

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE FRERES MENTOURI CONSTANTINE 1
DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE

Thèse présentée pour l'obtention du diplôme de doctorat
3^{ème} Cycle (LMD) en Génie Climatique

Option : Réfrigération et Climatisation, Energie et Environnement

THEME

**INTÉGRATION DES ÉNERGIES RENOUVELABLES POUR LE
CHAUFFAGE ET LA CLIMATISATION DES BÂTIMENTS EN
UTILISANT LES POMPES À CHALEUR**

Par : SAADI Mohamed Salah

Soutenue le: 18/10/2018

Devant le jury :

Président	KABI Abdenacer	Pr	Université Frères Mentouri Constantine 1
Rapporteur	GOMRI Rabah	Pr	Université Frères Mentouri Constantine 1
Examineur	BOUGRIOU Cherif	Pr	Université Batna 2
Examineur	BENMACHICHE Abdelmoumen Hakim	MCA	Université de Biskra

DEDICACE.

*« À tous ceux **qui y ont cru** »*

REMERCIEMENT

Je tiens à remercier **M. GOMRI Rabah**, Professeur à l'université Frères Mentouri Constantine 1, pour sa générosité, son dévouement, sa polyvalence, son savoir, son encadrement, mais surtout pour sa compréhension.

Je tiens à remercier **M. KABI Abdenacer**, Professeur à l'université Frères Mentouri Constantine 1, d'avoir accepté de présider le jury de soutenance. Je tiens à remercier **M. BOUGRIOU Cherif**, Professeur à l'université Batna 2, et **M. BENMACHICHE Abdelmoumen Hakim**, Maître de Conférences Classe A à l'université de Biskra, d'avoir accepté de jugé ce modeste travail.

Je tiens beaucoup à remercier tout mes professeurs qui m'ont offert de bonnes qualités de formations et préconisé le chemin pour y aboutir. Merci aussi à tous mes autres collègues pour les précieuses pauses en bonne compagnie. Je remercie également tous les membres du département de Génie Climatique, et à toute l'université Frères Mentouri Constantine 1.

Merci à tous mes ami(e)s qui ont su m'appuyer tout le long de la préparation de cette thèse de doctorat. Je remercie mes parents pour leur soutien indéfectible et pour m'avoir toujours permis d'orienter mes choix vers ce qui me plaisait le plus. Un grand merci à tous ceux qui ont fait l'effort de se déplacer à ma soutenance de thèse et qui ne sont pas déjà cités par ailleurs.

ملخص

لاستغلال الطاقة الحرارية الأرضية الضحلة أو الطاقة الحرارية الأرضية ذات درجة الحرارة المنخفضة جدا، فإن نظام المضخة الحرارية المصدر المقترنة مع مبادلات حرارية للبيئر تمثل أفضل أداة. في العديد من الدراسات السابقة ، تم فقط دراسة عامل واحد أو عدد قليل من العوامل التي تؤثر على استدامة وكفاءة أنظمة المضخات الحرارية لمصدر الأرض ، في هذا البحث تم بناء نموذج عابر عددي محاور ثنائي المحور متماثل باستخدام طريقة الحجم المحددة ، وهو مناسب للتنبؤ بتوزيعات درجة الحرارة المؤقتة لمائع الناقل الحراري والتربة المحيطة على عمق البيئر (حساب التداخل الحراري) ، تمت مقارنته بحلين تحليليين ورمز رقمي حيث كانت النتائج متطابقة. في هذه الأطروحة ، يميل الجزء الأول من النتائج إلى إغراء وهذا هو توضيح أفضل لحدوث نقل الحرارة والتداخلات الحرارية في الأرض الفرعية ؛ الجزء الثاني من النتائج يعالج تأثير العمليات الفيزيائية المختلفة في التربة المحيطة ، وهذا هو الاقتراب من الحالة الحقيقية وبالتالي ضمان تصميم أكثر دقة. الآثار التي تمت دراستها هي: التأثيرات المحورية والمسامية وتدفقات المياه الجوفية وتغير الطور في التربة ، وقد تم اختيار مبادل حراري محوري لأبار ذات أداء أفضل. في الجزء الثالث من النتائج ، أجريت دراسة الأداء والتحسين باستخدام أقطار مختلفة داخلية وأخرى خارجية للبيئر وحرارة السائل الداخل. تعتمد معايير النموذج على الظروف المحلية لمنطقة قسنطينة. وتظهر النتائج، بالنسبة لدراسة التأثير في الأرض المحيطة، أن هذه المساحات المسامية أكثر ملائمة لهذه الأنظمة، عندما تكون المسامية 0% ، يقل الحمل الحراري بنسبة 15.725% عن الحالة التي تكون فيها المسامية 45% ؛ كذلك ، وجد أنه بعد حدوث تغير طور في الأرض المشبعة ، تتغير الخصائص الحرارية الفعالة بطريقة تجعل الحمل الحراري المسحوب يتناقص بطريقة أكثر حدة ، فإنه يقلل بنسبة 5.36% من الحالة التي تكون فيها العملية غير متوفرة. تم حسابها وهذا خلال 843 ساعة (35 يوماً) منذ بدء العملية؛ وينتج عن الجزء الأخير من دراسة التأثير أن تدفق المياه الجوفية يُفضل لأداء النظام. نتج عن جزء التحسين أن الزيادة في الأقطار تؤدي إلى زيادة في معامل الأداء ، ولكن بدءاً من عتبة معينة ، تصبح هذه الزيادة في القطر عديمة الفائدة حيث تؤدي إلى زيادة لا تذكر في معامل قيمة الأداء وتؤدي فقط إلى زيادة في تكلفة الاستثمار دون فائدة ، أيضا ، تم العثور على أن درجة حرارة دخول السائل ، من أجل الحفاظ على معامل الأداء أعلى قدر ممكن ، له علاقة خطية مع انخفاض في درجة حرارة جدار المبادل الحراري ، من أجل تنفيذ هذا المفهوم في الممارسة وإتباع تبعية درجة حرارة الدخول إلى درجة حرارة جدار المبادل الحراري، تم تصميم صمام ثلاثي الاتجاهات ، وهذا الصمام مسؤول عن تنظيم درجة حرارة الدخول عن طريق تنظيم خليط

السائل مباشرة من المبخر والواحد الخروج مباشرة من البئر. وقد تم تنفيذ الجزء الرابع والجزء الأخير من النتائج كدراسة حالة وهذا لإظهار قابلية تطبيق هذه الأنظمة.

ABSTRACT

To exploit shallow geothermal energy or the very low temperature geothermal energy, coupling ground source heat pump system (GSHP) with borehole heat exchangers (BHE) represents the best tool. In many previous studies, only a single or few factors that influence the sustainability and efficiency of a GSHP were investigated, in the present paper a numerical 2D axis-symmetric transient model has been built using the finite volume method then implanted in MATLAB, which is suitable to predict transient temperature distributions of the heat carrier fluid and the surrounding soil over the well depth for a borehole field (accounting for thermal interferences), it's been compared against two analytical solutions and the numerical code COMSOL where the results have been found identical. In this thesis, the first part of the results tends to an inducement and this is to better clarify the occurrence of heat transfer and thermal interferences in the sub-ground; the second part of the results treats the impact of different physical processes in the surrounding soil, this is to get closer to the real case and so ensure a more precise design; the impacts that have been studied are: axial effects, porosity, underground-water flow and phase change in the soil, a coaxial borehole heat exchanger has been selected regarding to its better performances. In the third part of the results, a performance and optimization study has been carried out with different borehole inner and outer diameters and the inlet fluid temperature. The model parameters are based on local conditions of Constantine area. The results show, for the impact study in the surrounding ground, that porous grounds are more suitable for these systems, when porosity is 0% the thermal load decreases by 15.725% than the case where porosity is 45%; also, it's been found that after occurrence of phase change in the saturated sub-ground, effective thermal properties changes in a way to make the withdrawn thermal load decreases in a more intense manner, it reduces by 5.36% than the case where the process isn't accounted for and this is during the last 843 h (35 days) since the process start; the last part of the impact study yields that the underground-water flow is favoured for the system performance. The optimization part resulted that the increase in diameters causes an increase in the COP, but starting from a certain threshold, this increase in diameters becomes useless where it yields a negligible increase of the COP value and only causes an increase in the investment cost uselessly, also, it's been found that the inlet temperature, in order to keep the COP as higher as possible, decreases linearly function to the decrease in the BHE wall temperature, in order to implement this concept in the practice and follow the dependency of the inlet temperature to the

BHE wall temperature, a 3-way valve has been conceived and suggested, this valve is responsible for regulating the inlet temperature by regulating the mixture of the fluid directly exiting the evaporator and the one directly exiting the well. The fourth and the last part of the results has been carried out as a case study and this is to show the applicability of these systems.

RESUME

Pour exploiter l'énergie de la géothermie de surface de très basse température, coupler le système de pompe à chaleur géothermique (GSHPS) avec des sondes géothermiques représente le meilleur outil. Dans de nombreuses études précédentes, seulement un ou quelques facteurs influençant la durabilité et l'efficacité de ces systèmes ont été étudiés. Dans la présente thèse, un modèle numérique transitoire 2D axisymétrique a été construit par la méthode des volumes finis ensuite implanté dans MATLAB, qui permet de prédire la distribution transitoire de la température du fluide caloporteur et du sol environnant sur le long de la profondeur du puits pour un champ de forage (compte tenu des interférences thermiques), il a été comparé à deux solutions analytiques et le code numérique COMSOL où les résultats ont été trouvés identiques. Dans cette thèse, plusieurs simulations ont été faites, la première partie des résultats sert à une induction et ceci pour faire apparaître la production du transfert de chaleur dans le sous-sol ainsi que les interférences thermiques ; la deuxième partie des résultats, qui est une étude d'impacts, traite l'influence des différents processus physique sur le fonctionnement de la sonde géothermique et ceci dans le but de s'approcher le maximum au cas réel et de faire un dimensionnement plus précis, les processus physiques ayant été étudiés sont: les effets axiaux, l'écoulement de l'eau souterraine et le changement de phase dans le sol simultanément ; une sonde géothermique coaxiale a été choisie grâce à ses meilleures performances. Dans la deuxième partie, une étude de performance et d'optimisation a été réalisée pour l'ensemble du champ avec différents espacements entre forages et profondeurs, aussi pour une seule sonde géothermique et ceci pour différents diamètres internes et externes et la température du fluide d'entrée. Les paramètres du modèle sont basés sur les conditions locales de la région de Constantine. Les résultats montrent, pour la partie investigation thermique dans le sol environnant, que les sols poreux sont plus appropriés pour ces systèmes lorsque la porosité est de 0%, la charge thermique diminue de 15.725% par rapport au cas où la porosité est de 45%. En outre, il a été constaté qu'après l'apparition d'un changement de phase dans le sous-sol saturé, les propriétés thermiques effectives changent de manière à diminuer la charge thermique retirée intensément, elle diminue de 5.6% par rapport au cas où le procédé n'est pas pris en compte, et ce pendant les 843 dernières heures (35 jours) depuis le début du processus. La dernière partie des investigations thermiques donne l'avantage que le flux d'eau souterraine est favorisé pour

améliorer la performance du système. La deuxième partie de l'article, qui est l'optimisation des diamètres des tubes internes et externes et de la température d'entrée du fluide caloporteur, a montré que l'augmentation des diamètres provoque une augmentation du COP. Mais à partir d'un certain seuil, les diamètres deviennent inutiles où ils donnent une augmentation négligeable de la valeur du COP et ne provoquent qu'une augmentation inutile du coût d'investissement. En plus, il a été constaté que la température d'entrée, afin de maintenir le COP aussi élevée que possible, diminue linéairement en fonction de la diminution de la température de la paroi de la sonde. Afin de mettre en œuvre ce concept dans la pratique et suivre la dépendance de la température d'entrée à la température de la paroi du puits, une vanne à 3 voies a été conçue et suggérée, cette vanne est responsable de la régulation de la température d'entrée au puits tout en régulant le mélange entre l'eau directement sortante du puits et celle directement sortante de l'évaporateur. La quatrième et la dernière partie des résultats est une étude d'un cas qui montre l'applicabilité et la rentabilité de ces systèmes.

TABLE DES MATIERES

DEDICACE.....	i
REMERCIEMENT	ii
ملخص.....	iii
ABSTRACT	v
RESUME	vii
TABLE DES MATIERES	ix
LISTE DES FIGURES	xiii
LISTE DES TABLEAUX	xvii
NOMENCLATURE	xviii
INTRODUCTION GENERALE	1
Problématique	1
Objectifs de la thèse.....	2
Organisation de la thèse mémoire (plan de travail).....	3
CHAPITRE I : REVUE LITTERAIRE	4
I.1. Introduction	4
I.2. Les modèles analytiques.....	5
I.2.1. Modèle de source linéique.....	5
I.2.2. Modèle de source cylindrique	11
I.3. La modélisation numérique.....	12
I.4. Les effets axiaux	15
I.5. Les interférences thermiques.....	16
I.6. Les modélisations de la température du fluide.....	16
I.7. Ecoulement de l'eau souterraine.....	17
I.8. Etudes de performances.....	17
I.9. Résumé.....	18

CHAPITRE II : PRINCIPES THEORIQUES DE BASE	20
II.1. Confort thermique.....	20
II.2. Échangeur géothermique vertical.....	21
II.3. Modes de transport de la chaleur et propriétés thermiques du sol.....	21
II.4. La résistance thermique du puits.....	24
II.5. Essai de réponse thermique.....	25
II.6. Notions de base pour les pompes à chaleur (PAC):.....	25
II.6.1. Généralités.....	25
II.6.2. Coefficient de performance (COP).....	27
II.6.3. Charge au bâtiment versus charge au sol.....	27
II.7. Changement de phase dans un milieu poreux	28
II.7.1. Les propriétés apparentes (effectives) pour les milieux poreux:.....	28
II.8. Travaux sur le changement de phase.....	29
II.9. Modélisation du CDP dans COMSOL	31
II.10. Variation de température en surface	33
II.11. Théorie de la source linéique fini.....	35
II.12. Chauffage d'appoint.....	35
II.13. Résumé.....	35
CHAPITRE III : DEVELOPPEMENTS DU MODELE.....	37
III.1. Introduction.....	37
III.2. Modélisation du transfert thermique dans le sol.....	38
III.2.1. Formulation mathématique	38
a. L'équation gouvernante	38
b. Le modèle numérique	39
• Transfert thermique sensible.....	40
• Transfert thermique latent.....	43
• Vérification de début et de fin de changement d'une phase	44
• Conditions initiales et conditions aux limites.....	45
• Les conductivités thermiques aux interfaces.....	60
• La résolution du système d'équations	63

III.3. Modélisation de l'échangeur coaxial.....	66
III.3.1. Les équations gouvernantes	66
a. L'équation caractéristique du fluide à l'intérieur du tube intérieur	67
b. L'équation caractéristique du fluide circulant dans l'espace annulaire	68
III.3.2. Calcul des échanges convectifs fluide-parois	70
III.3.3. Les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur	71
III.4. La technique d'optimisation des paramètres de l'échangeur géothermique.....	72
III.5. Solution analytique de la distribution de la température du fluide.....	74
III.6. Résumé.....	77
CHAPITRE IV : RESULTATS ET DISCUSSIONS	78
IV.1. Introduction.....	78
IV.2. Validation des modèles développés.....	78
IV.3. Compréhension des interférences thermiques.....	84
IV.4. Etudes d'impacts.....	92
IV.4.1. L'effet de la porosité du sol.....	92
a. L'effet de la porosité sur la distribution de la température dans le sol.....	92
b. L'effet de la porosité sur la distribution de la température du fluide caloporteur.....	95
c. L'effet de la porosité sur la quantité d'énergie échangée avec sol.....	96
IV.4.2. L'effet de la production du changement de phase dans le sous-sol sur le fonctionnement de la sonde géothermique.....	98
a. L'impact du changement de phase sur le transfert de chaleur dans le sol	99
b. L'impact du changement de phase sur la paroi des puits	101
c. L'impact du changement de phase sur la quantité de chaleur échangée	102
d. L'impact du changement de phase sur le fluide caloporteur	102
IV.4.3. L'effet de l'écoulement de l'eau souterraine.....	104
IV.5. Optimisation.....	105
IV.5.1. Optimisation d'une matrice de puits (profondeur et distribution des puits).....	106

IV.5.2. Optimisation des paramètres de l'échangeur coaxial.....	108
IV.6. Etude d'un cas.....	112
IV.6.1. Présentation du cas.....	112
IV.6.2. Description du champ de puits.....	112
IV.6.3. Paramètres thermiques du fluide caloporteur	113
IV.6.4. Données météorologiques :.....	113
IV.6.5. Besoins énergétiques du bâtiment :.....	114
IV.6.6. La température du fluide entrant le puits :.....	115
IV.7. Résumé:.....	117
 CONCLUSION	 118
 REFERENCES	 120

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Différentes configurations de sondes géothermiques.....	4
Figure 2.1 : Coupe d'un tube.....	25
Figure 2.2 : Composants d'une pompe à chaleur.....	27
Figure 2.3 : Cycle thermodynamique d'une PAC.....	28
Figure 2.4 : Illustration d'un milieu poreux saturé en eau.....	30
Figure 2.5 : Illustration de fusion par une source de chaleur linéique dans un milieu semi-infini avec coordonnées cylindriques.....	31
Figure 2.6 : Représentation de la variation saisonnière de la température naturelle du sol pour plusieurs profondeurs	36
Figure 3.1 : Représentation des différentes interfaces en contact avec les nœuds voisins.....	40
Figure 3.2 : Arrangement de la grille pour une solution numérique du champ de température dans le sol.....	47
Figure 3.3 : Groupement des nœuds sur la dimension axiale.....	61
Figure 3.4 : Groupement des nœuds sur la direction radiale.....	62
Figure 3.5 : Illustration schématique du fonctionnement d'un échangeur géothermique coaxial avec son intégration au système	67
Figure 3.6 : Illustration des différentes enthalpies sur le cycle frigorifique de la PAC.....	74
Figure 3.7 : Organigramme représentant la philosophie d'optimisation.....	75
Figure 4.1 : L'évolution temporelle de la température de la paroi de la sonde géothermique en imposant une valeur constante du flux thermique -90 W/m^2 pour un transfert de chaleur purement sensible.....	80
Figure 4.2 : Distribution radiale de la température de dans le sol après 1000 h d'impositions de -90 W/m^2	81
Figure 4.3 : L'évolution temporelle de la température de la paroi de la sonde en imposant pour un transfert de chaleur sensible et latent (Température imposée= 20°C , Température initiale= -5°C)	81
Figure 4.4 : La distribution radiale de la température dans le sol avec survenance du changement de phase lors de 20 h (Température imposée= 20°C , Température initiale= -5°C)	82
Figure 4.5 : Distribution de la température du fluide caloporteur lors de son trajet à l'intérieur du	

capteur géothermique (Température d'entrée=1°C).....	84
Figure 4.6 : L'historique de la température de sortie du fluide caloporteur.....	84
Figure 4.7 : (a) La distribution naturelle de température de la surface du sol le long d'une année selon la solution analytique. (b): Comparaison entre la prédiction analytique et numérique de la distribution de température en surface durant les 500h de fonctionnement de la sonde	87
Figure 4.8 : Comparaison de la distribution de température dans les premiers 3 m entre le cas d'imposition des résultats de température de la méthode analytique et le cas d'imposition d'un flux de chaleur variable au niveau de la surface.....	87
Figure 4.9 : (a) L'évolution de la résistance thermique du sol au fil du temps. (b): L'évolution de la température de sortie du fluide le long de la période de fonctionnement.....	88
Figure 4.10 : L'évolution temporelle de la puissance totale échangée avec le sol.....	89
Figure 4.11 : La distribution de la température moyenne du fluide et du flux échangé dans l'espace.....	89
Figure 4.12 : La variation avec le temps de la distribution de température du sol entre deux puits voisins.....	90
Figure 4.13 : L'instant de début des interférences pour chaque profondeur.....	91
Figure 4.14 : Coupe transversale de la distribution de température (surface et contour) au fond de niveau du fond du domaine (après 500 h de fonctionnement).....	92
Figure 4.15 : Coupe transversale de la distribution de température (surface et contour) au fond de niveau du fond du domaine (après 1000 h de fonctionnement).....	92
Figure 4.16 : Distribution de température entre deux sondes en voisinage pour une porosité nulle.....	94
Figure 4.17 : Distribution de température entre deux sondes en voisinage pour une porosité de 25%	94
Figure 4.18 : Distribution de température entre deux sondes en voisinage pour une porosité de 30%.....	95
Figure 4.19 : Distribution de température entre deux sondes en voisinage pour une porosité 45%.....	95
Figure 4.20 : La distribution de la température entre deux sondes voisines après 600 h de	

fonctionnement et pour de différentes valeurs de porosité du sol.....	96
Figure 4.21 : Distribution spatiales de températures du fluide caloporteur lors de son trajet après 600 h et pour différentes valeurs de porosité du sol.....	97
Figure 4.22 : Illustration de l'impact de la porosité sur la puissance échangée avec le sol lors des 600 h de fonctionnement.....	98
Figure 4.23 : l'impact de la porosité du sol sur la quantité de chaleur extraite du sol le long de 600h de fonctionnement	98
Figure 4.24 : 1er cas: Champ de température entre deux sondes voisines après 2000 h pur un transfert purement sensible.....	100
Figure 4.25 : 2éme cas: Champ de température entre deux sondes voisines après 2000 h avec occurrence de changement d'état ou les propriétés thermiques sont supposées constantes pour les deux phases (solides et liquides).....	101
Figure 4.26 : 3éme cas: Champ de température entre deux sondes voisines après 2000 h avec occurrence de changement d'état ou les propriétés thermiques changent d'une phase à une autre.....	101
Figure 4.27 : L'évolution temporelle de la température de la paroi à une profondeur de 95m.....	102
Figure 4.28 : L'effet de l'occurrence du changement de phase sur la quantité de chaleur extraite.....	103
Figure 4.29 : L'effet de l'occurrence du changement de phase sur la température de sortie du fluide.....	104
Figure 4.30 : La distribution spatiale de la température du fluide caloporteur le long de son trajet à l'intérieur de la sonde après 2000 h.....	104
Figure 4.31 : l'influence de l'écoulement de l'eau souterraine sur la quantité d'énergie extraite du sol.....	106
Figure 4.32 : Comparaison de la quantité d'énergie extraite pour de différentes profondeur et espacement entre sondes.....	108
Figure 4.33 : L'historique de la quantité d'énergie retirée du sol pour de différents espacements (profondeur=100 m).....	109
Figure 4.34 : Variation du COP en fonction des différents paramètres définissant la sonde pour une température de paroi de 10 °C.....	110

Figure 4.35 : Variation du COP en fonction des différents paramètres définissant la sonde pour une température de paroi de 8 °C.....	110
Figure 4.36 : Variation du COP en fonction des différents paramètres définissant la sonde pour une température de paroi de 6 °C.....	111
Figure 4.37 : La température d'entrée optimale en fonction de la température imposée à la paroi.....	112
Figure 4.38 : Conception d'outil d'optimisation de la température d'entrée à la sonde.....	112
Figure 4.39 : Variation de la température extérieure au cours de la période de chauffe.....	115
Figure 4.40 : Puissance de chauffage de bâtiment.....	116
Figure 4.41 : Variation de la température d'entrée du fluide au cours de toute la période de chauffe.....	117
Figure 4.42 : Evolution du COP lors de la période de chauffe	117

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4.1 : Paramètres caractéristiques d'une sonde géothermique.....	82
Tableau 4.2 : Propriétés thermique en état liquide et solide.....	83
Tableau 4.3 : Paramètres du sol.....	85
Tableau 4.4 : Paramètres de la sonde géothermique.....	86
Tableau 4.5 : Paramètres utilisés pour l'optimisation d'un puits géothermique.....	109

NOMENCLATURES

A_{conv1} : La paroi d'échange interne du tube intérieur [m²]

A_{conv2} : La paroi d'échange externe du tube extérieur [m²]

A_{conv3} : La paroi d'échange interne du tube extérieur [m²]

A_{cross} : La section de passage transversale [m²]

a : Coefficient

b : Coefficient

COP: Coefficient de Performance.

C_p : Chaleur spécifique [J/kg.°C]

D : Diamètre [m]

f : La fraction de la nouvelle phase générée

fr : Coefficient de frottement

SLF: Source Linéique Finie

MVF: Méthode des Volumes Finis

g : L'accélération de la pesanteur [m²/S]

H : La profondeur de la sonde géothermique [m]

H_m : La hauteur manométrique [m]

h : Coefficient de transfert par convection [W/m².°C]

K : Conductivité thermique [W/m.K]

L : Chaleur latente de fusion [J/kg]

\dot{m} : Débit massique [kg/s]

Nu : Nombre de Nusselt

Pr : Nombre de Prandtl

Q : Quantité de chaleur [J]

R : Résistance thermique linéique [m.°C/W]

r : Rayon [m]

Re : Nombre de Reynolds

T: Température [°C]

t: Temps [s]

TRT : Test de Réponse Thermique

V: Vitesse [m/s]

Vol: Volume [m³]

W: Travail [J]

z: Coordonnée axiale [m]

Indices

1: Fluide descendant

2: Fluide ascendant

CP: Compresseur

E: Nœud voisin sur l'Est

e: L'interface Est du nœud

eff: Effective

f: Fluide

g: Sol

H: Hydraulique

i: Interne

l: Liquide

N: Nœud voisin sur le Nord

n: L'interface Nord du nœud

P: Le point représentant le nœud en question

S: Nœud voisin sur le Sud

s: L'interface Sud du nœud

t: Tube

th: Thermique

W : Nœud voisin sur l'Ouest

w : L'interface Ouest du nœud

wat : Eau

Lettres Grecques

φ : Porosité

ρ : Masse volumique [kg/m³]

INTRODUCTION GENERALE

Problématique

Le chauffage et le refroidissement des bâtiments en Algérie demandent une importante quantité d'énergie. Les dispositifs de chauffage et de refroidissement actuels typiques pour un bâtiment sont la chaudière à gaz et les différents systèmes de climatisations (système centralisé, semi-centralisé, split-systèmes, etc.). Etant donné que les chaudières ont un rendement entre 0.75 et 0.95, et que l'électricité est majoritairement produit à partir de centrales thermiques (rendement d'environ 40%), et donc beaucoup de combustibles fossiles sont utilisés. En plus, il existe en Algérie pas mal d'agglomérations qui ne sont pas approvisionnées par le gaz naturel (villages, zones montagneuses, désert, etc.), ou même pour tempérer l'intérieur des serres agricoles, ce qui fait appel à l'utilisation d'une nouvelle source d'énergie.

En raison de considérations économiques, environnementales et même sociales, l'énergie géothermique et l'énergie solaire se présentent de plus en plus comme des alternatives renouvelables face aux autres formes d'énergies utilisées pour le chauffage et la climatisation des bâtiments.

Plusieurs types de systèmes sont utilisés pour puiser/rejeter de l'énergie dans le sol à l'aide d'une pompe à chaleur géothermique (PAC) afin de chauffer/climatiser les bâtiments. Il y a d'une part les systèmes en boucle ouverte qui utilisent directement l'eau souterraine, l'eau d'un lac, ou même l'eau de mer comme source de chaleur ou de froid. D'autre part, il y a les systèmes dits en boucle fermée. Différentes conceptions peuvent être utilisées en fonction des contraintes de chacun des projets : espace de terrain disponible, budget, etc. Les deux principaux types de systèmes en boucle fermée sont les systèmes horizontaux et les systèmes verticaux. Les premiers, moins coûteux en termes de travaux de forage sont toutefois plus influencés par les conditions ambiantes (température de l'air, couvert de neige) et nécessitent une superficie de terrain beaucoup plus grande que les derniers. Parmi les systèmes verticaux, il existe les systèmes dits à expansion directe qui utilisent la tuyauterie circulant dans le sol directement comme évaporateur (pour le chauffage) ou comme condenseur (pour la climatisation) de la PAC. Il y a finalement les systèmes qui utilisent une boucle fermée de fluide caloporteur circulant dans le sol pour puiser ou rejeter de l'énergie. Ces derniers systèmes semblent être les mieux adaptés aux projets d'envergure par leur efficacité et leur grand

rapport d'énergie puisée ou rejetée par superficie de terrain utilisé. Puisque le sol ne contient pas suffisamment d'énergie pour répondre aux besoins du bâtiment, un système de pompe à chaleur est donc couplé afin de booster l'énergie fournie au bâtiment, permettant aussi de garder une température, à l'intérieure du bâtiment, confortable tout au long de l'année.

Afin de favoriser l'emploi des pompes à chaleur géothermiques tout en garantissant la performance énergétique et la durabilité de ces systèmes, il apparait essentiel d'améliorer les règles de dimensionnement jusqu'alors assez approximatives de ces systèmes et de préciser les performances énergétiques attendues.. Pour aboutir à ceux là, il est primordial de prendre en considération de différentes simplifications telles que, l'étude de l'impact de la porosité du sol, du changement de phase dans le sol, de l'écoulement de l'eau souterraine, ainsi qu'adapter une philosophie meilleure d'optimisations des différents paramètres et dimensions du système, qui concerne l'optimisation de chaque puits en particulier, puis celle de la matrice de puits en global.

Objectifs de la thèse

L'objectif principal de ce travail est d'évaluer l'applicabilité de la sonde géothermique de configuration coaxiale, mieux comprendre le processus de transfert de chaleur en utilisant cette configuration, de préconiser et de préparer la voie à une conception précise, ainsi d'optimiser les performances du système. Afin d'atteindre ces objectifs, il est important de suivre les étapes suivantes :

- ✚ Tout d'abord; développer un modèle numérique transitoire 2-D traitant les mêmes hypothèses que le modèle analytique de source linéique finie et avoir des résultats identiques.
- ✚ Étudier Les effets axiaux ou l'effet de la conduction verticale.
- ✚ Étudier l'effet de comportement dynamique du fluide caloporteur le long de la boucle.
- ✚ Examiner Les interférences thermiques entre des puits voisins.
- ✚ Montrer l'effet de la température ambiante sur le processus de transfert de chaleur dans le sol.
- ✚ Améliorer le modèle pour qu'il devienne habile à bien traiter le changement de phase en considérant le sol en tant qu'un milieu poreux, et de traiter aussi l'effet d'advection dû à l'écoulement de l'eau souterraine.

- ✚ Développer un second modèle modélisant le comportement thermique du fluide caloporteur.
- ✚ Coupler les deux modèles afin d'obtenir un modèle capable d'étudier le comportement thermique du système en présence simultanée des différents processus et sous les interférences thermiques dans un champ de puits (une meilleure investigation et même après début d'interférences).
- ✚ Effectuer une optimisation des différentes dimensions et paramètres d'un puits seul, et d'un ensemble de puits.
- ✚ A cela, s'ajoute l'objectif consistant à déterminer le potentiel de réduction de consommation de carburants fossiles que peut procurer les systèmes géothermiques verticaux en Algérie.

Organisation de la thèse

Cette thèse comprend 4 chapitres. Le premier chapitre présente les diverses méthodes de calculs de la température du sol des systèmes géothermiques. De plus, on discute brièvement les différents travaux de chercheurs sur les études des impacts de différents processus physique se produisant dans le sous-sol. Le deuxième chapitre présente les notions théoriques de transfert de chaleur, les paramètres thermiques du sol, des pompes à chaleur, du test de réponse thermique, du changement de phase dans les milieux poreux et du dimensionnement de ces systèmes. La description détaillée et aspects opérationnels des modèles développés sont présentés dans le troisième. Une étude paramétrique sera ensuite présentée dans le Quatrième avec discussions des résultats. Finalement, une conclusion rapportant les synthèses des travaux effectués est présentée.

CHAPITRE I

REVUE LITTÉRAIRE

I.1 Introduction

Les sondes géothermiques sont probablement la forme la plus fréquente des capteurs géothermique rencontrés dans les P.A.C. géothermiques. Plusieurs types de sondes géothermiques sont couramment utilisés: simple tube en U, double tube en U, et les tubes concentriques ou axiaux. La Figure 1.1 montre un schéma de ces trois types. Les tubes sont typiquement construits en polyéthylène de haute densité, ce qui est non seulement très efficace mais aussi durable pour le transfert de chaleur. Le fluide caloporteur est habituellement une solution antigel qui circule à l'intérieur des tubes comme milieu de transfert de chaleur pour extraire et/ou rejeter la chaleur à partir de/ou dans le sol. L'espace entre le tube et la sonde est normalement remblayé avec coulis pour améliorer le transfert de chaleur avec le sol environnant et pour protéger les eaux souterraines de la contamination.

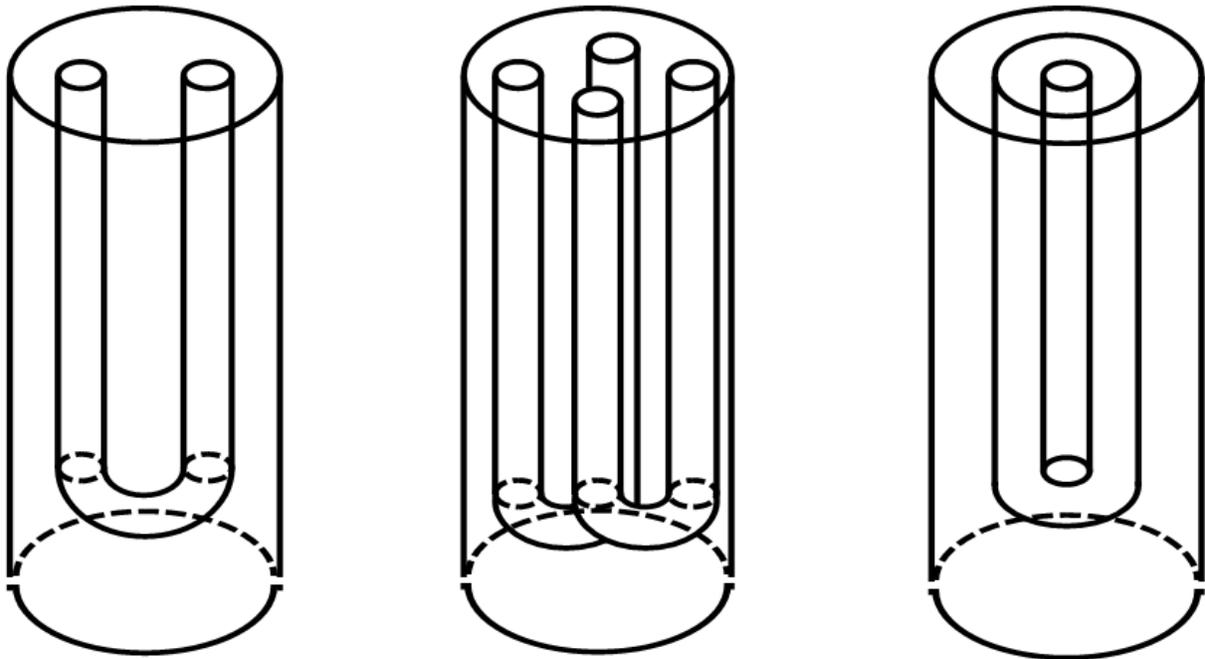


Figure 1.1. Différentes configurations de sondes géothermiques [19].

En raison du fait que le coût de forage est relativement élevé, il est important d'estimer la profondeur de la sonde la plus exacte possible ainsi que la distribution des puits dans la matrice, quant au coût de fonctionnement, les dépenses énergétiques pour faire fonctionner ses systèmes

sont fortement fonction des dimensions installées et des paramètres de fonctionnement, c'est pour cette raison des modèles ont été développés pour simuler le processus de transfert de chaleur pour trois applications principales:

1. Investigation thermique du sous-sol pour mieux comprendre le processus du transfert de chaleur lors des fonctionnements de tels systèmes, ainsi que les différents effets des différents processus physiques sur le rendement et comportement thermique des sondes ;
2. Obtention des données de test de réponse thermique (TRT) du sol ;
3. Dimensionnement et optimisation des paramètres de fonctionnement.

La modélisation des sondes géothermiques est généralement faite en utilisant une méthode ou une combinaison des méthodes suivantes:

- La méthode analytique de la source linéique infinie;
- La méthode analytique de la source cylindrique ;
- La méthode analytique de la source linéique finie ;
- Modélisation numérique en utilisant les différences finies, volumes finis, éléments finis et les méthodes spectrales ;
- La méthode proposée par ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers).

Afin d'obtenir une solution de la distribution de température dans le sol, il est posé comme hypothèse de la plupart des modèles que la conduction dans le sol est le transfert thermique dominant et que les autres modes de transfert (convection) sont négligeables devant celui-ci.

I.2. Les modèles analytiques

I.2.1 Modèle de source linéique

Une des solutions analytiques les plus élémentaires, monodimensionnelles et transitoires pour l'équation de la chaleur est la suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\partial T}{\partial t} \\ T(r \rightarrow \infty, t) = T_0 \\ T(r, t = 0) = T_0 \\ q'(r \rightarrow 0, t) = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \cdot 2\pi r \Big|_{r \rightarrow 0} = q \end{array} \right. \quad (1.1)$$

Et qui peut être utilisée pour des applications géothermiques, est la théorie de la source linéique qui a été proposée par Kelvin et al en 1882 selon [1] et développé par Ingersol [1] pour donner la solution proposée :

$$T\left(\frac{r}{2 \cdot \sqrt{\alpha \cdot t}}\right) - T_0 = \frac{q}{2\pi k} \cdot \int_{\frac{r}{2\sqrt{\alpha t}}}^{\infty} \frac{\exp(-\beta^2)}{\beta} \cdot d\beta \quad (1.2)$$

Où la géométrie de la sonde est négligée et assimilée à une source ou un puits de chaleur entourée par un milieu homogène infinie (le sol) ayant une température initiale uniforme, et le flux de chaleur au niveau de la source est considéré constant et perpendiculaire à la ligne.

Tel que rapporté par de nombreux chercheurs, les prévisions de température du sol à l'aide de l'équation de la source de la ligne sont inexactes pour de courtes périodes, par exemple pour une sonde typique, l'équation de la source linéique est valable pour des périodes supérieures à environ 10 heures.

Zeng et al. [2] ont développé un modèle de source linéique finie dans un milieu semi-infini ayant les mêmes hypothèses de Ingersol [1] (flux de chaleur constant et une conduction pure dans le sol). Pour évaluer le problème plus précisément, ils ont développé un model bidimensionnel pour une opération de longue durée, ceci a été fondée sur la solution du point source supposée par Kelvin et al et développée par Ingersol [1], sachant que la distribution de température autour d'une source de chaleur cylindrique a été obtenue par la résolution de l'équation de la chaleur avec coordonnées cylindriques qui nous donne:

$$d\theta = \frac{q \cdot dh}{4k\pi} \cdot \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}} \quad (1.3)$$

Cela représente la déviation de la température = $T - T_0$, au moment t dans le point m d'un milieu infini, causée par une source ponctuelle "dh"

En intégrant le long du puits, ils ont obtenu l'équation suivante:

$$\theta = \frac{q}{4k\pi} \int_0^H \left\{ \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}} \right\} dh \quad (1.4)$$

En introduisant les variables adimensionnelles $Z = z/H$, $H' = h/H$, $R = r/H$, $\Theta = 4k\pi(t - t_0)/q$ et le nombre de Fourier $F_0 = \alpha t/H^2$; l'équation précédente s'écrit sous la forme :

$$\theta = \int_0^1 \left\{ \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{R^2 + (Z - H')^2}}{2\sqrt{F_0}}\right)}{\sqrt{R^2 + (Z - H')^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{R^2 + (Z + H')^2}}{2\sqrt{F_0}}\right)}{\sqrt{R^2 + (Z + H')^2}} \right\} dH' \quad (1.5)$$

Ils abordèrent à la distribution de température à l'état stationnaire comme une limite ($t \rightarrow \infty$) de cette solution; ou $F_0 = 0.294$ pour une diffusivité thermique égale à $3 \times 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$. Et le temps nécessaire pour atteindre ce régime est de $t=9.4$ années. Cette limite conduit à obtenir l'équation suivante :

$$\theta_s = \frac{q}{4\pi k} \ln \left[\frac{\sqrt{(H - z)^2 + \rho^2} + H - z}{\sqrt{(H + z)^2 + \rho^2} + H + z} \cdot \frac{2z^2 + 2z\sqrt{\rho^2 + z^2} + \rho^2}{\rho^2} \right] \quad (1.6)$$

Ou sous sa forme adimensionnelle :

$$\theta_s = \ln \left[\frac{\sqrt{(1 - Z)^2 + R^2} + 1 - Z}{\sqrt{(1 + Z)^2 + R^2} + 1 + Z} \cdot \frac{2Z^2 + 2Z\sqrt{R^2 + Z^2} + R^2}{R^2} \right] \quad (1.7)$$

Ensuite, ils ont comparé entre deux résultats d'états stationnaires, la température au point milieu de la paroi de la sonde et la température moyenne intégrante le long de sa profondeur. Des expressions concises pour les deux résultats sont présentés pour les applications d'ingénierie; une différence allant jusqu'à 5% peut exister entre ces deux résultats.

Lamarche et Beauchamp [3], à partir de la première équation de Zeng et al. [2] ont dérivé une solution bidimensionnelle et transitoire (radiale et axiale) de la théorie de source linéique qui permet le calcul de la température moyenne de la paroi de la sonde en intégrant le long de la profondeur, et toujours pour une configuration de tube en U, et ils ont aboutit à l'équation suivante :

$$T_m - T_0 = \frac{q}{4\pi k H} \int_0^H \int_0^H \left[\frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z - h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z - h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z + h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z + h)^2}} \right] dh dz \quad (1.8)$$

Ou T_m est la température moyenne de la paroi.

Après quelques manipulations mathématiques sur cette équation, Lamarche et Beauchamp [3] aboutissent à l'expression suivante:

$$T_m - T_0 = \frac{q}{2\pi k} \left[\int_{\beta}^{\sqrt{\beta^2+1}} \frac{\operatorname{erfc}(\gamma \cdot z)}{\sqrt{z^2 - \beta^2}} dz - D_A - \int_{\sqrt{\beta^2+1}}^{\sqrt{\beta^2+4}} \frac{\operatorname{erfc}(\gamma \cdot z)}{\sqrt{z^2 - \beta^2}} dz - D_B \right] \quad (1.9)$$

Avec ;

$$\beta = \frac{r_b}{H} \quad (1.10)$$

$$\gamma = \frac{3}{2} \sqrt{t^*} \quad (1.11)$$

$$t^* = t/t_c \quad (1.12)$$

$$t_c = H^2/9\alpha \quad (1.13)$$

$$D_A = \sqrt{\beta^2 + 1} \cdot \operatorname{erfc}(\gamma\sqrt{\beta^2 + 1}) - \beta \cdot \operatorname{erfc}(\gamma\beta) - \frac{\exp(-\gamma^2(\beta^2 + 1)) - \exp(-\gamma^2\beta^2)}{\gamma\sqrt{\pi}} \quad (1.14)$$

$$D_B = \sqrt{\beta^2 + 1} \cdot \operatorname{erfc}(\gamma\sqrt{\beta^2 + 1}) - 0.5 \left(\beta \cdot \operatorname{erfc}(\gamma\beta) + \sqrt{\beta^2 + 4} \cdot \operatorname{erfc}(\gamma\sqrt{\beta^2 + 4}) \right) - \frac{\exp(-\gamma^2(\beta^2 + 1)) - 0.5(\exp(-\gamma^2\beta^2)) + \exp(-\gamma^2(\beta^2 + 4))}{\gamma\sqrt{\pi}} \quad (1.15)$$

Leurs résultats ont été validés par un modèle numérique.

Bandos et al. [4] ont présenté les résultats d'une étude systématique du comportement asymptotique de la température du sol. La méthode proposée consiste à calculer la moyenne de la température de la sonde plutôt qu'utiliser sa valeur au point milieu, tenant compte de la distribution de la température initiale et la variation de la valeur de température au niveau de surface, ceci leur a permis d'obtenir la relation suivante:

$$v_d = \frac{q}{4\pi k} \left\{ 2 \sinh^{-1} \frac{z}{r} - \sinh^{-1} \frac{H+z}{r} + \sinh^{-1} \frac{H-z}{r} - \frac{zH^2}{6\sqrt{\pi(\alpha t)^{\frac{3}{2}}}} \left(1 - \frac{3[H^2 + 2(z^2 + r^2)]}{40\alpha t} \right) \right\} \quad (1.16)$$

$z \in [0, H]$; Ou v_d est la la moyenne de la température de la sonde (°C).

Ces auteurs proposent d'étudier l'effet de l'anisotropie de l'écoulement de chaleur à partir d'une sonde dans un sol multicouche non-homogène comme perspective.

Marcotte et al. [5] ont étudié les effets de la conduction thermique axiale sur les sondes, ces effets ont été examinés en comparant les résultats obtenus par les méthodes de sources linéique finie et infinie. Ces effets ont été considérés en introduisant la valeur moyenne de la distribution initiale de la température du sol. Ils ont déduit que les effets axiaux sont relativement importants et que la longueur de la sonde est de 15% pour la même puissance extraite/injectée au sol. Dans un autre exemple, face à la congélation de l'eau souterraine, la quantité d'énergie qui doit être retiré pour geler le sol est trois fois plus élevé lorsque ces effets sont considérés.

Giraldo-Molina et al. [6] ont traité et développé une nouvelle approche analytique qui considère les deux effets : l'écoulement des eaux souterraines et les effets axiaux. Une comparaison avec les solutions analytiques existantes basées sur la théorie de la source linéique finie et infinie a été effectuée ainsi qu'avec un code numérique.

Le transfert de chaleur dans les milieux poreux en présence d'un écoulement d'eau dans la partie vide s'effectue par conduction à travers la phase solide et liquide et par advection par l'eau circulante. L'équation différentielle partielle pour le transport de chaleur par advection et conduction dans les milieux poreux peut être exprimée sous une forme 2D (plan x y) comme suit:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + u_x \rho_w c_w \frac{\partial T}{\partial x} - k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (1.17)$$

La solution transitoire donne :

$$\Delta T_{MFLS}(x, y, z, t) = \frac{q}{2\pi k} \exp\left(\frac{v_T \cdot X}{2\alpha}\right) \cdot \left[\int_0^H f(x, y, z, t) dz' - \int_{-H}^0 f(x, y, z, t) dz' \right] \quad (1.18)$$

Ou ;

$$f(x, y, z, t) = \frac{1}{4r} \left[\exp\left(-\frac{v_T \cdot r}{2\alpha}\right) \cdot \operatorname{erfc}\left(\frac{r - v_T t}{2\sqrt{\alpha t}}\right) + \exp\left(\frac{v_T \cdot r}{2\alpha}\right) \cdot \operatorname{erfc}\left(\frac{r + v_T t}{2\sqrt{\alpha t}}\right) \right] \quad (1.19)$$

v_T : La vitesse effective de transport de chaleur (m/s).

Ils déduisent que le problème des effets axiaux est encore plus important pour les temps de longues périodes de simulation et de courtes profondeurs de sondes, et l'effet combiné de l'écoulement des eaux souterraines et des effets axiaux doit être pris en compte lors de l'évaluation du test de réponse de la température.

Hecht-Méndez et al. [7] ont présenté une procédure combinée 'simulation-optimisation' pour réguler le fonctionnement des sondes géothermiques dans un champ de sondes multiples lorsque le débit de l'eau souterraine existe en utilisant une superposition spatiale et temporelle pour les équations de sources linéique. La solution obtenue est:

$$\Delta T(\Delta x, \Delta y, t) = \frac{q}{4\pi H \sqrt{k_l k_t}} \exp\left(\frac{\rho_w c_w n v_a \Delta x}{2k_l}\right) \int_0^{\frac{\rho_w c_w n v_a \Delta x}{4\rho_m c_m k_l}} \exp\left[-\left(\frac{\Delta x^2}{k_l} + \frac{\Delta y^2}{k_t}\right) \times \frac{(\rho_w c_w n v_a)^2}{16k_l \phi} - \phi\right] \frac{d\phi}{\phi} \quad (1.20)$$

$\Delta x = (i - x_k)$ et $\Delta y = (j - y_k)$ se sont les coordonnées d'une location arbitraire (i, j) sachant que le puits est centré à (x_k, y_k) .

$$k_l = k_m + \alpha_t \rho_w c_w n v_a \quad (1.21)$$

n : est la porosité.

v_a : es t la vitesse d'infiltration (m/s)

s : solide.

w : l'eau.

m : le milieu poreux.

l : longitudinal.

t : transversal.

Ils ont introduit l'optimisation afin de minimiser l'impact thermique dans le sol, pour éviter des anomalies de températures extrêmes (refroidissement local extrême de la terre tout en

garantissant une demande d'énergie variable selon les saisons données), et par cela, ont amélioré les performances de la pompe à chaleur. L'objectif majeur est de mettre un seuil de refroidissement/réchauffement maximum $\max(\overline{\Delta T_{i,j}})$ le moins faible possible.

Ainsi, la fonction objective de l'optimisation de l'affectation de la charge proposée est minimisée $(\max(\overline{\Delta T_{i,j}}))$

Une fonction objective secondaire est introduite, qui minimise le changement de température maximale pour chaque temps temporelle :

$$\arg \min \left(\sum_{r=1}^m \max(\overline{\Delta T_{i,j}(r, \vec{q})}) \right) \quad \forall (i, j, t) \in S$$

Li et al. [8] ont traité un nouveau modèle de source linéique qui est plus approprié pour la prédiction des réponses thermiques à court terme que le modèle habituel pendant des périodes aussi courtes que 5 min. L'idée centrale est de construire un modèle de source linéique pour un milieu composite. Cette conversion est obtenue en divisant les intégrales qui se produisent dans le modèle en trois parties et en utilisant certains comportements limitant les fonctions de Bessel concernées. Ce nouveau modèle composite est validé par l'utilisation d'une expérience dans un laboratoire, mais il y a des divergences entre la prédiction de mode et des données expérimentales. Ils ont déduit que des variations dans le taux de chauffage, la conductivité thermique, la capacité thermique de seulement 5% peut contribuer à des variations plus importantes des températures prédites.

Wagner et al. [9] La principale limitation de leur approche est l'hypothèse d'un transport de chaleur purement conductif, ce qui pourrait entraîner des écarts importants par rapport au cas réel. Basé sur la théorie de la source linéique mobile, une approche d'estimation de paramètre est introduite, qui est sensible à la conduction et la convection. Cette approche est étalonnée et testée avec succès contre trois cas de test différents pour TRT. L'approche analytique présentée élargit donc le champ d'application de la TRT à des conditions d'advection d'influence au-delà d'une vitesse de Darcy de 0,1 m/jour.

I.2.2 Modèle de source cylindrique

Comme indiqué dans H. Yang et al. [10], la solution de source cylindrique pour un taux de transfert de chaleur constant a été développée par Carslaw et Jaeger [11], ensuite affinée par

Ingersol [1] et plus tard employée dans un certain nombre d'études de recherche. Elle est en fait une solution exacte pour un tube cylindrique enterré avec une longueur infinie sous une condition limite, soit une température de surface de la conduite constante ou un taux de transfert de chaleur constant entre la sonde et le sol. Dans le modèle de la source cylindrique, la sonde est supposée comme étant un cylindre infini entouré par un milieu homogène avec des propriétés constantes. Ils supposent également que le transfert de chaleur entre le forage et le sol avec un contact parfait est purement conductif. En se basant sur l'équation de la conduction de chaleur transitoire avec la limite donnée et les conditions initiales, la répartition de la température du sol peut être facilement donnée dans les coordonnées cylindriques comme suit:

$$T - T_0 = \frac{q}{k} \cdot G_{factor} \quad (1.22)$$

Ou,

$$G_{factor} = \frac{1}{\pi^2} \int_0^\infty \frac{\exp(-u^2 \cdot F_0) - 1}{(J_1^2(u) + Y_1^2(u))} [J_0(r_b^*u)Y_1(u) - J_1(u)Y_0(r_b^*u)] \frac{du}{u^2} \quad (1.23)$$

I.3. La modélisation numérique

Yavuzturk et al. [12] ont développé un modèle numérique bidimensionnel (r et θ) et transitoire par la méthode des volumes finis utilisant une technique d'optimisation numérique pour le calcul du transfert de chaleur conductif pour une seule/plusieurs sondes géothermiques. Ce modèle a été mis au point pour deux applications de courtes durées : la première consiste à fournir la réponse thermique de l'échangeur de chaleur, la deuxième application modélise la réponse à court terme en vertu des conditions de test de conductivité. Ceci a été fait en utilisant un maillage spécial pour configuration de tube en U et qui se génère automatiquement à partir d'un petit ensemble de paramètres géométriques. Ce modèle numérique est capable de prédire la température de la paroi de la sonde avec une erreur relative moyenne de 61% pour les premières heures de la simulation par rapport à la température analytiquement calculée, et est devenue insignifiante avant la fin de 192 heures.

Asinari [13] a construit une technique hybride entre les méthodes des volumes finis et les méthodes des éléments finis pour un schéma semi explicite. La discrétisation et le maillage ont été faits d'une façon à bien décrire le système en combinant entre les deux méthodes ; où, les éléments finis quadratiques entourés ont été modifiés afin d'employer le profil de température exact; en arrivant à l'étape de résolution du système d'équation, il a été démontré que la méthode

de Gauss-Seidel ligne par ligne est plus rapide dans la procédure itérative globale. Cette technique donne de bons résultats mais elle consomme énormément du temps.

Kim et al. [14], dans le but de faire des compromis entre avoir des résultats précis avec un temps de calcul plus court, ont utilisé diverses techniques numériques réduites en particulier dans la méthode des éléments finis. L'équation que l'ont utilisé est :

$$\frac{\partial}{\partial t} T(x, y, t) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (1.24)$$

Cette équation a été transformée en une équation algébrique par l'approximation de la température à l'intérieur d'un élément par une fonction d'interpolation de la manière suivante:

$$T^e(x, y, t) = [N_1^e(x, y) \cdot N_2^e(x, y) \cdot N_3^e(x, y)] \cdot \begin{Bmatrix} T_1^e(t) \\ T_2^e(t) \\ T_3^e(t) \end{Bmatrix} = [N^e(x, y)] \{T^e(t)\} \quad (1.25)$$

$N_i(x, y) = \frac{a_i + b_i x + c_i y}{2\Delta}$, ou : a_i , b_i , c_i seront définis par la géométrie de chaque élément de volume, et Δ est l'aire d'un élément de volume, avec 1, 2 et 3 sont l'ordre du nœud.

La principale chose que l'ont fait pour réduire le temps de calcul est qu'ils ont réduit l'ordre de nœud lors de la génération de maillage, ainsi qu'une utilisation de différents pas de temps dans chaque sous-zone : 1 heure, 6 heures, 1 jour, et une semaine, tandis que le modèle complet n'a qu'un pas de temps (1 heure) pour toutes les sous-zones. Ils en résultent que la réduction du temps de calcul dans le modèle réduit est jusqu'à 95% par rapport au modèle complet. La validation des résultats a été faite à l'aide d'une solution analytique.

Bauer et al. [15] dans leur étude ont développé trois modèles différents de simulation numérique transitoires en trois dimensions (3D) pour des tubes en U, et qui sont en mesure de déterminer à la fois la résistance thermique du puits basée sur la profondeur et la température du fluide caloporteur, et la résistance thermique effective basée sur la moyenne des températures d'entrée et de sortie, ainsi que la résistance thermique interne; où l'utilisation de ces modèles fournit des résultats précis tout en réduisant considérablement le nombre de nœuds et le temps de calcul par rapport aux calculs entièrement discrétisées tels que les éléments finis. Ils ont également inclus la conduction verticale et une bonne considération des conditions aux limites au dessous et au dessus du puits. Une validation a été faite par une méthode analytique.

Ghoreishi-Madiseh et al. [16] dans leur papier gère un modèle numérique transitoire en 3D en utilisant une méthode de discrétisation en volumes finis qui a été développé pour la conception et

la construction d'un échangeur de chaleur géothermique appropriée pour l'installation dans les puits de pétrole abandonnés. Ce modèle est capable de contrôler la puissance d'extraction de chaleur par un réglage continu de la température de l'eau d'entrée. Ils ont trouvé que la conductivité thermique du sol joue un rôle important sur la performance du système. Aussi, l'effet de la convection naturelle ne peut être toujours négligé et il dépend de la conductivité du fluide et de la porosité du milieu.

Mottaghya et al. [17] ont présenté une formulation de différence finie en 3D pour une simulation de champ de sondes géothermiques. Afin d'éviter le problème de longues périodes de simulation ils ont considéré le transfert de chaleur entre le fluide et le sol par des tubes et résistances thermiques intermédiaires comme ils ont focalisé sur le champ de température autour des sondes sans modéliser les températures d'entrée et de sortie. À la fin de leur étude, ils ont déduit que l'influence du débit d'eau souterraine est particulièrement intéressante lorsque l'on étudie le comportement à long terme d'un seul puits ou dans un champ de puits. Le modèle est validé avec un code de modélisation de systèmes géothermiques BHE, EWS et EED existants. La comparaison montre un bon accord des résultats.

Wołoszyn et al. [18] ont développé un modèle numérique, qui gouverne le processus d'échange de chaleur, par la méthode des éléments finis en utilisant le code commercial ANSYS pour un seul puits utilisé pour le stockage de la chaleur dans le sol. Les résultats obtenus pour la distribution de température ont été comparés à un modèle créé par l'utilisation d'un logiciel commercial numérique ANSYS.

Rees et al. [19] ont présenté une étude de prédiction de la distribution verticale de la température et le flux de chaleur en développant un modèle numérique tridimensionnel formulé en utilisant la méthode des volumes finis, ce modèle comprend des représentations explicites de la circulation de fluide et d'autres composants du puits géothermique, il permet ainsi le calcul de comportements dynamiques sur échelles de temps de courtes et longues durées. Cette approche utilise des maillages multi-blocs pour représenter le sol, tubes, fluide et coulis de manière géométriquement correcte. La validation et la vérification de cette approche sont présentées en utilisant une solution analytique.

Koohi-Fayegh et al. [20], afin d'étudier l'interaction thermique de ces systèmes, se sont concentrés sur la conduction de chaleur transitoire en deux dimensions dans le sol autour d'une sonde géothermique en utilisant le code numérique FLUENT. Puis, les résultats ont été validés

par rapport à la méthode analytique de la source linéique. Les résultats montrent que pour un flux de chaleur spécifique une distance de séparation entre deux puits voisins peut être calculée de façon à maintenir la température du sol au-dessous (application estivale)/au-dessus (application hivernale) d'une certaine limite.

Cimmino et al. [21] ont examiné la réponse thermique d'un champ de puits de tube en U en utilisant le concept de g-fonctions introduites par Eskilson où une nouvelle méthode est proposée à rapprocher les g-fonctions. Cette méthode tient compte de la variation des taux d'extraction de chaleur entre les forages en raison de l'interaction thermique, la méthode est basée sur la méthode analytique de la source de ligne finie et a montré un bon accord avec le modèle numérique d'Eskilson.

Pasquier et Marcotte [22] ont cherché à donner une solution au temps de calcul, ils ont développé un modèle numérique 3D en utilisant les méthodes spectrales, et il est utilisé comme un modèle réponse pour générer des fonctions de transfert normalisées d'un modèle d'échangeur de chaleur géothermique vertical. Ils ont montré que cette méthode leur fournit, en quelques secondes, une distribution de température dont l'erreur est inférieure ou comparable à l'incertitude de la mesure.

Zhang et al. [23] ont donné une méthode d'évaluation améliorée de la performance thermique du puits géothermique basée sur un modèle de solution analytique où les impacts de la température d'entrée de fluide, débit de fluide et de la profondeur de forage sur la performance thermique de deux types de U-pipe ont été étudiés. Leur étude fournit une bonne alternative de la méthode expérimentale pour le test de performance thermique (TPT) et un outil utile d'évaluation de la performance thermique des puits géothermiques.

I.4. Les effets axiaux

Bandos et al. [4] ont présenté une solution analytique qui considère la température initiale non perturbée du sol et les fluctuations de la température en surface. Kurevija et al. [24] ont montré que le gradient géothermique a un impact sur le dimensionnement des puits géothermiques. Marcotte et al. [5] ont étudié l'impact des effets axiaux en introduisant la distribution initiale de la température, ils ont abouti à de courts forages et à des charges annuelles déséquilibrées conduisant à des effets axiaux plus forts, également sur la congélation des eaux souterraines.

I.5 Les interférences thermiques

Kurevija et al. [25] montrent comment l'espacement entre les trous de forage adjacents et les interférences thermiques influence la profondeur de forage nécessaire pour un transfert de chaleur par conduction pure avec une température moyenne du fluide et un transfert de chaleur sensible. Cimmino et al. [21] ont présenté une solution analytique pour prédire la température dans le sol en considérant un transfert de chaleur par conduction pure, il rend compte de la variation des taux d'extraction de chaleur lors des interactions thermiques dans le champ de sondes et il en résulte que dans les grands champs les interférences deviennent importantes. Aussi, les profondeurs enfouies plus profondes donnent une meilleure charge thermique. Koochi-Fayegh et Rosen [20] ont étudié l'interaction thermique entre deux sondes voisines de configuration en U en appliquant une solution numérique dans FLUENT, pour un processus de transfert de chaleur par conduction pure et un flux de chaleur constant, leurs résultats montrent que pour une certaine distance de séparation, le flux thermique spécifique peut être calculé afin de maintenir la température du sol en dessous d'une limite souhaitée pour un boîtier d'injection de chaleur.

I.6 Les modélisations de la température du fluide

Mei et Fischer [26] et Acuna [27] ont étudié les géométries en U et coaxiales, et leurs résultats suggèrent que la géométrie coaxiale peut présenter certains avantages pour réduire la résistance thermique du forage qui est celle entre le fluide circulant et la paroi du forage. Witte et al. [28] ont appliqué la moyenne des deux températures (fluide et paroi) qui sont habituellement calculées à chaque pas de temps en tant que moyenne représentative de la température du fluide le long de la longueur du trou de forage. Pour un échangeur de chaleur à tubes en U, Marcotte et Pasquier [29] ont trouvé que l'approximation moyenne de la température du fluide peut parfois donner une surestimation de la résistance du trou de sonde à partir des données du TRT. Ils calculent les profils de température verticale en utilisant des méthodes d'éléments finis. Beier [30] a montré que les erreurs de l'approximation de la température moyenne augmentent avec l'augmentation de la longueur du forage et la diminution du débit du fluide calorifique. Beier et al. [31] ont développé un modèle analytique pour les profils de température verticale qui peut être utilisé à la place de l'approximation de température moyenne pour estimer la résistance du trou dans une configuration coaxiale. La méthode proposée corrige les erreurs dans

l'approximation de la température moyenne qui surestime la résistance du trou de sonde et donc le dimensionnement du BHE.

I.7. Écoulement de l'eau souterraine

Molina-Giraldo et al. [6] donnent une solution analytique prenant en compte le transfert de chaleur par advection dû au flux d'eau souterraine et les effets axiaux réunis. Rivera et al. [32] ont présenté une solution analytique pour examiner l'impact de l'écoulement des eaux souterraines sur le comportement thermique du sol. En plus, ils ont étudié l'effet des flux de chaleur verticale et le flux d'eau souterraine sur le bilan énergétique du sol [33]. Angelotti et al. [34] ont étudié l'influence de l'écoulement des eaux souterraines sur les performances des BHE, une enquête similaire à celle de Zhang et al. [35] qui a étudié l'effet de l'advection des eaux souterraines mais sur un champ de puits. Wagner et al [9] fournissent une solution analytique pour montrer l'impact de l'écoulement des eaux souterraines sur le test de réponse thermique. Choi et Ooka [36] ont étudié expérimentalement l'effet de la convection naturelle sur les TRT conduits en formation poreuse saturée à deux vitesses d'injection de chaleur différentes. Les résultats montrent que, dans un champ poreux et saturé, lorsque le débit thermique était presque doublé, les résistances ont diminué.

I.8. Etudes de performances

Esen et Inali [37] ont rapporté un test de réponse thermique in-situ en Turquie et ils ont souligné que l'augmentation de la profondeur entraîne une diminution de la résistance thermique globale de la sonde géothermique. Zhang et al [23] ont présenté une méthode d'évaluation de la performance thermique de la sonde basée sur un modèle de solution analytique pour montrer les impacts de la température du fluide d'entrée, du débit et de la profondeur du forage. Luo et al [38] ont livré une étude expérimentale sur les performances thermiques des sondes de forage géothermiques, ils ont observé que la performance est légèrement améliorée pour les diamètres de forage plus importants. Hein et al [39] ont construit un modèle complet en utilisant un code numérique qui inclut les processus de transport et de chaleur simultanément avec le mouvement de l'eau souterraine ainsi que les rendements de la pompe à chaleur, ils ont conclu que le système connaît une baisse graduelle de la température du sol et celle du fluide caloporteur jusqu'à

atteindre un état quasi-stationnaire, et que l'écoulement des eaux souterraines est bénéfique pour les performances de la pompe à chaleur.

I.9. Résumé

Ce chapitre a donné une étude bibliographique sur les modèles de sondes géothermiques et les différents sujets traités par les chercheurs à propos de ces systèmes. Ces modèles ont été examinés, mathématiquement, selon deux catégories principales: les modèles analytiques et les modèles numériques. Les modèles analytiques ont été développés en supposant un certain nombre d'hypothèses simplificatrices et appliquées à la fois à la conception des sondes géothermiques et l'analyse des données du test de réponse thermique. Parmi les hypothèses les plus courantes c'est de négliger la géométrie et la capacité thermique des composants de la sonde géothermique (cela revient à négliger la conduction dans les tubes). Par conséquent, les modèles analytiques ne sont pas adaptés pour les applications à de courtes échelles de temps. Autre hypothèse courante est de considérer le puits d'être une ligne infiniment longue, le transfert de chaleur au-dessus ou au-dessous de la sonde, de ce fait, ne peut pas être pris en compte. Donc, ces modèles ne pouvaient pas donner de bonnes prévisions pour la première heure de fonctionnement ainsi pour de longues durées de simulation (afin de comprendre le processus à l'extérieur de la sonde géothermique). Le principal avantage de ces méthodes c'est qu'elles exigent moins de temps de calcul. Concernant les méthodes numériques, elles sont habilitées à traiter un nombre plus grand de processus physiques et donc exigent moins d'hypothèses, mais se sont des modèles très chronophages.

Du point de vue physique, pour avoir des résultats plus proches aux cas réels, il n'est pas seulement nécessaire d'avoir un modèle mathématique bien précis, mais aussi de traiter un nombre plus grand de processus physiques se produisant dans le sous-sol et à l'intérieur de la sonde. Une diversité de sujets ont été traités par les chercheurs tels que l'influence des effets axiaux, la distribution axiale initiale de la température du sol, le gradient géothermique, la variation de la température du sol non-perturbé au fil du temps, les effets saisonniers, une valeur de flux échangé entre le puits et le sol variable fonction du temps et de la profondeur, les interférences entre sonde dans une matrice, l'effet de l'écoulement de l'eau souterraine, le changement de phase dans le sol en le considérant en tant qu'un milieu poreux, etc. En plus des études des différents effets des processus, les chercheurs effectuent des études de performance

énergétiques des systèmes tout en cherchant les impacts des différentes dimensions et paramètres sur les performances.

Une étude idéale, est de faire une étude d'impact d'un nombre maximum de différents processus physiques et simultanément, suivie d'une étude de performance ou optimisation de tous les paramètres et dimensions caractérisant le système, ceci rend l'installation du système entièrement possible.

CHAPITRE II

PRINCIPES THEORIQUES DE BASE

Le présent chapitre traite les principes théoriques de base nécessaires pour le développement des modèles et l'interprétation des résultats.

II.1. Confort thermique

Avant d'introduire le principe d'évaluation des charges, il est important de mentionner qu'est ce le confort thermique. Le confort thermique est défini (ASHRAE, 1992) comme étant la condition mentale qui exprime la satisfaction avec son environnement thermique. Le confort est donc une perception physique, physiologique et psychologique des différents mécanismes du corps. L'état de conscience menant aux conclusions face au confort ou à l'inconfort thermique dépend de la température et de l'humidité à la surface de la peau, de la température interne du corps et de l'énergie que consomme le corps pour réguler la température de celui-ci (Berglund, 1995). L'environnement joue donc un rôle primordial sur le confort. La température ambiante, la quantité de chaleur perçue par radiation, le taux d'humidité de la pièce et la vitesse des courants d'air influencent donc notre état de bien-être. Il peut paraître étonnant que malgré les différences de climats, de modes de vie et de cultures, la température de confort est très similaire à travers le monde entier (Busch, 1992; de Dear et al., 1991; Fanger, 1972) pour les mêmes conditions (vêtements, degré d'activité, humidité et courant d'air). Tous ces facteurs tant environnementaux que physiques et physiologiques ont été étudiés par Bedford (1964), mais ce n'est qu'avec Fanger (1970) que le premier modèle de confort thermique est apparu. Toutefois, des études portant sur les relations entre la température (mesure objective) et la perception du confort thermique (mesure subjective) datent des années 1920 (Morris et al., 2004). Selon le modèle de Fanger, une activité sédentaire, c'est-à-dire une personne assise, dégage environ 60 W/m² de surface corporelle, une activité d'intensité modérée correspond à une marche sur une surface plane à environ 3, 2 km/h dégage 120 W/m² et finalement, une activité d'intensité élevée correspond à de la marche sur une pente de 5% à 3, 2 km/h dégage 175 W/m². En conclusion, la température de confort est la base pour déterminer la quantité de chaleur requise par les systèmes de chauffage-climatisation. Evidemment, nombreux sont les facteurs à prendre en considération afin de déterminer cette température de confort, comme le

climat, le nombre d'individus, le type d'activité, les types de vêtements portés lors de l'activité, le degré d'humidité, les courants d'air, etc.

II.2. Échangeur géothermique vertical

Un échangeur géothermique par puits verticaux en boucle fermée consiste en une série de puits forés dans le sol à l'intérieur desquels sont insérés un ou plusieurs tubes en U ou bien des échangeurs de configuration coaxiales reliés en série ou en parallèle au niveau des têtes de puits. La configuration coaxial donne des meilleures performances que celle en U, C'est de ce type d'échangeur géothermique dont il est question dans ce mémoire. Les tubes en U sont fabriqués à partir d'un plastique polyéthylène à usage géothermique et conforme. À l'intérieur des échangeurs géothermiques circule un fluide caloporteur assurant le transport d'énergie thermique vers les bâtiments. Le fluide caloporteur est généralement une solution antigel d'eau additionnée d'éthanol, de méthanol, de propylène glycol ou d'éthylène glycol en proportions variables, assurant un état liquide à des températures négatives d'opération du système.

II.3. Modes de transport de la chaleur et propriétés thermiques du sol:

Le dimensionnement de l'échangeur géothermique dépend également des propriétés physiques et thermiques du sol (masse volumique, conductivité thermique et chaleur spécifique). Le sol est défini comme une matrice solide contenant de l'eau et de l'air en proportions variables. Le principal mode de transfert de chaleur dans le sol s'effectue par conduction. Selon la présence d'eau dans le sol et de sa capacité à circuler, des mouvements convectifs naturels (variation de la masse volumique de l'eau en fonction de la température) ou forcés sous l'effet d'un gradient hydraulique (écoulements gravitaires) peuvent avoir lieu et influencer de manière significative le comportement thermique du volume de sol près de l'échangeur géothermique.

Les propriétés thermiques du sol influencent son comportement thermique. Il existe plusieurs propriétés et facteurs influençant le transfert de chaleur dans le sol. Ainsi qu'il existe trois modes de transport thermique qui sont: la conduction, la convection et le rayonnement, ces modes sont définis comme suit :

La conduction

Dans le mode conductif, la chaleur diffuse de proche en proche d'une particule à l'autre par chocs ; ce mode nécessite donc la présence de matière mais sans déplacement macroscopique de celle-ci, expérimentalement, si les variations de températures ne sont pas trop importantes, on rend compte localement des phénomènes de conduction de la chaleur par la loi de Fourier, à savoir le vecteur densité de flux de chaleur \vec{j}_g est égal pour un milieu isotrope à: $\vec{j}_g = -k \cdot \overrightarrow{\text{grad}T}$.

La densité de flux de chaleur J dans une direction caractérisée par un vecteur unitaire \vec{n} est:

$$\vec{j}_g \cdot \vec{n} = \varphi = -k \cdot \overrightarrow{\text{grad}T} \cdot \vec{n} = -k \frac{\partial T}{\partial h}$$

Où h représente l'espace.

La convection

Le terme de convection fait référence aux transferts de chaleur se produisant entre une surface et un fluide en mouvement lorsque ceux-ci sont à des températures différentes. En plus du transfert d'énergie dû à la diffusion, il y a également transfert par le biais du mouvement du fluide. Ce dernier est associé au fait que de multiples molécules ont un mouvement collectif, ce qui implique un transfert de chaleur dans le cas où il existe un gradient thermique; cette sorte de transfert thermique se quantifie par la loi de Newton; si la densité de flux thermique sortant algébriquement à travers la surface du matériau est proportionnelle à l'écart de température entre celle de la surface du matériau et celle de l'extérieur, la quantité d'énergie échangée se donne par: $J_{\text{conv}} = h(T_P - T_F)$.

Le rayonnement

Le rayonnement décrit le transport d'énergie via la propagation d'onde électromagnétique. Ce transfert d'énergie est toujours présent, même dans le vide, la quantification de ce mode de transfert est donnée par la loi de Stefan-Boltzmann. Les corps qui rayonnent le plus sont ceux qui absorbent le plus. Pour un corps parfaitement absorbant (dit corps noir) de température T, la puissance rayonnée par unité de surface du corps s'écrit $d\phi/ds = \sigma T^4$ avec $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^{-4}$. Pour notre cas le rayonnement s'effectue principalement entre la surface du sol et le soleil.

Dans cette présente étude, on prend en considération les deux phénomènes de conduction et convection dans le sol, qui est considéré en tant qu'un milieu poreux, et dans le fluide circulant à l'intérieur de l'échangeur coaxial.

La conductivité thermique est la densité de flux thermique traversant une section perpendiculaire et pour une unité de gradient de température dans la direction du flux, et s'exprime en unité SI en $W/m.^{\circ}C$. Pour notre cas, qui est le sol, cette grandeur physique est principalement affectée par la composition chimique du sol, sa porosité, sa teneur en eau et sa fraction de glace formée (en cas de formation de gel). L'eau à $0^{\circ}C$, dans son état liquide a une conductivité thermique d'environ $0,6 W/m.^{\circ}C$, et dans son état solide a une valeur de $2,21 W/m.^{\circ}C$, donc on voit clairement que la conductivité de l'eau à son état solide est 3,86 fois plus grande que celle à son état liquide, ce qui éclaire l'importance de formation de gel dans le sol qui va complètement changer son comportement thermique, ainsi que la conductivité d'un sol sec argileux, en titre d'exemple, est de 2.3 et celle de l'eau liquide est de 0.6, ceci montre également l'effet de la porosité et du degré de saturation sur la valeur effective ou apparente.

La chaleur spécifique, est définie comme étant la quantité de chaleur nécessaire pour augmenter la température d'un kg de matière par un degré, et s'exprime dans le système d'unité SI en $J/ kg ^{\circ}C$. De la même façon que pour la conductivité thermique, la capacité thermique d'un sol est fonction de sa composition, sa porosité, son degré de saturation et sa fraction de glace en cas de formation de gel. La chaleur spécifique de l'eau liquide est de $4,19 kJ/kg ^{\circ}C$, et pour son état solide $2,2 kJ/ kg ^{\circ}C$, et que la capacité thermique d'un sol argileux est, par exemple, de 1.6 ; Ceci montre l'importance de la porosité et de la formation du gel dans le sol.

La diffusivité thermique du sol est le résultat obtenu en divisant la conductivité thermique du sol par le produit de sa chaleur spécifique fois sa densité. Il s'agit d'une grandeur physique qui détermine l'inertie thermique d'un matériau. Elle caractérise la vitesse de transmission d'un signal de température dans un milieu spécifique, autrement dit, elle donne une vision sur la durée nécessaire pour atteindre le régime permanent, plus que cette valeur est importante plus que le transfert de chaleur s'effectue rapidement et plus que le régime permanent s'atteint rapidement et vice versa. Son unité en SI est m^2/s .

La chaleur latente de fusion de l'eau est aussi impliquée dans le transfert de chaleur d'un sol en train de changer de phase. Cette propriété joue un rôle majeur durant la période où le sol change de phase, lorsque l'eau liquide se solidifie ou le contraire. La chaleur latente de fusion de l'eau est définie comme étant la quantité de chaleur absorbée par 1 kg au point de transition pour changer complètement de phase. Pour le cas de l'eau, cette valeur est de 333.7 KJ/ kg. À noter que pendant le changement de phase, la température demeure constante.

II.4. La résistance thermique du puits

La notion de résistance thermique d'un puits géothermique est indispensable pour la prédiction de la température du fluide à partir de celle du sol en contact direct avec la paroi du puits. Cette résistance est la résultante des différentes résistances thermiques influençant le transfert de chaleur entre le fluide et le sol voisinant. Une deuxième résistance existe et qui affecte le transfert de chaleur entre le fluide circulant dans le tube intérieur et celui circulant dans le tube annulaire; à titre d'exemple, l'équation suivante exprime la formulation de la résistance thermique entre le fluide en espace annulaire et le sol :

$$R_{th} = \frac{\ln(r_{ext}/r_{int})}{2\pi k_p} + \frac{1}{2\pi r_{int} h_i} \quad (2.1)$$

Dans cette dernière équation, r_{int} et r_{ext} représentent, respectivement, les rayons interne et externe du tube, k_p est la conductivité thermique du matériau constituant le tube et h_i est le coefficient d'échange convectif interne, lorsque l'écoulement est turbulent, la résistance thermique due au film est négligée.

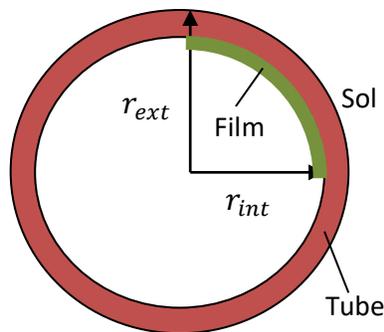


Figure 2..1 Coupe d'un tube.

II.5. Essai de réponse thermique

Un essai de réponse thermique est une opération in-situ visant à déterminer la conductivité thermique d'un sol, la température non perturbée du sol T_g et la résistance thermique du puits, R_b . Ces paramètres sont dits effectifs puisqu'ils sont intégrateurs de l'ensemble des hétérogénéités présentes dans le milieu où s'effectue le transfert de chaleur. L'essai s'effectue habituellement par la circulation à débit constant d'un fluide (généralement de l'eau) dans le puits géothermique. Kavanaugh (2000) et Kavanaugh et Rafferty (1997) donnent quelques recommandations à suivre pour l'exécution d'un essai de réponse thermique. Le débit du fluide doit au moins permettre un écoulement turbulent dans les tubes. Pour de l'eau, le débit utilisé est de l'ordre de 0.13 à 0.19 l·S⁻¹ pour des tubes de 0.019 à 0.038 m de diamètre. Le fluide pompé est chauffé à un taux constant de l'ordre de 50 à 80 W par mètre de puits. L'évolution de la température du fluide à l'entrée et à la sortie du puits est mesurée sur une durée de 36 à 48 heures.

L'analyse des résultats d'un essai de réponse thermique se fait généralement par le modèle du cylindre source ou celui de la ligne source infinie, basés sur l'équation de conduction de chaleur dans le sol, tel que présenté par Sheriff (2007). Le modèle de la ligne source infinie étant plus communément utilisé.

Suite à l'installation des tubes en U et à l'injection du coulis de remplissage dans un forage vertical, Kavanaugh (2001) cité par ASHRAE (2003) recommande un délai de trois à cinq jours avant de procéder à la mesure de T_g suivi de l'essai de réponse thermique, dans le but de dissiper l'énergie transmise au sol lors des opérations de forage et d'installation du puits géothermique.

II.6. Notions de base pour les pompes à chaleur (PAC)

II.6.1. Généralités

Une pompe à chaleur (PAC) est utilisée dans le cas où la température du fluide sortant de l'échangeur géothermique n'en permet pas une utilisation directe, constante et efficace pour le chauffage ou la climatisation du bâtiment. Typiquement, la température du fluide circulant dans le circuit de distribution du bâtiment pour le chauffage des espaces ou la climatisation est de l'ordre de 50 °C et 5 °C respectivement. La fonction première de la PAC consiste donc à effectuer un échange d'énergie entre le fluide en provenance de l'échangeur géothermique et le fluide frigorigène circulant dans la PAC. De manière relative, la PAC peut chauffer à partir d'un

fluide froid et refroidir à partir d'un fluide chaud. Pour permettre cet échange, le fluide frigorigène est soumis à un cycle thermodynamique d'évaporation-compression-condensation-détente, tel que présenté à la Figure 2.2. En mode chauffage, le circuit de distribution du bâtiment interagit thermiquement avec la section du circuit interne de la PAC où a lieu la condensation du fluide frigorigène, tandis que le circuit de l'échangeur géothermique interagit avec l'évaporateur où a lieu l'évaporation du fluide frigorigène. En mode climatisation, la situation inverse se produit.

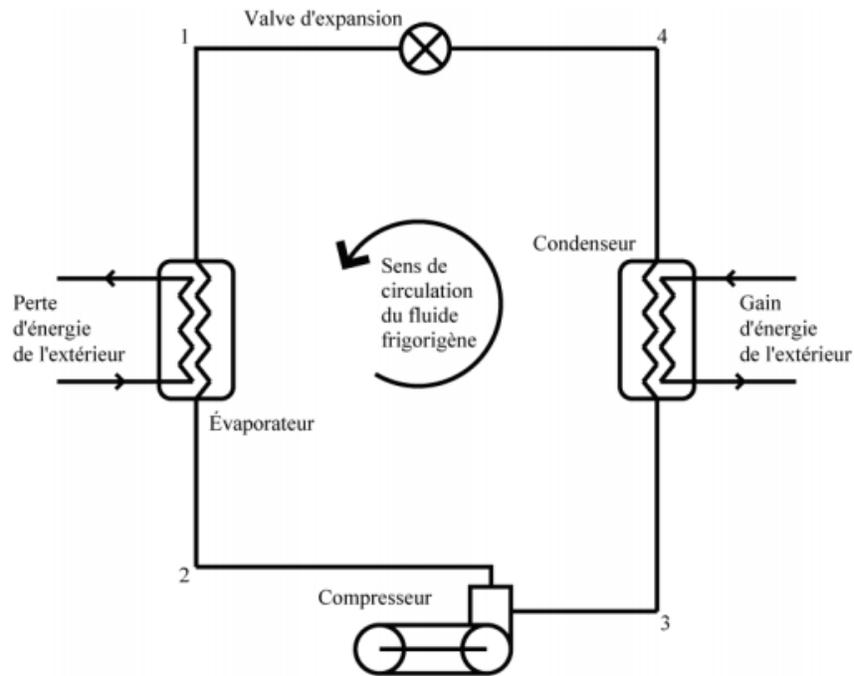


Figure 2.2 Composants d'une pompe à chaleur.

La Figure 2.3 présente un cycle thermodynamique idéal par compression d'un fluide frigorigène. Le fluide frigorigène se vaporise de 1 à 2 à basse pression et à basse température en recevant l'énergie du fluide d'un circuit extérieur qui est alors refroidi. Le fluide frigorigène, sous forme vapeur en 2, est ensuite comprimé mécaniquement de 2 à 3, ce qui a pour effet d'augmenter sa pression et sa température. Le fluide frigorigène à haute pression et à haute température en 3, se condense de 3 à 4 en cédant de l'énergie au fluide d'un autre circuit extérieur qui est alors réchauffé. Le fluide frigorigène termine le cycle par une détente dans la valve d'expansion, de 4 à 1, se traduisant par une vaporisation partielle et une baisse de température et de pression.

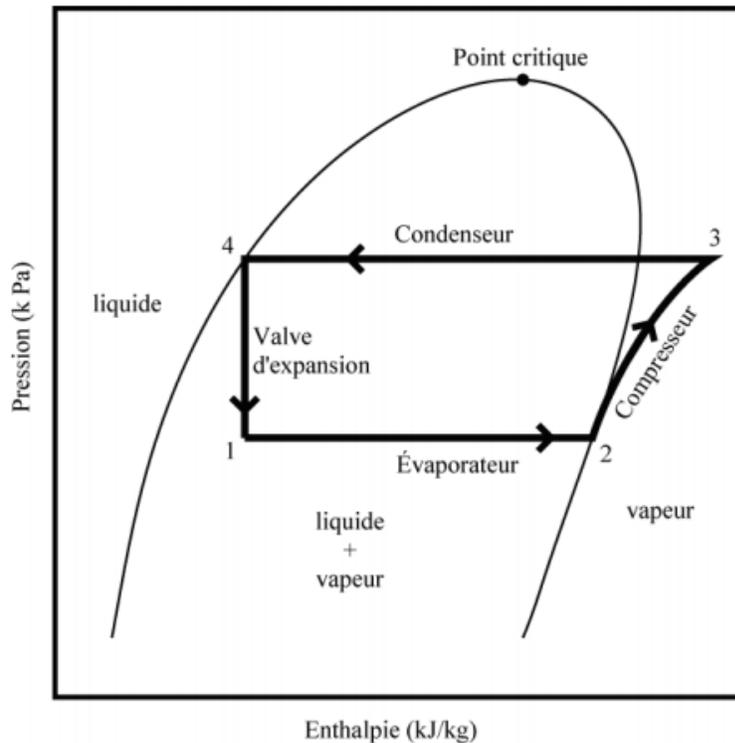


Figure 2.3 Cycle thermodynamique d'une PAC.

II.6.2. Coefficient de performance (COP)

Le coefficient de performance d'une PAC est le rapport entre l'énergie fournie au bâtiment par le condenseur et l'énergie fournie au compresseur. Typiquement, cette valeur varie entre 2,5 et 6. Ce COP est dépendant de la température d'entrée d'eau à l'évaporateur (EWT: pour Entering Water Temperature) provenant de l'échangeur souterrain qui, à son tour, varie selon la charge en chauffage demandée à un temps donné et la température du sol.

II.6.3. Charge au bâtiment versus charge au sol

A cause de l'intermédiation de la PAC dans le transfert thermique du sol vers la maison, la charge fournie au sol devient différente de la charge fournie à la maison. Le COP de la pompe à chaleur entre en jeu pour calculer le rapport entre ces deux charges. La relation est la suivante:

$$Q_{sol} = Q_b \left(1 - \frac{1}{COP} \right) \quad (2.2)$$

Venant de :

$$Q_b = Q_{sol} + W_{comp} \quad (2.3)$$

Et de :

$$COP = \frac{Q_b}{W_{comp}} \quad (2.4)$$

Ou Q_{sol} (W) est la charge fournie au sol, Q_b (W) est la charge fournie au bâtiment et W_{comp} (W) est la puissance fournie au compresseur.

II.7. Changement de phase dans un milieu poreux

Dans le but de d'étudier l'impact de l'écoulement de l'eau souterraine sur le transfert de chaleur dans le sol, ainsi que l'impact de formation de gel dans le sol, nous avons besoin d'un modèle tenant compte de la convection et du changement de phase de l'eau souterraine en considérant le sol comme milieu poreux. La prise en considération des de ces deux phénomènes simultanément n'a pas été rencontrée avant, selon notre revue bibliographique. Les modèles analytiques traitant le changement de phase sont limités puisque les principes de superposition spatiale et temporelle ne s'appliquent plus pour les solutions analytiques, et la convergence des solvers, pour les solutions numériques, ne convergent, généralement, plus. Cela est dû au non linéarité du problème de changement de phase ; comme mentionné dans ce chapitre, les propriétés thermiques de l'eau en phase liquide et solide sont sensiblement différentes ainsi que le changement de phase s'effectue à une température constante pour un corps pur. Les méthodes analytiques donnent des résultats précis et dans un temps minimum mais ne sont pas suffisamment flexibles pour un traitement précis des conditions aux limites ainsi que l'ajout de l'effet d'un phénomène à l'équation représentant notre problème, ce qui donne l'intuition à faire un recours aux modèles numériques.

II.7.1. Les propriétés apparentes (effectives) pour les milieux poreux

Un milieu poreux est constitué à l'échelle microscopique d'une phase solide et d'une phase de "vide" appelée "pore" dans laquelle circule un fluide. A l'échelle macroscopique on modélise ce milieu par un milieu continu munis d'un paramètre particulier : la porosité. Cette porosité est définie comme suit :

$$\varphi = \frac{\text{Volume}_{\text{vide}}}{\text{Volume}_{\text{Total}}} \quad (2.5)$$

En considérons le sol comme milieu poreux il se trouve constitué de 3 phases : les particules solides, l'eau (liquide) et de l'air (gaz), et pour le cas d'un sol saturé en eau, il se trouve constitué que des deux phases solide et liquide. La Figure 2.4 illustre mieux le concept physique de porosité. Mathématiquement la porosité est le résultat obtenu du rapport du volume du vide sur le volume total multiplié x 100%.

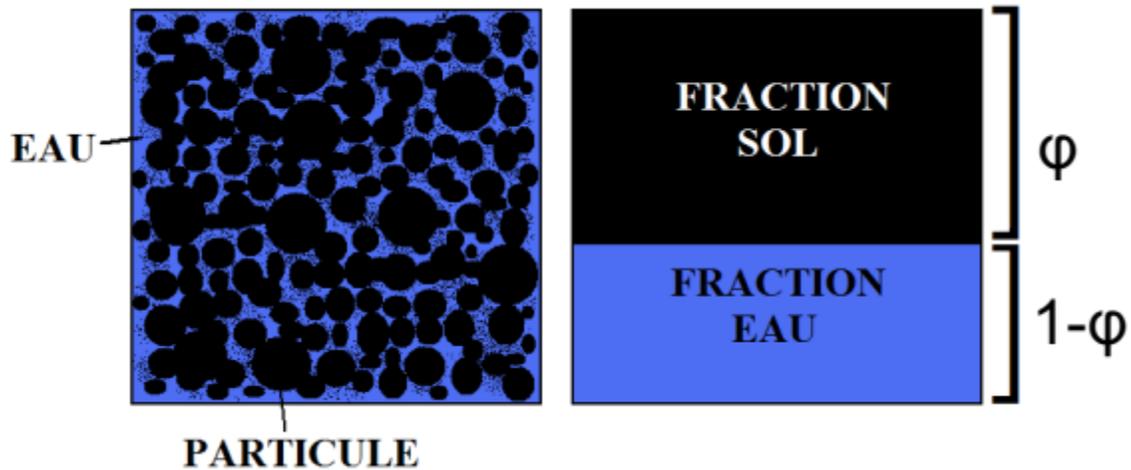


Figure 2.4 Illustration d'un milieu poreux saturé en eau.

Il est possible de déduire les propriétés d'un milieu poreux (appelées propriétés apparentes ou effectives) en connaissant les propriétés des deux phases liquide et solide qui le constituent. La chaleur spécifique, la conductivité thermique, et la densité apparentes du sol sont données, successivement, par les équations suivantes :

$$C_p = \varphi \cdot C_{p_{\text{fluide}}} + (1 - \varphi) \cdot C_{p_{\text{solide}}} \quad (2.6)$$

$$k = \varphi \cdot k_{\text{fluide}} + (1 - \varphi) \cdot k_{\text{solide}} \quad (2.7)$$

$$\rho = \varphi \cdot \rho_{\text{fluide}} + (1 - \varphi) \cdot \rho_{\text{solide}} \quad (2.8)$$

II.8. Travaux sur le changement de phase

Le problème du changement de phase est très rencontré dans la nature et l'industrie ce qui génère chez les chercheurs le souci de maîtriser ce problème. Neumann [40] été le premier qui a résolu le problème de changement de phase avec un scénario plus réel en développant la solution de

Stefan à un problème bi-phasique, mais sa solution est conçue pour un problème unidirectionnelle et en coordonnées cartésiennes. Pour le changement de phase dans les coordonnées cylindriques, Paterson [41] a montré une méthode analytique grâce à l'utilisation de la fonction « exponentielle intégrale ». Il a considéré le cas où la surface qui sépare entre les deux phases solide et liquide est à une distance $X(t)=r(t)$, les régions des deux phases liquide et solide se trouvant à $r > X(t)$ et $r < X(t)$ respectivement. Les deux phases ont des propriétés thermophysiques constantes. Une source de chaleur linéique infinie d'une puissance Q (W/m) à $r=0$ est imposée à un milieu ayant une température initiale inférieure à sa température de fusion. La Figure 2.5 montre schématiquement l'imposition de ce problème.

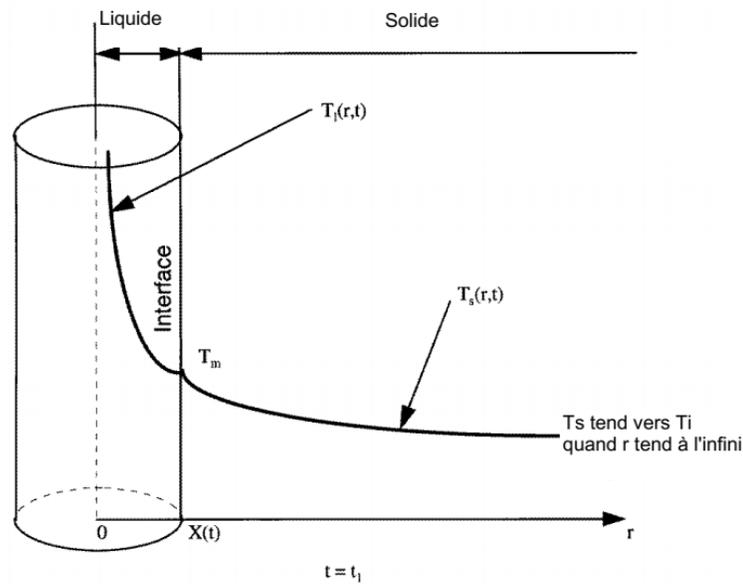


Figure 2.5 Illustration de fusion par une source de chaleur linéique dans un milieu semi-infini avec coordonnées cylindriques

La solution de Paterson [41] se donne comme suit :

$$\lim_{r \rightarrow 0} \left[-2\pi r k_l \frac{\partial T}{\partial r} \right] = Q \quad (2.9)$$

Les solutions de la température dans les zones solide et liquide sont données par :

$$T_s = T_m - \left[\text{Ei} \left(-\frac{r^2}{4\alpha_s t} \right) - \text{Ei}(-\lambda^2) \right] \quad (2.10)$$

$$T_l = T_i - \frac{T_i - T_m}{\text{Ei}(-\lambda^2 \cdot \alpha_s / \alpha_l)} \text{Ei} \left(-\frac{r^2}{4\alpha_l t} \right) \quad (2.11)$$

La constante λ se détermine à partir l'équation suivante :

$$-\frac{Q}{4\pi}e^{-\lambda^2} + \frac{k_l(T_i - T_m)}{\text{Ei}(-\lambda^2 \cdot \alpha_s/\alpha_l)}e^{-\lambda^2 \cdot \alpha_s/\alpha_l} = \lambda^2 \alpha_s \rho H_f \quad (2.12)$$

Et l'interface solide-liquide se localise par l'équation suivante :

$$X(t) = 2\lambda(\alpha_s t)^{\frac{1}{2}} \quad (2.13)$$

Où : Q est la quantité de chaleur imposée au domaine, α est la diffusivité thermique, H_f est la chaleur la tente de fusion, k étant la conductivité thermique, T_i la température initiale et T_m est la température de transition.

Marcotte et al [5] ont fait une étude d'impact de ce phénomène pour une application de puits géothermiques verticaux; ils ont conclu que la quantité de chaleur à extraire à l'occurrence de ce phénomène est trois fois plus importante quand les effets axiaux sont considérés. Eslami nejad et Bernier [42] ont examiné l'effet de l'occurrence du changement de phase pour un puits vertical en développant un modèle numérique unidirectionnel qui considère un flux impose constant. Les résultats montrent que la température au voisinage du puits stabilise à 0 °C pour plusieurs jours et que la profondeur du puits pourra être réduite en vue que la conductivité thermique est 38% moins importante.

II.9. Modélisation du CDP dans COMSOL

Dans le logiciel COMSOL il est possible de tenir compte du changement de phase, en insérant les propriétés thermo-physiques pour les deux différentes phases. En COMSOL, au lieu d'ajouter le terme de chaleur latente à l'équation du bilan énergétique lors du changement de phase, il est considéré que le phénomène s'effectue dans un intervalle de température $T_m \pm \Delta T/2$. Dans cet interval l'équation est résolue par une « smoothed function », Θ , représentant la fraction de la phase avant transition qui est égale à 1 avant $\Delta T/2$ est à 0 après $\Delta T/2$. La densité et l'enthalpie spécifique s'exprime par :

$$\rho = \theta \rho_{phase1} + (1 - \theta) \rho_{phase2} \quad (2.14)$$

$$\rho H = \theta \rho_{phase1} H_{phase1} + (1 - \theta) \rho_{phase2} H_{phase2} \quad (2.15)$$

Une différentiation, de cette dernière égalité, par rapport à la température, conduit à obtenir la formule suivante pour la chaleur spécifique:

$$C_P = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{\theta \rho_{phase1} H_{phase1} + (1 - \theta) \rho_{phase2} H_{phase2}}{\rho} \right) \quad (2.16)$$

Ce qui devient après certaines transformations:

$$C_P = \frac{1}{\rho} \left(\theta_1 \rho_{phase1} C_{P_{phase1}} + \theta_2 \rho_{phase2} C_{P_{phase2}} \right) + (H_{phase2} - H_{phase1}) \frac{d\alpha_m}{dT} \quad (2.17)$$

Ici θ_1 et θ_2 sont égales à θ et $1 - \theta$, respectivement. La fraction massique, α_m est définie à partir de θ selon :

$$\alpha_m = \frac{1}{2} \frac{\theta_2 \rho_{phase2} - \theta_1 \rho_{phase1}}{\rho} \quad (2.18)$$

La chaleur spécifique est définie comme suit:

$$C_{eq} = \frac{1}{\rho} \left(\theta_1 \rho_{phase1} C_{P_{phase1}} + \theta_2 \rho_{phase2} C_{P_{phase2}} \right) \quad (2.19)$$

Et la distribution de la chaleur latente :

$$C_L(T) = (H_{phase2} - H_{phase1}) \frac{d\alpha_m}{dT} \quad (2.20)$$

La distribution de la chaleur latent est approximée par:

$$C_L(T) = L \frac{d\alpha_m}{dT} \quad (2.21)$$

Donc, la chaleur totale par unité de volume en se coïncidant avec le changement de phase se pose comme suit:

$$\int_{T_{PC} - \frac{\Delta T}{2}}^{T_{PC} + \frac{\Delta T}{2}} C_L(T) dT = L \int_{T_{PC} - \frac{\Delta T}{2}}^{T_{PC} + \frac{\Delta T}{2}} \frac{d\alpha_m}{dT} dT = L \quad (2.22)$$

Finalement, la chaleur spécifique apparente, utilisée dans l'équation de la chaleur, est donnée par:

$$C_P = \frac{1}{\rho} \left(\theta_1 \rho_{phase1} C_{P_{phase1}} + \theta_2 \rho_{phase2} C_{P_{phase2}} \right) + C_L \quad (2.23)$$

La conductivité thermique effective:

$$k = \theta_1 k_{phase1} + \theta_2 k_{phase2} \quad (2.24)$$

Ainsi que la densité effective:

$$\rho = \theta_1 \rho_{phase1} + \theta_2 \rho_{phase2} \quad (2.25)$$

II.10. Variation de température en surface

Un échangeur géothermique permet de bénéficier de l'état thermique du sol pour le chauffage et la climatisation des bâtiments. Sous quelques mètres de la surface (environ 10 m), la température du sol se stabilise durant l'année et ne varie plus en fonction de la température de l'air extérieur mais selon le gradient géothermique.

Plusieurs facteurs ont une influence sur la température du sol en surface. Tout au long de l'année la température du sol à proximité de la surface varie beaucoup. Il y a des variations journalières et saisonnières. Les variations journalières (effets diurnes) seront négligées dans cette étude puisqu'elles n'ont qu'une influence sur une très faible profondeur (quelques centimètres selon Ingersoll et al.(1954) et Claesson et Dunand (1983)). Les variations saisonnières sont par contre ressenties jusqu'à des profondeurs supérieures, soit entre 10 et 15 mètres. La température non-perturbée du sol équivaut généralement à la moyenne annuelle de la température en surface si on ne tient pas compte du gradient géothermique et de l'effet d'isolation thermique du à la neige et aux infrastructures urbaines. On retrouve cette température à des profondeurs où les variations saisonnières n'ont plus d'influence. La Figure 2.6 illustre le concept de couche active par rapport aux variations de la température en surface.

On peut déterminer la température du sol en fonction de la profondeur, selon Ozgener et al [43] comme suit:

La densité du flux transférée au sol, à travers sa surface, pourra être obtenue à partir de l'équation suivante :

$$flux = -k \cdot \frac{dT}{dz} = -\frac{1}{R_{sol}} \cdot \frac{dT}{dz} \quad (2.26)$$

Sachant que cette densité est variable avec le temps. Dans ce modèle, certaines suppositions ont été prises en considération:

- La température moyenne de la surface du sol à été assimilée à la température moyenne de l'air ambiant.

- La diffusivité thermique est constante.
- La dissipation du flux de chaleur est considérée monodimensionnelle.
- Selon ces suppositions, l'équation de la chaleur est la suivante :

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{1}{\alpha_{sol}} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \\ T(0,t) = T_m + T_0 \cos \omega t \\ T(\infty,t) = T_m \end{cases} \quad (2.27)$$

En utilisant une équation sinusoïdale pour la représentation de la variation de la température à la surface. La résolution de cette équation cède :

$$T(z,t) = T_m + A_z \sin \left[\frac{2\pi}{P} (t - t_0) - \gamma z - \frac{\pi}{2} \right] \quad (2.28)$$

Ou;
$$\gamma = \sqrt{\frac{\pi}{\alpha P}} \quad (2.29)$$

P : est la période d'une oscillation

$$A_z = A_0 \cdot \exp^{-\gamma \cdot z}$$

Et A0 est l'amplitude de la température moyenne journalière.

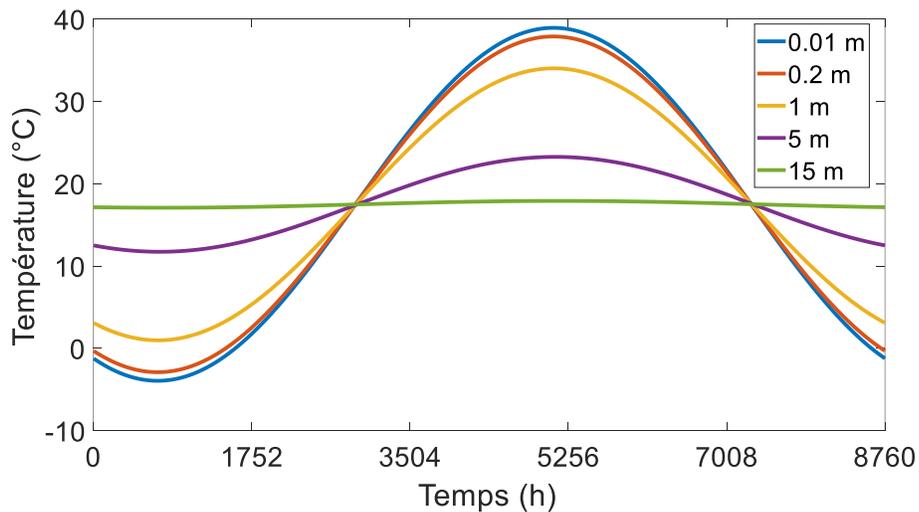


Figure 2.6 Représentation de la variation saisonnière de la température naturelle du sol pour plusieurs profondeurs

II.11. Théorie de la source linéique finie

Comme mentionné précédemment dans la revue de littérature, la méthode SLF est utilisée pour calculer la température T en un point dans un domaine semi-infini. Ce modèle, développé par Zheng et al [2], établit la réponse transitoire à n'importe quel point dans le sol pour les coordonnées radiales et axiales, tout en supposant que le domaine a une température initiale uniforme et qui ne change pas au cours du temps (en cas où la sonde n'est pas en service), et que la condition à la limite, le contact puits-sonde, une valeur constante de flux par unité de profondeur est imposée; l'équation décrivant ce modèle est la suivante:

$$\theta = \frac{q}{4\pi K_g} \int_0^H \left[\frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z-h)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}}{2\sqrt{\alpha t}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z+h)^2}} \right] dh \quad (2.30)$$

Où; $\theta = T - T_0$ et h n'est qu'un facteur d'intégration.

T : la température d'un point du domaine.

T_0 : la température initiale

Z : la profondeur

R : le rayon

α : la diffusivité thermique du sol.

Q : la valeur de la puissance imposée [W/ml].

II.12. Chauffage d'appoint

Le chauffage d'appoint permet de combler la demande en chauffage qui ne peut pas être fournie par le système primaire. Cela permet également d'optimiser économiquement le dimensionnement du capteur géothermique tout en mettant un seuil de la charge fournie au bâtiment lors des journées très froides et le chauffage d'appoint prend la relève pour combler toute la demande, ce système peut s'agir d'une chaudière ou une résistance électrique.

II.13. Résumé

Dans ce chapitre, les notions et équations menant à l'élaboration des modèles nécessaires pour les simulations et optimisations effectuées dans ce travail ont été décrites. On voit que, pour avoir des simulations et optimisations exactes, de nombreux facteurs sont importants tels que la

porosité du sol, le degré de sa saturation, l'écoulement de l'eau souterraine, l'importance du changement de phase et les effets saisonniers.

CHAPITRE III

DEVELOPPEMENT DU MODELE

III.1. Introduction

L'extraction ou l'injection de la chaleur de/ou vers le sol par le biais d'une sonde géothermique est plutôt complexe ; plusieurs phénomènes thermo-physiques sont impliqués tels qu'un mouvement de chaleur multidimensionnel, l'écoulement de l'eau souterraine, la formation du gel dans le sol, les interférences entre sondes, etc. Dans le but de faciliter l'analyse, particulièrement dans le domaine de géothermie de surface, plusieurs suppositions ont été faites par les chercheurs, et particulièrement dans les solutions analytiques ; en revanche, les solutions numériques facilitent le traitement d'un nombre maximum de processus physiques et donc visualisent les phénomènes plus réellement, mais requièrent une grande puissance pour les calculs.

Dans ce chapitre, on s'intéresse à détailler les modèles mathématiques décrivant le système étudié. Notre domaine se compose principalement de deux domaines physiques qui échangent de la chaleur entre eux par le biais d'un siège d'échange thermique qui les sépare. Le premier domaine représente le fluide caloporteur circulant à l'intérieur de la sonde géothermique grâce à une pompe, la circulation de ce fluide assure le transport des calories du/ou vers le bâtiment, le contact de ce fluide avec la paroi intérieure du tube extérieur stimule l'échange thermique par convection et donc des calories qui traversent ce tube, ces calories sont encore échangées avec le deuxième domaine physique, qui est le sol, et qui est en contact direct avec la paroi extérieure du même tube. L'acheminement des calories dans le sol s'effectue par un phénomène mixte, conduction et convection, sachant que le sol est considéré comme un milieu poreux, la conduction a lieu dans la partie solide du sol et la convection a lieu dans la partie fluide (eau) du sol, tout en supposant que le sol est saturée en eau.

Le modèle complet est le résultat d'un couplage de deux modèles : le premier modèle s'occupe du transfert thermique du fluide caloporteur (à l'intérieur de la sonde), ce transfert de chaleur est supposé être monodimensionnel et transitoire ou la conduction dans le fluide est prise en considération ; le deuxième modèle s'occupe du transfert de chaleur dans le domaine du sol qui est supposé être 2-D axisymétrique et transitoire, ainsi que le sol est considéré en tant qu'un milieu poreux saturé en eau ou les échanges conductifs et convectifs se produisent simultanément.

Un couplage entre les deux modèles est ensuite fait dans le but d'obtenir un seul modèle capable de simuler le transfert thermique à travers tout le domaine du système, est donc de prévoir les différentes distributions de température d'une manière exacte. Ce modèle n'est pas limité pour un seul puits géothermique, il est même préconisé pour visualiser les interactions entre les puits en voisinage et même pendant la production du changement de phase. Ce modèle permet de faire un dimensionnement de tels systèmes.

La dernière section de ce chapitre discute les modèles servant de valider ces modèles développés ainsi que leur couplage.

III.2 Modélisation du transfert thermique dans le sol

III.2.1. Formulation mathématique

a. L'équation gouvernante

Si on considère que le sol environnant le puits géothermique en tant qu'un milieu poreux et saturé en eau, et donc avoir lieu pour les phénomènes convectifs et conductifs simultanément, avec la possibilité de la production du changement de phase lorsque la température est bien réduite, l'équation de l'énergie gouvernant ce système s'écrit comme suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{K_g}{r} \cdot \frac{\delta}{\delta r} \cdot \left(r \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \right) + K_g \cdot \frac{\delta}{\delta z} \left(\frac{\delta T}{\delta z} \right) = C_{Pg} \cdot \rho_g \cdot \frac{\delta T}{\delta t} \right) \cdot (1 - \varphi) \\ \left(\frac{K_{wat}}{r} \cdot \frac{\delta}{\delta r} \cdot \left(r \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \right) + K_{wat} \cdot \frac{\delta}{\delta z} \left(\frac{\delta T}{\delta z} \right) - C_{Pwat} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \frac{\delta T}{\delta r} = C_{Pwat} \cdot \rho_{wat} \cdot \frac{\delta T}{\delta t} + L \cdot \frac{\delta f}{\delta t} \cdot \rho_{wat} \right) \cdot \varphi \end{array} \right. \quad (3.1)$$

Dont la somme donne :

$$\frac{K_{eff}}{r} \cdot \frac{\delta}{\delta r} \left(r \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \right) + K_{eff} \cdot \frac{\delta}{\delta z} \left(\frac{\delta T}{\delta z} \right) - C_{wat} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \cdot f \cdot \varphi = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\delta T}{\delta t} + L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \frac{\delta f}{\delta t} \quad (3.2)$$

Ou les propriétés thermo-physiques apparentes du sol se donnent par :

$$K_{eff} = (1 - \varphi) \cdot K_g + \varphi \cdot K_{wat} \quad (3.3)$$

$$\rho_{eff} = (1 - \varphi) \cdot \rho_g + \varphi \cdot \rho_{wat} \quad (3.4)$$

(3.5)

$$C_{P_{eff}} = (1 - \varphi) \cdot C_{Pg} + \varphi \cdot C_{P_{wat}}$$

b. Le modèle numérique

Dans le but d'acquérir une simulation de la résultante d'ensemble de phénomènes mentionnés au dessus avec une bonne flexibilité de traitement des conditions aux limites, on doit résoudre cette équation en faisant recours à une méthode numérique, pour ceci la méthode retenue pour la résolution est celle des volumes finis. Cette méthode est fondée sur la conversion du domaine physique continu à un autre discontinue en se basant sur ce qu'on appelle la discrétisation [44-45]. Pour la méthode des volumes finis, la discrétisation s'obtient en intégrant l'équation gouvernante sur l'espace et le temps, puis on poursuit par une linéarisation.

Tout d'abord, pour discrétiser cette équation on considère un maillage comme suit, le domaine continu est envisagé par une succession de nœuds, tout nœud à l'intérieur du domaine est désigné par « P », et que les nœuds qui l'entourent sont désignés par « E », « W », « N » et « S ». Ou :

« E » : étant le nœud donnant sur le voisinage Est ;

« W » : étant le nœud donnant sur le voisinage Ouest ;

« N » : le nœud donnant sur le voisinage Nord ;

« S » : le nœud voisin sur la direction Sud.

Les points tillés montres les surfaces de contacts entre les nœuds qui ont une position variables (en fonction du type de maillage), les lettres « e », « w », « n » et « s » dénotent ces surfaces (voir Figure 3.1).

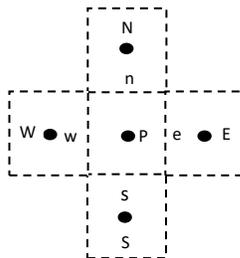


Figure 3.1. Représentation des différentes interfaces en

La méthode des volumes finis débute par la forme d'intégral de l'équation différentielle comme suit :

$$\begin{aligned}
& \int_t^{t+dt} \int_s^n \int_w^e \left[\frac{K_{eff}}{r} \cdot \frac{\delta}{\delta r} \left(r \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \right) + K_{eff} \cdot \frac{\delta}{\delta z} \left(\frac{\delta T}{\delta z} \right) - C_{wat} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \cdot f \cdot \varphi \right] r \\
& \quad \cdot dr \cdot dz \cdot dt \\
& = \int_t^{t+dt} \int_s^n \int_w^e \left[C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\delta T}{\delta t} + L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \frac{\delta f}{\delta t} \right] \cdot r \cdot dr \cdot dz \cdot dt
\end{aligned} \tag{3.6}$$

Ou le volume de contrôle est : $C_V = 2\pi \cdot r \cdot dr \cdot dz$, dans ce cas 2π va se présenter dans tous les termes de l'équation et ça va donc être éliminé ou on peut écrire le volume de contrôle $C_V = r \cdot dr \cdot dz$ et ça ne va pas déstabiliser l'équation. Le flux de chaleur échangé avec ce volume de contrôle est la résultante des flux échangés à travers les différentes interfaces voisines. La tâche principale est de déduire, à partir de cette résultante, la température de chaque nœud, en sachant que la température de chacune des interfaces est assimilée égale à la température du point de son milieu qui a une valeur intermédiaire de celles des nœuds qu'ils comprennent.

Maintenant, pour passer à la discrétisation il faut premièrement noter qu'il existe deux discrétisations pour cette équation, une pour un transfert de chaleur sensible et l'autre pour un transfert de chaleur latent.

Transfert thermique sensible:

Commençant par le processus sensible, l'équation obtenue en faisant l'intégrale pour l'équation (3.6) est la suivante :

$$\begin{aligned}
& \Psi \cdot \left\{ \left(K_{eff} \cdot r \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \right)_w^e \cdot \Delta z + \left(K_{eff} \cdot \frac{\delta T}{\delta z} \right)_s^n \left(\frac{r^2}{2} \right)_w^e - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \right. \\
& \quad \left. \cdot (T_e - T_w) \Delta z \right\} \\
& + (1 - \Psi) \\
& \cdot \left\{ \left(K_{eff} \cdot r \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \right)_w^e \cdot \Delta z + \left(K_{eff} \cdot \frac{\delta T}{\delta z} \right)_s^n \left(\frac{r^2}{2} \right)_w^e - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \right. \\
& \quad \left. \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot (T_e - T_w) \Delta z \right\}^0 \\
& = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0)
\end{aligned} \tag{3.7}$$

Le coefficient Ψ est introduit pour pouvoir donner des suppositions à propos de la variation des températures des nœuds au cours du temps. Autrement dit, le but de son introduction est de donner une flexibilité, sur la dimension de temps, de passer du schéma implicite au schéma explicite.

Si $\Psi=1$, il s'agit d'un schéma explicite ou on utilise les valeurs de températures du présent temps.

Si $\Psi=0$, il s'agit d'un schéma implicite ou les températures du temps précédent qui sont utilisées.

Si $\Psi=0.5$, il s'agit du schéma de Crank-Nicholson ou la valeur pondérée entre les températures est utilisée.

Le schéma explicite converge plus rapidement mais n'assure pas une bonne précision, et le schéma implicite converge lentement mais donne des résultats plus précis, ce qui fait, dans ce qui suit on opte pour la précision et donc pour le schéma implicite.

Maintenant, pour passer au domaine discontinu il reste de faire une linéarisation aux gradients de température au niveau des interfaces du nœud comme suit :

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r}\right)_w = K_{effw} \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \quad (3.8)$$

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r}\right)_e = K_{effe} \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} \quad (3.9)$$

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r}\right)_n = K_{effn} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} \quad (3.10)$$

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r}\right)_s = K_{effs} \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \quad (3.11)$$

En ce qui concerne l'écoulement du fluide, vu le faible transfert convectif en le comparant avec le transfert par conduction (une faible valeur du nombre de Peclect), on opte pour un schéma CDS (Central Differential Scheme) ou :

$$T_e = \frac{T_P + T_E}{2} \quad (3.12)$$

$$T_w = \frac{T_W + T_P}{2} \quad (3.13)$$

De cette manière, comme mentionné au dessus, les flux de chaleur traversant les différentes interfaces du nœud ont été approximés en supposant une relation linéaire entre le nœud en question et ses nœuds voisins.

A noter qu'Il existe d'autres méthodes d'interpolation, au lieu de considérer la température du nœud entier constante on la considère constante seulement au niveau des interfaces de contact entre nœuds, la discontinuité de T donc n'existe plus.

L'équation représentant le bilan thermique sera donc la suivante :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{effe} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} - K_{effw} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\
& + \left[K_{effn} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{effs} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \\
& \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0)
\end{aligned} \quad (3.14)$$

Faisant un arrangement, ça sera plus facile à manipuler en mettant l'équation sous la forme :

$$a_P \cdot T_P = a_W \cdot T_W + a_E \cdot T_E + a_N \cdot T_N + a_S \cdot T_S + b \quad (3.15)$$

Ou ,

$$a_P = a_N + a_S + a_W + a_E + a_P^0 \quad (3.16)$$

$$b = a_P^0 \cdot T_P^0 \quad (3.17)$$

$$a_W = \frac{K_{effw} \cdot \Delta Z \cdot r_w}{(\Delta r)_w} + \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \Delta Z}{2} \quad (3.18)$$

$$a_E = \frac{K_{effe} \cdot \Delta Z \cdot r_e}{(\Delta r)_e} - \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \Delta Z}{2} \quad (3.19)$$

$$a_N = K_{effn} \cdot \frac{r_e^2 - r_w^2}{2\Delta Z_n} \quad (3.20)$$

$$a_S = K_{eff_s} \cdot \frac{r_e^2 - r_w^2}{2\Delta z_s} \quad (3.21)$$

$$a_P^0 = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \quad (3.22)$$

Ces coefficients représentent les quantités de chaleur échangées à travers les différentes interfaces du nœud. Ces quantités ne doivent pas être forcément évaluées avec les mêmes fonctions d'interpolation, mais il faut que les variations des quantités aient un comportement physique réaliste et que le bilan global soit conservatif.

Transfert thermique latent

Passant Maintenant à la discrétisation de l'équation décrivant le bilan (3.6) lors d'un transfert de chaleur latent, l'équation à discrétiser devient la suivante :

$$\begin{aligned} & \Psi \cdot \left\{ \left(K_{eff} \cdot r \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \right)_w^e \cdot \Delta z + \left(K_{eff} \cdot \frac{\delta T}{\delta z} \right)_s^n \left(\frac{r^2}{2} \right)_w^e - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \right. \\ & \quad \cdot (T_e - T_w) \Delta z \left. \right\} \\ & + (1 - \Psi) \\ & \quad \cdot \left\{ \left(K_{eff} \cdot r \cdot \frac{\delta T}{\delta r} \right)_w^e \cdot \Delta z + \left(K_{eff} \cdot \frac{\delta T}{\delta z} \right)_s^n \left(\frac{r^2}{2} \right)_w^e - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \right. \\ & \quad \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot (T_e - T_w) \Delta z \left. \right\}^0 \\ & = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta z}{\Delta t} \cdot (f - f^0) \end{aligned} \quad (3.23)$$

En la comparant avec l'équation précédente (3.14), la différence réside dans le terme variant avec le temps. Dans le cas présent, la température ne varie plus avec le temps, mais le titre de la nouvelle phase générée qui devient fonction du temps, et ceci se produit lorsque la température de transition est atteinte pour le nœud en question. La tâche principale pour ce cas n'est plus de définir la température du nœud car elle est déjà connue et constante, on se soucie donc de définir la fraction du changement de phase.

Vérification de début et de fin de changement d'une phase

A la fin de chaque itération sur le temps, une vérification est faite sur le domaine entier pour vérifier l'évolution du front de changement de phase, si ce dernier passe d'un volume de contrôle à un autre pendant un pas de temps, des ajustements doivent être faits pour tenir compte précisément de l'énergie transmise entre deux volumes de contrôle voisins. Pour le cas de la solidification, les vérifications de chaque début et de fin de changement de phase sont effectuées de la manière suivante :

Début de solidification

Pour un pas de temps donné (un instant donné), si $T(j, i) \leq T_m$, à condition que sa température initiale est supérieure à T_m , indique que le changement de phase (solidification) vient de commencer, dans ce cas la température du nœud est fixée égale à la température de transition T_m ; toute fois, si la valeur de $T(j, i)$ est fixée, le nœud devient caractérisé par l'équation (3.23) Représentant l'évolution temporelle de la fraction de solide générée.

Fin de solidification

Pour un pas de temps donné, si la valeur de la fraction du solide générée devient supérieure ou égale à 1, cela indique que le changement de phase à l'intérieur du volume de contrôle vient de se terminer, dans ce cas l'équation caractérisant ce nœud devient (3.7).

Pour un schéma implicite, en faisant une linéarisation similaire à celle précédente, on obtient la valeur de la fraction de liquide ou solide (tout dépend du cas) par la formule suivante :

$$f = f_0 + \frac{a_W \cdot T_W + a_E \cdot T_E + a_N \cdot T_N + a_S \cdot T_S - (a_W + a_E + a_N + a_S)T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2}\right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t}} \quad (3.24)$$

Si on se trouve, par exemple dans un cas de fusion, $f = f_l$, et donc les propriétés thermo-physiques sont donnés par :

$$K_{wat} = f_l \cdot K_{liq} + (1 - f_l) \cdot K_{ice} \quad (3.25)$$

$$\rho_{wat} = f_l \cdot \rho_{liq} + (1 - f_l) \cdot \rho_{ice} \quad (3.26)$$

$$C_{P_{wat}} = f_l \cdot C_{P_{liq}} + (1 - f_l) \cdot C_{P_{ice}} \quad (3.27)$$

Et si on se trouve dans un cas de solidification, $f = f_s$, ces propriétés thermo-physiques sont donnés par :

$$K_{wat} = f_s \cdot K_{ice} + (1 - f_s) \cdot K_{liq} \quad (3.28)$$

$$\rho_{wat} = f_s \cdot \rho_{ice} + (1 - f_s) \cdot \rho_{liq} \quad (3.29)$$

$$C_{P_{wat}} = f_s \cdot C_{P_{ice}} + (1 - f_s) \cdot C_{P_{liq}} \quad (3.30)$$

Les nœuds donnant sur les limites du domaine requièrent une attention spéciale pour l'intégration sur le volume de contrôle en question (pour chacune des limites).

Conditions initiales et conditions aux limites

Dans les études des systèmes physiques, il est désirable de s'approcher le plus possible au scénario réel pour obtenir des résultats plus proches à la réalité. Pour se faire, il est inévitable de choisir les bonnes équations caractérisant le système, c'est-à-dire faisant un bon bilan énergétique, ainsi qu'une bonne imposition des conditions aux limites.

Les conditions initiales

Pendant la modélisation des systèmes de la géothermie de surface, la température uniforme pour tout le domaine est souvent imposée température uniforme pour tout le domaine parce que les modèles analytiques sont basées sur cette supposition. Cependant, il est connu que les fluctuations de température dépendent du temps et de l'espace (la profondeur) et peuvent atteindre une profondeur de 10 à 15 m, Marcotte et al [5] ont amélioré ce point en prenant comme valeur de cette température la moyenne de sa distribution initiale puis l'ont injecté au model analytique de la source linéique et ils ont déduit la différence par cette amélioration. Dans ce présent travail, la distribution initiale de la température, donnée par Ozgener et al [43] a été

explicitement introduite dans le modèle, et ceci pour les conditions climatiques de la ville de Constantine.

Les conditions aux limites

Comme mentionné avant, le signal de fluctuations naturelles de température peut atteindre une profondeur de 10 à 15 m, il est connu que ces fluctuations sont indésirables pour les systèmes de géothermie de surface et réduisent leur efficacité, pour cette raison, une profondeur enterrée de 10 mètres a été réservée au dessus de la sonde pour éviter que le signal de température de la sonde interfère avec celui des fluctuations. La limite donnant sur l'Est du domaine est aussi considérée comme non perturbée (non influencée par le signal de la sonde), donc les trois limites : la surface (le Nord), le fond (le Sud) et la limite Est ont été traitées comme conditions aux limites de type Dirichlet tout en introduisant la solution donnée par Ozgener et al. [43]. Passant à la limites donnant sur l'Ouest du domaine, pour les zones H1 et H2, ou il n'y a aucun contact avec la sonde, cette limite n'échange pas de chaleur et donc considérée comme adiabatique. Maintenant, pour la zone H ayant un contact direct avec la paroi de la sonde, cette limite a été traitée de deux manières : la première et qu'on l'a considère de type Neumann (un flux de chaleur imposé) et la deuxième on l'a considère de type Dirichlet (une température imposée) donc, on a la flexibilité de choisir le type de la condition de cette limite avant l'exécution du programme, les grandeurs imposées sur cette limites, température ou un flux, ne sont pas constants comme supposées par certains auteurs, se sont dépendantes du temps et de la profondeur. Dans ce travail, ces valeurs sont les résultats obtenus pas le deuxième modèle (défini dans les parties qui suivent) s'occupant du comportement thermique du fluide circulant à l'intérieur du puits, après un couplage entre les deux programmes. Pour le cas d'existence des interférences entre puits, la limite donnant sur l'Est du domaine se traite exactement de la même façon que la limite Ouest.

Maintenant, passant à la discrétisation des nœuds donnants sur les limites montrées par la Figure 3.2.

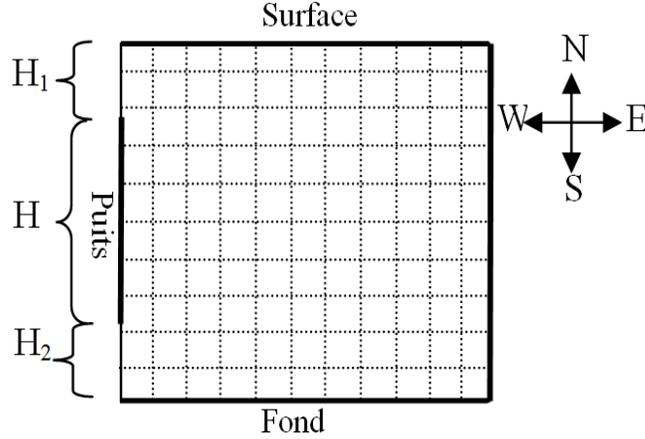


Figure 3.2 Arrangement de la grille pour une solution numérique du champ de température dans le sol

Pour $i=1, j=1$

Ce nœud a deux conditions aux limites, son interface Ouest est considérée adiabatique, avec une température imposée sur son interface Sud, ce qui entraîne un changement des linéarisations suivantes :

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_w = 0 \quad (3.31)$$

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta Z} \right)_s = K_{eff_{bottom}} \frac{T_P - T_{bottom}}{(\Delta Z)_s} \quad (3.32)$$

Et donc l'équation (3.14) devient comme suit :

$$\begin{aligned} & \left[K_{eff_e} \cdot r_e \cdot \frac{T_P - T_E}{(\Delta r)_e} \right] \cdot \Delta Z + \left[K_{eff_n} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{eff_s} \cdot \frac{T_P - T_{bottom}}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \\ & - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\ & = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0) \end{aligned} \quad (3.33)$$

Ce qui en résulte l'équation suivante caractérisant le nœud :

$$a_P \cdot T_P = a_N T_N + a_E T_E + b \quad (3.34)$$

Ou,

$$a_P = a_N + a_E + a_{bottom} + a_P^0 \quad (3.35)$$

$$a_{bottom} = K_{eff_{bottom}} \cdot \frac{r_e^2 - r_w^2}{2\Delta z_{bottom}} \quad (3.36)$$

$$b = a_P^0 T_P^0 + a_{bottom} T_{bottom} \quad (3.37)$$

Maintenant, s'il y a une production de changement de phase, l'équation (3.23) devient la suivante :

$$\begin{aligned} & \left[K_{eff_e} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} \right] \cdot \Delta z + \left[K_{eff_n} \frac{T_N - T_P}{(\Delta z)_n} - K_{eff_s} \cdot \frac{T_P - T_{bottom}}{(\Delta z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \\ & - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta z \\ & = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta z}{\Delta t} \cdot (f - f^0) \end{aligned} \quad (3.38)$$

Et donc l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée est définie par:

$$f = f_0 + \frac{a_E \cdot T_E + a_N \cdot T_N + a_{bottom} \cdot T_{bottom} - (a_E + a_N + a_{bottom}) T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta z}{\Delta t}} \quad (3.39)$$

Pour i=1, j=M

Ce nœud a également deux conditions aux limites, son interface Ouest est aussi considérée adiabatique, avec une température imposée sur son interface Nord, ce qui entraîne un changement les linéarisations suivantes par rapport à l'équation (3.14):

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_w = 0 \quad (3.40)$$

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta z} \right)_n = K_{eff_{surf}} \frac{T_{surf} - T_P}{(\Delta z)_{surf}} \quad (3.41)$$

Et donc l'équation (3.14) devient comme suit :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{effe} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} \right] \cdot \Delta Z + \left[K_{effsurf} \frac{T_{surf} - T_P}{(\Delta Z)_{surf}} - K_{effs} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \\
& - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0)
\end{aligned} \tag{3.42}$$

Ce qui en résulte l'équation suivante caractérisant le nœud :

$$a_P \cdot T_P = a_S T_S + a_E T_E + b \tag{3.43}$$

Ou,

$$a_P = a_{surf} + a_E + a_S + a_P^0 \tag{3.44}$$

$$a_{surf} = K_{effsurf} \cdot \frac{r_w^2 - r_e^2}{2 \Delta Z_{surf}} \tag{3.45}$$

$$b = a_P^0 T_P^0 + a_{surf} T_{surf} \tag{3.46}$$

Maintenant, s'il y a une production de changement de phase, l'équation (3.23) devient comme suit :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{effe} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} \right] \cdot \Delta Z + \left[K_{effsurf} \frac{T_{surf} - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{effs} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \\
& - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot (f - f^0)
\end{aligned} \tag{3.47}$$

Et donc l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée est donnée comme suit :

$$f = f_0 + \frac{a_E \cdot T_E + a_S \cdot T_S + a_{surf} \cdot T_{surf} - (a_E + a_{surf} + a_S) T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t}} \tag{3.48}$$

Pour $i = 1, j \in]2, M1[\cup]M2, M - 1[$

Ces nœuds sont similaires et ont une seule condition aux limites, l'interface Ouest de ces nœuds est considérée adiabatique, ce qui entraîne un changement de la linéarisation de ce nœud de frontière par rapport à l'équation (3.14):

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_w = 0 \quad (3.49)$$

Et donc l'équation (3.14) devient comme suit :

$$\begin{aligned} & \left[K_{effe} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} \right] \cdot \Delta Z + \left[K_{effn} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{effs} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \\ & - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\ & = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0) \end{aligned} \quad (3.50)$$

Ce qui en résulte, après avoir fait un arrangement, l'équation suivante caractérisant le nœud :

$$a_P \cdot T_P = a_S T_S + a_N T_N + a_E T_E + b \quad (3.51)$$

Ou,

$$a_P = a_N + a_E + a_S + a_P^0 \quad (3.52)$$

$$b = a_P^0 T_P^0 \quad (3.53)$$

Maintenant, s'il y a une production de changement de phase, l'équation (3.23) devient comme suit :

$$\begin{aligned} & \left[K_{effe} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} \right] \cdot \Delta Z + \left[K_{effn} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{effs} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \\ & - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\ & = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot (f - f^0) \end{aligned} \quad (3.54)$$

Et donc l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée est donnée par :

$$f = f_0 + \frac{a_E \cdot T_E + a_S \cdot T_S + a_N \cdot T_N - (a_E + a_N + a_S)T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t}} \quad (3.55)$$

Pour $i = 1, j \in [M1, M2]$

Pour ces nœuds, qui sont en contact direct avec la paroi du puits géothermique, on a le choix d'imposer soit la température de la paroi du puits soit la densité de puissance thermique échangée entre le sol et la paroi. Pour se faire, les deux discrétisations ont été faites.

Commençant par le cas où la grandeur imposée est la température de la paroi du puits, dans ce cas la linéarisation qui change est la suivante :

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_w = K_{effb} \frac{T_P - T_b}{\Delta r_b} \quad (3.56)$$

$$T_w = T_b \quad (3.57)$$

Et donc l'équation (3.14) devient comme suit :

$$\begin{aligned} & \left[K_{effe} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} - K_{effb} \cdot r_b \cdot \frac{T_P - T_b}{\Delta r_b} \right] \cdot \Delta Z \\ & + \left[K_{effn} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{effs} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{Pwat} \cdot \rho_{wat} \cdot V \\ & \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - T_b \right) \cdot \Delta Z \\ & = C_{Peff} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0) \end{aligned} \quad (3.58)$$

Ce qui en résulte l'équation suivante caractérisant ce nœud :

$$a_P \cdot T_P = a_S T_S + a_N T_N + a_E T_E + b \quad (3.59)$$

Où ;

$$a_P = a_E + a_{wall} + a_S + a_S + a_P^0 \quad (3.60)$$

$$b = a_p^0 T_p^0 + \left(a_{wall} + \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \Delta Z}{2} \right) T_b \quad (3.61)$$

$$a_{wall} = \frac{K_{eff_w} \cdot r_w \cdot \Delta Z}{\Delta r_w} + \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \Delta Z}{2} \quad (3.62)$$

Maintenant, s'il y a une production de changement de phase, l'équation (3.23) devient comme suit :

$$\begin{aligned} & \left[K_{eff_e} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} - K_{eff_w} \cdot r_b \cdot \frac{T_P - T_b}{\Delta r_w} \right] \cdot \Delta Z \\ & + \left[K_{eff_n} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{eff_s} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \\ & \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - T_b \right) \cdot \Delta Z \\ & = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot (f - f^0) \end{aligned} \quad (3.63)$$

Et donc l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée est définie par :

$$f = f_0 + \frac{a_E \cdot T_E + a_S \cdot T_S + a_N \cdot T_N + \left(a_{wall} + \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \Delta Z}{2} \right) T_b - (a_E + a_N + a_S + a_{wall}) T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t}} \quad (3.64)$$

Passant au deuxième cas, si on impose la densité de la puissance thermique échangée entre le puits et le sol la linéarisation qui change dans l'équation (3.14) est la suivante :

$$\left(\frac{\delta T}{\delta r} \right)_w = - \frac{q_b}{K_w} \quad (3.65)$$

$$T_w = T_P \quad (3.66)$$

Et donc l'équation (3.14) devient comme suit :

$$\begin{aligned} & \left[K_{eff_e} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} + r_b \cdot q_b \right] \cdot \Delta Z + \left[K_{eff_n} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{eff_s} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \\ & \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - T_P \right) \cdot \Delta Z \\ & = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0) \end{aligned} \quad (3.67)$$

Ce qui en résulte l'équation suivante caractérisant ce nœud :

$$a_p \cdot T_P = a_S T_S + a_N T_N + a_E T_E + b \quad (3.68)$$

Ou ;
$$a_p = a_E + a_N + a_S + a_p^0 \quad (3.69)$$

$$b = a_p^0 T_p^0 + r_b q_b \Delta Z \quad (3.70)$$

Maintenant, s'il y a une production de changement de phase, l'équation (3.23) devient la suivante :

$$\begin{aligned} & \left[K_{effe} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} + r_b \cdot q_b \right] \cdot \Delta Z + \left[K_{effn} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{effs} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \\ & \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{p_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - T_P \right) \cdot \Delta Z \quad (3.71) \\ & = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot (f - f^0) \end{aligned}$$

Et donc l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée est donnée par :

$$f = f_0 + \frac{a_E \cdot T_E + a_S \cdot T_S + a_N \cdot T_N + r_b \cdot q_b \cdot \Delta Z - (a_E + a_N + a_S) T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t}} \quad (3.72)$$

Pour $i \in]1, N[, j = 1$

Ce rang de nœuds change par rapport à l'équation (3.14) par une condition différente sur sa frontière Sud qui est une température imposée, et donc la linéarisation suivante change :

$$\left(\frac{\delta T}{\delta r} \right)_s = \frac{T_P - T_{bottom}}{(\Delta r)_s} \quad (3.73)$$

Et donc l'équation (3.14) devient se montre par :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{eff_e} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} - K_{eff_w} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\
& + \left[K_{eff_n} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{eff_{bottom}} \cdot \frac{T_P - T_{bottom}}{(\Delta Z)_{bottom}} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \\
& - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0)
\end{aligned} \tag{3.74}$$

Ce qui en résulte l'équation suivante caractérisant le nœud :

$$a_P \cdot T_P = a_W T_W + a_E T_E + a_N T_N + b \tag{3.75}$$

Ou ;

$$a_P = a_N + a_{bottom} + a_E + a_W + a_P^0 \tag{3.76}$$

$$b = a_P^0 \cdot T_P^0 + a_{bottom} \cdot T_{bottom} \tag{3.77}$$

$$a_{bottom} = K_{eff_{bottom}} \cdot \frac{r_e^2 - r_w^2}{2 \cdot (\Delta Z)_{bottom}} \tag{3.78}$$

Maintenant, s'il y a une production de changement de phase, l'équation (3.23) devient la suivante :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{eff_e} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} - K_{eff_w} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\
& + \left[K_{eff_n} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{eff_{bottom}} \cdot \frac{T_P - T_{bottom}}{(\Delta Z)_{bottom}} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \\
& - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot (f - f^0)
\end{aligned} \tag{3.79}$$

Et donc l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée est donnée par :

$$f = f_0 + \frac{a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_{bottom} T_{bottom} - (a_E + a_W + a_N + a_{bottom}) T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \frac{\Delta Z}{\Delta t}} \tag{3.80}$$

Pour $i = N, j = 1$

Ce nœud change par rapport à l'équation (3.14) par deux conditions différentes sur sa frontière Sud et Est qui sont des températures imposées, et donc les linéarisations suivantes changent :

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_s = K_{eff_{bottom}} \frac{T_P - T_{bottom}}{(\Delta r)_s} \quad (3.81)$$

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_e = K_{eff_{far}} \frac{T_{far} - T_P}{(\Delta r)_{far}} \quad (3.82)$$

$$T_E = T_{far} \quad (3.83)$$

Et donc l'équation (3.14) change à l'expression qui suit :

$$\begin{aligned} & \left[K_{eff_{far}} \cdot r_{far} \cdot \frac{T_{far} - T_P}{(\Delta r)_{far}} - K_{eff_w} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\ & + \left[K_{eff_n} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{eff_{bottom}} \cdot \frac{T_P - T_s}{(\Delta Z)_{bottom}} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \\ & \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_{far} + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\ & = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0) \end{aligned} \quad (3.84)$$

Ce qui en résulte l'équation suivante caractérisant le nœud :

$$a_P \cdot T_P = a_W T_W + a_N T_N + b \quad (3.85)$$

Ou ;

$$a_P = a_N + a_{bottom} + a_{far} + a_W + a_P^0 - \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \Delta Z}{2} \quad (3.86)$$

$$b = a_P^0 \cdot T_P^0 + a_{bottom} \cdot T_{bottom} + a_{far} T_{far} \quad (3.87)$$

$$a_{far} = \frac{K_{eff_w} \cdot \Delta Z \cdot r_w}{\Delta r_w} - \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \Delta Z}{2} \quad (3.88)$$

$$a_{bottom} = K_{eff_{bottom}} \cdot \frac{r_e^2 - r_w^2}{2 \cdot (\Delta Z)_{bottom}} \quad (3.89)$$

Maintenant, s'il y a une production de changement de phase, l'équation (3.23) change comme suit :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{efffar} \cdot r_{far} \cdot \frac{T_{far} - T_P}{(\Delta r)_{far}} - K_{effw} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\
& + \left[K_{effn} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{effbottom} \cdot \frac{T_P - T_s}{(\Delta Z)_{bottom}} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \\
& \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_{far} + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot (f - f^0)
\end{aligned} \quad (3.90)$$

Et donc l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée se présente par :

$$f = f_0 + \frac{a_w \cdot T_W + a_N \cdot T_N + a_{far} \cdot T_{far} + a_{bottom} \cdot T_{bottom} - (a_E + a_{far} + a_N + a_{bottom}) T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \frac{\Delta Z}{\Delta t}} \quad (3.91)$$

Pour $i = N, j \in]1, M[$:

Ce nœud change par rapport à l'équation (3.14) par une condition différente sur sa frontière Est qui est une température imposée, et donc les linéarisations suivantes changent :

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_e = K_{efffar} \frac{T_{far} - T_P}{(\Delta r)_{far}} \quad (3.92)$$

$$T_E = T_{far} \quad (3.93)$$

Par conséquent l'équation (3.23) comme suit :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{efffar} \cdot r_{far} \cdot \frac{T_{far} - T_P}{(\Delta r)_{far}} - K_{effw} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\
& + \left[K_{effn} \frac{T_N - T_P}{(\Delta Z)_n} - K_{effs} \cdot \frac{T_P - T_s}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \\
& \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_{far} + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0)
\end{aligned} \quad (3.94)$$

Ce qui en résulte l'équation caractéristique du nœud donnée au dessous :

$$a_P \cdot T_P = a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (3.95)$$

Ou ;

$$a_p = a_N + a_s + a_{far} + a_W + a_p^0 \quad (3.96)$$

$$b = a_p^0 \cdot T_p^0 + a_{far} T_{far} \quad (3.97)$$

$$a_{far} = \frac{K_{eff_w} \cdot \Delta z \cdot r_w}{\Delta r_w} - \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \Delta z}{2} \quad (3.98)$$

Maintenant, s'il y a une production de changement de phase, l'équation (3.23) se donne par :

$$\begin{aligned} & \left[K_{eff_{far}} \cdot r_{far} \cdot \frac{T_{far} - T_p}{(\Delta r)_{far}} - K_{eff_w} \cdot r_w \cdot \frac{T_p - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta z \\ & + \left[K_{eff_n} \frac{T_N - T_p}{(\Delta z)_n} - K_{eff_s} \cdot \frac{T_p - T_s}{(\Delta z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \\ & \cdot f \cdot \varphi \cdot r_p \cdot \left(\frac{T_{far} + T_p}{2} - \frac{T_p + T_W}{2} \right) \cdot \Delta z \\ & = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta z}{\Delta t} \cdot (f - f^0) \end{aligned} \quad (3.99)$$

De cette manière, l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée est donnée par :

$$f = f_0 + \frac{a_W \cdot T_W + a_N \cdot T_N + a_{far} \cdot T_{far} + a_s \cdot T_s - (a_W + a_{far} + a_N + a_s) T_p}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta z}{\Delta t}} \quad (3.100)$$

Pour $i = N, j = M$

Ce nœud change par rapport à l'équation (3.14) par deux conditions différentes sur sa frontière Nord et Est qui sont des températures imposées, et donc les linéarisations modifiées se sont les suivantes :

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_e = K_{eff_{far}} \frac{T_{far} - T_p}{(\Delta r)_{far}} \quad (3.101)$$

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_n = K_{eff_{surf}} \frac{T_{surf} - T_p}{(\Delta r)_{surf}} \quad (3.102)$$

$$T_E = T_{far} \quad (3.103)$$

Et donc l'équation (3.14) devient comme suit :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{eff_{far}} \cdot r_{far} \cdot \frac{T_{far} - T_P}{(\Delta r)_{far}} - K_{eff_w} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\
& + \left[K_{eff_{surf}} \frac{T_{surf} - T_P}{(\Delta Z)_{surf}} - K_{eff_s} \cdot \frac{T_P - T_s}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \\
& \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_{far} + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0)
\end{aligned} \quad (3.104)$$

Ce qui termine par l'équation caractéristique qui suit :

$$a_P \cdot T_P = a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (3.105)$$

Ou ;

$$a_P = a_{surf} + a_S + a_{far} + a_W + a_P^0 \quad (3.106)$$

$$b = a_P^0 \cdot T_P^0 + a_{far} T_{far} + a_{surf} T_{surf} \quad (3.107)$$

$$a_{far} = \frac{K_{eff_w} \cdot \Delta Z \cdot r_w}{\Delta r_w} - \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \Delta Z}{2} \quad (3.108)$$

$$a_{surf} = \frac{K_{eff_{surf}} (r_e^2 - r_w^2)}{2 \cdot \Delta Z} \quad (3.109)$$

Maintenant, s'il y a une production de changement de phase, l'équation (3.23) devient comme suit :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{eff_{far}} \cdot r_{far} \cdot \frac{T_{far} - T_P}{(\Delta r)_{far}} - K_{eff_w} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\
& + \left[K_{eff_{surf}} \frac{T_{surf} - T_P}{(\Delta Z)_{surf}} - K_{eff_s} \cdot \frac{T_P - T_s}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \\
& \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_{far} + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot (f - f^0)
\end{aligned} \quad (3.110)$$

Et donc l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée est la suivante :

$$f = f_0 + \frac{a_W \cdot T_W + a_{surf} \cdot T_{surf} + a_{far} \cdot T_{far} + a_S \cdot T_S - (a_W + a_{far} + a_{surf} + a_S) T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t}} \quad (3.111)$$

Pour $i \in]1, N[$, $j = M$

Ce nœud se modifie par rapport à l'équation (3.14) par une condition différente sur sa frontière Nord qui est une température imposée, dans ce cas la linéarisation modifiée et comme suit :

$$\left(K_{eff} \frac{\delta T}{\delta r} \right)_n = K_{eff_{surf}} \frac{T_{surf} - T_P}{(\Delta r)_{surf}} \quad (3.112)$$

Et donc l'équation (3.14) devient :

$$\begin{aligned} & \left[K_{eff_e} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} - K_{eff_w} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\ & + \left[K_{eff_{surf}} \frac{T_{surf} - T_P}{(\Delta Z)_{surf}} - K_{eff_s} \cdot \frac{T_P - T_S}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \\ & \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\ & = C_{P_{eff}} \cdot \rho_{eff} \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot (T_P - T_P^0) \end{aligned} \quad (3.113)$$

Ce qui en résulte l'équation caractéristique suivante :

$$a_P \cdot T_P = a_W T_W + a_E T_E + a_{surf} T_{surf} + a_S T_S + b \quad (3.114)$$

Ou ;

$$a_P = a_{surf} + a_S + a_E + a_W + a_P^0 \quad (3.115)$$

$$b = a_P^0 \cdot T_P^0 + a_{surf} T_{surf} \quad (3.116)$$

$$a_{far} = \frac{K_{eff_w} \cdot \Delta Z \cdot r_w}{\Delta r_w} - \frac{C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \Delta Z}{2} \quad (3.117)$$

$$a_{surf} = \frac{K_{eff_{surf}} (r_e^2 - r_w^2)}{2 \cdot \Delta Z} \quad (3.118)$$

Et pour le cas de production de changement de phase, l'équation (3.23) se transforme comme suit :

$$\begin{aligned}
& \left[K_{eff_e} \cdot r_e \cdot \frac{T_E - T_P}{(\Delta r)_e} - K_{eff_w} \cdot r_w \cdot \frac{T_P - T_W}{(\Delta r)_w} \right] \cdot \Delta Z \\
& + \left[K_{eff_{surf}} \frac{T_{surf} - T_P}{(\Delta Z)_{surf}} - K_{eff_s} \cdot \frac{T_P - T_s}{(\Delta Z)_s} \right] \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) - C_{P_{wat}} \cdot \rho_{wat} \quad (3.119) \\
& \cdot V \cdot f \cdot \varphi \cdot r_P \cdot \left(\frac{T_E + T_P}{2} - \frac{T_P + T_W}{2} \right) \cdot \Delta Z \\
& = L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t} \cdot (f - f^0)
\end{aligned}$$

Dans ce cas, l'évolution de la fraction de la nouvelle phase générée est la suivante :

$$f = f_0 + \frac{a_W \cdot T_W + a_{surf} \cdot T_{surf} + a_E \cdot T_E + a_s \cdot T_s - (a_W + a_E + a_{surf} + a_s) T_P}{L \cdot \rho_{wat} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{r_e^2 - r_w^2}{2} \right) \cdot \frac{\Delta Z}{\Delta t}} \quad (3.120)$$

Les conductivités thermiques aux interfaces

Dans les équations précédentes, la conductivité K_e a été utilisée pour représenter la valeur de K qui se rapporte à l'interface Est du volume de control ; de la même façon, K_w indique la conductivité de l'interface Ouest, K_n indique la conductivité de l'interface Nord et enfin, K_s indique la conductivité de l'interface Sud.

Quand la conductivité n'est pas uniforme et varie sensiblement dans l'espace, ce qui est le cas non linéaire du changement de phase, on doit déduire les conductivités aux interfaces à partir de celle représentant les nœuds N, W, P, S, N. Selon Patankar [44], la procédure utilisée pour l'obtention de la conductivité à l'interface est de supposer une variation linéaire de K entre les deux nœuds ayant cette interface en commun (voir Figure 3.3), ce qui se présente comme suit :

$$K_n = if_n \cdot K_P + (1 - if_n) \cdot K_N \quad (3.121)$$

Ou le facteur d'interpolation if_n est le rapport des distances présentées dans la Figure 3.3 suivante :

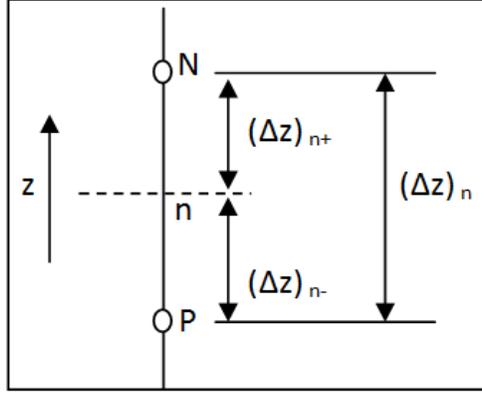


Figure 3.3. Groupement des nœuds sur la dimension axiale.

$$if_n \equiv \frac{(\delta z)_{n+}}{(\delta z)_n} \quad (3.122)$$

Par conséquent, si l'interface n se situe au milieu de la distance P-N, $if_n = 0.5$, est donc K_n devient la moyenne arithmétique de K_P et K_N . La tâche principale de la méthode des volumes finis est d'avoir une bonne représentation du flux thermique aux interfaces des nœuds ce qui requiert une bonne détermination des conductivités thermiques au niveau des interfaces.

Selon l'équation de Fourier on a:

$$q = -K \cdot \frac{dT}{dz} = K_n \frac{T_P - T_N}{(\delta z)_n} \quad (3.123)$$

D'autre part on a ;

$$q_n = \frac{\Delta T}{R_{th}} = \frac{T_P - T_N}{\frac{(\delta z)_{n-}}{K_P} + \frac{(\delta z)_{n+}}{K_N}} \quad (3.124)$$

En faisant l'égalité entre les équations (3.123) et (3.124) on obtient :

$$\frac{K_n}{(\Delta z)_n} = \frac{1}{\frac{(\Delta z)_{n-}}{K_P} + \frac{(\Delta z)_{n+}}{K_N}} \quad (3.125)$$

En combinant les équations (3.122) et (3.125) on obtient :

$$K_n = \frac{1}{\frac{1 - if_n}{K_P} - \frac{if_n}{K_N}} \quad (3.126)$$

Comme vérification, pour le cas où l'interface n se localise au milieu de la distance P-N, $if_n = 0.5$, la conductivité se trouve sous la forme suivante, ce qui est équivalent à la moyenne arithmétique:

$$K_n = \frac{2 \cdot K_P \cdot K_N}{K_P + K_N} \quad (3.127)$$

Et de la même manière on procède pour la frontière Sud pour aboutir à :

$$K_s = \frac{2 \cdot K_P \cdot K_S}{K_P + K_S} \quad (3.128)$$

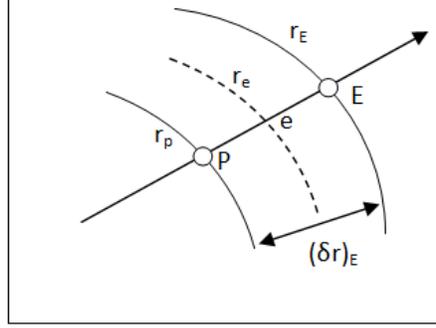


Figure 3.4. Groupement des nœuds sur la direction radiale

Maintenant, pour les frontières Est et Ouest on ne procède pas de la même manière que pour les frontières nord et sud car la géométrie du problème sur cette dimension est cylindrique. En se basant sur le principe de conservation de flux, correspondant à la Figure 3.4, on peut écrire :

$$R_{th_{P-E}} = R_{th_{P-e}} + R_{th_{e-E}} \quad (3.129)$$

$$\frac{\ln\left(\frac{r_E}{r_P}\right)}{2\pi K_e} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_P}\right)}{2\pi K_P} + \frac{\ln\left(\frac{r_E}{r_e}\right)}{2\pi K_E} \quad (3.130)$$

Ceci nous conduit à :

$$K_e = \frac{\ln\left(\frac{r_E}{r_P}\right)}{\left[\frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_P}\right)}{K_P} + \frac{\ln\left(\frac{r_E}{r_e}\right)}{K_E}\right]} \quad (3.131)$$

On procède de la même manière pour obtenir K_w :

$$K_w = \frac{\ln\left(\frac{r_P}{r_S}\right)}{\left[\frac{\ln\left(\frac{r_P}{r_S}\right)}{K_P} + \frac{\ln\left(\frac{r_S}{r_S}\right)}{K_S}\right]} \quad (3.132)$$

La résolution du système d'équations

Dans ce qui a précédé on obtenu à un système d'équation algébrique linéaire, la complexité et la taille de ce système dépend : du nombre de dimension du système, la manière de sa discrétisation et de son nombre de nœud. Bien qu'il existe une multitude de méthodes de résolution de ce système, ils se diffèrent dans la puissance de calcul requise. Il existe deux grandes familles de techniques de résolution d'un système d'équation algébrique : les méthodes directes et les méthodes indirectes ou itératives. Exemple des méthodes directes est l'élimination Gaussienne ou le nombre d'opération pour atteindre la solution pourrait être prévu d'avance. Pour un système de N équation, ce type de méthode exige la mémorisation de N^2 coefficients pour l'ensemble du système.

Les méthodes itératives sont basées sur la répétition de la même opération jusqu'à aboutir à la convergence, et elles ne prévoient pas le nombre d'itérations nécessaires pour la convergence. Exemple de ces méthodes : Jacobi, Gauss-Seidel, qui sont des méthodes itératives point par point. L'avantage principal de ces méthodes, c'est qu'elles ne mémorisent que les coefficients non nuls.

Comme la méthode des volumes finis donne généralement une vaste majorité d'entrée nulles, et comme notre système d'équation est très large et composé de plus de 100000 équations, on opte pour les méthodes itératives qui sont plus économiques, en matière de mémoire, que les méthodes directes.

Les méthodes de Jacobi et Gauss-Seidel sont faciles à implémenter mais elles convergent lentement pour un système de grande taille. Comme l'architecture de notre système est tri-diagonale, on le trouve adéquat pour l'algorithme de Thomas ou TDMA. En fait, cet algorithme est direct pour un problème monodimensionnel, mais il est itératif pour le bi et le tridimensionnel. Cet algorithme requière une petite partie de mémorisation. Dans ce qui suit, une explication détaillée de cet algorithme est présente.

Au premiers temps, pour faciliter l'implantation de l'algorithme, considérons un système d'équation ayant une forme tri-diagonale pour un problème monodimensionnel.

L'équation est réécrite :

$$T_3 = \left(\frac{\alpha_3}{D_3 - \beta_3 \cdot A_2} \right) \cdot T_4 + \left(\frac{\beta_3 \cdot C'_3 + C_3}{D_3 - \beta_3 \cdot A_2} \right) \quad (3.137)$$

Mettant encore :

$$A_3 = \frac{\alpha_3}{D_3 - \beta_3 \cdot A_2} \quad \text{Et} \quad C'_3 = \frac{\beta_3 \cdot C'_3 + C_3}{D_3 - \beta_3 \cdot A_2}$$

On réécrit l'équation sous sa forme la plus simplifiée :

$$T_3 = A_3 \cdot T_4 + C'_3 \quad (3.138)$$

De la même manière, cette équation pourra être utilisée pour enlever T_3 de l'équation calculant T_4 , c'était le processus de « forward substitution ».

Pour le « back substitution algorithm » on utilise la forme généralisée :

$$T_j = A_j \cdot T_{j+1} + C \quad (3.139)$$

$$A_j = \frac{\alpha_j}{D_j - \beta_j \cdot A_{j-1}} \quad \text{et} \quad C'_j = \frac{\beta_j \cdot C'_{j-1} + C_j}{D_j - \beta_j \cdot A_{j-1}}$$

Pour les limites $j=1$ et $j=n+1$ on peut mettre comme conditions :

$$A_1 = 0 \quad \text{et} \quad C'_1 = T_1$$

$$A_{n+1} = 0 \quad \text{et} \quad C'_{n+1} = T_{n+1}$$

Pour résoudre le système, on va d'abord le mettre sous la forme de l'équation (3.134) ou les coefficients α_j , β_j , D_j et C_j sont identifiés à partir des propriétés du système à étudier. Et donc les valeurs A_j et C'_j sont ensuite calculés à partir de $j=2$ jusqu'à $j=n$ grâce à la disponibilité de la valeur de température à la limite $n+1$, les valeurs T_j pourront être obtenues par récurrence.

C'était pour le cas où les conditions aux limites sont des températures connues, c'est-à-dire pour des conditions de type Dirichlet. Pour les conditions de type Neumann, par exemple pour $j=1$, le coefficient β_2 est mis égal à zéro et le flux à travers cette interface limite est incorporé au terme source C_2 ou dans le terme b utilisé lors de la discrétisation ; et la valeur actuelle à la limite n'est pas directement utilisée dans cette formulation donc l'absence de la valeur à la limite ne nous pose pas de problème pour l'application de TDMA.

C'était l'application de TDMA pour le cas monodimensionnel ; pour le cas bidimensionnel, on applique cette méthode d'une façon itérative. Considérons un système bidimensionnel ayant la discrétisation générale sous la forme :

$$a_p \cdot T_p = a_w \cdot T_w + a_e \cdot T_e + a_s \cdot T_s + a_n \cdot T_n + b \quad (3.140)$$

On applique TDMA le long d'une direction choisie, par exemple Est-Ouest, en réarrangeant :

$$-a_w \cdot T_w - a_e \cdot T_e + a_p \cdot T_p = a_s \cdot T_s + a_n \cdot T_n + b \quad (3.141)$$

Ou ;

$$\alpha_j \equiv a_n, \beta_j \equiv a_s, D_j \equiv a_p \text{ et } C_j \equiv a_s \cdot T_s + a_n \cdot T_n + b$$

La partie droite de cette équation est supposée connue, et donc on peut calculer la direction Est-Ouest ligne par ligne.

III.3. Modélisation de l'échangeur coaxial

Le modèle précédent a été conçu pour la prévision de la distribution de température dans le sol environnant les puits géothermiques; dans cette partie (le second modèle) on s'occupe de la prévision de la distribution de la température du fluide caloporteur circulant à l'intérieur du puits, ceci a comme but d'avoir une simulation plus proche à la réalité, pour développer ce modèle l'équation de la convection a été résolue par la méthode des volumes finis.

III.3.1. Les équations gouvernantes

La configuration du puits géothermique considéré dans notre travail est un échangeur coaxial qui est enfuit directement dans le sol voir Figure 3.5. Donc, on se trouve obligé de faire deux bilans thermiques différents : un pour le fluide circulant dans le tube intérieur et le deuxième pour le fluide circulant en espace annulaire. Commenant par celui circulant dans le tube intérieur, l'équation différentielle gouvernant ce fluide qui est obtenue après un bilan sur un volume de control est la suivante :

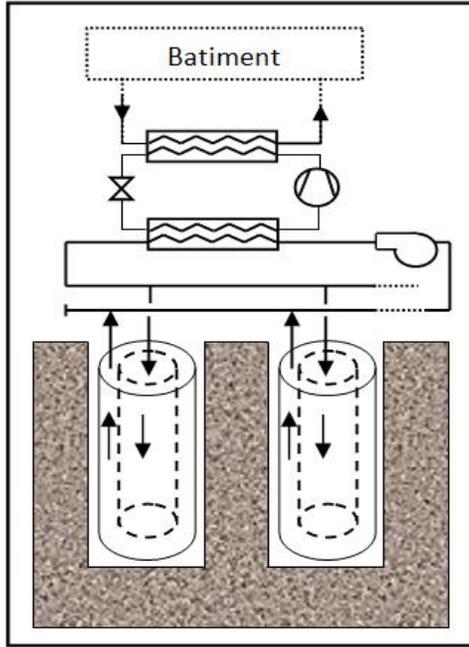


Figure 3.5. Schéma de fonctionnement d'un échangeur géothermique coaxial et son intégration au système

L'équation caractéristique du fluide à l'intérieur du tube intérieur

$$\begin{aligned}
 & \int_t^{t+\Delta t} \int_n^s \left[\rho_f \cdot Vol_1 \cdot C_{p_f} \cdot \frac{dT}{dt} \right] dt \cdot dz \\
 &= \int_t^{t+\Delta t} \int_n^s \left[Vol_1 \cdot K_f \cdot \frac{d^2T}{dz^2} \right] dt dz - \int_t^{t+\Delta t} \int_n^s \left[\rho_f \cdot V_1 \cdot A_{cross1} \cdot \Delta Z \cdot C_{p_f} \right. \\
 & \quad \left. \cdot \frac{dT}{dz} \right] dt dz + \int_t^{t+\Delta t} \int_n^s \left[h_1 \cdot A_{conv1} \cdot (T_{i_i} - T_P) \right] dt dz
 \end{aligned} \tag{3.142}$$

Après intégration :

$$\begin{aligned}
 & \rho_f \cdot Vol_1 \cdot C_{p_f} \cdot (T_P - T_P^0) \cdot \Delta Z \\
 &= K_f \cdot Vol_1 \cdot \left[\left(\frac{dT}{dz} \right)_s - \left(\frac{dT}{dz} \right)_n \right] \cdot \Delta t - \rho_f \cdot V_1 \cdot A_{cross1} \cdot \Delta Z \cdot C_{p_f} \\
 & \quad \cdot (T_s - T_n) \cdot \Delta t + h_1 \cdot A_{conv1} \cdot (T_{i_i} - T_P) \cdot \Delta t \cdot \Delta Z
 \end{aligned} \tag{3.143}$$

La linéarisation se fait comme suit :

$$\left(\frac{dT}{dz}\right)_s = \frac{T_S - T_P}{\Delta z} \quad (3.144)$$

$$\left(\frac{dT}{dz}\right)_n = \frac{T_P - T_N}{\Delta z} \quad (3.145)$$

Tout en considérant que :

$$T_P = \frac{T_n + T_s}{2} \quad (3.146)$$

Ceci nous amène au suivant :

$$\begin{aligned} T_s = T_n - \frac{Vol_1}{\Delta t \cdot A_{cross1} \cdot V_1} \cdot \left[\left(\frac{T_n + T_s}{2} - T_P^0 \right) \right] + \frac{h_1 \cdot A_{conv1}}{\rho_f \cdot A_{cross1} \cdot V_1 \cdot C_{P_f}} \\ \cdot \left[\left(T_{i_i} - \frac{T_n + T_s}{2} \right) \right] + \frac{K_f \cdot Vol_1}{(\Delta z)^2 \cdot \rho_f \cdot V_1 \cdot A_{cross1} \cdot C_{P_f}} \\ \cdot \left[\left(T_S^0 - 2 \cdot \frac{T_n + T_s}{2} + T_N \right) \right] \end{aligned} \quad (3.147)$$

Sachant que :

$$A_{cross1} = \frac{\pi \cdot D_{i_i}^2}{4} \quad (3.148)$$

$$Vol_1 = A_{cross1} \cdot \Delta z \quad (3.149)$$

$$V_1 = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot A_{cross1}} \quad (3.150)$$

Avec

D_{i_i} : est le diamètre intérieur du tube intérieur (m).

a. L'équation caractéristique du fluide circulant dans l'espace annulaire

Pour le fluide circulant à l'intérieur de l'espace annulaire, l'équation différentielle représentant ce fluide est obtenue après avoir fait un bilan sur un volume de control:

$$\begin{aligned}
& \int_t^{t+\Delta t} \int_n^s \left[\rho_f \cdot Vol_2 \cdot C_{p_f} \cdot \frac{dT}{dz} \right] dt \cdot dz \\
&= \int_t^{t+\Delta t} \int_n^s \left[Vol_2 \cdot K_f \cdot \frac{d^2T}{dz^2} \right] dt dz - \int_t^{t+\Delta t} \int_n^s \left[\rho_f \cdot V_2 \cdot A_{cross2} \cdot \Delta Z \cdot C_{p_f} \right. \\
&\quad \cdot \frac{dT}{dz} \left. \right] dt dz + \int_t^{t+\Delta t} \int_n^s \left[h_2 \cdot A_{conv2} \cdot (T_{oi} - T_P) \right] dt dz \\
&\quad + \int_t^{t+\Delta t} \int_s^n \left[\frac{\Delta Z}{R_{tho}} \cdot (T_b - T_P) \right] \cdot dt \cdot dz
\end{aligned} \tag{3.151}$$

En intégrant

$$\begin{aligned}
& \rho_f \cdot Vol_2 \cdot C_{p_f} \cdot (T_P - T_P^0) \cdot \Delta Z \\
&= K_f \cdot Vol_2 \cdot \left[\left(\frac{dT}{dz} \right)_n - \left(\frac{dT}{dz} \right)_s \right] \cdot \Delta t - \rho_f \cdot V_2 \cdot A_{cross2} \cdot \Delta Z \cdot C_{p_f} \\
&\quad \cdot (T_n - T_s) \cdot \Delta t + h_2 \cdot A_{conv2} \cdot (T_{oi} - T_P) \cdot \Delta t \cdot \Delta Z + \frac{(\Delta Z)^2 \cdot \Delta t}{R_{tho}} \\
&\quad \cdot (T_b - T_P)
\end{aligned} \tag{3.152}$$

La linéarisation se fait comme suit :

$$\left(\frac{dT}{dz} \right)_s = \frac{T_P - T_S}{\Delta Z} \tag{3.153}$$

$$\left(\frac{dT}{dz} \right)_n = \frac{T_N - T_P}{\Delta Z} \tag{3.154}$$

Sachant que

$$T_P = \frac{T_n + T_s}{2} \tag{3.155}$$

Après remplacement et arrangement on aboutit à :

$$\begin{aligned}
T_n = T_s - \frac{Vol_2}{\Delta t \cdot A_{cross_2} \cdot V_2} \cdot \left[\left(\frac{T_n + T_s}{2} - T_P^0 \right) \right] + \frac{K_f \cdot Vol_2}{(\Delta z)^2 \cdot \rho_f \cdot V_2 \cdot A_{cross_2} \cdot C_{P_f}} \\
\cdot \left[\left(T_N^0 - 2 \cdot \frac{T_n + T_s}{2} + T_s \right) \right] + \frac{h_2 \cdot A_{conv_2}}{\rho_f \cdot A_{cross_2} \cdot V_2 \cdot C_{P_f}} \\
\cdot \left[\left(T_{oi} - \frac{T_n + T_s}{2} \right) \right] + \frac{\Delta z}{R_{th_o} \cdot \rho_f \cdot A_{cross_2} \cdot V_2 \cdot C_{P_f}} \cdot \left[\left(T_b - \frac{T_n + T_s}{2} \right) \right]
\end{aligned} \quad (3.156)$$

Sachant que

$$A_{cross_2} = \frac{\pi \cdot (D_{i_o}^2 - D_{o_i}^2)}{4} \quad (3.157)$$

$$Vol_2 = A_{cross_2} \cdot \Delta z \quad (3.158)$$

$$V_2 = \frac{\dot{m}_f}{\rho_f \cdot A_{cross_2}} \quad (3.159)$$

Avec :

D_{i_o} : Le diamètre intérieur du tube extérieur (m).

D_{o_i} : Le diamètre extérieur du tube intérieur (m).

III.3.2 Calcul des échanges convectifs fluide-parois

Dans le but d'avoir une distribution précise, il est utile de calculer les températures des différentes surfaces des parois en contact direct avec le fluide caloporteur au lieu d'utiliser la température moyenne des parois. En se basant sur le principe de conservation de flux de chaleur, on peut atteindre ces températures comme suit :

Les températures des surfaces du tube intérieur

Commençant par définir la résistance thermique s'opposant au transfert thermique entre le fluide descendant et celui ascendant

$$R_{th_i} = \frac{\ln\left(\frac{D_{oi}}{D_{ii}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_t \cdot \Delta z} + \frac{1}{h_1 \cdot A_{conv_1}} + \frac{1}{h_2 \cdot A_{conv_2}} \quad (3.160)$$

Par principe de conservation de flux de chaleur on peut écrire le flux échangé entre les deux fluides comme suit :

$$Q_{th_i} = \frac{T_2 - T_1}{R_{th_i}} = h_1 \cdot A_{conv_1} \cdot (T_{i_i} - T_1) = h_2 \cdot A_{conv_2} \cdot (T_2 - T_{o_i}) \quad (3.161)$$

Ou les températures des parois intérieure et extérieure se trouvent successivement écrites comme suit :

$$T_{i_i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{R_{th_i} \cdot h_1 \cdot A_{conv_1}} \quad (3.162)$$

$$T_{o_i} = T_2 + \frac{T_2 - T_1}{R_{th_i} \cdot h_2 \cdot A_{conv_2}} \quad (3.163)$$

Avec

T_{i_i} : La température de la paroi intérieure du tube intérieur.

T_{o_i} : La température de la paroi extérieure du tube intérieur.

Les températures des surfaces du tube extérieur :

De la même façon, la résistance au transfert thermique entre le fluide circulant en espace annulaire et le sol se calcul par :

$$R_{th_o} = \frac{\ln\left(\frac{D_{o_o}}{D_{i_o}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_t \cdot \Delta z} + \frac{1}{h_3 \cdot A_{conv_3}} \quad (3.164)$$

Par principe de conservation de flux de chaleur on peut écrire :

$$Q_{th_o} = \frac{T_b - T_2}{R_{th_o}} = h_3 \cdot A_{conv_3} \cdot (T_{i_o} - T_2) \quad (3.165)$$

Maintenant, il est possible de déduire directement l'expression de la température de la paroi interne du tube extérieure comme suit :

$$T_{i_o} = T_2 + \frac{T_b - T_2}{R_{th_o} \cdot h_3 \cdot A_{conv_3}} \quad (3.166)$$

Avec

T_{i_o} : La température de la paroi intérieure du tube extérieur.

III.3.3. Les propriétés thermo-physiques du fluide caloporteur

Vue que la variation de la température du fluide le long de son trajet (de son entrée jusqu'à sa sortie) est une fonction du temps, les propriétés thermo-physiques du fluide vont certainement

changer, et donc il est préférable d'utiliser les valeurs thermo-physiques locales, c'est-à-dire qu'on utilise les valeurs de ces propriétés en fonction de la température du nœud en question et donc ces valeurs sont devenues fonction du temps et de la profondeur.

Il est aussi à prendre en considération que la température d'entrée du fluide est variable et peut avoir des valeurs négatives donc, on risque la formation de gel, pour éviter ce problème, il est recommandé de mélanger l'eau avec du glycol pour déplacer la courbe thermodynamique de formation de gel à des valeurs plus inférieures. La concentration de l'eau en glycol dépend de la marge de sécurité à prendre par rapport à la température la plus basse qu'on peut atteindre lors du fonctionnement du système.

Maintenant, les propriétés thermo-physiques du fluide sont devenues fonction de la température et de la concentration en glycol ; pour avoir cette flexibilité, on a fait recours au environnement « HYSYS » pour avoir les différentes valeurs pour une certaines plages de température et de concentration, puis et par le biais d'une interpolation bidimensionnelle, on a fait sortir les différentes expressions des différentes propriétés, qui sont devenues fonction de la concentration en glycol et de la température, puis les injecter à notre programme. Les propriétés qui ont été traitées de cette façon sont, la densité, la chaleur spécifique, la conductivité thermique et la viscosité ; sachant que le glycol utilisé est l'Ethylène-Glycol.

Ceci va donner des valeurs précises de la distribution de température ainsi que les pertes de charge.

III.4. La technique d'optimisation des paramètres de l'échangeur géothermique

Le but principal de concevoir de tels systèmes est d'avoir une source d'énergie gratuites et faire des économies, en gardant ce même objectif, on sert toujours à faire fonctionner notre système pour qu'il nous cède le maximum d'énergie avec le moindre cout et donc optimiser les performances du système, ceci se résume techniquement dans la recherche des points optimum désirés d'une expression appelée « la fonction objective » qui est la suivante :

$$COP = \frac{Q_{cd}}{W_{cp} + W_{pompe}} \quad (3.167)$$

Cette expression représente le rapport des recettes (la puissance de chaleur récupérée au niveau du condenseur) sur les dépenses (la puissance électrique fourni au compresseur et la pompe) pour une période de chauffage ou :

Q_{cd} : Puissance du condenseur, donnée par :

$$Q_{cd} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_4) \quad (3.168)$$

W_{CP} : Puissance du compresseur, donnée par :

$$Q_{cp} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.169)$$

La puissance de la pompe (W_{pompe}), ayant un rendement de 75%, est la suivante :

$$W_{pompe} = \frac{m_f \cdot g \cdot H_m}{0.75} \quad (3.170)$$

Ou, la valeur du débit du fluide caloporteur par puits (circulant à l'intérieur du puits) se calcule par l'équation suivante :

$$m_f = \frac{Q_{ev}}{N_{puits} \cdot ((C_P \cdot T)_{sortie} - (C_P \cdot T)_{entrée})} \quad (3.171)$$

Avec, $(C_P \cdot T)_{sortie}$ est l'enthalpie de l'eau sortant du puit et $(C_P \cdot T)_{entrée}$ est l'enthalpie de l'eau entrant le puits, et que N_{puits} est défini comme le nombre de puits installés.

Et le débit du réfrigérant circulant à l'intérieur de la pompe à chaleur se calcule comme suit :

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{batiment}}{h_2 - h_3} \quad (3.172)$$

Les valeurs des enthalpies h_1 , h_2 , h_3 et h_4 utilisées par cet algorithme d'optimisation se reportent aux différentes valeurs d'enthalpies du cycle thermodynamique de la pompe à chaleur comme montré dans la Figure 3.6:

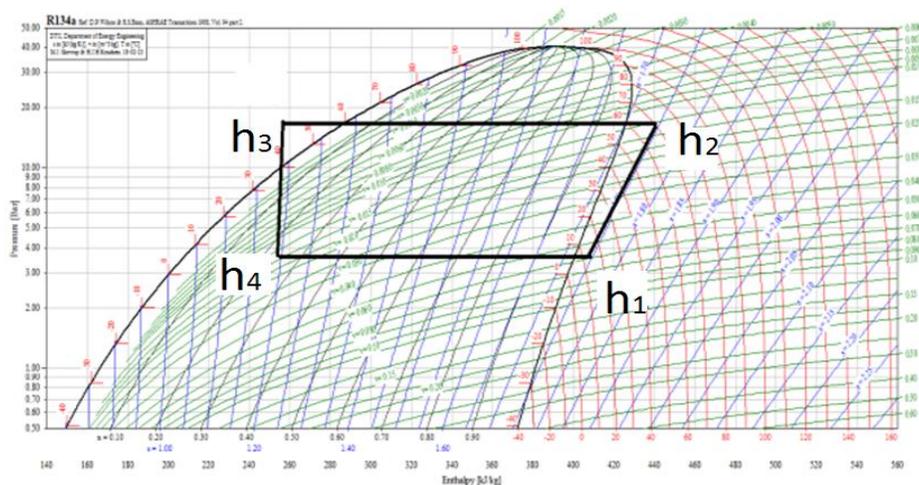


Figure 3.6 Illustration des différentes enthalpies sur le cycle frigorifique de la PAC

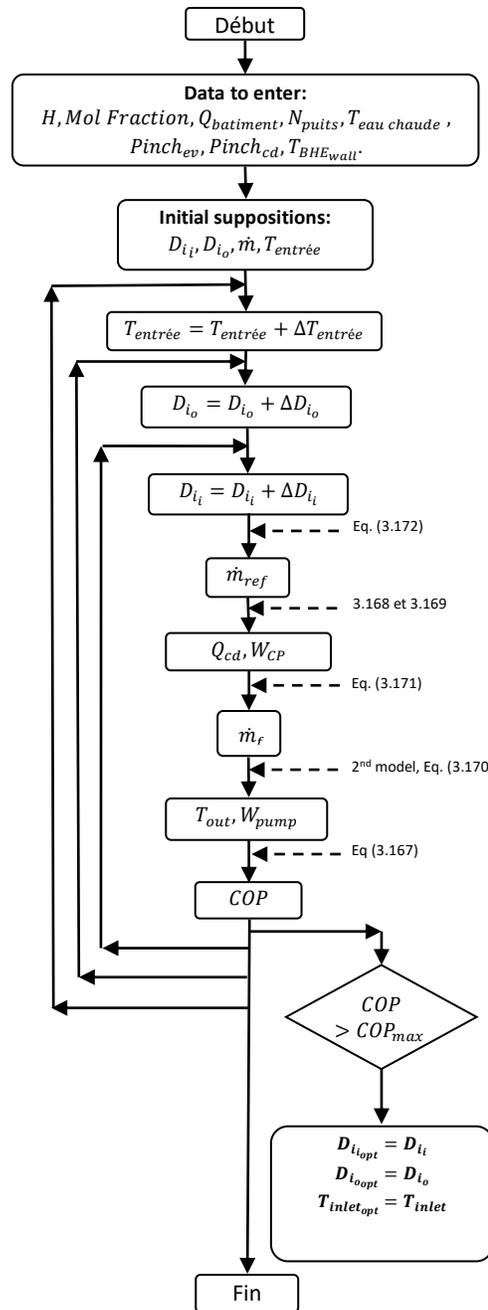


Figure 3.7 Organigramme représentant la technique d'optimisation

III.5. Solution analytique de la distribution de la température du fluide

Cette partie sert à la validation du couplage des modèles numériques développés.

Un modèle de régime permanent a été développé par Beier et al. [31] pour une sonde de configuration coaxiale, cette solution respecte le comportement dynamique du flux le long de la profondeur (on ne le considère pas constant), en plus ce modèle prend en considération la

température initiale du sol. En pratique, on constate que le fluide atteint un régime permanent si la différence entre la température de son entrée et sa sortie est constante et la fluctuation de cette grandeur à n'importe quel point de la sonde est constante. Cette solution est seulement du régime permanent.

Dans ce qui suit, les équations gouvernantes sont écrites sous formes adimensionnelle pour réduire le nombre de variable utilisés.

Les expressions de la profondeur et la température adimensionnelles sont données par les deux équations suivantes :

$$T_D(Z_D) = \frac{T(Z_D \times L) - T_{rs}}{T_{in} - T_{rs}} \quad (3.173)$$

$$Z_D = \frac{Z}{L} \quad (3.174)$$

En général la température du sol est une fonction du jour et de la profondeur, la température T_{rs} est une valeur de référence. Si la distribution initiale est considérée comme constante sur tout le domaine, T_{rs} prend cette valeur, et si elle est considérée variable, T_{rs} pourra être prise égale à la valeur initiale de n'importe quel point du domaine.

Après avoir fait des manipulations mathématiques et arrangement, Beier et al. [31] ont aboutit aux deux formules suivantes :

$$T_{D1}(Z_D) = C_1 \times e^{a1 \times Z_D} + C_2 \times e^{a2 \times Z_D} + I_{11}(Z_D) + I_{12}(Z_D) \quad (3.175)$$

Qui donne le profil de température du fluide descendant, et pour le fluide ascendant ce profil est donné par ;

$$T_{D2}(Z_D) = C_3 \times e^{a1 \times Z_D} + C_4 \times e^{a2 \times Z_D} + I_{21}(Z_D) + I_{22}(Z_D) \quad (3.176)$$

Ou ;

$$C_1 = \frac{(\delta_2 - 1) \times e^{b2} + I_{21}(1) - I_{11}(1) + I_{22}(1) - I_{12}(1)}{-(\delta_1 - 1) \times e^{b1} + (\delta_2 - 1) \times e^{b2}} \quad (3.177)$$

et;

$$C_2 = 1 - C_1 \quad (3.178)$$

C1 et C2 représentent l'interprétation des conditions aux limites, selon Beier et al. [31], de l'équation différentielle décrivant le système.

$$C_3 = \frac{N_{g1} + N_{12} + b_1}{N_{12}} \times C_1 \quad (3.179)$$

$$C_4 = \frac{N_{g1} + N_{12} + b_2}{N_{12}} \times C_2 \quad (3.180)$$

$$\delta_1 = \frac{N_{g1} + N_{12} + b_1}{N_{12}} \quad (3.181)$$

$$\delta_2 = \frac{N_{g1} + N_{12} + b_2}{N_{12}} \quad (3.182)$$

$$b_1 = \frac{-(N_{g1} - N_{g2}) + \left[(N_{g1} - N_{g2})^2 + 4 \cdot \left[(N_{12} + N_{g1}) \times (N_{12} + N_{g2}) - N_{12}^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}}}{2} \quad (3.183)$$

$$b_2 = \frac{-(N_{g1} - N_{g2}) - \left[(N_{g1} - N_{g2})^2 + 4 \cdot \left[(N_{12} + N_{g1}) \times (N_{12} + N_{g2}) - N_{12}^2 \right] \right]^{\frac{1}{2}}}{2} \quad (3.184)$$

Tous ces coefficients sont le résultat de la résolution de l'équation différentielle et qui sont écrits à partir des paramètres N12, Ng1 et Ng2. Ces derniers représentent les conductances, ou N12 représente la conductance thermique entre le tube intérieur et celui extérieur, Ng1 et Ng2 représentent la conductance thermique entre le tube ou le fluide et le sol.

$$N_{S1} = \frac{L}{w \times c_{wat} \times (R_{b1} + R_{S1})} \quad (3.185)$$

$$N_{S2} = \frac{L}{w \times c_{wat} \times (R_{b2} + R_{S2})} \quad (3.186)$$

$$N_{12} = \frac{L}{w \times c_{wat} \times R_{12}} \quad (3.187)$$

Revenant aux équations (3.175) et (3.176)

$$I_{11}(Z_D) = \frac{e^{b1 \times Z_D}}{b_1 - b_2} \times \int_0^{Z_D} e^{-b1 \times \xi} \times F_1(\xi) \times d\xi \quad (3.188)$$

$$I_{12}(Z_D) = \frac{e^{b2 \times Z_D}}{b_2 - b_1} \times \int_0^{Z_D} e^{-b2 \times \xi} \times F_1(\xi) \times d\xi \quad (3.189)$$

$$I_{21}(Z_D) = \frac{e^{b_1 \times Z_D}}{b_1 - b_2} \times \int_0^{Z_D} e^{-b_1 \times \xi} \times F_2(\xi) \times d\xi \quad (3.190)$$

$$I_{22}(Z_D) = \frac{e^{b_2 \times Z_D}}{b_2 - b_1} \times \int_0^{Z_D} e^{-b_2 \times \xi} \times F_2(\xi) \times d\xi \quad (3.191)$$

Ou

$$F_1(Z_D) = N_{g1} \times \frac{dT_{Dg}}{dZ_D} - (N_{g1} \times N_{g2} + N_{g1} \times N_{12} + N_{g2} \times N_{12}) \times T_{Dg} \quad (3.192)$$

$$F_2(Z_D) = -N_{g2} \times \frac{dT_{Dg}}{dZ_D} - (N_{g1} \times N_{g2} + N_{g1} \times N_{12} + N_{g2} \times N_{12}) \times T_{Dg} \quad (3.193)$$

III.6. Résumé

Ce chapitre présente les différentes étapes de création du modèle numérique d'un champs de puits géothermique de configuration coaxiale, qui donne les prédictions de distributions des températures dans le sol et dans le fluide caloporteur à l'intérieur du capteur géothermique, tout en considérant le sol en tant qu'un milieu poreux saturé en eau, cette eau a une vitesse d'écoulement avec la possibilité qu'elle change de phase, et qu'une certaine profondeur, entre la tête de puits et la surface du sol est réservée pour éviter l'effet saisonnier. Ce modèle a été obtenu en appliquant la méthode des volumes finis pour les différentes équations gouvernantes, puis implémenté dans le logiciel MATLAB. Comme deuxième partie de ce travail, une technique d'optimisation a été développée en couplant les modèles de la première partie avec un autre de pompe à chaleur fonctionnant au R134a, ce couplage est soumis à un algorithme d'optimisation.

CHAPITRE IV

RESULTATS ET DISCUSSION

IV.1. Introduction

Les scénarios mentionnés précédemment sont simulés dans ce chapitre après avoir établi les programmes appropriés dans le logiciel MATLAB. En premiers lieu, ces modèles ont été vérifiés en les comparant avec des solutions analytiques ainsi que le code numérique COMSOL. En second lieu, ils ont été exécutés pour analyser et comprendre le processus du transfert de chaleur dans le sous-sol lors du fonctionnement de la sonde géothermique. Comme deuxième partie, ces modèles ont été utilisés pour effectuer une optimisation du champ de puits ainsi qu'une autre optimisation, indépendante de la première, d'un puits en singulier sachant que tous les puits sont considérés identiques.

VI.2. Validation des modèles développés

Comme mentionné précédemment, le modèle numérique développé est comparé au modèle de source linéique finie [2], au code numérique COMSOL et à une autre solution analytique développée par Beier et al. [31] qui donne la prédiction de température de fluide. Le modèle utilise la discrétisation temporelle implicite avec un pas de temps de 0.25 h. Les paramètres utilisés sont résumés dans les Tableaux 4.1 et 4.2, sachant que le sol de Constantine est argileux. L'évolution temporelle de la température de la paroi du puits à mi-profondeur du mur BHE, car elle représente le comportement de la paroi BHE totale selon Ingersoll [2] (Figure 4.1) et la distribution radiale de la température spatiale (Figure 4.2) sont comparées avec la solution analytique SLF et le code numérique COMSOL sur 1000 h de fonctionnement en supposant un flux de chaleur imposé constant et une conduction pure dans le sol (ce qui signifie que la porosité est égale à 0%).

Il est clair que les valeurs simulées du modèle numérique développé concordent bien avec celles de la méthode SLF et du COMSOL. La température de la paroi de la sonde géothermique diminue lorsque la chaleur est retirée, et la température sur la distribution radiale de l'espace augmente en fonction de l'augmentation du rayon jusqu'au point où elle devient égale à la température du sol non perturbée, ce qui représente la fin de transmission du signal de la température.

Théoriquement, le modèle est également capable de gérer le changement de phase d'un fluide pur si la porosité est égale à 100%. Les Figures 4.3 et 4.4 représentent successivement l'évolution temporelle de la température d'une paroi d'un cylindre et la distribution de température radiale dans le cas de fusion de la glace après 20 h où la température imposée à la limite est fixée à 20°C. Les résultats des simulations montrent une bonne concordance entre le modèle développé et le code numérique COMSOL, la température au voisinage du cylindre augmente tandis que la chaleur est injectée et la distribution radiale diminue avec l'augmentation du rayon pour atteindre la température du champ non perturbée (fin de transmission de signal) sachant que cette courbe, de distribution spatiale, change d'allure après avoir traversé l'interface de changement de phase qui s'explique par le changement des propriétés thermo-physiques en passant d'une phase solide à une phase liquide.

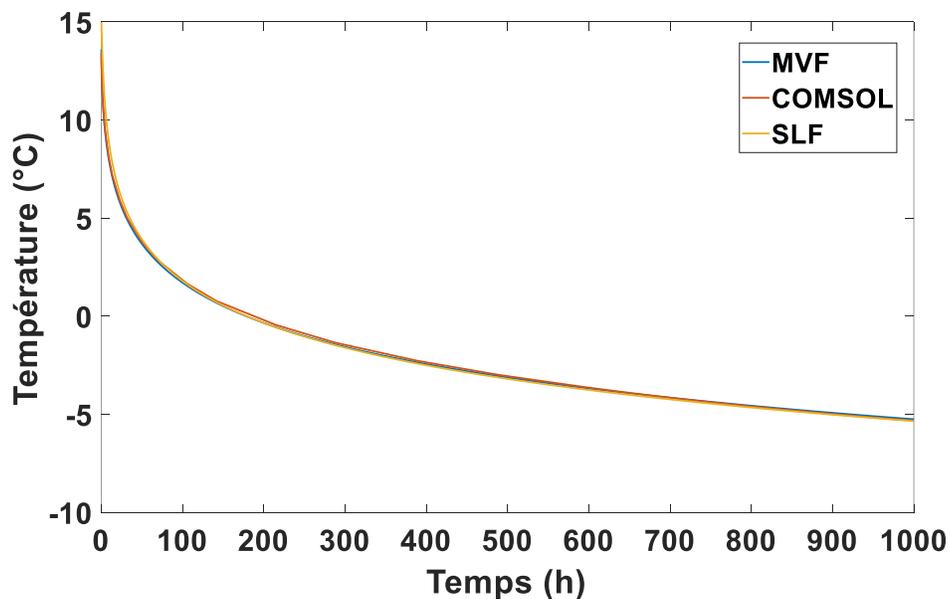


Figure 4.1. Evolution temporelle de la température de la paroi de la sonde géothermique en imposant une valeur constante du flux thermique -90 W/m^2 pour un transfert de chaleur purement sensible

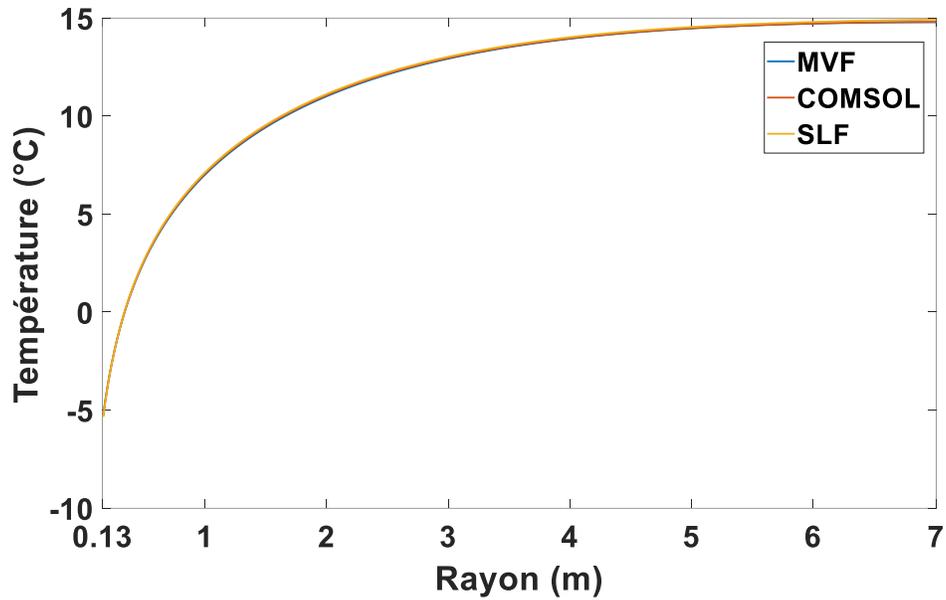


Figure 4.2. Distribution radiale de la température dans le sol après 1000 h d'impositions de -90W/m^2

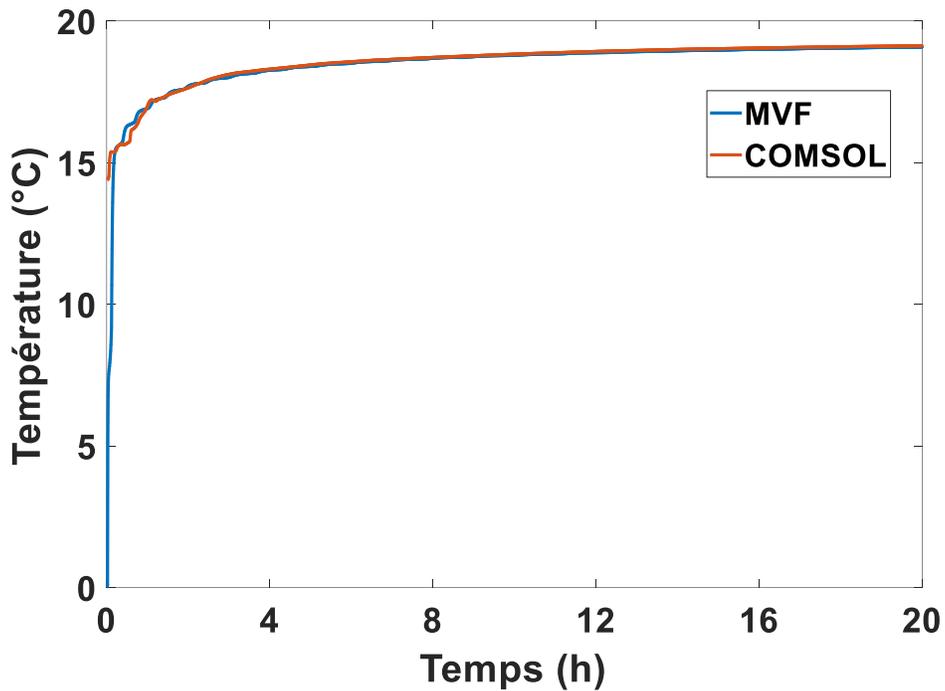


Figure 4.3. Evolution temporelle de la température de la paroi de la sonde en imposant pour un transfert de chaleur sensible et latent (température imposée= 20°C , température initiale= -5°C)

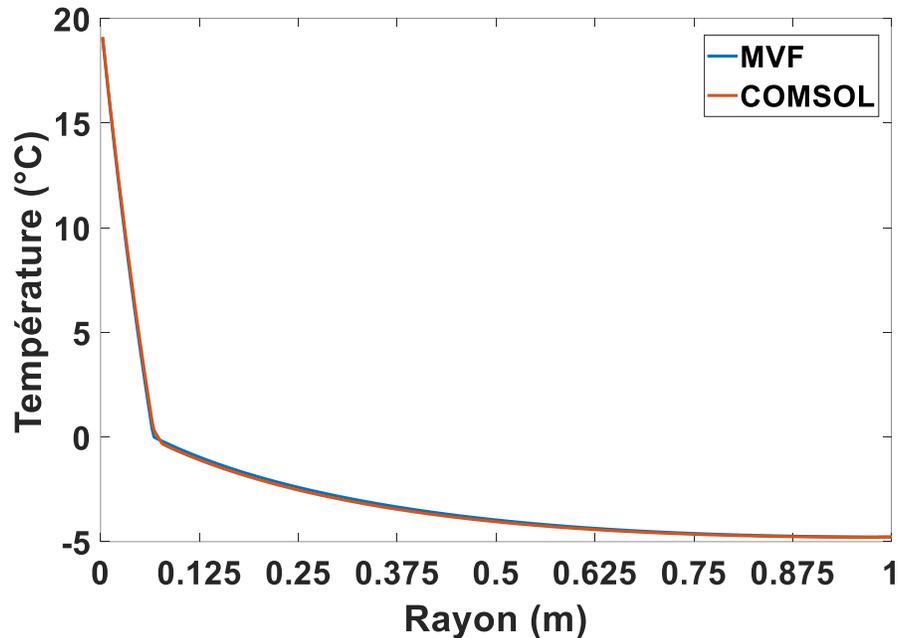


Figure 4.4. Distribution radiale de la température dans le sol avec du changement de phase durant 20h (température imposée=20°C, température initiale=-5°C)

Les données qui ont été utilisées pour effectuer ces simulations sont présentées dans les tableaux suivants :

Tableau 4.1. Paramètres caractéristiques d'une sonde géothermique

Paramètres	Valeur
Conductivité thermique du fluide [W/m.K]	0.6
Chaleur spécifique du fluide [W/m.K]	4190
La masse volumique du fluide [kg/ m ³]	1000
La viscosité du fluide [m ² /s]	1.1063 x 10 ⁻⁶
Débit massique [kg/s]	0.58
Température d'entrée [°C]	1
La capacité thermique volumique du sol [J/m ³ °C]	1.6 x 10 ⁶
La conductivité thermique du sol [W/m.K]	2.3
Diamètres interne du tube intérieur [mm]	110
L'épaisseur du tube intérieur [mm]	1.5
Diamètre externe du tube extérieur [mm]	260
L'épaisseur du tube extérieur (membrane) [mm]	1
La conductivité du matériau construisant les tubes [W/m.K]	0.4
Profondeur [m]	100

Tableau 4.2. Propriétés thermique en état liquide et solide

Paramètre	valeur
Masse volumique de l'eau liquide [kg/ m ³]	1000
Chaleur spécifique de l'eau liquide [J/ kg °C]	4220
La conductivité thermique de l'eau liquide [W/m.K]	0.6
La masse volumique de l'eau glacée [kg /m ³]	917
La capacité thermique de l'eau glacée [J/ kg °C]	1960
La conductivité thermique de l'eau glacée [W/m.K]	2.3
Chaleur latente du changement de phase de l'eau [KJ/ kg]	333
Température de transition [°C]	0

Maintenant, le scénario réel est un fluide circulant à l'intérieur de la sonde géothermique coaxiale qui échange de la chaleur avec le sol environnant, pour atteindre ceci, les deux modèles (transfert de chaleur dans le domaine du sol et transfert de chaleur dans le domaine du fluide) ont été couplés tout en imposant la température de la paroi qui est le résultat du modèle donnant la distribution de température dans le fluide à l'intérieur de la sonde en tant que condition limite pour le modèle de distribution de la température du sol plutôt qu'un flux de chaleur. Cette température est fournie par le modèle de prédiction de la température du fluide. Les résultats des modèles couplés ainsi que la solution analytique donnée par Beier et al. [31] sont présentés sur la Figure 4.5 et la Figure 4.6.

Les deux solutions représentent un bon accord, la distribution de la température du fluide augmente en allant vers le bas et vers le haut, une petite divergence entre les deux solutions existe, ceci pourrait être dû au fait que la solution analytique interprète le sol comme résistance et qui est fonction du temps ; de plus, la température de sortie du fluide diminue au fil du temps. On peut en conclure que le modèle numérique développé prédit avec précision le comportement thermique de la sonde géothermique de configuration coaxiale dans les deux champs, le sol et le fluide caloporteur, il simule également le phénomène du changement de phase d'une façon bien précise.

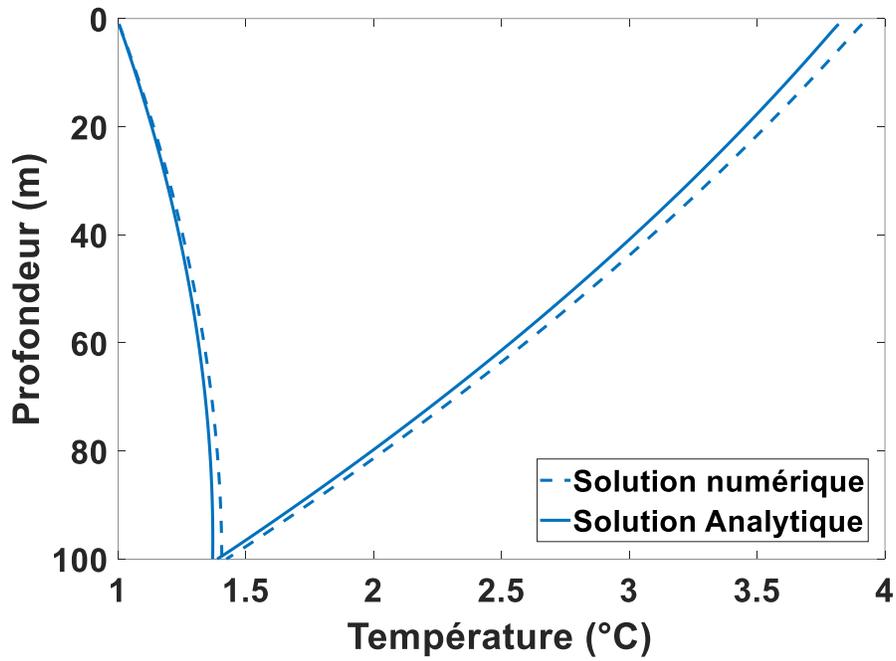


Figure 4.5. Distribution de la température du fluide caloporteur lors de son trajet à l'intérieur du capteur géothermique (Température d'entrée=1°C)

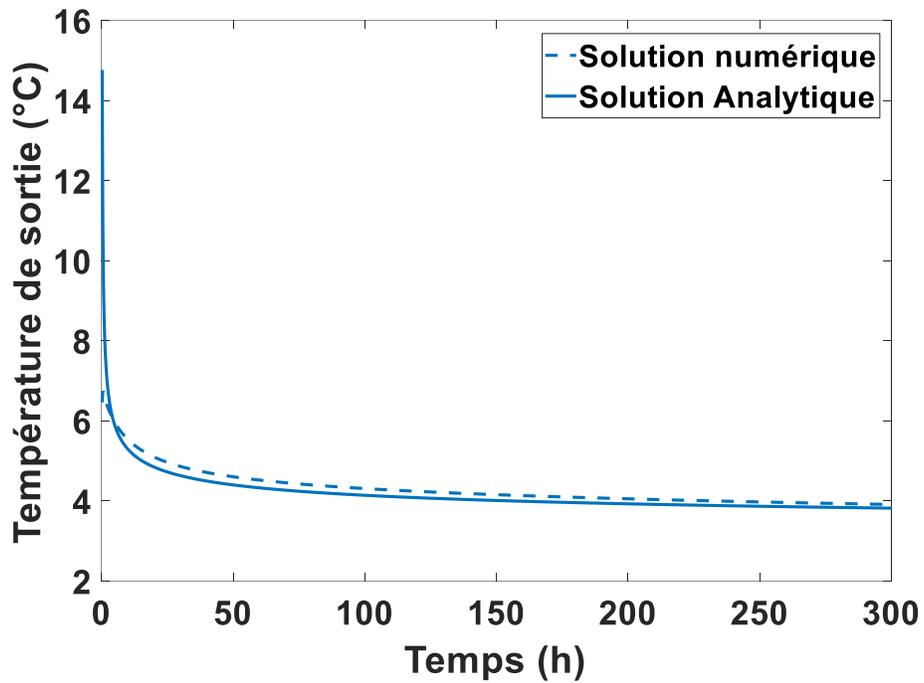


Figure 4.6. Historique de la température de sortie du fluide caloporteur

IV.3. Compréhension des interférences thermiques

Cette partie sert à faire mieux comprendre la survenance des interférences thermiques entre deux sondes géothermiques voisines, et donc d'éclaircir le comportement thermique du sol voisinant les sondes en simulant la distribution de température dans le sol en voisinage. Dans cette partie, plusieurs suppositions ont été faites :

- Le sol a été supposé comme un milieu purement conducteur et donc il n'y a ni écoulement d'eau souterraine ni sa présence, et donc aucun lieu pour avoir un changement de phase ;
- la modélisation de la température du fluide caloporteur a été faite par le modèle de Beier et al. [31] qui suppose que le transfert de chaleur dans le fluide est en régime établi, comme il se limite pour une seule sonde et ne traite pas les interactions thermiques, donc cette partie se limite par le temps où les interactions commencent, au delà des interactions il sera donc supposé que ces dernières ont seulement une influence sur le sol mais non sur le fluide ;
- Aucune profondeur n'est réservée entre la surface du sol et la tête du puits (H1 et H2 sont nulles), donc le système est affecté par les fluctuations de température de la surface du sol. Pour mieux traiter ces dernières, la résultante des flux échangés entre la surface du sol et le milieu extérieur (convection et rayonnement solaire) a été intégrée au programme, ce qui permet d'avoir les fluctuations les plus réelles, pas celles naturelles données par Ozgener et al [43], mais celles qui sont même affectées par le fonctionnement de la sonde. Pour se faire, la température ambiante et l'intensité solaire ont été données heure par heure par le logiciel "METEONORM".

Cette partie sert à une induction à l'investigation thermique d'une matrice de sondes.

Les paramètres des composants du système (tubes et fluide) et les paramètres de sol utilisés pour la présente simulation sont donnés dans le Tableau 4.3 et Tableau 4.4.

Tableau 4.3. Paramètres du sol

Paramètres du sol	
K_S (W/K.m)	3.15
C_S (J/(K.m ³))	2240000

Tableau 4.4. Paramètres de la sonde géothermique

Paramètres de l'eau caloporteur			Paramètres des tubes		
ρ (kg /m ³)	Masse volumique	999	r_{out} (mm)	Diamètre externe du tube extérieur	115
μ_{wat} (kg/m.s)	Viscosité	0.001138	e_{out} (mm)	Epaisseur du tube extérieur	4
k_{wat} (W/K.m)	Conductivité	0.59	r_{in} (mm)	Diamètre externe du tube intérieur	40
C_{wat} (J/kg,m ³)	Chaleur spécifique	4190000	e_{in} (mm)	Epaisseur du tube intérieur	2.4
W_{wat} (m ³ /s)	Débit	$5.8 \cdot 10^{-4}$	k_p (W/K.m)	Conductivité des tubes	0.4
T_{in} (°C)	Température d'entrée	1	L (m)	Profondeur	100

Tout d'abord, on commence par montrer l'influence des fluctuations de température en surface ; évidemment, lorsque la pompe à chaleur fonctionne, la distribution de température n'est pas égale à la température du sol non perturbée partant de la surface vers le bas, ce qui signifie que les coupes transversales du sol ne sont plus des isothermes. A la surface, il serait plus exact de considérer un flux de chaleur imposé comme une condition imposée qui est la résultante d'un rayonnement solaire uniforme sur l'environnement du forage à la surface et un flux de chaleur convectif ayant une distribution radiale non uniforme. Cette variation est due au fait de la distribution de température radiale non uniforme provoquée par le fonctionnement de la pompe à chaleur. Pour l'implémenter dans le modèle, nous prédisons numériquement la température de surface du sol non perturbée sur la période de fonctionnement (500h) puis nous le comparons à la prédiction analytique [31] comme indiqué sur la Figure 4.7. Les valeurs du rayonnement solaire, de la température de l'air ambiant et de la vitesse sont données pour chaque heure sur une année à l'aide du logiciel « METEONORM ».

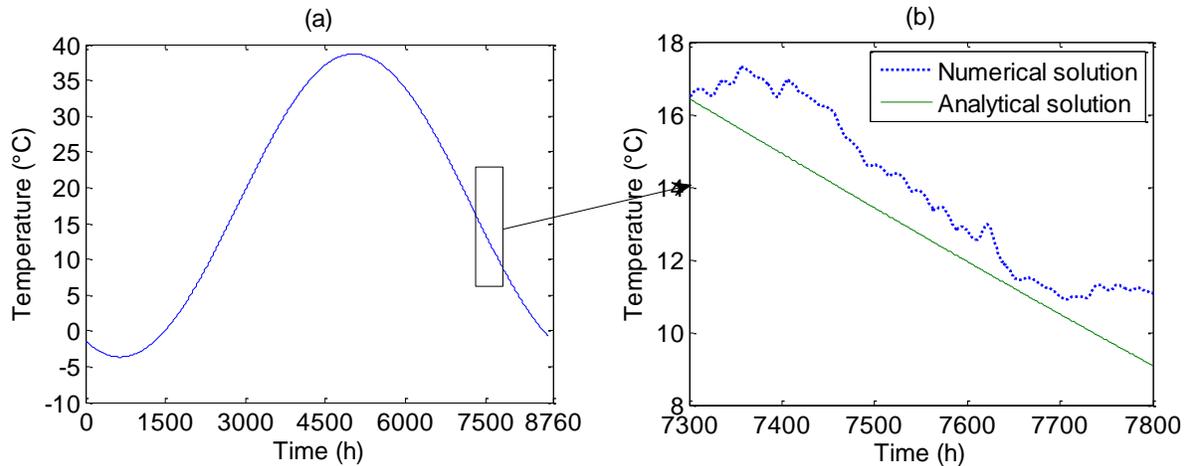


Figure 4.7. (a) : Distribution naturelle de température de la surface du sol le long d'une année selon la solution analytique. (b): Comparaison entre la prédiction analytique et numérique de la distribution de température en surface durant les 500h de fonctionnement de la sonde.

Une fois que la température de la surface du sol non perturbée est vérifiée, on passe à prédire la distribution dans le sol environnant pendant que le système fonctionne.

La Figure 4.8 montre le profil vertical de la température au voisinage du forage sur les trois premiers mètres. Il est remarquable que la différence, en température de surface, faite par la nouvelle hypothèse affecte presque 1,7 m, mais ça serait certainement plus considérable pour une période d'exploitation plus longue.

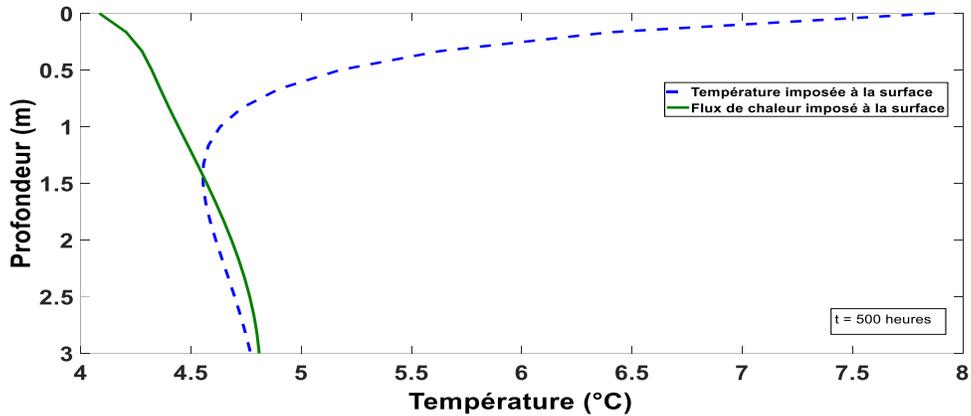


Figure 4.8. Comparaison de la distribution de température dans les premiers 3 m entre le cas d'imposition des résultats de température de la méthode analytique et le cas d'imposition d'un flux de chaleur variable au niveau de la surface.

Jusqu'à ici, il a été conclu que les effets axiaux sont plus importants pour une longue période de fonctionnement et des capteurs géothermiques plus courts. En effet, la résistance du sol utilisée dans par Beier et al. [31] est fonction du temps [voir Figure 4.9 (a)], ce qui fait que la température de sortie du fluide [voir Figure 4.9 (b)] et la puissance thermique échangée (voir Figure 4.10) sont également fonction du temps et prennent des allures relatives à la Figure 4.9 (a).

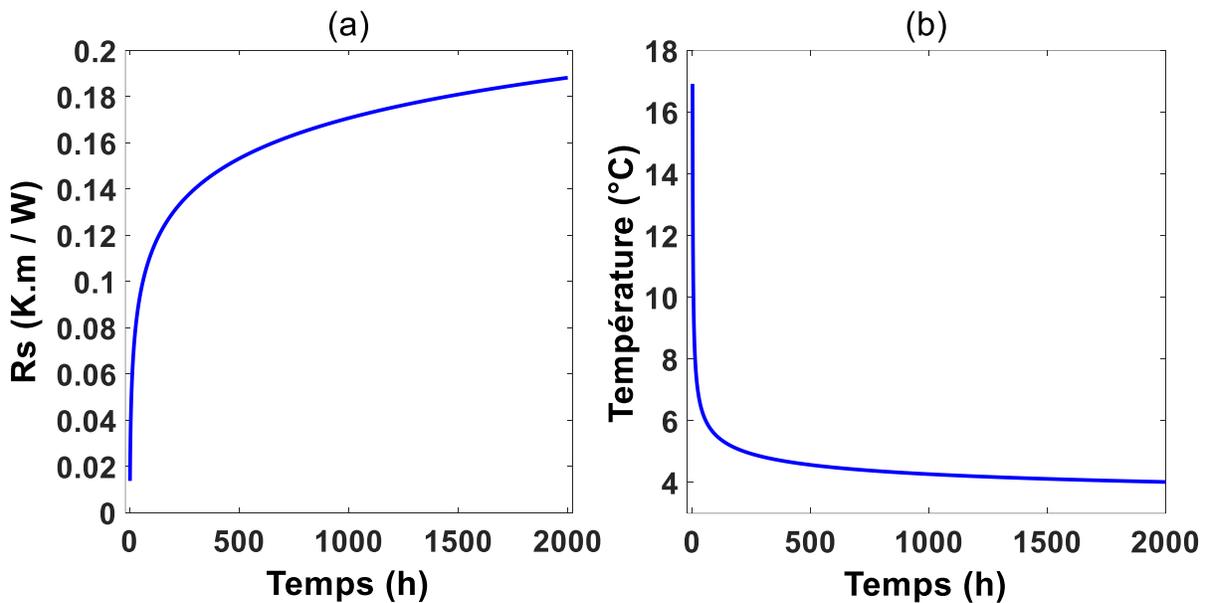


Figure 4.9. (a) : Evolution de la résistance thermique temporaire du sol. (b): Evolution de la température de sortie du fluide durant de la période de fonctionnement.

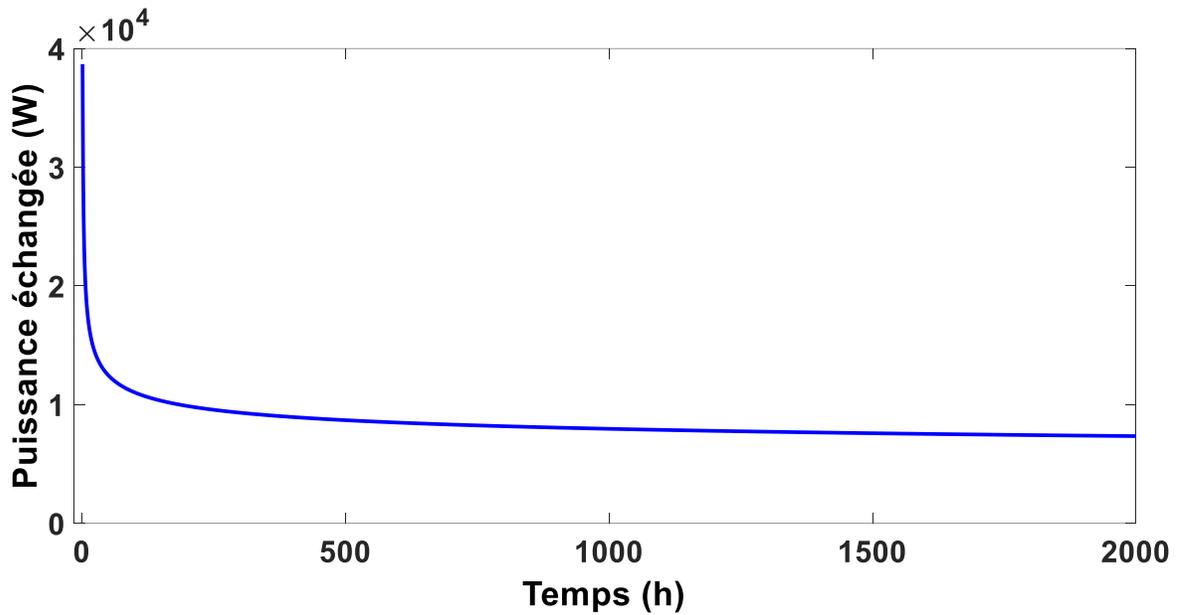


Figure 4.10. Evolution temporelle de la puissance totale échangée avec le sol.

La distribution de la puissance moyenne échangée au niveau de chaque profondeur ainsi que la température du fluide sont présentées dans la Figure 4.11.

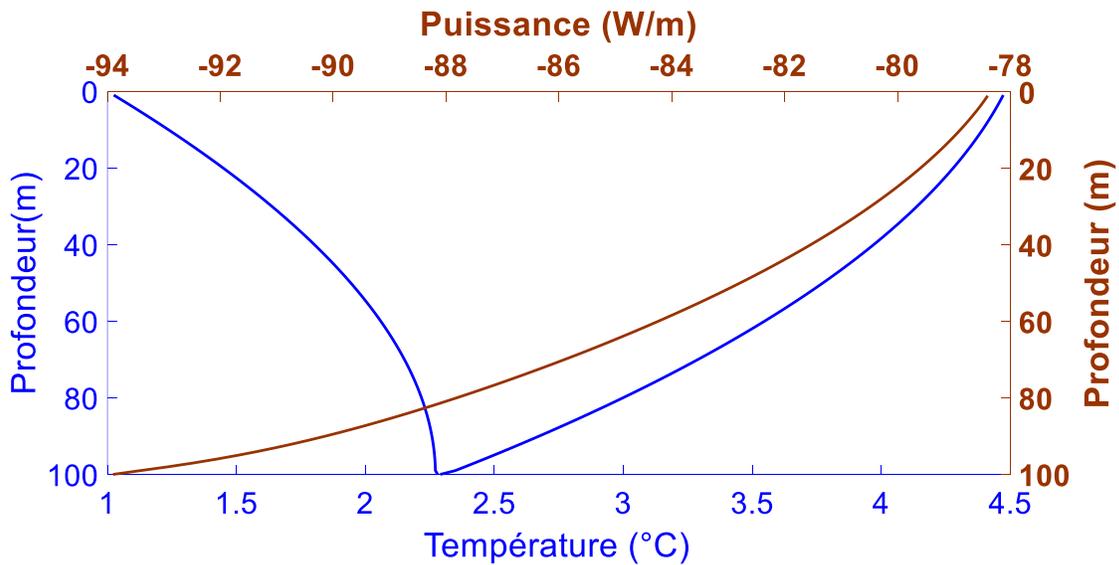


Figure 4.11. Distribution de la température moyenne du fluide et du flux échangé dans l'espace.

Jusqu'à présent, l'analyse était faite pour un seul capteur géothermique en traitant mieux les fluctuations de températures en surface.

On passe maintenant à simuler le transfert de chaleur dans le sol environnant pour le cas de deux puits voisins qui sont en fonctionnement pour un espacement ou une distance de séparation de 3 m à titre d'exemple. La Figure 4.12 montre l'évolution des interférences au cours du temps, et ceci au fond de la sonde géothermique où le phénomène est accentué. On remarque que plus la durée de fonctionnement est importante plus la distribution de la température entre les puits est basse.

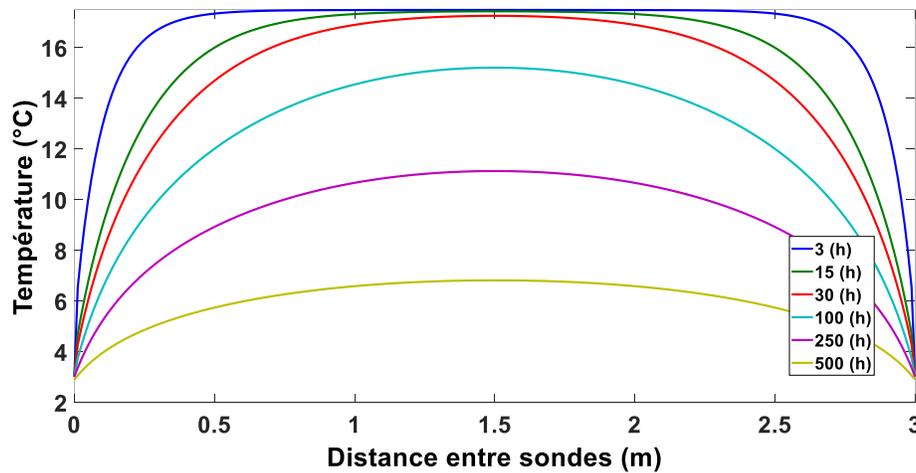


Figure 4.12. Variation avec le temps de la distribution de température du sol entre deux puits voisins.

La répartition axiale du flux de chaleur au voisinage de la sonde géothermique est variable, cela signifie que les interactions sont variables en fonction de la profondeur de la sonde, pour se sensibiliser à l'intensité des interférences à chaque profondeur. La Figure 4.13 représente le moment où les interférences commencent et ceci pour chaque valeur de profondeur, on voit que les interférences commencent au fond du puits, ce qui signifie qu'elles sont intenses au niveau du fond, ce temps est obtenu lorsque le point milieu de la distance entre puits voisins est affecté par les deux signaux de température, autrement dit, une fois où la température à mi-distance entre puits connaît une déviation par rapport à sa valeur naturelle, on le considère comme moment du début d'interférences, ces résultats sont relatifs à la Figure 4.11 où on peut voir que le flux échangé est à son maximum au niveau du fond du puits. Ceci est le cas lorsque le fluide entre dans le tube intérieur, pour celui où le fluide entre dans l'espace annulaire, la puissance

thermique échangée diminue du haut vers le bas, ce qui conduit à des interactions plus élevées du côté supérieur (tête du puits).

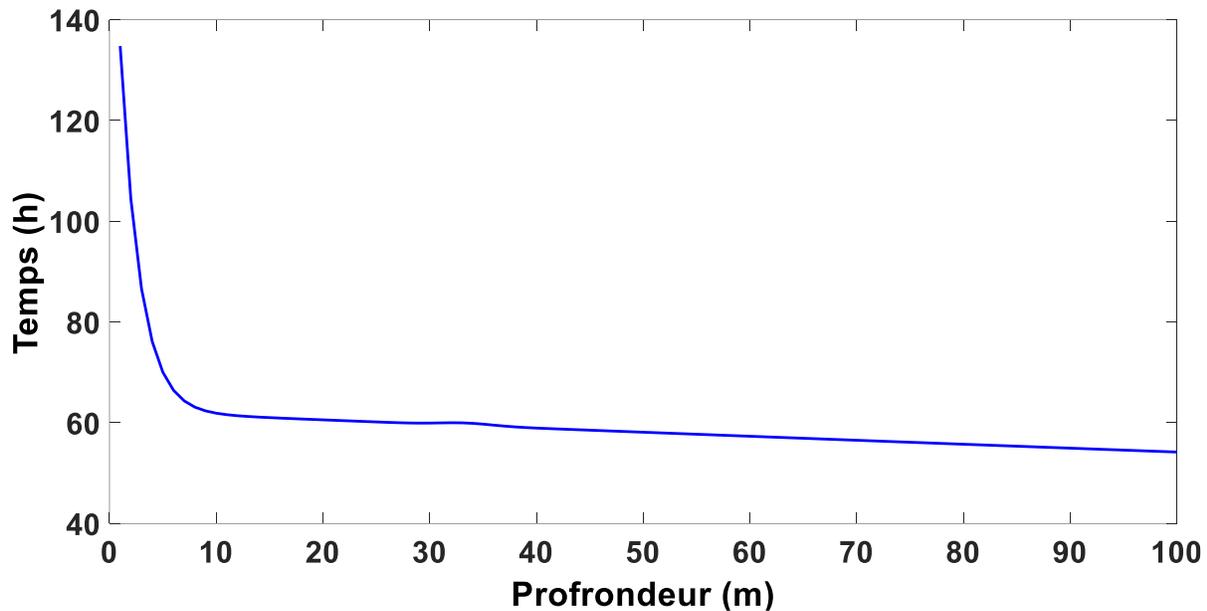


Figure 4.13. L'instant de début des interférences pour chaque profondeur.

Maintenant, pour illustrer les interférences et leur influence sur le sol, le modèle a été élargi à un modèle quasi-3D, c'est à dire qu'on calcule la distribution en 2D et ceci pour chaque valeur de l'angle ϑ désignant la troisième dimension.

La Figure 4.14 et la Figure 4.15 représentent la distribution de la température dans le sol environnant les sondes géothermiques au niveau du fond, la projection des isothermes sur le plan (xy) représente le contour de cette section transversale. En comparant la Figure 4.14 et la Figure 4.15, il est clair que dans la Figure 4.15 la surface occupée par des températures froides est plus importante, ainsi que la figure devient plus plate par rapport à la Figure 4.14, ceci signifie que les interférences s'amplifient au fil du temps.

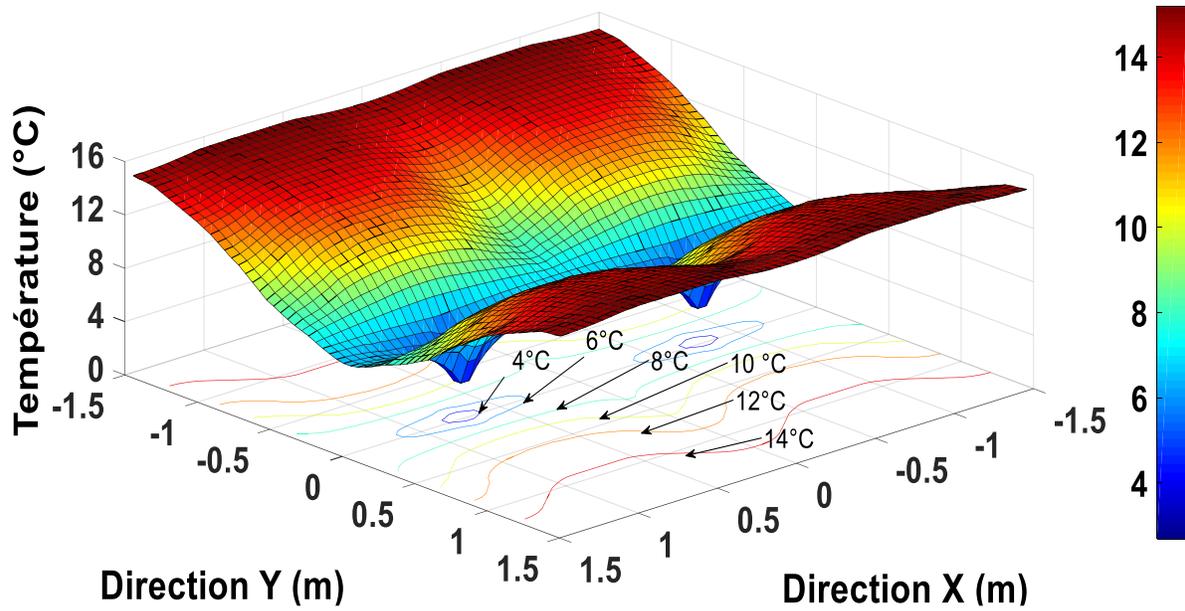


Figure 4.14. Coupe transversale de la distribution de température (surface et contour) au niveau du fond du domaine (après 500 h de fonctionnement).

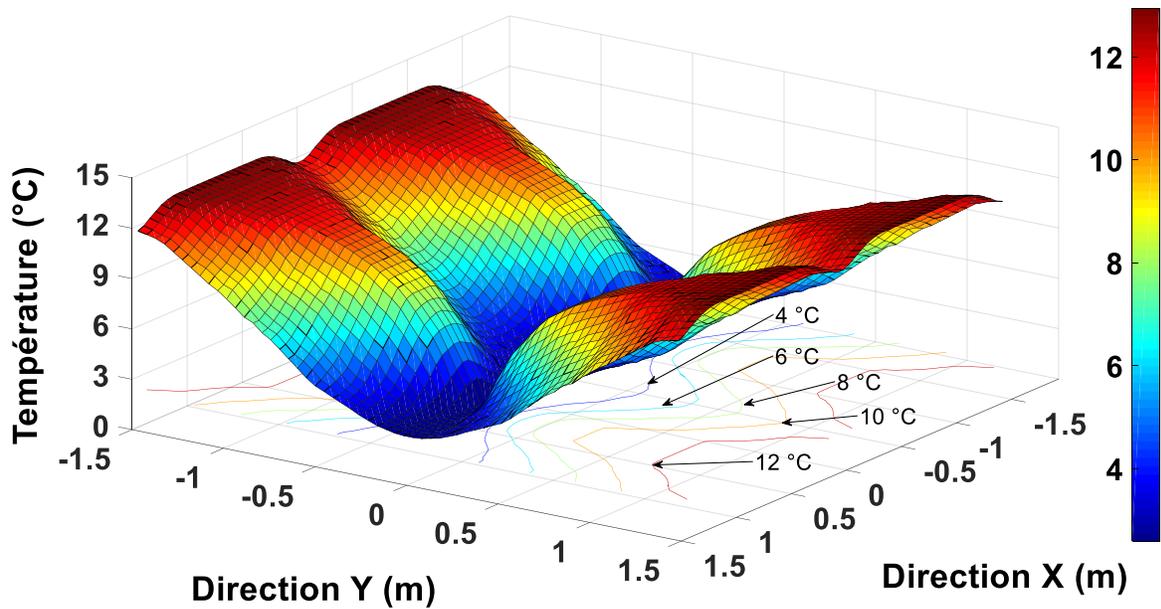


Figure 4.15. Coupe transversale de la distribution de température (surface et contour) au niveau du fond du domaine (après 1000 h de fonctionnement).

IV.4. Etudes d'impacts

IV.4.1. L'effet de la porosité du sol

Dans cette section, l'influence de la porosité du sol est étudiée pour le cas d'extraction de chaleur et ceci pour différentes valeurs de porosité du sol, en utilisant les paramètres donnés dans le Tableau 4-1 à l'exception du fluide circulant à l'intérieur de la sonde géothermique (l'eau et l'éthylène-glycol) dont les propriétés deviennent fonction de la température, et donc, pour une étude précise, les différentes propriétés à différentes températures et concentration molaire en éthylène-glycol sont obtenues en utilisant l'environnement HYSYS, après l'obtention d'une expression précise par une technique d'interpolation 2-D, puis insérée dans l'algorithme calculant la distribution de température du fluide caloporteur. Dans les simulations suivantes, pour une température positive du fluide à son entrée, la concentration molaire de l'éthylène-glycol est de 0% et de 10% pour les températures négatives à l'entrée.

a. L'effet de la porosité sur la distribution de la température dans le sol

La Figure 4.16, Figure 4.17, Figure 4.18 et Figure 4.19 montrent; les profils de température dans le sol environnant le puits lors des 600 h de fonctionnement, et ceci pour différentes valeurs de porosité. Sur la Figure 4.20, on observe que plus que la porosité est élevée, plus que le sol demeure chaud, ce qui signifie que la présence de la teneur en eau empêche une chute rapide de la température dans le sol.

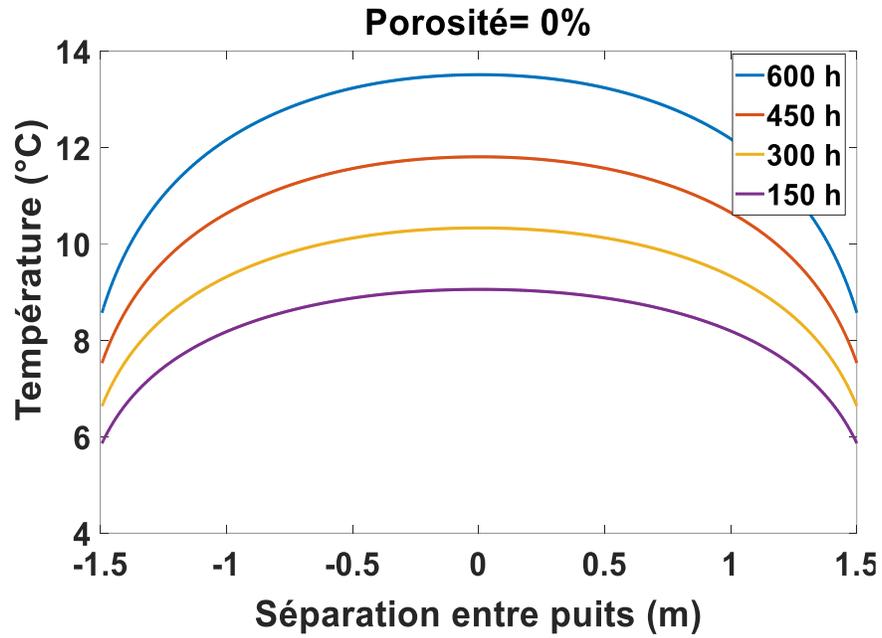


Figure 4.16. Distribution de température entre deux sondes en voisinage pour une porosité nulle

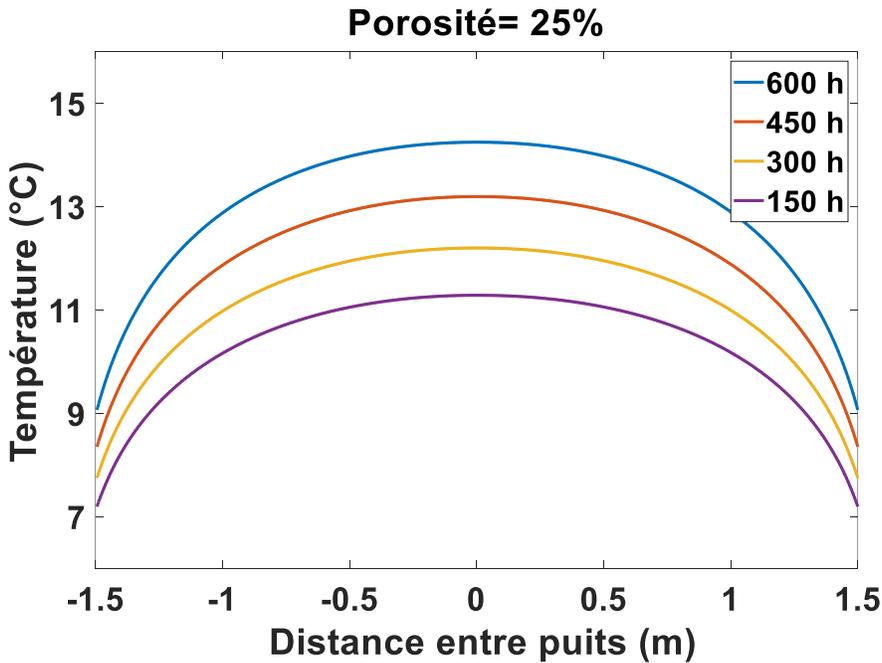


Figure 4.17. Distribution de température entre deux sondes en voisinage pour une porosité de 25%

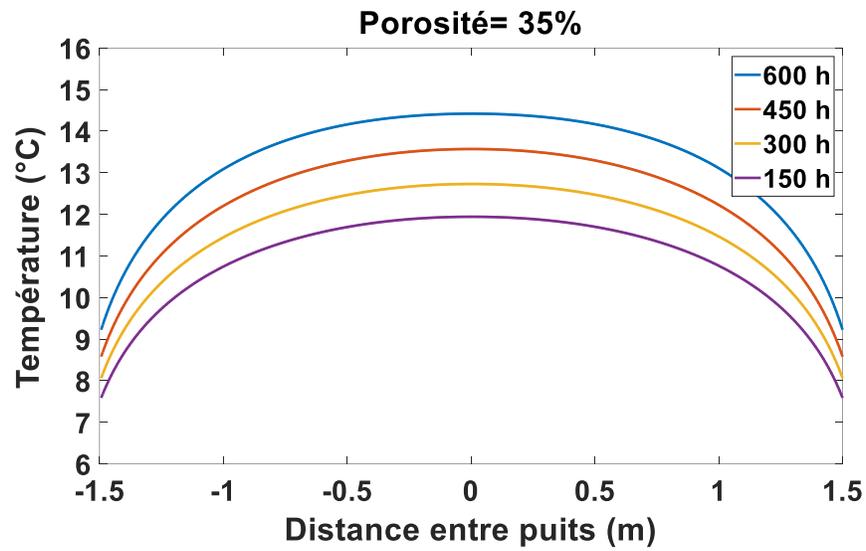


Figure 4.18. Distribution de température entre deux sondes en voisinage pour une porosité de 35%

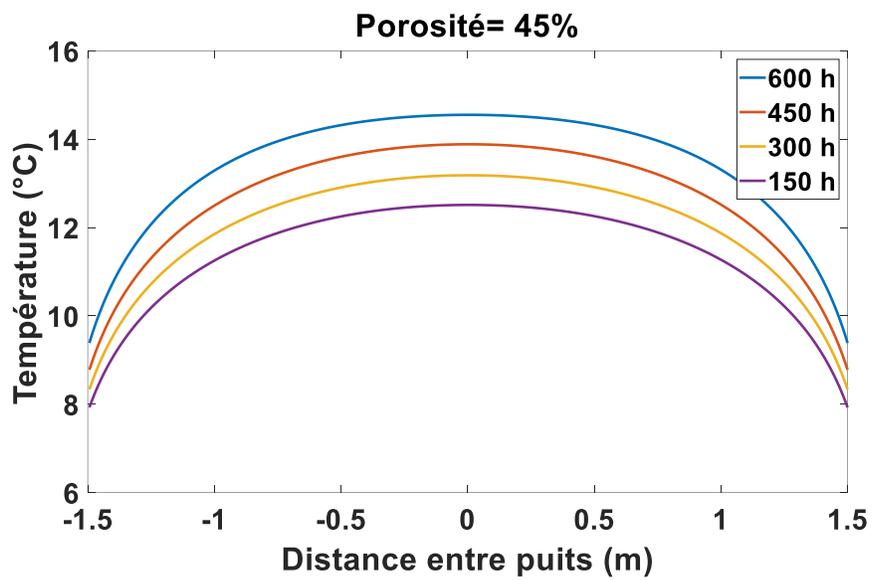


Figure 4.19. Distribution de température entre deux sondes en voisinage pour une porosité 45%

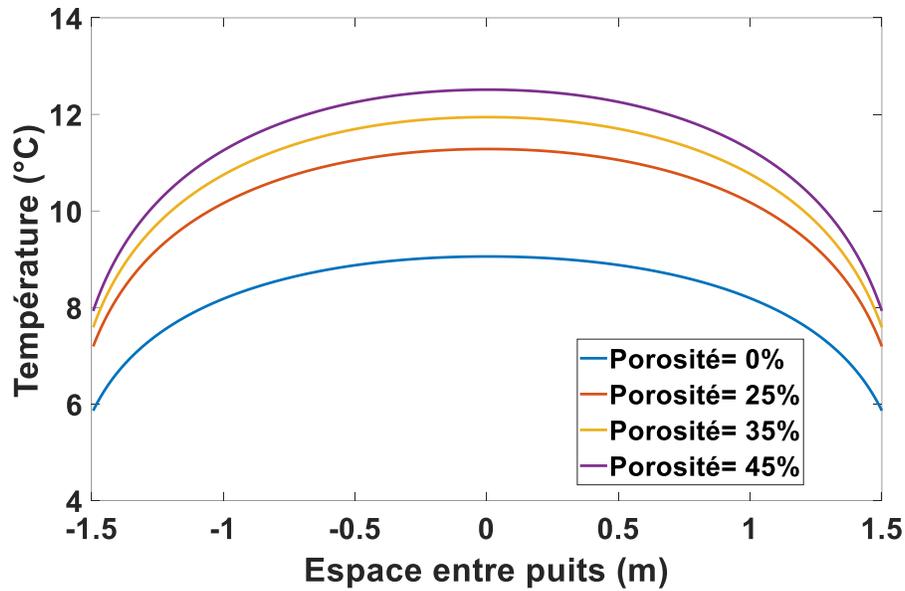


Figure 4.20. La distribution de la température entre deux sondes voisines après 600 h de fonctionnement et pour de différentes valeurs de porosité du sol

b. L'effet de la porosité sur la distribution de la température du fluide caloporteur

La Figure 4.21 montre l'évolution de la distribution de la température du fluide caloporteur pendant 600 h de fonctionnement, et ceci pour différentes valeurs de porosité dans le sol, et les mêmes résultats que l'effet de la porosité sur la température du sol sont obtenus, plus que la porosité dans le sol saturé est élevée, plus que la température du fluide dans chaque point de l'espace augmente.

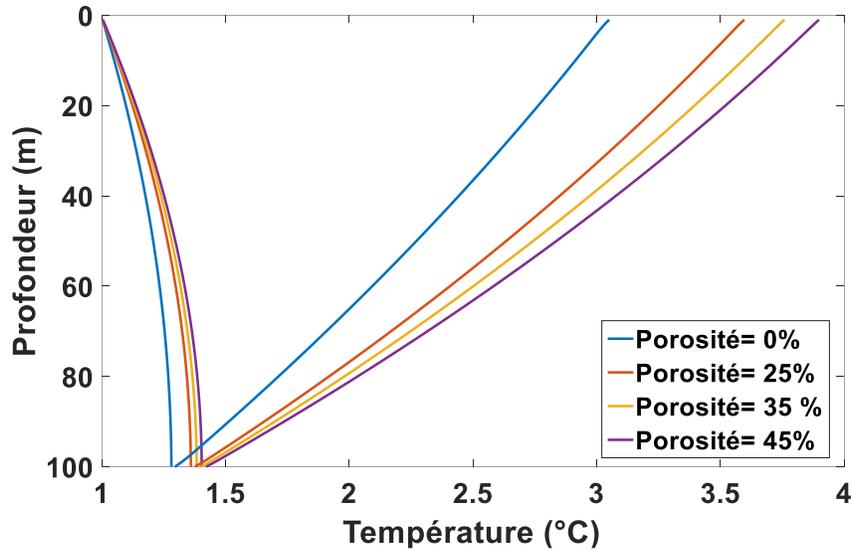


Figure 4.21. Distribution spatiales de températures du fluide caloporteur lors de son trajet après 600 h et pour différentes valeurs de porosité du sol

c. L'effet de la porosité sur la quantité d'énergie échangée avec sol

La Figure 4.22 et Figure 4.23 montrent; l'évolution de la charge thermique extraite pendant 600 h de fonctionnement, et ceci pour différentes valeurs de porosité ; on trouve la même observation que la Figure 4.16 à la Figure 4.19, plus la porosité dans le sol saturé est élevée, plus la charge thermique extraite du sol est élevée; ce qui signifie que la présence de la teneur en eau empêche une déplétion précoce de l'enthalpie du sol.

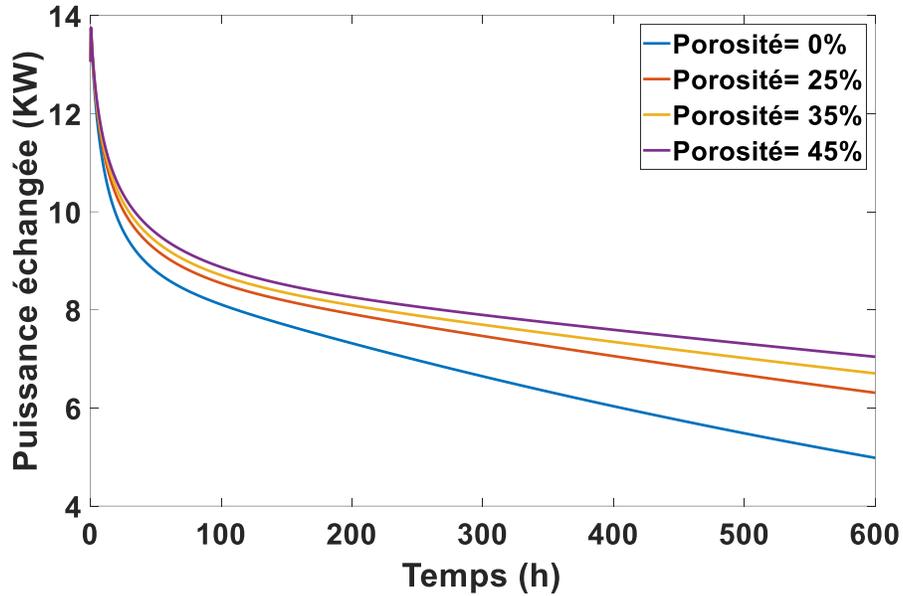


Figure 4.22. Illustration de l'impact de la porosité sur la puissance échangée avec le sol lors des 600 h de fonctionnement

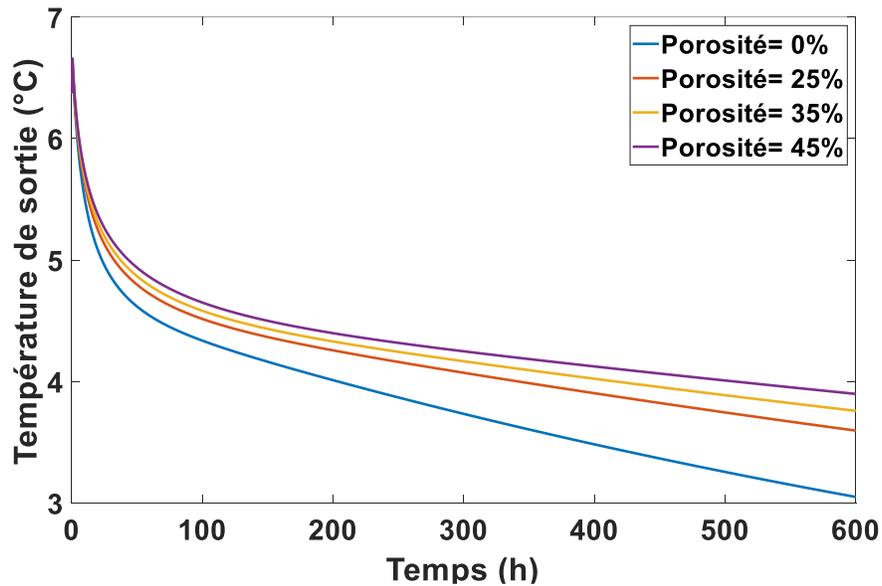


Figure 4.23. L'impact de la porosité du sol sur la quantité de chaleur extraite du sol le long de 600h de fonctionnement

Ceci s'explique physiquement par un changement de la diffusivité thermique du domaine, lorsque la porosité est supposée être de 0% la diffusivité thermique est de $1,44 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, et quand elle est égale à 45%, la diffusivité thermique devient $5,52 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, et donc une

atténuation de 38.33%; La Figure 4.23 montre les historiques de température du fluide caloporteur pour les différentes valeurs de porosité, il est clair que les valeurs de distribution augmentent avec l'augmentation de la porosité, ce qui est conforme aux résultats préliminaires. Comme montré, il y a un potentiel clair de retirer des quantités significatives d'énergie à partir d'un sol poreux et saturé, l'énergie extraite diminue de 15.725% quand la porosité est de 0% par rapport au cas où la porosité est égale à 45%.

IV.4.2. L'effet de la production du changement de phase dans le sous-sol sur le fonctionnement de la sonde géothermique

L'impact de la survenance du changement de phase dans le sol (solidification pendant la saison de chauffage) est présenté dans cette section en utilisant les mêmes paramètres du modèle que le Tableau 4-1 et le Tableau 4-2, sauf que les propriétés du fluide qui se calculent automatiquement dans cette section, la température d'entrée dans cette simulation est égale à -10°C et la porosité du sol est de 45%. Dans la section suivante (VI), il a été prouvé que la température d'entrée devrait être diminuée parallèlement à la diminution de la température de la paroi de la sonde ; de plus, cette dernière diminue plus vite sous les interactions thermiques, ce qui peut conduire à l'étain de températures négatives et donner place à l'occurrence du phénomène du changement de phase.

Nejad et Bernier [42] ont examiné l'impact de la congélation dans le voisinage immédiat du puits géothermique dans des conditions de laboratoire, ils ont développé un modèle numérique 1-D en supposant: une conduction pure dans le sol, la température initiale du sol est constante ainsi que la température du champ lointain (non perturbé par le signal ou l'onde thermique de la sonde), la densité de la teneur en eau du sol est constante et identique pour les phases solide et liquide et, dans la phase de transition (alors que le changement de phase se produit), la valeur de la capacité calorifique est égale à la moyenne arithmétique de celle des phases liquide et solide sur le long de la période ou un point change sa phase.

Dans le présent article, dans le but de simuler avec précision le comportement thermique du sol et les performances du système, le modèle traite les processus suivants: impact de l'écoulement de l'eau souterraine (dans la section suivante), la distribution initiale de température du sol qui est donnée par Beier et al. [31], la température du champ lointain (non perturbée) est variable et qui est donnée par les même auteurs [31], les propriétés thermiques de la teneur en eau sont

considérées variables d'une phase à l'autre et, lors du changement de phase, la nouvelle fraction de phase générée est calculée avec précision comme montrée par l'équation (3.24), et donc les propriétés instantanées pour un nœud entrain de changer sa phase sont égales aux moyennes pondérées pour chaque propriété qui sont données par les équations (3.25), (3.26) et (3.27); en plus de cela, ces calculs ont été effectués sous des interactions thermiques, ce qui est le cas des systèmes installés (le scénario réel).

a. L'impact du changement de phase sur le transfert de chaleur dans le sol

La Figure 4.24, Figure 4.25 et Figure 4.26 montrent les prédictions de distribution de température dans le sol environnant après 2000 h de fonctionnement pour trois cas, le premier cas où la Figure 4.24 représente le transfert de chaleur sensible, donc aucune chaleur latente n'a été échangée et les propriétés thermiques restent constantes, le second cas représenté sur la Figure 4.25 qui reflète le transfert de chaleur latente où les propriétés physiques sont supposées être constantes, et finalement, la Figure 4.26 imite la présence du transfert de chaleur latente où les propriétés changent d'une phase à l'autre.

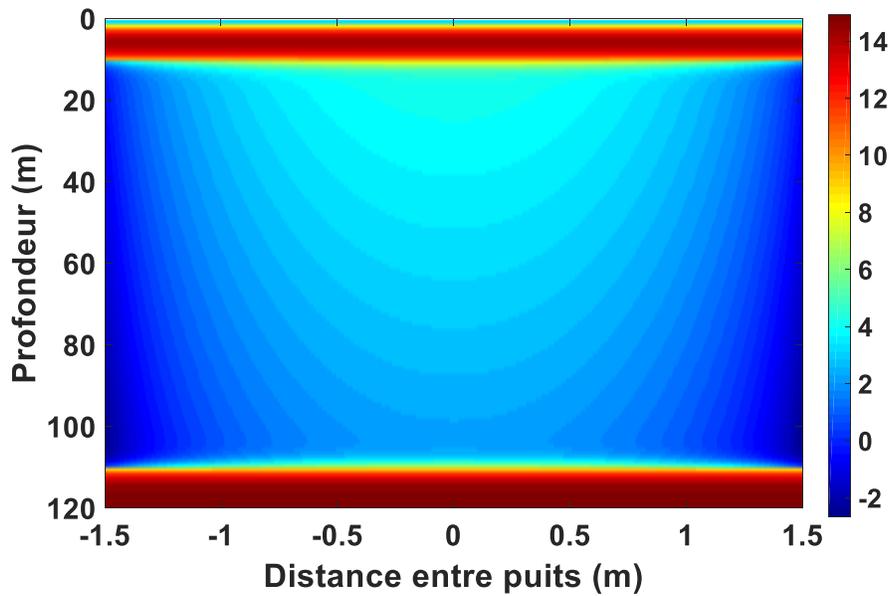


Figure 4.24. 1er cas: Champ de température entre deux sondes voisines après 2000 h pur un transfert purement sensible

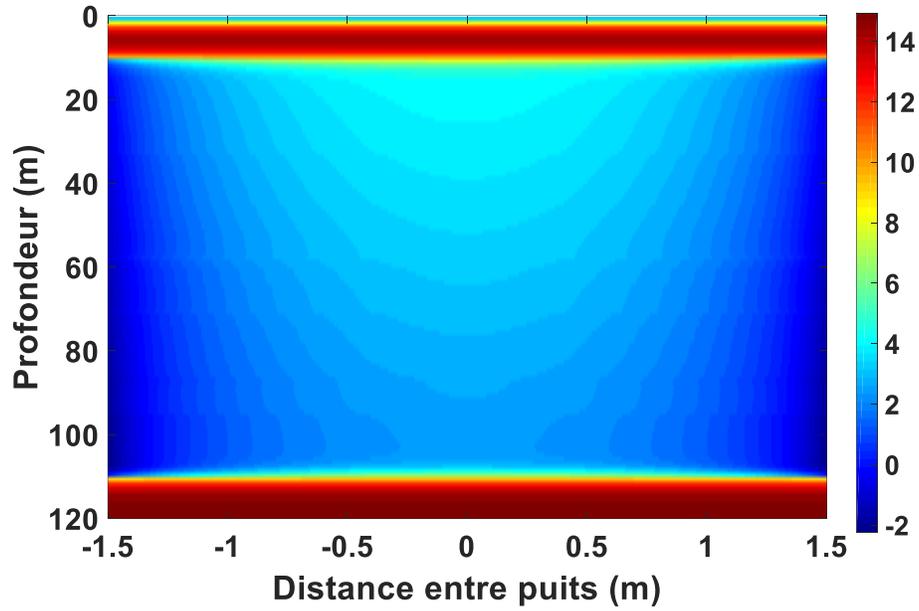


Figure 4.25. 2^{ème} cas: Champ de température entre deux sondes voisines après 2000 h avec production de changement d'état ou les propriétés thermiques sont supposées constantes pour les deux phases (solides et liquides)

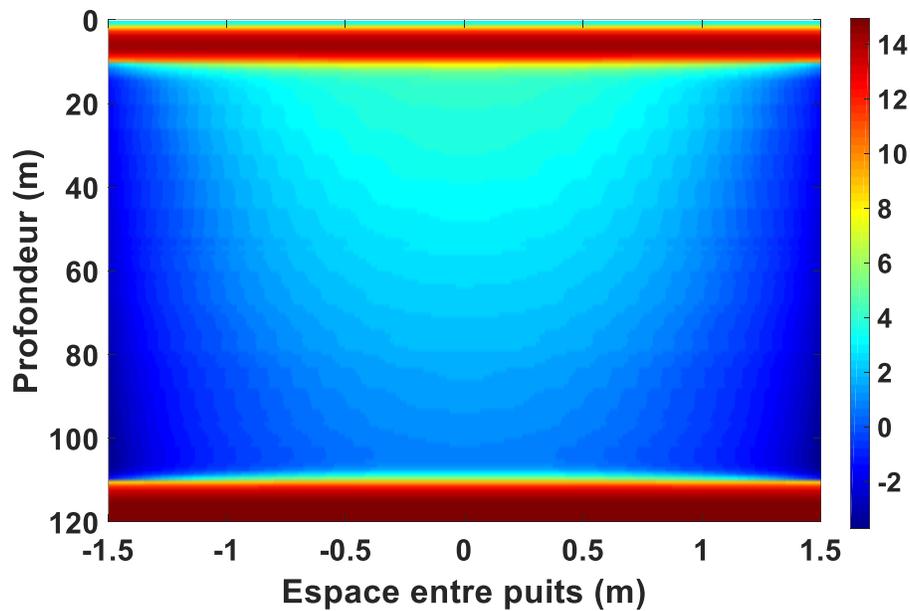


Figure 4.26. 3^{ème} cas: Champ de température entre deux sondes voisines après 2000 h avec production de changement d'état ou les propriétés thermiques changent d'une phase à une autre

b. L'impact du changement de phase sur la paroi des puits

La Figure 4.27 représente l'historique de la température de la paroi du puits, des trois cas, à une profondeur de 105 m de la surface ou 95 m depuis la tête du puits, cette profondeur représente le point le plus froid, ces historiques imitent les mêmes résultats que ceux précédents.

Il apparaît que la température de la paroi de la sonde pour le second cas est un peu plus élevée (après 2000 h) que dans le premier cas, ceci est dû à la quantité d'énergie thermique latente qui est échangée à une température constante; pour le troisième cas, en considérant les propriétés de la teneur en eau variables d'une phase à une autre, la température de la paroi de la sonde représente une distribution de température plus faible dans les trois cas et que les interférences sont les plus intenses; Pour expliquer le dernier cas, d'une part, la quantité d'énergie thermique latente échangée à une température constante contribue à augmenter la température de la paroi du puits, mais d'autre part, les propriétés thermiques varient et donc la diffusivité thermique varie avec elles ; avant l'occurrence du processus (teneur en eau en phase liquide) la diffusivité est égale à 5.5236×10^{-7} [m²/s] et après elle change sa valeur à 1.3560×10^{-6} [m²/s], de sorte qu'elle augmente d'un rapport de 2,54; on sait que plus la diffusivité thermique est élevée, plus le transfert de chaleur au champ est rapide ce qui explique la baisse accentuée de la température de la paroi du puits.

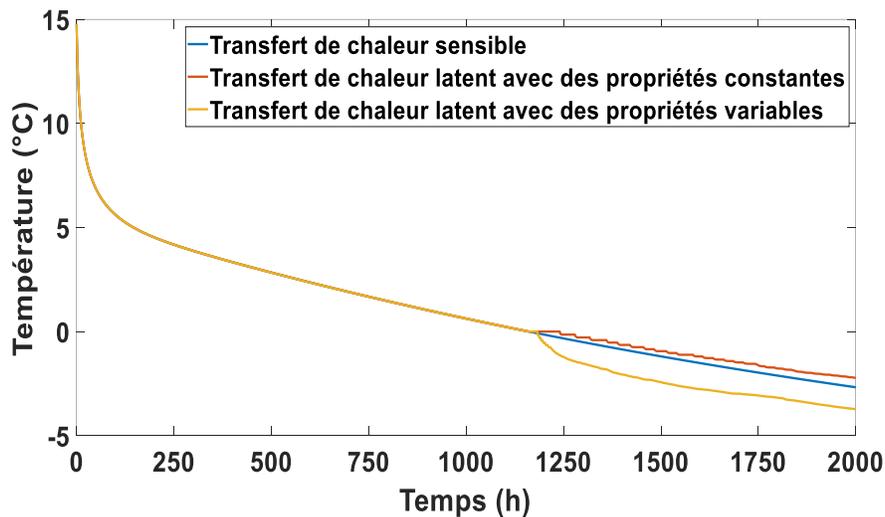


Figure 4.27. L'évolution temporelle de la température de la paroi à une profondeur de 95 m

c. L'impact du changement de phase sur la quantité de chaleur échangée

En se déplaçant pour analyser les performances du système, la Figure 4.28 illustre l'effet des trois scénarios sur la charge thermique extraite par le système; il est montré que, en comparant entre le 1^{er} et le 2^{ème} cas, la charge thermique retirée est négligemment plus élevée dans le second cas, mais dans le troisième cas, la charge thermique commence à diminuer sensiblement après 1157 h pour entraîner une diminution de 5,36% de l'énergie retirée par rapport au premier cas, et cela est de 1157 à 2000 h, ce qui équivaut à 35 jours.

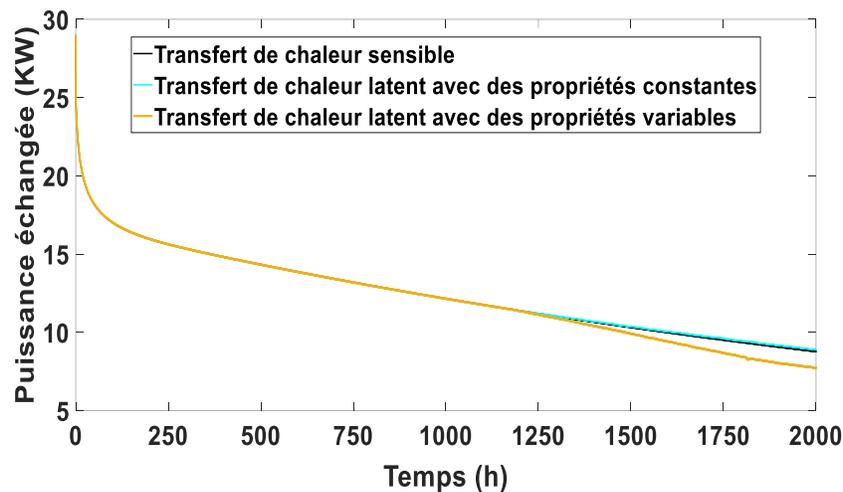


Figure 4.28 L'effet de production du changement de phase sur la quantité de chaleur extraite

d. L'impact du changement de phase sur le fluide caloporteur

En ce qui concerne le comportement thermique du fluide caloporteur, l'impact du changement de phase sur ce dernier ne diffère pas, dans la Figure 4.29 il est montré que la température de sortie a exactement les mêmes allures que la Figure 4.28, et ceci est encore confirmé par la Figure 4.30 représentant le profil de température du fluide caloporteur dans l'espace.

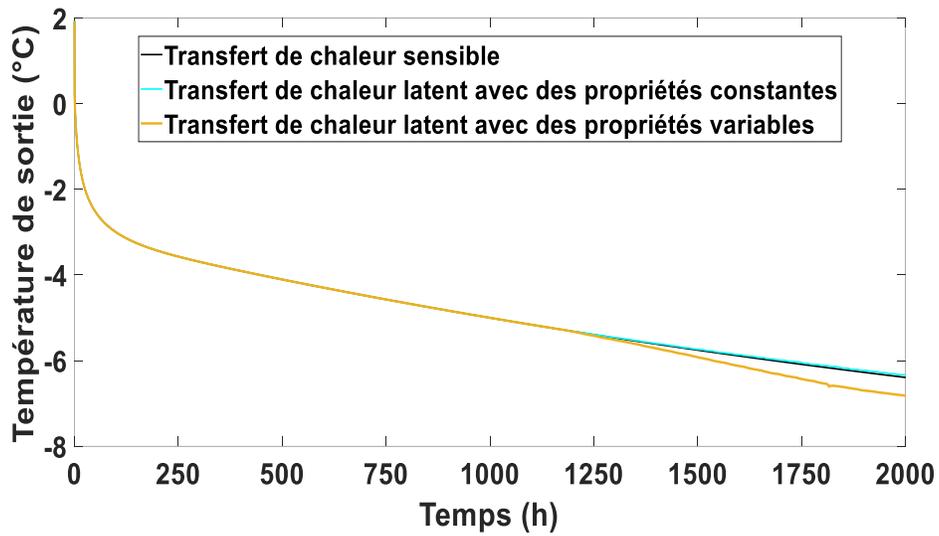


Figure 4.29. L'effet de la production du changement de phase sur la température de sortie du fluide

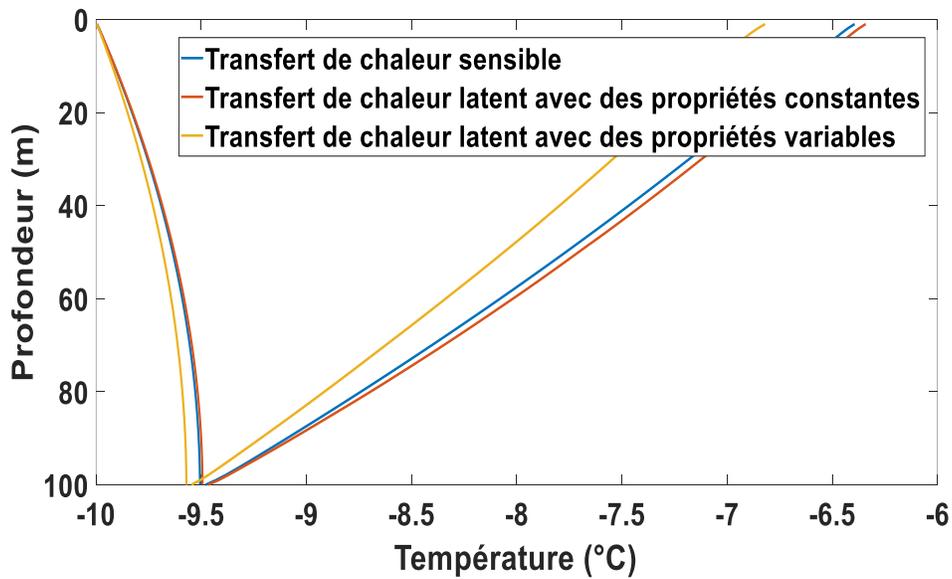


Figure 4.30. La distribution spatiale de la température du fluide caloporteur le long de son trajet à l'intérieur de la sonde après 2000 h

Cette simulation montre clairement que, même pendant le processus de changement de phase, la température de la paroi de la sonde géothermique demeure constante pendant un certain temps ce

qui est bon pour les performances, mais, les propriétés thermiques du sous-sol changent après la solidification de la partie liquide contenue dans les pores du sol d'une façon qui augmente sa diffusivité thermique, ce qui se traduit par une chute plus importante de la distribution de température dans le sol et donc une chute, en parallèle, dans la quantité d'énergie extraite du sol. Il se résulte que la formation du gel dans le sous-sol est indésirable, pas seulement parce que le gel augmente le volume massique de l'eau et donc endommage les tubes, mais provoque une chute importante de l'énergie extraite par le système.

IV.4.3. L'effet de l'écoulement de l'eau souterraine

Cette partie traite l'analyse de l'impact de l'écoulement de l'eau souterraine sur le transfert de chaleur dans le sol environnant, où cet écoulement est supposé être perpendiculaire au puits et a une vitesse uniforme du haut en bas; l'écoulement de l'eau dans le sous-sol est responsable du transport de la chaleur de l'Est vers l'Ouest du puits ou vice versa, ce qui entraîne une asymétrie de la distribution de la température des deux côtés (Est et Ouest) de la sonde, et donc, les différentes sondes constituant la matrice n'ont plus le même comportement thermique; par conséquent, pour simuler le scénario réel, il devient nécessaire de simuler tous les puits ensemble, ce qui prend beaucoup de temps pour les calculs, et pour étudier l'impact du flux souterrain, nous nous concentrons sur la sonde située à l'extrémité du champ où elle interfère sur un côté seulement.

La Figure 4.31 représente les historiques des calories extraites pendant 300 h et ceci pour différentes valeurs de vitesse dans le sol qui est supposé saturé, la température d'entrée est de 1° C et la porosité est de 45%, on observe que plus que la vitesse est élevée, plus que la charge thermique extraite est importante; en effet, le flux d'eau transporte la chaleur d'un côté à l'autre, sur le côté où le sens d'écoulement arrive au puits présente un gain de chaleur, de l'autre côté, où le flux quitte le puits provoque une perte de chaleur, la simulation montre que le gain de chaleur surmonte la perte de chaleur ce qui explique l'augmentation de la charge thermique en fonction de l'augmentation de la vitesse, Hecht-Mendez et al. [7] en déduisent également que l'advection provoque un apport de chaleur pour le puits dans une période de chauffage.

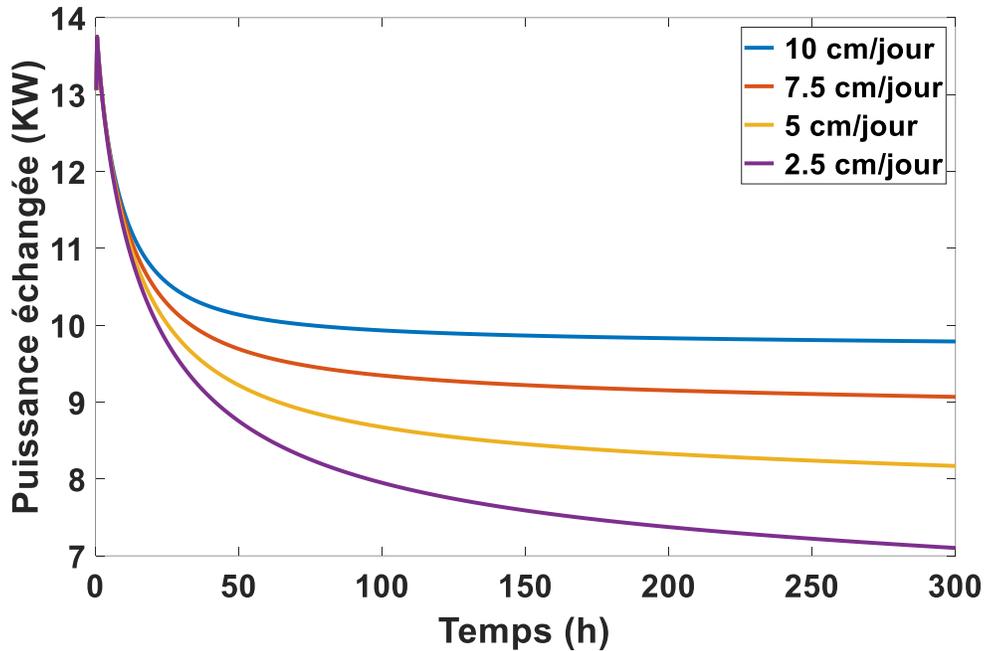


Figure 4.31 l'influence de l'écoulement de l'eau souterraine sur la quantité d'énergie extraite du sol

IV.5. Optimisation

Dans les zones urbaines, la surface disponible pour l'exploitation de la géothermie de surface est limitée ce qui conduit à opter pour les systèmes verticaux, l'ingénieur responsable de cette tâche tend à exploiter cette surface d'une manière optimale, tout en choisissant la bonne profondeur et le bon nombre de puits à y installer pour extraire le maximum d'énergie (en période de chauffage), on plus de ça, l'optimisation des paramètres de l'échangeur coaxial est aussi nécessaire, cette dernière tend à ajuster la température d'entrée au puits, la valeur des diamètres des tubes intérieur et extérieur dans le but d'avoir un COP le plus élevé. Zhang et al [23] ont étudié les impacts de la température d'entrée du fluide caloporteur, de son débit et la profondeur de la sonde en utilisant la moyenne arithmétique entre la température d'entrée et celle de sortie pour évaluer la charge thermique échangée, mais en fait cette température moyenne n'est pas arithmétique; ils ont aussi supposé de différentes valeurs du débit de fluide caloporteur, mais en fait, à partir de la charge thermique nécessaire pour compenser les pertes calorifiques du bâtiment, et du nombre de puits installés, qu'on déduit la valeur de ce débit ce qui est donné par l'équation (3.171); concernant l'effet de la profondeur, ils ont abouti à ce que plus le puits est profond, plus les performances sont bonnes, ce qui est encore confirmé par Holmberg et al [46].

IV.5.1. Optimisation d'une matrice de puits (profondeur et distribution des puits)

L'installation du nombre approprié de puits avec la profondeur appropriée pour une surface donnée est un sujet d'optimisation; on sait que l'augmentation de la profondeur de la sonde géothermique augmente la quantité de chaleur échangée pour un puits unique mais pour le cas d'un champs de puits l'effet de la profondeur est à investiguer tant que les interactions entre puits existent, ainsi, augmenter le nombre de puits (ou diminuer la distance de séparation) augmente le temps de séjour du fluide dans les puits (car le débit du fluide sortant de l'évaporateur vers le champ de puits, qui est obtenu en utilisant l'équation (3.171) est réparti de manière égale pour tous les puits) mais réduit la turbulence qui est bonne pour le transfert de chaleur par convection, car il accentue les interférences thermiques; afin de récolter la résultante de cet ensemble de phénomènes opposés, effectuer une simulation est une nécessité, pour ce faire, le modèle obtenu après couplage des deux modèles (le modèle de distribution de température dans le sol environnant et celui de distribution de température dans le fluide à l'intérieur du puits) a été utilisé pour différentes combinaisons de profondeurs et d'espacements entre les puits avoisinants, une fois la profondeur fixée, les calculs ont été effectués pour 600 h de fonctionnement et ceci pour différentes valeurs d'espacement, ceci a été répété pour des profondeurs différentes, les paramètres (profondeur et espacement) correspondant à la charge thermique la plus élevée seraient sélectionnés, la surface disponible est de 6 m x 6 m, les distances de séparation utilisées sont 3, 2, 1,5 et 1 m correspondent au nombre de puits installés de 9, 16, 25 et 49 puits respectivement, le débit massique entrant dans l'ensemble du champ est de 4,5 kg/s, et la porosité du sol est de 45%. Les autres paramètres utilisés sont les mêmes que ceux présentés dans les Tableau 4-1 et Tableau 4-2.

Ces résultats sont présentés sur la Figure 4.32, qui imite la variation de la quantité de chaleur extraite lors de 600 h en fonction de la profondeur et de l'espacement entre puits. Il est clair d'observer, en fixant la distance qui sépare entre deux puits, plus la profondeur est élevée plus que la quantité d'énergie extraite est plus élevée, ce résultat est le même obtenu par Zhang et al [23], Inalli and Esen [37] et Holmberg [46].

; comme deuxième observation, pour les valeurs de profondeur 40, 50, 60, 70 et 80 m, la distance de séparation optimale est trouvée égale à 2 m, et pour le cas des profondeurs de 90 et 100 m, la distance optimale entre puits diminue à 1,5 m, cela signifie que plus la profondeur est faible, plus les interférences thermiques sont importantes, ceci peut être expliqué comme suit; à mesure que

la profondeur du puits augmente, le temps de séjour du fluide circulant à l'intérieur du puits augmente en parallèle, ce qui provoque un gain en calories plus important, donc, la différence de potentiel entre le fluide circulant à l'intérieur de l'espace annulaire et le sol adjacent diminue, et par conséquent le flux de chaleur échangé est diminué d'où les interférences sont moins importantes.

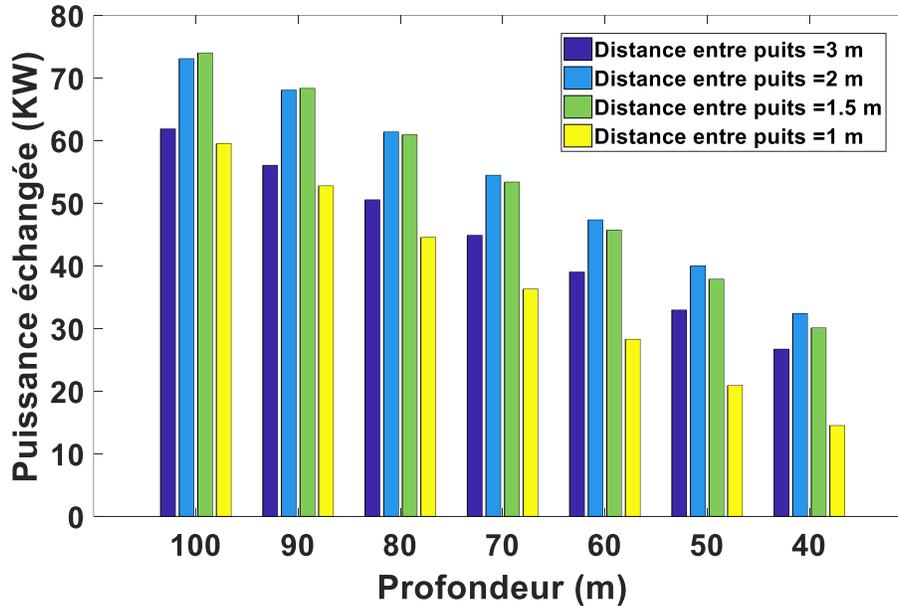


Figure 4.32 Comparaison de la quantité d'énergie extraite pour de différentes profondeurs et espacements entre sondes.

La Figure 4.33 montre l'historique de la quantité de chaleur extraite du sol par le champs entier des puits géothermiques, il est remarquable que pour les premiers instants la quantité retirée est plus importantes pour les matrices les plus denses, ceci est interprété par le temps de séjour du fluide à l'intérieur de la sonde géothermique, plus que le temps est important la différence entre la température du sol voisinant et le fluide caloporteur est minimisé d'où la quantité échangée est maximisée. Mais, au fil du temps, l'atténuation de la quantité extraite s'accroît en fonction de la réduction de la distance entre puits (ou : l'augmentation du nombre de puits), ceci est interprété par, le fait que les puits sont plus proches, les interférences thermique s'accroissent, d'où la quantité extraite se minimise. En se basant sur ce résultat, on déduit que, lors du design du champ de puits, le nombre de puits à installer pour une surface donnée est spécifique pour

chaque bâtiment, et qui est fonction des besoins thermiques de ce dernier ainsi que la période de chauffage.

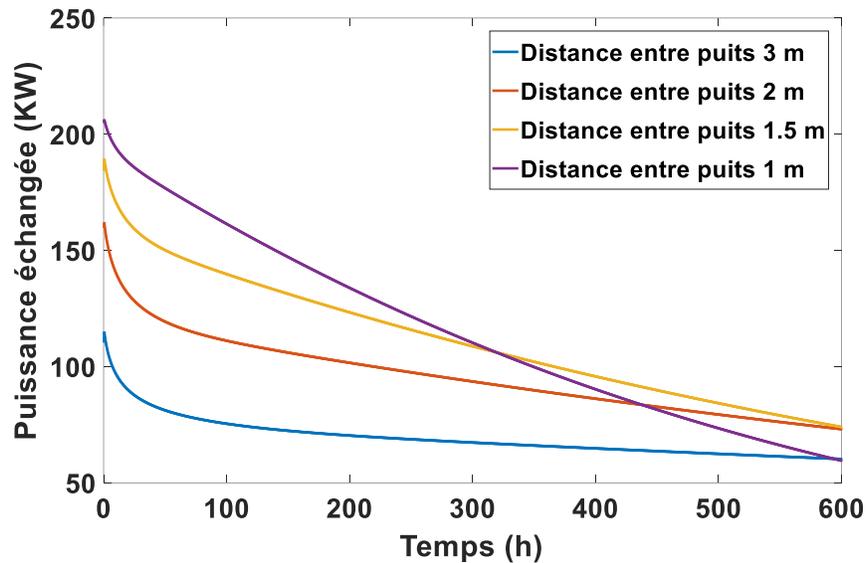


Figure 4.33 L'historique de la quantité d'énergie retirée du sol pour de différents espacements (profondeur=100 m)

Tableau 4.5. Paramètres utilisés pour l'optimisation d'un puits géothermique.

Paramètre	Valeur
Profondeur [m]	200
Fraction molaire d'Ethylène-Glycol [%]	15
Charge frigorifique du bâtiment [KW]	25
Nombre de puits supposés.	3
La température d'eau sortante du condenseur (vers le bâtiment). [°C]	55

IV.5.2. Optimisation des paramètres de l'échangeur coaxial

Dans cette partie, afin d'étudier les effets de la température du fluide d'entrée, les diamètres interne et externe de l'échangeur coaxial sur la performance thermique, le COP a été évalué en utilisant l'équation (3.167) dans différentes conditions d'entrée selon l'algorithme montré dans la section (III.4), et en utilisant les paramètres physiques de la sonde présentés dans le Tableau 4-1. Cet algorithme d'optimisation a été exécuté pour différentes valeurs de température de la paroi du puits. Il a été garanti que quelle que soit la température de la paroi, les mêmes allures sont

obtenues et donc la Figure 4.34, Figure 4.35, et Figure 4.36 ont les mêmes caractéristiques. Le COP a été calculé pour toutes les combinaisons possibles des trois paramètres d'optimisation (T_{in} , D_i et D_o), et les valeurs correspondantes pour le COP le plus élevé ont été sélectionnées comme paramètres optimaux; ensuite, les trois figures a, b, et c ont été obtenues en faisant varier un paramètre et en fixant les deux autres comme optimaux, c'est afin de montrer l'effet de chaque paramètre sur le COP.

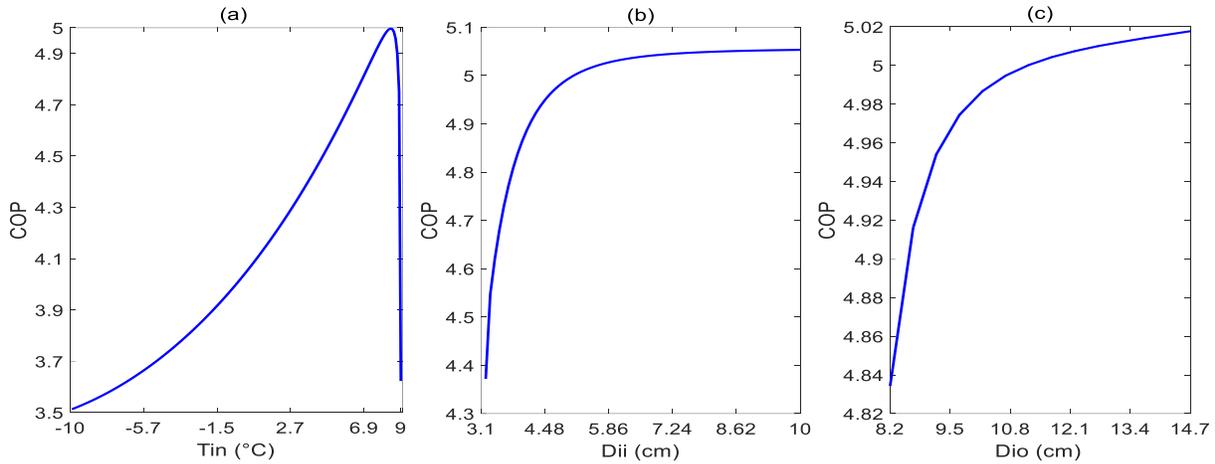


Figure 4.34 Variation du COP en fonction des différents paramètres définissant la sonde pour une température de paroi de 10°C

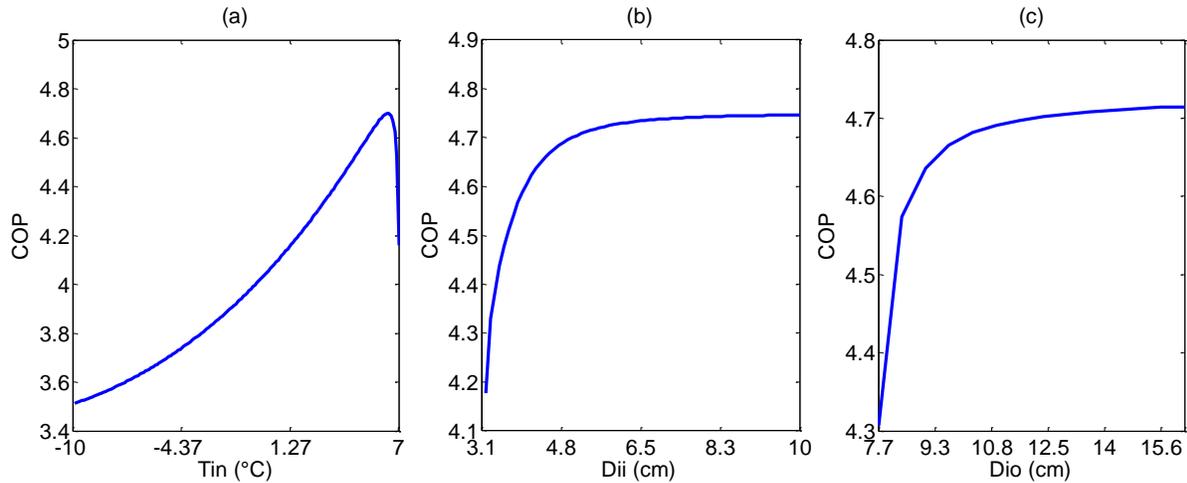


Figure 4.35 Variation du COP en fonction des différents paramètres définissant la sonde pour une température de paroi de 8°C

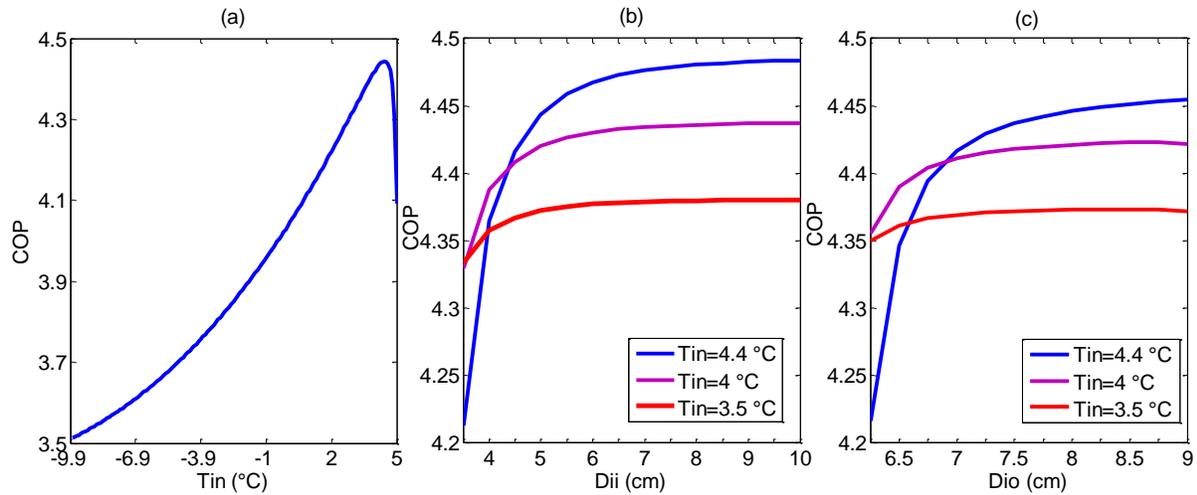


Figure 4.36 Variation du COP en fonction des différents paramètres définissant la sonde pour une température de paroi de 6°C

En prenant l'exemple de la Figure 4.36 où la température de la paroi est fixée à 6°C , la température d'entrée varie de -10 à 5°C , D_i fixé à 5 cm avec un espacement entre les deux tubes de $2,5$ cm; il est remarquable que la valeur du COP augmente avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide jusqu'à une certaine valeur, puis diminue rapidement, cette valeur représente la température d'entrée optimale qui est égale à $4,4^\circ\text{C}$ pour $T_b = 6^\circ\text{C}$. Sachant que, pour chaque valeur de température de cette paroi existe une valeur optimale de la température d'entrée du fluide caloporteur. La Figure 4.37 a été obtenue afin de montrer l'allure de cette valeur optimale « T_{in} » en fonction de la température de la paroi T_b , il est remarquable que c'est une relation proportionnelle, elle diminue linéairement avec la diminution de T_b . Cette courbe aide à maintenir les performances du système en question aussi hautes que possible tout en mettant la valeur d'entrée correspondante à la température de la paroi, sur le plan pratique; cette courbe pourrait être atteinte en concevant une vanne régulatrice à trois voies comme montrée sur la Figure 4.38 en couleur rouge, où le signal manipulant cette vanne tend à ajuster la température d'entrée adéquate à celle de la paroi tout en jouant sur le mélange de fluides chaud (qui sors directement du puits) et froid (qui sors directement de l'évaporateur).

Le COP est également dépendant des valeurs de diamètres des tubes intérieurs et extérieurs, d'une part, il est clair que l'augmentation du diamètre provoque l'augmentation de la surface d'échange thermique et du temps de séjour (atténuation de la vitesse), ainsi que la réduction du travail cédé par la pompe, ces trois points contribuent à l'augmentation du COP, d'autre part

l'augmentation du diamètre entraîne une diminution de la turbulence de l'écoulement et donc une diminution du coefficient de transfert thermique qui contribue à réduire le COP; donc, dans le but de montrer les phénomènes dominants, des simulations sont nécessaires. Les Figure 4.36 a, b et c représentent la variation de COP fonction de la variation des diamètres d'entrée et de sortie respectivement; il est clair de remarquer que le COP augmente avec l'augmentation du diamètre dans les deux figures, mais le taux de cette augmentation diminue jusqu'à devenir négligeable et que le COP atteint une valeur quasiment constante, ceci est conforme aux résultats de Holmberg et al [46] pour le diamètre extérieur. On que toute augmentation des diamètres au-delà d'un certain seuil entraîne une augmentation inutile du coût d'investissement sans augmentation importante des performances.

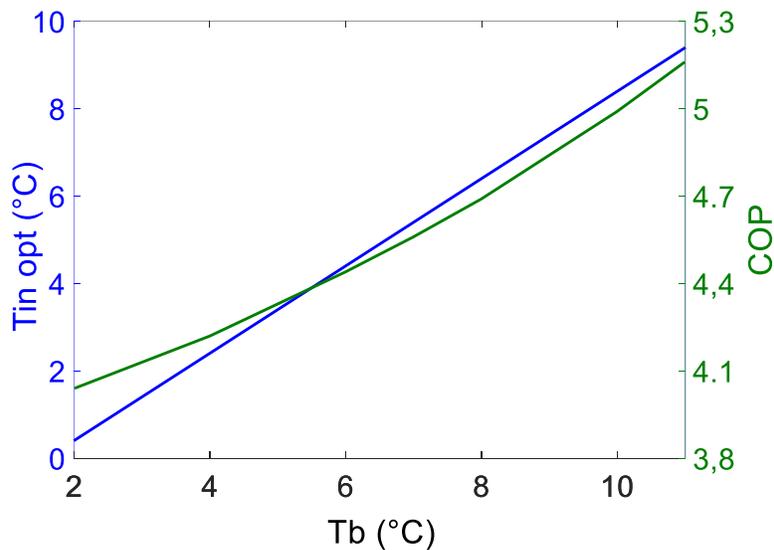


Figure 4.37. Température d'entrée optimale en fonction de la température imposée à la paroi

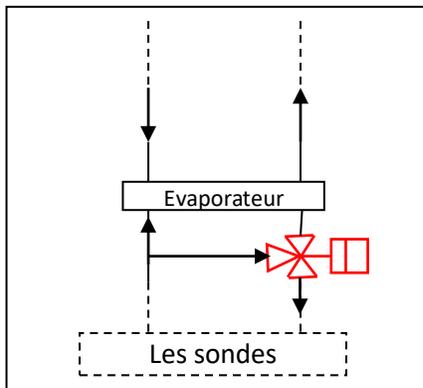


Figure 4.1. Conception d'outil d'optimisation de la température d'entrée à la sonde.

IV.6. Etude d'un cas

L'installation des puits géothermiques de configuration coaxiale a été étudiée en utilisant des données réelles provenant d'un cite d'immeuble à Constantine, le design utilisé pour cette construction sert de modèle de référence.

IV.6.1. Présentation du cas

Le but de l'étude de cas et de prouver la faisabilité et la rentabilité de ces systèmes. Le bâtiment est un R+1 dont la surface construite est de 222 m² et considérée de forme carrée. Pour une sensibilisation de l'importance d'isolation thermique de l'enveloppe de la construction, une étude comparative entre deux cas a été faite, le 1er cas pour une construction thermiquement non-isolée, et le 2ème cas pour une construction thermiquement isolée. Commençant par détailler le premier cas, les murs se donnant sur l'extérieur construits comme suivant : crépi extérieur de 0.02 m, brique terre cuite de 0.15 m, lame d'air de 0.05 m, brique extérieure cuite de 0.15 m et un crépi intérieur de 0.015 m ; pour la toiture, qui est considérée plate, est construite comme suivant : crépi intérieur de 0.015 m, couche de béton de 0.2 m et une couche de protection de 0.1 m ; passant au plancher sur terre : revêtement de 0.03 m, chape en ciment de 0.08 m, une couche de béton de 0.25 m ; les portes sont des panneau agglomérés 0.04 m de deux faces avec de revêtements alu ; les fenêtres ont un cadre en bois, double vitrage et le matériau des intercalaires est de l'aluminium. La moyenne pondérée des coefficient de transfert thermique de ces différents éléments constituant l'enveloppe extérieure du bâtiment donne un coefficient global de 2.16 W/(m².°K). pour le cas d'un bâtiment thermiquement isolé, les murs extérieurs, au lieu de la lame d'air, possède un matériau isolant le Saglan SB 22 d'une épaisseur de 0.16 m, pour le toit une couche davantage de roofmate SL-X de 0.18 m, et, finalement, pour la dalle sur plancher une couche excédentaire de polyuréthane de 0.1 m ; ce deuxième cas finit par avoir un coefficient global de transfert thermique de 0.3 w/(m².°K).

A noter que le transfert entre l'ambiance extérieur et celle intérieur à travers l'enveloppe du bâtiment supposé de se faire en régime permanent seulement.

IV.6.2. Description du champ de puits

Premièrement, Pour le cas actuel, il est logique d'utiliser une boucle verticale plutôt qu'horizontal vu la surface disponible, il existe trois paramètres, à installer, caractérisant cette

boucle verticale qui sont : le diamètre intérieur, le diamètre extérieur et l'espacement entre puits, les valeurs de ces trois paramètres ont été choisies suite à une étude préliminaire d'optimisation balayant plusieurs combinaisons et dont les résultats se montraient satisfaisants et réalistes ; par exemple, les valeurs des diamètres intérieur et extérieur, en fonction de leurs coûts, peuvent avoir des valeurs élevées tout en prenant compte du seuil qu'à partir duquel l'amélioration des performances devient négligeable ; en ce qui concerne l'espacement entre les sondes, vu à l'étude d'optimisation dans la section d'optimisation et de la surface disponible à exploiter (7m x 7m), un espacement de 2 m a été conçu. A noter qu'une profondeur de 10 m a été réservée entre la surface du sol et la tête de puits, ceci est pour éviter l'influence des effets saisonniers sur le fonctionnement de la matrice des puits, et donc garder la température voisine des sondes aussi stable que possible, ainsi qu'éviter les interférences thermiques avec le bâtiment ; pour la profondeur de la sonde, il a été montré que, pour le cas de chauffage, plus qu'elle est importante plus que les performances sont meilleures.

Le fluide caloporteur est distribué par des collecteurs d'une manière à connecter les sondes géothermiques en parallèle, les avantages de cette disposition sont les suivants :

- Les pertes de charges hydrauliques sont identiques et se réduisent considérablement par rapport à une connexion en série.
- La facilité d'isolement d'un puits pour des raisons de maintenance.
- Le débit total est réparti aux différents puits, d'une façon équivalente, ce qui réduit sa valeur et augmente son temps de séjour à l'intérieur des capteurs géothermiques, et donc, récupère (ou cède) le maximum de calories.

IV.6.3. Paramètres thermiques du fluide caloporteur

La capacité thermique du fluide, sa masse volumique, sa conductivité thermique et sa viscosité sont données par une expression, cette dernière est obtenue par une technique d'interpolation 2D fonction de la température dans un certain point de l'espace, et de la concentration du fluide en Ethylène-Glycol, ceci est fait pour une étude plus exacte.

IV.6.4. Données météorologiques

Nous utiliserons les données météorologiques du site de Constantine pour l'année 2013 qui sont obtenues par le biais du logiciel «METEONORM» et qui les donne heure par heure durant toute

l'année. La Figure 4.39 donne les valeurs de température extérieure heure par heure, tout au long de la période de chauffe.

Ces valeurs sont utilisées pour le calcul des besoins en chauffage ainsi que de prédire la distribution des valeurs de température du sol non-perturbé.

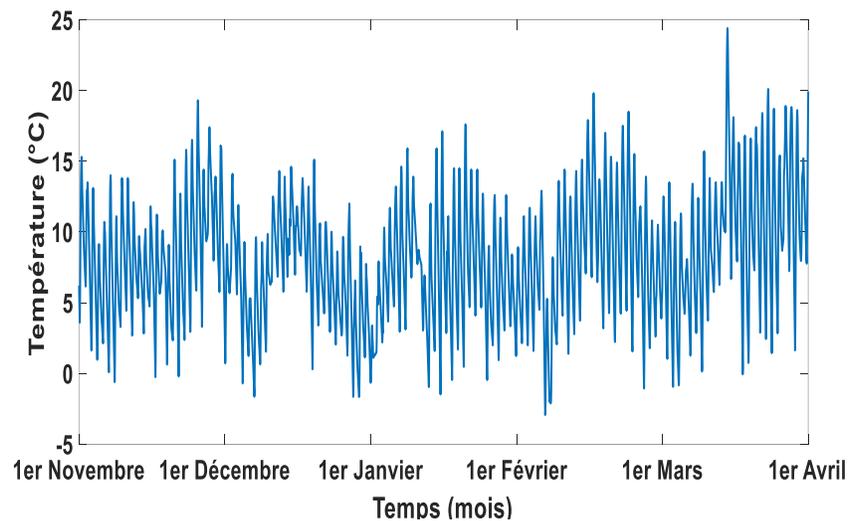


Figure 4.39 Variation de la température extérieure au cours de la période de chauffe

IV.6.5. Besoins énergétiques du bâtiment

Les demandes énergétiques du bâtiment sont présentées à la Figure 4.40, ici on a illustré la demande en chauffage que doit fournir la géothermie, le choix de design a été fait pour que le système fournisse 100% des demandes, dans ce présent cas, la longueur des puits permet le système qu'il soit autonome sans aucun appoint énergétique et donc couvrir les demandes en chauffage tout seul. Il est remarqué que ces besoins énergétiques sont beaucoup plus réduits et plus stables lorsqu'on rajoute des matériaux isolants aux différents éléments constituant l'enveloppe de la construction.

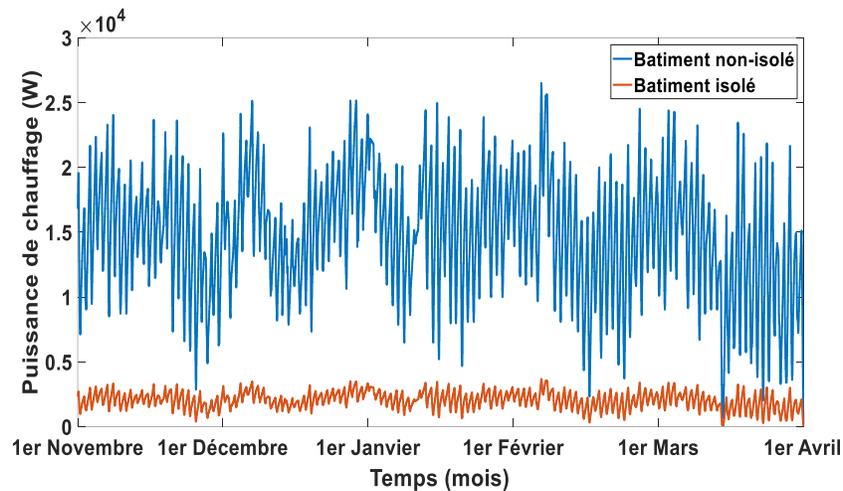


Figure 4.40. Puissance de chauffage de bâtiment.

IV.6.6. La température du fluide entrant le puits

Cette valeur a été optimisée dans la section (V.4.2) en fonction de la température moyenne de la paroi de la sonde géothermique, il est observé dans la Figure 4.41 que, pour les deux cas cette valeur diminue au fil du temps de chauffage, mais, la chute de cette grandeur est plus aiguisée pour le cas où le bâtiment est non-isolé, ce qui reflète une chute, avec la même allure, de la température moyenne de la paroi de la sonde (car c'est une relation proportionnelle d'après la section IV), et donc les interférences doivent être plus intenses lorsque le bâtiment est thermiquement non-isolé ; ceci va diminuer la valeur de température de sortie des puits qui est la même que celle d'entrée à l'évaporateur (coté fluide caloporteur), et donc diminuer la pression d'évaporation, augmenter le taux de compression, d'où la diminution des performances du système d'une façon plus aiguisée comme le montre la Figure 4.42.

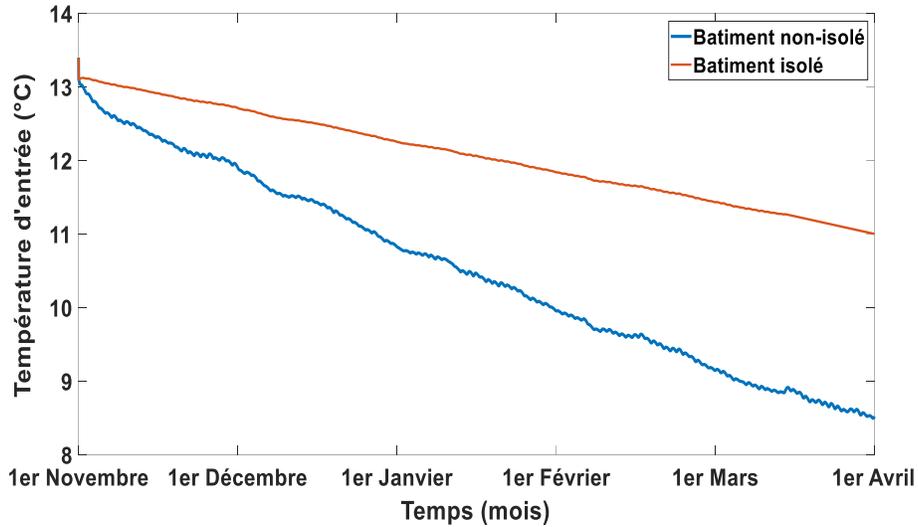


Figure 4.41. Variation de la température d'entrée du fluide au cours de toute la période de chauffe

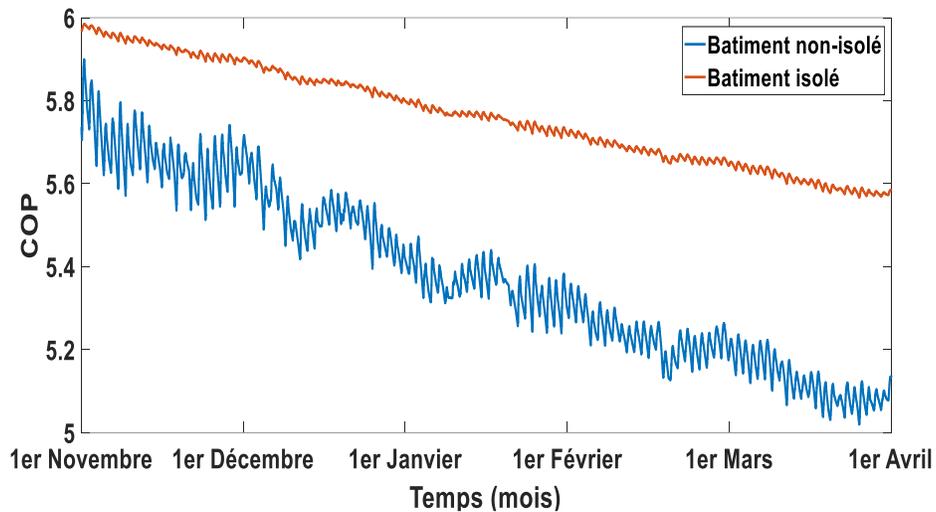


Figure 4.42. Evolution du COP lors de la période de chauffe

En comparant avec les cas d'utilisation d'un système de chauffage classique, pour le 1er cas, bâtiment non-isolé, la quantité d'énergie externe (électrique) consommée par la pompe à chaleur pendant toute la période de chauffage fait seulement 32.28% par rapport à l'énergie externe consommée par un système classique (à titre d'exemple, une chaudière à gaz dont le rendement est de 85%) ; pour le cas d'un bâtiment thermiquement isolé, ce rapport devient égale à 29.86%.

IV.7. Résumé

Ce chapitre traite une étude d'impact, suivie d'une optimisation et, en dernier, une étude d'un cas réel. Grâce aux deux modèles développés en cette étude, il est devenu possible de dimensionner un système géothermique vertical de configuration coaxiale plus précisément, en prenant compte des différents phénomènes dans le sous-sol ; ainsi qu'optimiser les dimensions installées et les paramètres de fonctionnement du système entier.

Ce chapitre éclaire les effets des différents processus dans le sol sur le fonctionnement du système, aussi que l'influence des différents paramètres et dimensions sur le COP de la pompe à chaleur. Les résultats montrent que les sols poreux sont favorisés pour l'installation de tels systèmes, le changement de phase est à éviter non seulement à cause de la déformation du capteur, mais aussi à cause de l'augmentation de la diffusivité thermique du sol en présence du gel, un écoulement d'eau souterraine est aussi favorisé ; concernant l'optimisation, l'augmentation des diamètres installés et qui augmente le COP à un certain seuil, la température optimale d'entrée du fluide est proportionnelle à la température moyenne de la paroi du puits. Finalement, un dimensionnement bien exact prenant en compte les différents processus se produisant dans le sous-sol, et en optimisant les dimensions installées ainsi que les paramètres de fonctionnement ; ceci a conduit à réduire la consommation énergétique pour répondre aux besoins de chauffage par environ deux tiers par rapport le cas d'utilisation d'une chaudière à gaz ayant un rendement de 85%.

CONCLUSION

Cette étude porte principalement sur l'investigation du transfert thermique dans le sous-sol lors du fonctionnement d'un champ de sondes géothermiques en présence des différents processus, plus d'une optimisation des dimensions installées et des paramètres de fonctionnement pour une seule sonde et pour la matrice entière de sondes géothermiques. Pour atteindre ces fins, concernant le domaine du sol, les modèles développés sont basés sur le concept de transfert thermique dans les milieux poreux en présence d'écoulement d'eau dans la partie vide du domaine, et ceci même avec occurrence du changement de phase de la partie liquide ; pour le domaine du fluide caloporteur, son modèle traite le cas unidirectionnel, la présence de la convection et la conduction dans le fluide, et ceci pour un régime instationnaire. La partie optimisation, sa fonction objectif est d'avoir des performances plus élevées fonction des diamètres installés, de la température d'entrée à la sonde, et de l'espacement entre les puits.

Le dimensionnement d'un champ de puits géothermique est complexe et est souvent fait à l'aide des logiciels spécialisés. Il est toutefois possible de réaliser de tels calculs sans leur utilisation, et ceci permet de prendre en considération les suppositions faites par ces logiciels et avoir une bonne flexibilité. Ce mémoire présente une méthode de calcul basée sur la méthode des volumes finis, cette méthode, en dépit de sa puissance de calcul, donne une bonne flexibilité de traiter, d'une bonne manière les conditions aux différentes limites de la géométrie du domaine, de traiter les différents phénomènes se produisant dans les domaines (sol et fluide caloporteur), et donc, elle permet d'obtenir des résultats plus proches à ceux du cas réel. Les résultats de simulations réalisées avec cette méthode sont comparés, pour le cas simple, à ceux obtenus à l'aide d'autres méthodes analytiques et même avec le code numérique COMSOL, d'où de bonnes identifications ont été obtenues.

Les résultats montrent, pour la partie investigation, que les sols poreux saturés en eau sont favorisés pour la conception de tels systèmes, quand la porosité est nulle la puissance extraite, au bout de 600 h et pour une température d'entrée constante et égale à 1 °C, la puissance extraite réduit par 15.72% par rapport le cas d'une porosité de 45%. Il a été montré également qu'après la production du changement de phase dans le milieu poreux (le sol), les propriétés thermophysiques du sol changent d'une manière qui provoque une chute plus intense de la puissance échangée, cette dernière réduit par 5.36% par rapport au cas où le phénomène n'est pas inclus, et ceci après 35 jours après le début du processus du changement de phase ; comme 3ème résultat

de la partie investigation, il a été montré que la présence d'écoulement d'eau souterraine est favorisée. Comme 2ème partie des résultats ce qui est portée sur l'optimisation, il a été montré que l'augmentation des diamètres des tubes du capteur géothermique résulte une élévation du COP, mais cette dernière connaît une quasi-stagnation à partir de certaines valeurs, considérées comme seuils, des diamètres ; à partir de ces seuils, n'importe quelle augmentation provoque qu'une augmentation prix d'investissement ; il a été prouvé également que la valeur optimale de la température à l'entrée du puits est linéairement proportionnelle à celle de la paroi du puits, pour atteindre ces valeurs optimales, une vanne à trois voies a été conçue, cette dernière est responsable de moduler la température à l'entrée du puits en jouant sur le mélange du fluide directement sortant de l'évaporateur (froid) et celui directement sortant de la sonde (chaud).

Une contribution majeure de ce travail est le développement d'un nouveau modèle plus avancé et donc plus exact permettant de visualiser l'impact de différents processus se produisant par rapport à leur négligence et ceci sur le comportement transitoire du système, ainsi que l'impact de varier les différents paramètres et dimensions caractérisant le système en question sur les performances de ce dernier, et donc l'obtention des valeurs optimales. Ce modèle pourra être utilisé pour un dimensionnement plus exact d'un système entier.

REFERENCES

- [1] L. R. Ingersoll et H. J. Plass. Theory of the ground pipe heat source for the heat pump. *ASHRAE Transactions*, 54, (1948), 339-348.
- [2] H. Y. Zeng, N. R. Diao, and Z. H. Fang. A Finite Line-Source Model for Boreholes in Geothermal Heat Exchangers. *Heat Transfer—Asian Research*, 31 (7), (2002), 558-567.
- [3] L. Lamarche, B. Beauchamp. A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes. *Energy and Buildings*, 39, (2007), 188–198.
- [4] T. V. Bandos, Á. Montero, E. Fernández, J.L.G. Santander, J. M. Isidro, J. Pérez, P.J. Fernández de Córdoba, J.F. Urchueg. Finite line-source model for borehole heat exchangers effect of vertical temperature variations. *Geothermics*, 38, (2009), 263–270.
- [5] D. Marcotte, P. Pasquier, F. Sheriff, M. Bernier. The importance of axial effects for borehole design of geothermal heat-pump systems. *Renewable Energy*, 35, (2010), 763–770.
- [6] N. Molina-Giraldo, Ph. Blum, Ke Zhu, Peter Bayer, Zhaohong Fang. A moving finite line source model to simulate borehole heat exchangers with groundwater advection. *International Journal of Thermal Sciences* 50, (2011), 2506-2513.
- [7] J. Hecht-Méndez, M. de Paly, M. Beck, P. Bayer. Optimization of energy extraction for vertical closed-loop geothermal systems considering groundwater flow. *Energy Conversion and Management*, 66, (2013), 1–10.
- [8] Min Li, Alvin C.K. Lai. Analytical model for short-time responses of ground heat exchangers with U-shaped tubes Model development and validation. *Applied Energy*, 104, (2013), 510–516.
- [9] Valentin Wagner, Philipp Blum, Markus Kübert, Peter Bayer. Analytical approach to groundwater-influenced thermal response tests of grouted borehole heat exchangers. *Geothermics*, 46, (2013), 22–31.
- [10] CUI, P., YANG, H. et FANG, Z. Heat transfer analysis of ground heat exchangers with inclined boreholes. *Applied thermal engineering*, 26, (2006), 1169–1175.

- [11] Carslaw et Jaeger H. S. Carslaw et J. C. Jaeger : Conduction of Heat in Solids. Oxford, 1947.
- [12] Yavuzturk, C., J.D. Spitler, S.J. Rees. A Transient Two-dimensional Finite Volume Model for the Simulation of Vertical U-tube Ground Heat Exchangers. ASHRAE Transactions, 105(2), (1999), 465-474.
- [13] Pietro Asinari. Finite-Volume and Finite-Element Hybrid Technique for the Calculation of Complex Heat Exchangers by Semiexplicit Method for Wall Temperature Linked Equations (SEWTLE). Numerical Heat Transfer Part B-Fundamentals, 45, (2004), 221-247.
- [14] Eui-Jong KIM, Jean-Jacques Roux, Gilles Rusaouen, Frédéric Kuznik. Numerical modelling of geothermal vertical heat exchangers for the short time analysis using the state model size reduction technique. Applied Thermal Engineering, 30(6-7), (2009), 706.
- [15] D. Bauer, W.Heidemann, H.-J.G.Dierschb. Transient 3D analysis of borehole heat exchanger modeling. Geothermics, 40, (2011), 250-260.
- [16] Seyed Ali Ghoreishi-Madiseh, JD Templeton, SA Ghoreishi-Madiseh, F Hassani, MJ Al-Khawaja. Abandoned petroleum wells as sustainable sources of geothermal energy. Renewable Energy Journal, 70, (2014), 366-373.
- [17] Ds Mottaghy, L. Dijkshoorn. Implementing an effective finite difference formulation for borehole heat exchangers into a heat and mass transport code. Renewable Energy, 45, (2012), 59-71.
- [18] Jerzy Wołoszyn, Andrzej Gołas. Modelling of a borehole heat exchanger using a finite element with multiple degrees of freedom. Geothermics, 47, (2013), 13–26.
- [19] Simon J.Rees et Miaomiao. A three-dimensional numerical model of borehole heat exchanger heat transfer and fluid flow. Geothermics, 46, (2013), 1-13.
- [20] Seama Koochi-Fayegh, Marc A. Rosen. Examination of thermal interaction of multiple vertical ground heat exchangers. Applied Energy, 97, (2012), 962–969.

- [21] Massimo Cimmino, Michel Bernier, François Adams. A contribution towards the determination of g-functions using the finite line source. *Applied Thermal Engineering*, 51, (2013), 401-412.
- [22] Philippe Pasquier et Denis Marcotte. 3D geoelectrical model of geothermal spring mechanism derived from VLF measurements: A case study from Aggistro (Northern Greece). *Geothermics*, 51, (2014) 1-8.
- [23] Changxing Zhang, Changxing Zhang, Ping Chen, Yufeng Liu, Shicai Sun, Donggen Peng. An improved evaluation method for thermal performance of borehole heat exchanger. *Renewable Energy*, 77, (2015), 142-151.
- [24] T. Kurevija, D. Vulin, V. Krapec. Influence of undisturbed ground temperature and geothermal gradient on the sizing of borehole heat exchangers. *World Renewable Energy Congress*, 057, (2011), 1360–1367.
- [25] Tomislav Kurevija, Domagoj Vulin, Vedrana Krapec. Effect of borehole array geometry and thermal interferences on geothermal heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 60, (2012), 134–142.
- [26] Mei VC, Fischer SK. Vertical concentric tube ground-coupled heat exchangers. *ASHRAE Transactions*, 89(2B), (1983), 391–406.
- [27] J. Acuna. Distributed Thermal Response Tests- New Insights on U-tube and Coaxial Heat Exchangers in Groundwater-filled Boreholes, (Doctoral thesis), KTH, Stockholm, 2013.
- [28] Witte HJL, van Gelder GJ, Spitler JD. In situ measurement of ground thermal conductivity: a Dutch perspective. *ASHRAE Transactions*, 108(1), (2008), 263–72.
- [29] Marcotte D, Pasquier P. On the estimation of thermal resistance in borehole thermal conductivity test. *Renewable Energy*, 33, (2008), 2407–2415.
- [30] Beier RA. Vertical temperature profile in ground heat exchanger during in-situ test. *Renewable Energy*, 36, (2011), 1578–87.

- [31] Richard A. Beier, José Acuña, Palne Mogensen, Björn Palm. Borehole resistance and vertical temperature profiles in coaxial borehole heat exchangers. *Applied Energy*, 102, (2013), 665–675.
- [32] J.A. Rivera, P. Blum, P. Bayer. Analytical simulation of groundwater flow and land surface effects on thermal plumes of borehole heat exchangers, *Applied Energy*, 146, (2015), 421–433.
- [33] J.A. Rivera, P. Blum, P. Bayer. Ground energy balance for borehole heat exchangers: vertical fluxes, groundwater and storage, *Renewable Energy*, 83, (2015), 1341-1351.
- [34] : A. Angelotti, L. Alberti, I. La Licata, M. Antelmi. Energy performance and thermal impact of a borehole heat exchanger in a sandy aquifer: influence of the groundwater velocity. *Energy Conversion and Management*, 77, (2014), 700–708.
- [35] Zhang L., L. Zhao, L. Yang, H. Songtao. Analyses on soil temperature responses to intermittent heat rejection from BHEs in soils with groundwater advection. *Energy Build.* 107 (2015) 355–365.
- [36] Choi W., R. Ooka. Effect of natural convection on thermal response test conducted in saturated porous formation: Comparison of gravel-backfilled and cement-grouted borehole heat exchangers. *Renewable Energy* 96 (2016) 891-903.
- [37] Inalli M. et H. Esen. Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system. *Applied Thermal Energy*, 24 (2004) 2219-2232.
- [38] Luo J., J. Rohn, M. Bayer, A. Priess. Thermal performance and economic evaluation of double U-tube borehole heat exchanger with three different borehole diameters. *Energy and Buildings* 67 (2013) 217–224.
- [39] Hein P., O. Kolditz, U.J Görke, A. Bucher, H. Shao. A numerical study on the sustainability and efficiency of borehole heat exchanger coupled ground source heat pump systems. *Applied Thermal Engineering* 100 (2016) 421–433.
- [40] Neumannn F 1912 *Die Paruellen Differentialgleichungen der Mathematischen Physik* vol 23 (Reimann–Weber) p 121.

- [41] Paterson S. Propagation of a boundary of fusion. *Proc. Glasgow Math. Assoc.* 1 (1952) 42–47.
- [42] P. Eslami-nejad, M. Bernier. Freezing of geothermal borehole surroundings: A numerical and experimental assessment with applications. *Applied Energy* 98 (2012) 333–345.
- [43] Ozgener O., L. Ozgener, J. W. Tester. A practical approach to predict soil temperature variations for geothermal (ground) heat exchangers applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 62 (2013) 473–480.
- [44] Suhas V. Patankar. Numerical heat transfer and fluid flow. 1st edition (January 1, 1980).
- [45] Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. H. K. Versteeg and. 1st edition 1995.
- [46] Henrik Holmberg, Jose Acuna, Erling Næss, Otto K. Sønju. Thermal evaluation of coaxial deep borehole heat exchangers. *Renewable Energy* 97 (2016) 65-76.