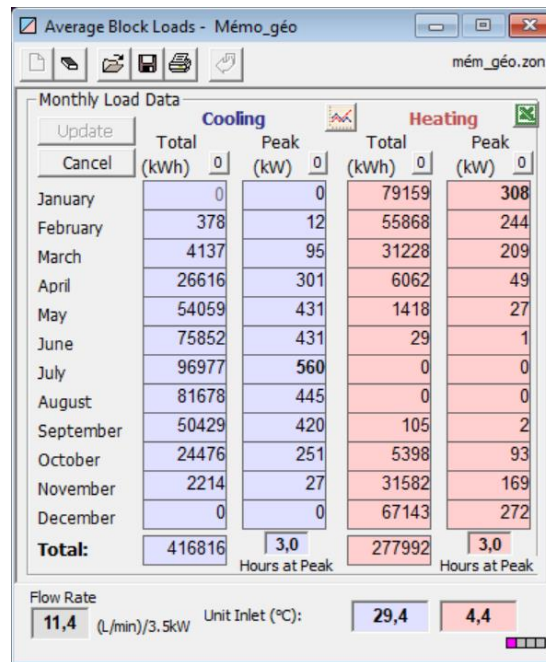


Figure 35 : Demande du bâtiment.

Le deuxième élément à choisir et à introduire dans ce module est la pompe à chaleur. Comme avancé plus haut nous allons travailler avec la REG 090 AD 22. Le module a besoin, en plus des caractéristiques incluses dans le tableau 16, des facteurs de charge, pour le froid et pour le chaud, et des débits qui circuleront dans l'échangeur dans les deux utilisations. Ces indicateurs de charges sont déjà calculés et on a un facteur de charge de 36% pour la production du froid et 42% pour la production du chaud. Les débits quant à eux doivent être donnés en litre par minute ; dans le cas où on répond au besoin de froid on aura un débit de référence de 151.6 l/min et celui qui circulera dans le cas du chauffage sera de 168.3 l/min. La figure ci-dessous est une vue du modèle avec les éléments nécessaires introduits.

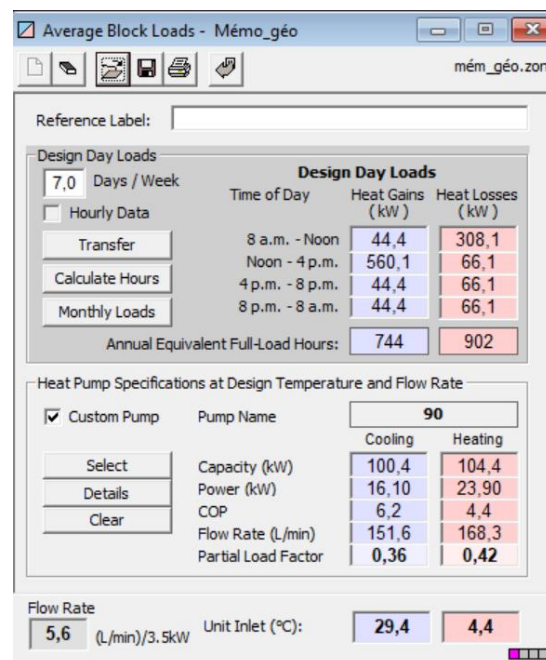


Figure 36 : Module " Average Block Loads " rempli.

Une fois que le module " Average Block Loads " est complété on passe à notre module de dimensionnement de l'échangeur souterrain horizontal " Horizontal Design Project". Ce module a besoin de différents types d'informations lié au sol, tuyaux, espacement, profondeur ...

Avant de commencer à travailler sur le module du design de l'échangeur horizontal nous devons faire le lien entre les deux modules. Le lien se fait en cliquant sur la touche " Link to loads " Cette liaison permet de prendre en compte l'interaction entre la pompe à chaleur et ses besoins et l'échangeur souterrain.

Figure 37 : Module " Horizontal Design Project".

Comme on le voit sur la figure ci-dessus il est aussi important de préciser ce que prendra en charge la pompe à chaleur et ce qui sera complété par un appoint. Dans notre cas le système pompe à chaleur géothermique peut prendre en charge 18% du pic de refroidissement et 34% de celui du chauffage ; et 59% du besoin annuelle en froid et 87% de la demande annuelle en chaud.

On a la possibilité de travailler avec deux méthodes température fixée ou surface fixée ; nous avons choisi de travailler avec la deuxième méthode. On peut estimer la surface nécessaire en fonction de la puissance de froid de notre machine et du type de sol. Pour y procéder on utilisera la formule suivante (voir partie 4.1) :

$$A = \frac{Q_0}{q_e}$$

La puissance de refroidissement de notre machine est de 100.4 kW. Généralement du sable stabilisé est utilisé mais pour notre travail nous avons choisi, avec TPF, de travailler avec du sable sec. Ce choix est fait pour se mettre dans le cas le plus défavorable ; et aussi puisqu'on n'a pas eu de retour de la part de l'ingénieur stabilité TPF concernant la matière utilisée pour le stockage des calories et ses caractéristiques. Pour le dimensionnement de la surface de

l'échangeur nous allons travailler avec du sable sec, et donc sa puissance d'extraction/ éjection est comprise entre 10 et 15 W/m² (voir tableau 5) ; nous allons prendre 10 W/m². Ce qui nous donne une surface estimée de l'échangeur de 10 040 m².

Disposant d'une superficie de 11 000 m², on a assez de surface pour notre échangeur cas défavorable. Dans nos hypothèses nous allons se baser sur les 10 040 m² comme surface fixée.

On peut choisir cette méthode dans l'onglet configuration de notre module de design. Et par la même occasion on introduit les données liées à la profondeur, la séparation des tranchées et aussi le nombre de tuyaux qu'on souhaite. Dans notre cas nous allons travailler avec la plus simple configuration à savoir un seul étage de tuyaux. Ce choix est fait sur deux bases, la première est liée à la simplicité de la pose contrairement aux autres par exemple à double étage de tuyaux ou spiralé, la deuxième est purement économique on essaye de minimiser les coûts de l'installation. Ci-dessous une prise d'écran qui montre les hypothèses choisies.

The screenshot displays the 'Configuration' tab of a design module. It is divided into several sections: 'Fixed Area Mode' with a checked 'On/Off' option and a 'Total Area' of 10039,8 m²; 'Trench Layout' with input fields for 'Number' (87), 'Depth' (12,0 m), 'Separation' (1,5 m), and 'Width' (50 cm); 'Pipe Configuration in Trench' showing three diagrams of pipe layouts and input fields for 'Total Number of Pipes' (1), 'Vertical Separation [Y]' (30 cm), and 'Horizontal Separation [X]' (30 cm); and 'Modeling Time Period' with a 'Prediction Time' of 1,0 years.

Figure 38 : Paramétrage de la partie configuration du module du design de l'échangeur.

La surface considérée est de 10 039.8 m². La séparation des tranches est de 1.5 m, supérieur à celle proposée dans le tableau 2 et qui est de 1.2m.

Comme on l'a avancé plus haut nous avons choisi le sable sec comme matière de stockage. Les informations liées au sable sont introduites dans la rubrique Soil comme on peut le voir sur la figure juste après.

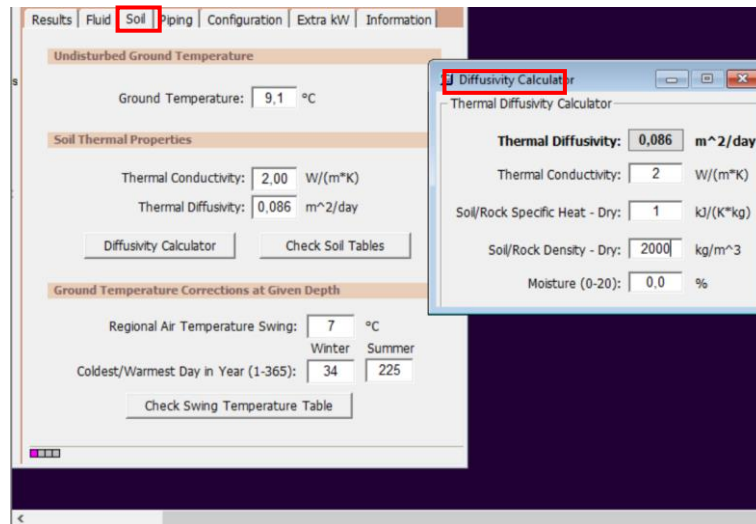


Figure 39 : Paramétrage de la partie Soil du module du design de l'échangeur.

Sur la figure 39 on voit qu'on introduisant les caractéristiques du sable sec (de carrière ou de mer [31]) le calculateur nous donne la valeur de la diffusivité thermique en m^2/jour . La température du sol d'une région est généralement prise égale à sa température moyenne annuelle de l'air. Pour le Luxembourg elle est égale à 9.1 [32]. La variation de la température de l'air au Luxembourg est considéré comme étant la différence entre les deux moyennes annuelles des températures les plus élevées et les plus basses, et elle vaut 7°C [33].

Un autre élément très intéressant à choisir aussi est le fluide caloporteur qui circulera dans notre échangeur. Ce qu'on propose ici est de l'eau avec de l'antigel. GLD propose quelques un dont l'éthylène glycol. Le logiciel propose les quantités d'antigel à ajouter en fonction de la température de gel qu'on souhaite. Dans notre cas nous avons choisi -3.89°C. Normalement sous 12 m du sol on ne doit pas atteindre des températures inférieures à zéro, mais par prudence nous avons choisi de travailler avec cette température.

Pour cet échangeur le choix du diamètre des tuyaux a été fait en fonction des performances qu'on a obtenues en changeant uniquement le diamètre et laissant les autres paramètres inchangés. Le choix final du diamètre est 32mm. Le choix de la matière était clair pour TPF, il propose des tuyaux en polyéthylène (PE). Ces tuyaux sont faciles à manipuler lors de la pose vue leur grande flexibilité et ne sont pas coûteux.

Une fois que tous ces éléments sont introduits, on peut choisir la durée de la simulation, ici une année, et commencer le calcul. Ci-après on peut voir les résultats de notre simulation.

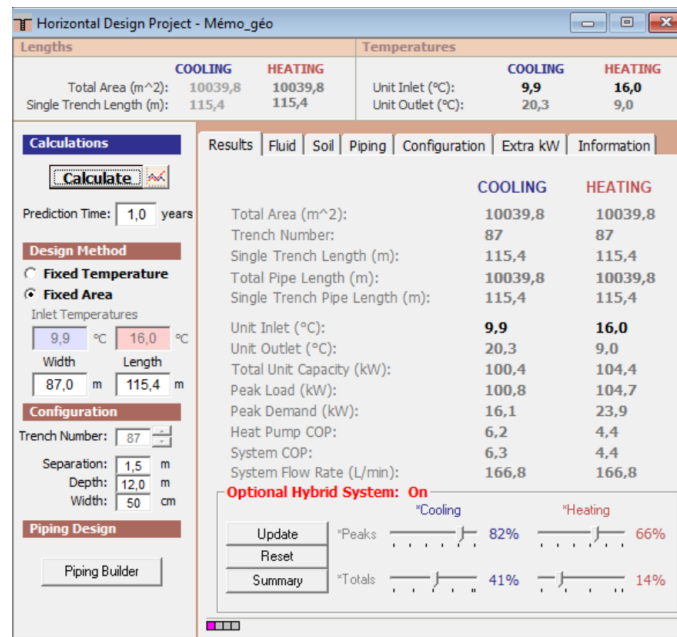


Figure 40 : Résultats de la simulation.

Ce qui est un peu étrange dans les résultats c'est l'écart de températures entre l'entrée et la sortie de l'échangeur en refroidissement on obtient un écart supérieur à 10°C. Par contre pour le chauffage l'écart est de 7°C et est acceptable. Le sol plus chaud augmente les transferts de chaleur

Les coefficients de performance que ce soit de la pompe à chaleur ou du système (pompe à chaleur et échangeur horizontal) s'annoncent bon est sont à peu près égaux à ceux annoncés par le constructeur.

Une fois ce calcul est fait on peut passer à l'étape suivante qui consiste en la conception de l'échangeur souterrain horizontal. Pour cela on peut cliquer sur le bouton " Piping Builder " qui donne accès au module qui porte le même nom.

Il permet de calculer automatiquement le nombre de circuits et la longueur de chaque circuit ainsi que la longueur totale des tuyaux de l'échangeur. Sur la figure ci-dessous un aperçu de ce que génère ce module automatiquement.

Piping System Builder - Mémorisation

Circuits	Modules	Manifolds
Design	Required	
44	44	11

Single Circuit Pipe Length: 237,8
Total Required Circuit Pipe Length (m): 10463,2

Module Design Review:
Circuit Diameter: ✓
Circuits Per Module: ✓
Runout Diameter: ✓

Circuit Information

Required Circuit Number: 44
Circuit Pipe Length (m): 237,8 Extra: 0,00
Circuit Pipe Size: 1 1/4 in. (32 mm)
Circuit Pipe Type: SDR11

Circuit Layout

Circuits per Installation Unit (Bore,Trench,...): 0,50

Circuit Flow Path Type:
☒ U-Bend
☐ Straight-Pipe

Sub-Circuits per Circuit:
1 2 3

Figure 41 : Résultat généré automatiquement par le module " Piping System Builder ".

D'après les calculs de ce modèle on a le bon diamètre des tuyaux. On aura besoin de 44 circuits de 237.8m chacun, pour avoir une longueur totale de l'échangeur de 10 463.2 m. on peut remarquer aussi que chaque tranchée est constituée de deux circuits.

La longueur d'un circuit comprend l'aller et le retour, circuit sous forme de U, du collecteur de départ jusqu'au collecteur d'arrivée. Sur la figure ci-dessous on trouve le paramétrage qui a été fait.

Piping System Builder - Paramétrage

Circuits	Modules	Manifolds
Design	Required	
44	44	11

Single Circuit Pipe Length: 237,8
Total Required Circuit Pipe Length (m): 10463,2

Module Design Review:
Circuit Diameter: ✓
Circuits Per Module: ✓
Runout Diameter: ✓

GHX Module Information

Manifold: 1 **Manifold 1**

Number of Modules: 11

Module 1

Module Parameters

Module Name: Module 1
Number of Circuits: 4
Circuit Separation (m): 3,0 Extra: 0,0
Return Type: Direct Return

Runout Parameters

Supply Length (m): 3,0 Extra: 0,0
Return Length (m): 6,0 Extra: 0,0
Pipe Size: 2 in. (50 mm) SDR11

Figure 42 : Paramétrage de la partie modules du module " Piping System Builder ".

Nous avons travaillé, suite à la recommandation de TPF, avec un seul collecteur de départ et un seul collecteur de retour pour des raisons économique et de place ; on a privilégié les places de parking. Normalement les collecteurs vont être mis dans un local technique dans le cinquième niveau du parking. Par contre l'emplacement de la pompe à chaleur n'est pas encore défini.

Nous avons un seul départ qui alimente 11 modules. Les modules sont séparés par une distance de 3m. Chaque module est composé de 4 circuits séparés entre par la même distance de 3m.

Le retour est choisi direct, c'est-à-dire que l'eau qui sort d'un circuit ne passe pas dans le circuit suivant et va directement rejoindre les autres retours des autres circuits. La figure ci-après nous illustre ce principe.

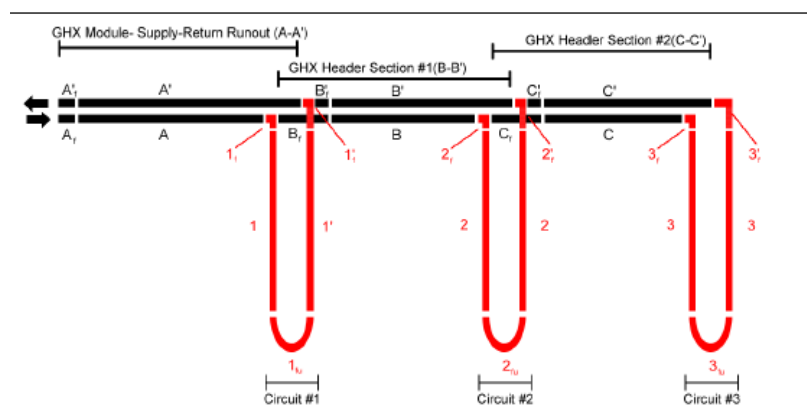


Figure 43 : Illustration du principe du retour direct [34].

Le diamètre de l'alimentation et du retour du module est à partir de 50 mm, le logiciel n'accepte pas une valeur inférieure.

Une fois ces paramètres introduits on peut passer à l'étape suivante, c'est là où les grands calculs se font. Ces calculs donnent des indications de performances sur la charge maximale à laquelle peut répondre le système et aussi sur les équipements. Sur la figure ci-dessous les résultats de notre simulation pour la charge maximale.

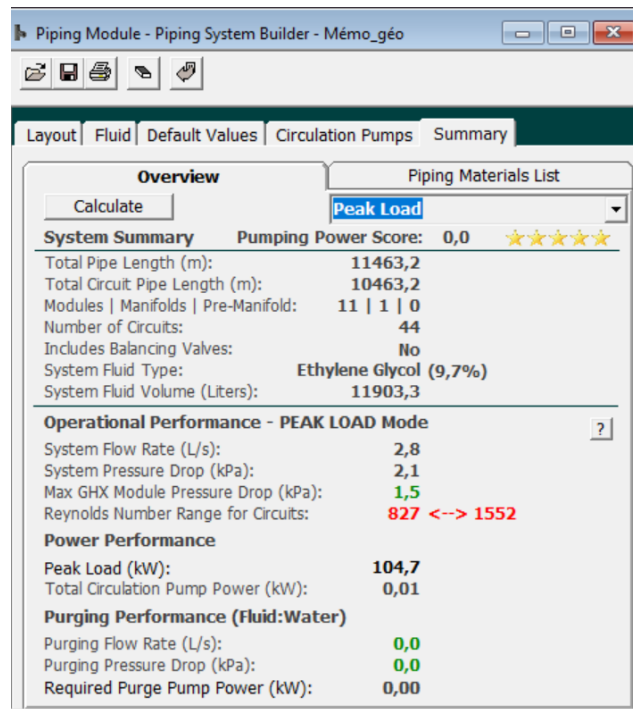


Figure 44 : Résultat final de la simulation.

En résumé, nous avons un collecteur de départ qui alimente onze modules. Ces derniers alimentent à leur tour quatre circuits chacun. La longueur totale de la tuyauterie utilisée est de 11 463 m dont 10 463 pour les tuyaux des circuits.

Le fluide caloporteur eau et antigel (éthylène glycol) représente un volume de 11.9 m³. L'antigel fait 9.7% de la masse totale du fluide.

On voit que selon ce module le circuit est bon vu qu'il a obtenu cinq étoiles, et a un score nul. Donc théoriquement notre échangeur est réalisable et de bonne qualité.

Malheureusement le logiciel ne génère pas de résultats plus détaillés, raison pour laquelle nous allons utiliser un autre modèle basé sur le logiciel TRNSYS afin d'avoir plus de détails sur l'interaction entre l'échangeur souterrain et le sol.

6.2 Simulation de l'échangeur souterrain avec TRNSYS

Dans cette partie du travail nous allons essayer de modéliser l'interaction entre l'échangeur et le sol. Le but est d'avoir une idée de la température de circulation du fluide dans l'échangeur en fonction de la puissance échangée avec le sol, du débit dans les tuyaux, et de la température du sol à la profondeur prédéfinie.

La puissance échangée avec le sol avec laquelle on va travailler est déjà présentée sur la figure 28. Aussi, le sol qu'on va utiliser est le même utilisé pour la simulation GLD (voir figure 39).

La température du sol est calculée via le type 77 qui permet de calculer la température du sol non perturbée pour une profondeur bien définie selon les caractéristiques du sol. Le graphe suivant nous visualise la température du sol annuelle pour une profondeur de 12m.

On parle d'une différence de température, entre le maximum et le minimum atteint, de 0.35°C sur une année. Notre moyenne est de 9.1°C et elle correspond exactement à la valeur annoncée par « weatherbase » [33].

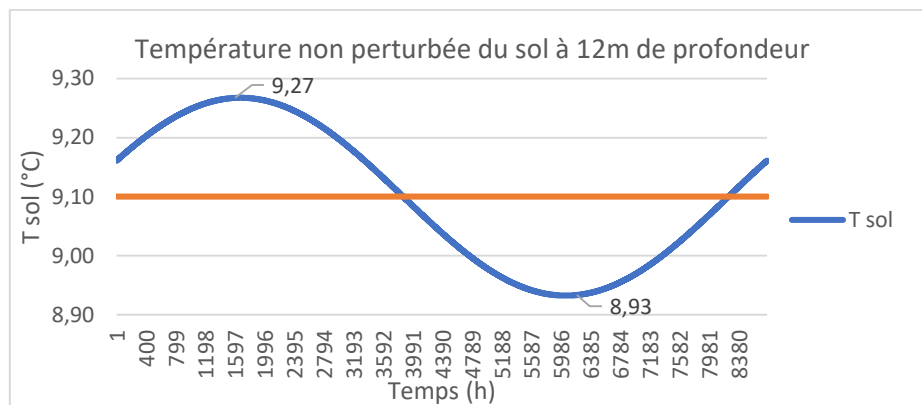


Figure 45 : Température non perturbée du sol à 12 m de profondeur.

Les débits ont été calculés en fonction des puissances échangées avec le sol. Nous avons choisi, comme hypothèse, d'utiliser un écart de température constant de 6°C (entrée et sortie échangeur). La chaleur spécifique de notre fluide caloporteur qui est de 3.92 kJ/K.kg. Le graphe 46 représente les débits résultant de l'équation suivante :

$$P = C_p * Q * \Delta T$$

- P : puissance échangée avec le sol (kW),
- Cp : chaleur spécifique du mélange eau antigel (éthylène glycol) (kJ/K.kg)
- Q : débit circulant dans l'échangeur (kg/s)
- ΔT : écart de température entrée-sortie de l'échangeur (K)

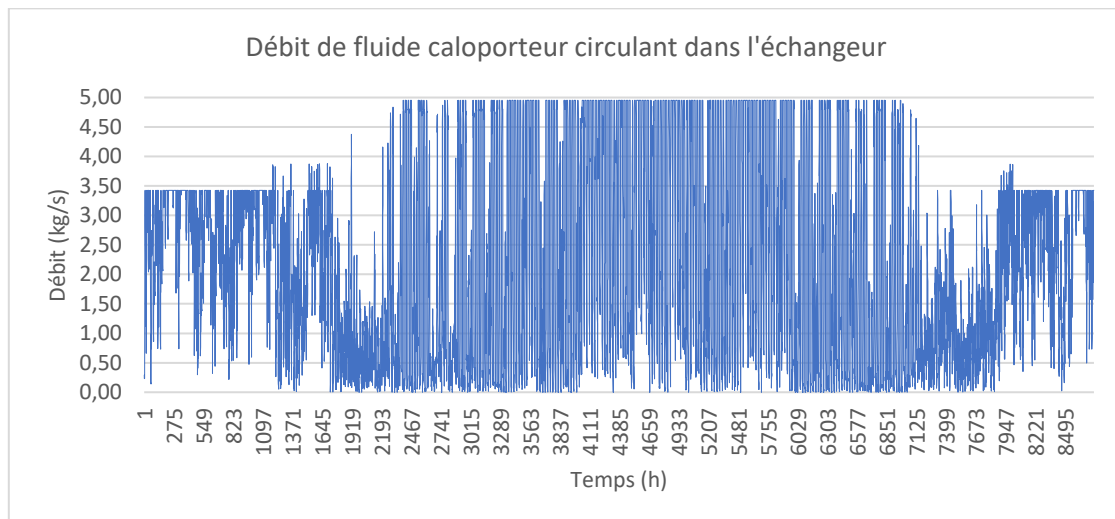


Figure 46 : Débit du fluide caloporteur circulant dans l'échangeur.

Sur ce graphe on voit que les débits les plus élevés sont atteints en période de refroidissement là où la demande en froid est bien présente. Le débit maximal qu'on atteint est de 4.95 kg/s soit 17.46 m³/h.

Dans notre cas on ne peut pas modéliser l'échangeur comme conçu, c'est-à-dire qu'on n'a pas la possibilité de modéliser les modules, on va se limiter à la modélisation de la longueur de l'échangeur (10 463 m). On va considérer que nos tubes sont alimentés de la même source (collecteur de départ). Chaque tube sera considéré comme étant un circuit (sous forme de U). La description du premier paramètre du type 997 nous dit que le nombre de tubes dans une couche du champ correspond au nombre des tubes en parallèles dans cette couche ; et donc cela correspond à un aller-retour (un circuit). Pour la direction du sol nous avons le choix entre deux possibilités, direction standard ou direction opposée. Si on fait l'analogie avec le logiciel GLD cela peut correspondre au retour direct ou inverse ; raison pour laquelle nous avons choisi de garder la direction standard. Sur la figure suivante on peut voir un exemple de paramétrage de quelques tubes.

	Name	Value	Unit	More	Macro
80	Pipe direction-13	1	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
81	Inlet to this pipe-14	0	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
82	Pipe direction-14	1	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
83	Inlet to this pipe-15	0	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
84	Pipe direction-15	1	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
85	Inlet to this pipe-16	0	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
86	Pipe direction-16	1	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
87	Inlet to this pipe-17	0	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figure 49 : Paramétrage des circuits.

L'alimentation des tubes peut se faire en deux manières, soit directement de la source (collecteur de départ) soit par un autre tube. Dans le premier cas on met zéro, pour le deuxième on met directement le numéro du tube.

La direction des tubes étant choisie « direct » (standard) on encode 1 ; si le choix était pour une direction opposée on aurait encodé 2.

Le type 997 a besoin aussi de données (input) liés au climat et aussi au fluide (température et débit). Ces derniers seront fournis par le type 3d qui jouera le rôle de la pompe de circulation. Cette dernière sera alimentée par les débits qu'on a calculés. Pour la lecture de ce fichier nous avons utilisé le type9. La température d'entrée du fluide à la pompe de circulation sera considérée comme égale à celle de la sortie de la pompe à chaleur.

Dans notre modèle nous avons modélisé la pompe à chaleur avec l'équation qui relie débit, chaleur spécifique, puissance et écart de température. Notre température de sortie de la pompe à chaleur sera calculée comme suit :

$$Ts = Te - \left(\frac{P}{Q * Cp} \right)$$

Avec :

- Ts : température de sortie de la pompe à chaleur (K),

- T_e : température d'entrée de la pompe à chaleur qui est égale à celle de la sortie de l'échangeur (K),
- P : puissance échangée avec le sol (kW),
- Q : débit du fluide caloporteur (kg/s),
- C_p : chaleur spécifique du fluide caloporteur (kJ/K. Kg).

Le calcul des températures va se faire sous forme de boucle entre la pompe à chaleur et l'échangeur souterrain en passant par la pompe de circulation tout en prenant en compte les propriétés du sol. Le but est de voir comment évolue la température du fluide dans le sol.

Pour notre simulation nous avons choisi la station de Uccle (Belgique) pour les données météo (type 15). Le type 997 a besoin d'avoir des informations sur les températures de l'air ambiant et de surface du sol, ainsi que sur l'irradiation horizontale. Sur la figure ci-dessous on peut voir notre modèle TRNSYS.

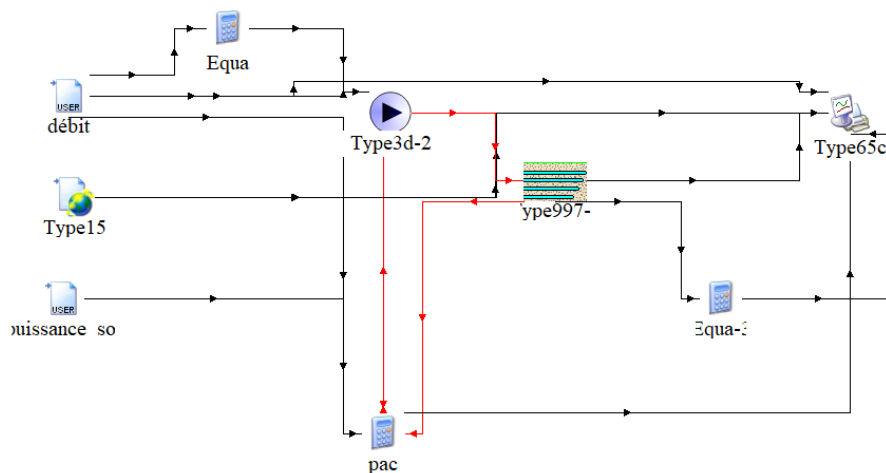


Figure 50 : Modèle échangeur souterrain - PAC sur TRNSYS.

En plus des types déjà présentés on a utilisé aussi des équations (calculatrice) pour des raisons de conversion d'unité. Par contre la calculatrice PAC contient notre formule qui fait le lien entre les températures d'entrée et de sortie échangeur souterrain horizontale et pompe à chaleur.

Dans la partie suivante nous allons présenter et discuter les résultats obtenus via notre modèle.

6.2.2 Résultats de la simulation

L'objectif de cette simulation est d'approcher le plus possible les températures qu'on peut avoir à la sortie de l'échangeur en fonction de l'interaction échangeur-sol. Sur la première figure des résultats on voit les températures d'entrée et de sortie à l'échangeur.

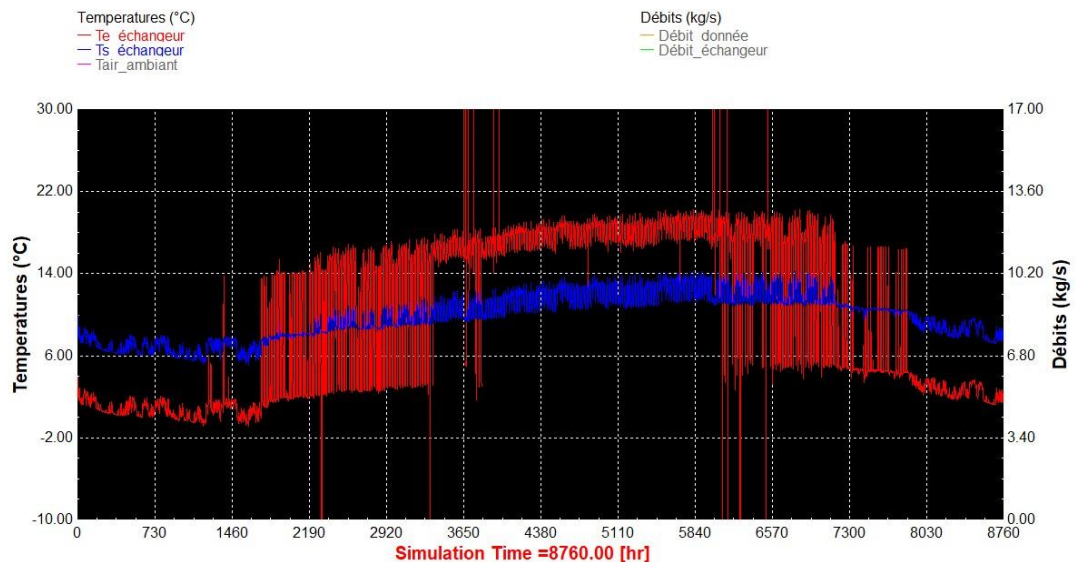


Figure 51 : Températures d'entrée et de sortie de l'échangeur souterrain horizontale.

Nos températures semblent aller dans le bon sens, c'est-à-dire que les températures d'entrées dans la période de chauffe sont inférieures à celle de la sortie ; on chauffe notre eau. Par contre lors des demandes de froid pour la saison de rafraîchissement ou les mi-saisons (simultanément) on voit que les températures d'entrée sont supérieures à celles de la sortie de l'échangeur. L'écart de température entre l'entrée et la sortie de l'échangeur pour toute l'année est quasi constant et vaut 6°C. Cet écart est très influencé par l'écart de température que nous avons imposé dans nos hypothèses de calcul.

Nos températures d'entrée de l'échangeur varient entre 0.01°C et 19.9°C, pour une moyenne annuelle de 10.06°C légèrement supérieur à la température moyenne du sol non perturbé de (9.1°C) à une profondeur de 12m. Si on considère que la température du fluide caloporteur à la sortie de l'échangeur est égale à celle du sol à 12 m de profondeur c'est que sur une année d'utilisation la température moyenne du sol s'est élevée de 1°C. Ce qui rejoint nos conclusions concernant la figure 28 de la partie 5.3.3.

La température de sortie de l'échangeur est aussi influencée par le débit de fluide caloporteur dans l'échangeur. Le graphe ci-dessous reprend cette liaison débit température de sortie.

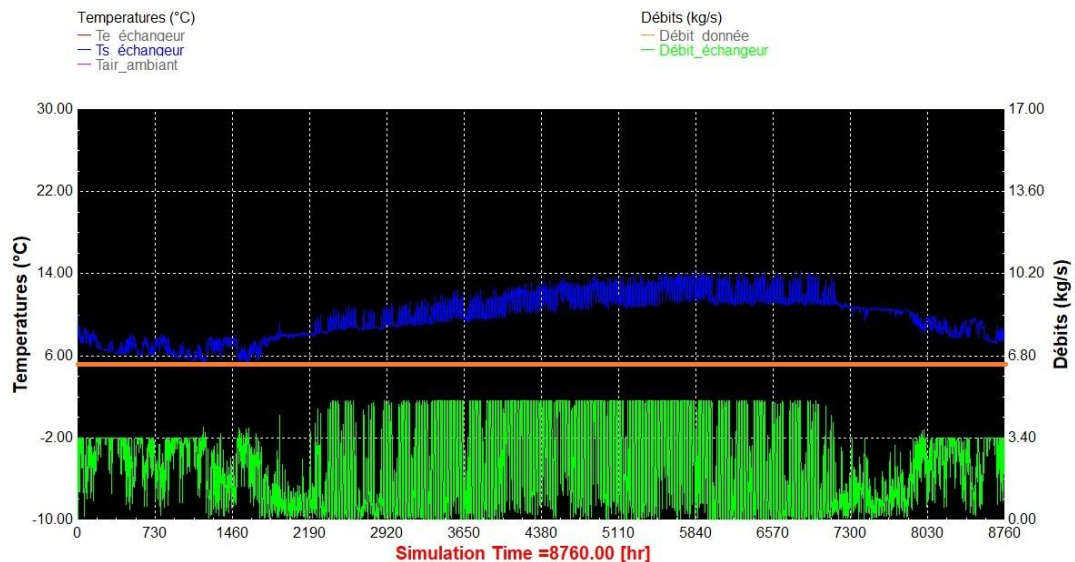


Figure 52 : Température de sortie et débit de l'échangeur.

Ce graphe nous montre une chose importante, l'impact du débit sur la température de sortie. Quand le débit, en périodes de mi- saison et hivernale, est souvent à son maximum on voit que les températures de sortie atteignent leur max autour des 13.89°C.

On voit aussi l'effet d'inertie du sol à travers l'augmentation de la température de sortie de l'échangeur qui reflète la température du sol. On a des débits du même ordre début et fin d'année lors de la période de chauffe, et on remarque, en se référant à la ligne orange sur la figure 52, qu'avec les mêmes débits on arrive à avoir des températures de sortie à la fin de l'année plus élevées que celle obtenue en début d'année. Cette augmentation ne peut s'expliquer que par la perturbation de la température du sol, et donc son augmentation en température.

Nous avons choisi aussi de présenter, sur la figure ci-après, à titre comparatif les températures obtenues à la sortie de l'échangeur (entrée de la pompe à chaleur) et celles de l'air ambiant dans notre cas.

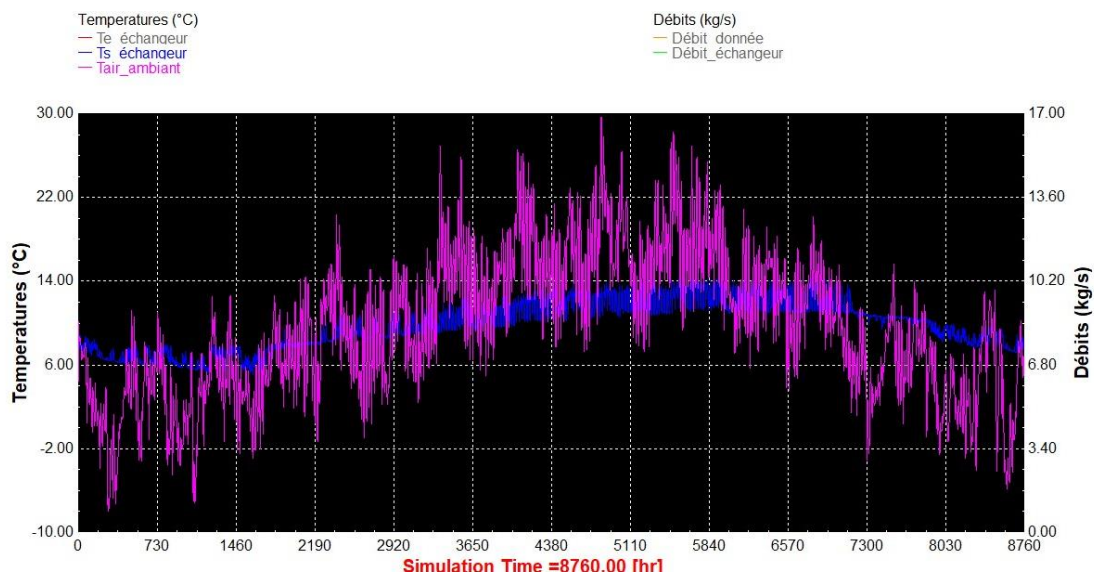


Figure 53 : Représentation des températures de sortie de l'échangeur et de l'air ambiant.

Ce graphe confirme ce qui a été déjà dit dans la partie 1.3 pour la figure 5. La température du sol varie beaucoup plus lentement que celle de l'air qui n'arrête pas de changer. L'utilisation du sol comme source de chaleur pour la pompe à chaleur nous met à l'abri des imprévus climatiques. Et nous permet d'approcher les températures qu'on souhaite avoir à l'intérieur du bâtiment.

Conclusion

La pompe à chaleur à six tuyaux (3 échangeurs) était une bonne découverte pour moi ; en cas de simultanéité des besoins dans un bâtiment elle permet de faire de très bonnes économies.

Choisir le sol comme source et réservoir de chaleur pour une pompe à chaleur est énergétiquement plus intéressant que l'utilisation de l'air par exemple ; le sol comme a été observé sur la figure 51 est très stable et sa température assez indépendante du temps par rapport à l'air.

L'utilisation du sol permet aussi de diminuer la consommation en énergie primaire et les émissions de CO₂ liées à la climatisation du bâtiment. Mais il faudra veiller à ne pas trop perturber la température du sol en cherchant à s'approcher d'un bilan annuel nul pour les quantités d'énergie échangées avec le sol. Si non la durée de vie du système ne sera pas intéressante.

Les résultats annoncés par le tableur Excel concernant la possibilité de l'augmentation de la température du sol se sont renforcés avec les résultats obtenus par le modèle TRNSYS : effectivement la température du sol a augmenté de 1°C sur une année. Ce qui serait important dans un cas pareil est de limiter la puissance de la pompe à chaleur de façon à équilibrer les quantités d'énergie saisonnières échangées avec le sol.

L'utilisation du GLD permet d'évaluer le système pompe à chaleur – échangeur souterrain avec fluidité, en passant d'un module à un autre. La génération des résultats est rapide. Certes il faudra un peu de temps pour comprendre sa logique. C'est un bon logiciel qui ne cessent d'évoluer. Malheureusement il ne génère pas les résultats de ses calculs sous forme de fichier export.

Le type 997 de TRNSYS est un type plus difficile à utiliser. Comprendre sa logique et son fonctionnement n'est pas une tâche simple. Il comporte beaucoup de paramètres. La simulation du modèle prend beaucoup de temps, dans notre cas neuf heures pour simuler une année. Mais il permet l'obtention d'un résultat détaillée et précis.

Ce travail m'a permis de sortir de ma zone de confort et de travailler pour la première fois sur de la géothermie. Pour moi c'était un challenge que j'ai accepté, malgré qu'il y ait eu des imprévus, mais cela n'empêche pas que ce fût une très riche expérience.

Bibliographies

- [1] S. J. Rees, *An introduction to ground-source heat pump technology*. Elsevier Ltd, 2016.
- [2] “What is the difference between a heat sink and a heat spreader? - Quora.” [Online]. Available: <https://www.quora.com/What-is-the-difference-between-a-heat-sink-and-a-heat-spreader>. [Accessed: 04-May-2017].
- [3] RessourceNaturelCANADA, “Les systèmes géothermiques commerciaux,” 2002. [Online]. Available: <https://www.geothermie-boreale.com/manuels/guide-acheteur/guide-acheteur-commercial.pdf>. [Accessed: 19-Apr-2017].
- [4] R. naturelles C.-C.-V.-Rets. International, “Chapitre Analyse de projets de pompes à chaleur géothermique,” 2006. [Online]. Available: <http://publications.gc.ca/collections/Collection/M39-111-2005F.pdf>. [Accessed: 27-Feb-2017].
- [5] “La géothermie et le géocooling.” [Online]. Available: <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=18273#c20965883>. [Accessed: 04-May-2017].
- [6] RETscreen, “Analyse de projets de chauffage solaire de l’air,” 2004. [Online]. Available: <http://www.enrdd.com/documents/documents/Aerothermie-Geothermie/RetScreen Cours analyse projets pompes a chaleurs.pdf>. [Accessed: 27-Feb-2017].
- [7] M. A. Bernier, “Closed-Loop Heat Pump Systems,” *ASHRAE*, no. September, pp. 13–19, 2006.
- [8] S. Yoon, S.-R. Lee, and G.-H. Go, “Evaluation of the thermal efficiency and a cost analysis of different types of ground heat exchangers in energy piles,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 105, pp. 393–402, 2015.
- [9] B. de l’efficacité et de l’innovation Énergétiques and © Gouvernement du Québec, “Géothermie : Fiche détaillée,” 2012. [Online]. Available: http://www.efficaciteenergetique.gouv.qc.ca/fileadmin/medias/pdf/agroalimentaire_agricole/16-Géothermie.pdf. [Accessed: 27-Feb-2017].
- [10] “Pompe à chaleur, que dois-je savoir ? COURS-RESSOURCES,” 2015. [Online]. Available: <http://eduscol.education.fr/sti/sites/eduscol.education.fr.sti/files/ressources/techniques/6148/6148-cours-pompe-chaleur.pdf>. [Accessed: 09-May-2017].
- [11] W. Stephan *et al.*, “Design Handbook for Reversible Heat Pump Systems with and without Heat Recovery,” 2010.
- [12] Catalogue GEA happel, “Présentation de la GEA HeaMo,” 2011.
- [13] I. Sarbu and C. Sebarchievici, *Ground-Source Heat Pumps: Fundamentals, Experiments and Applications*, Elsevier. 2015.
- [14] “Notice d’utilisation HeaMo GEO,” 2011. [Online]. Available: http://www.dencohappel.com/docs/default-source/product-downloads/air-treatment-systems/notice-utilisation_heamo_11-2011_150dpi_fr.pdf. [Accessed: 21-Apr-2017].
- [15] “PRESENTATION R410a.” [Online]. Available:

- <http://climalife.dehon.fr/uploads/product/media/document/r410a-fd-fr-16.pdf>.
[Accessed: 03-Aug-2017].
- [16] Daniel Guilbault ing., “Géothermie Critères d’analyse et de sélection des systèmes,” 2008. [Online]. Available: http://www.efficaciteenergetique.gouv.qc.ca/fileadmin/medias/pdf/grille_criteres_geothermie.pdf. [Accessed: 27-Feb-2017].
 - [17] “Formation RGE.” [Online]. Available: <http://www.rge-formation.org/professionnel-batiment/forage-geothermique/>. [Accessed: 18-Aug-2017].
 - [18] S. J. Rees, *Horizontal and compact ground heat exchangers chapter 5*, Elsevier. Elsevier Ltd, 2016.
 - [19] A. Maugard, “Pompes à chaleur géothermique,” 2015. [Online]. Available: <http://www.programmepacte.fr/sites/default/files/fichiers/rapport-rage-pac-geothermiques-techniques-capteurs-enterres-2015-02.pdf>. [Accessed: 20-Apr-2017].
 - [20] “Geothermal Heat Pumps | Department of Energy.” [Online]. Available: <https://energy.gov/energysaver/geothermal-heat-pumps>. [Accessed: 19-Apr-2017].
 - [21] Geolys, “Test de réponse thermique - Geolys.” [Online]. Available: http://www.geolys.be/test_reponse_thermique.html. [Accessed: 07-Mar-2017].
 - [22] CSTB, “Valorisation PAC.” [Online]. Available: <http://www.valpac.fr/wacom.aspx?idarchitecture=47&Country=>. [Accessed: 10-Mar-2017].
 - [23] CSTB, “Valorisation PAC.” [Online]. Available: <http://www.valpac.fr/wacom.aspx?idarchitecture=39&idpage=0&Country=>. [Accessed: 14-Mar-2017].
 - [24] “Valorisation PAC.” [Online]. Available: <http://www.valpac.fr/wacom.aspx?idarchitecture=47&Country=>. [Accessed: 05-May-2017].
 - [25] “La pompe à chaleur,” 2003. [Online]. Available: http://ecube.ch/new_ecube/wp-content/uploads/2016/03/COURS-POMPE-A-CHALEUR.pdf. [Accessed: 05-May-2017].
 - [26] “La géothermie très peu profonde – Brugeo - La Géothermie à Bruxelles.” [Online]. Available: <http://geothermie.brussels/fr/principes-de-la-geothermie/la-geothermie-tres-peu-profonde>. [Accessed: 19-Apr-2017].
 - [27] “Ground Loop Design Software.” [Online]. Available: <http://external.informer.com/gaiageo.com/>. [Accessed: 13-Mar-2017].
 - [28] “La consommation en énergie primaire.” [Online]. Available: <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=16927>. [Accessed: 30-Jul-2017].
 - [29] “. Facteur d’émission pour la consommation d’électricité.” [Online]. Available: http://www.soglasheniemerov.eu/IMG/pdf/technical_annex_fr.pdf. [Accessed: 31-Jul-2017].
 - [30] “Géothermie - Pompe à chaleur - ASDER.” [Online]. Available:

<http://www.asder.asso.fr/info-energie/choix-energies/chauffage-eau-chaude/geothermie-pompe-a-chaaleur>. [Accessed: 18-Aug-2017].

- [31] S. Trachte and A. De Herde, “Elaboration d’un outil d’aide à la conception de maisons à très basse consommation d’énergie,” 2010. [Online]. Available: <https://energie.wallonie.be/fr/choix-des-materiaux-ecobilan-de-parois-annexe.html?IDC=8661&IDD=44704>.
- [32] “Climat Luxembourg: Diagramme climatique, Courbe de température, Table climatique pour Luxembourg - Climate-Data.org.” [Online]. Available: <https://fr.climate-data.org/location/984/>. [Accessed: 01-Aug-2017].
- [33] “Luxembourg, Luxembourg Travel Weather Averages (Weatherbase).” [Online]. Available: <http://www.weatherbase.com/weather/weather.php3?s=9560&cityname=Luxembourg-Luxembourg>. [Accessed: 01-Aug-2017].
- [34] Gaia and Geothermal, *GROUND LOOP DESIGN MANUAL*, vol. 37, no. 21. 2010.
- [35] TESS, “TESSLibs 17 : Component Libraries for the TRNSYS Simulation Environment. GHP Library Mathematical Reference TESS.,” vol. 4, pp. 161–165, 2014.

Résumé

Dans ce travail qui a pour objectif le dimensionnement d'une pompe à chaleur géothermique pour répondre à une partie des besoins thermique (chauffage et refroidissement) d'un futur bâtiment mixte de commerces, bureaux et hôtel situé à Luxembourg ville.

Au départ nous parlons des pompes à chaleur et de l'intérêt de les coupler au sol, en effet le sol présente l'avantage d'être une source de chaleur à stable température. Et nous présentons aussi quelques exemples de configurations existantes des systèmes géothermiques.

Ensuite nous présentons quelques méthodes de prédimensionnement des échangeurs souterrain horizontaux, ainsi que le logiciel GLD qu'on a utilisé pour le dimensionnement et la vérification de notre système. L'évolution de la température du fluide dans le sol a été vérifiée aussi via un modèle élaboré sur TRNSYS.

Trois cas d'étude ont été, un cas de référence sans géothermie, et deux autres cas avec utilisation du sol comme source et réservoir de chaleur d'une pompe à chaleur à trois échangeurs. Ces cas ont été comparés entre eux en fonction de plusieurs indicateurs dont la consommation en énergies primaires et l'émission de dioxyde de carbone.

Mots clé : Pompe à chaleur géothermique, échangeur souterrain horizontale, Ground Loop Design, type 997 (TRNSYS).

Abstract

In this work, which aims at the design of a geothermal heat pump to meet a part of the thermal needs (heating and cooling) of a future mixed building of shops, offices and hotel located in Luxembourg City.

Initially we talk about heat pumps and the advantage of coupling them to the ground, indeed the soil has the advantage of being a source of heat at a stable temperature. And we also present some examples of existing configurations of geothermal systems.

Then we present some methods of pre-dimensioning the horizontal underground exchangers, as well as the GLD software that was used for the sizing and the verification of our system. The evolution of the temperature of the fluid in the soil has also been verified via a model developed on TRNSYS.

Three case studies were, a reference case without geothermal, and two other cases with use of the ground as source and heat reservoir of a heat pump with three heat exchangers. These cases were compared with each other based on several indicators, including primary energy consumption and carbon dioxide emissions.

Keywords: Geothermal heat pump, horizontal underground exchanger, Ground Loop Design, type 997 (TRNSYS).