

## TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION .....	1
0.1 Généralités sur la géothermie.....	3
0.1.1 Géothermies très basse et basse énergie .....	4
0.1.2 Géothermie haute énergie .....	4
0.1.3 Différents systèmes géothermiques .....	5
0.2 Généralités sur les pompes à chaleur .....	6
0.2.1 Les différents types de pompe à chaleur.....	6
0.2.2 Les principaux éléments d'une PACG DX.....	7
0.2.2.1 Les éléments incontournables .....	7
0.2.2.2 Les composants secondaires .....	10
0.2.3 Le cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur .....	14
0.2.4 Le rendement d'une pompe à chaleur.....	15
0.3 Problématique .....	16
0.4 Objectifs de la thèse et méthodologie .....	17
0.5 Contenu de la thèse .....	19

<b>CHAPITRE 1</b>	<b>REVUE DE LA LITTÉRATURE .....</b>	<b>23</b>
1.1	Modélisation d'une pompe à chaleur géothermique .....	23
1.1.1	Modélisation de l'échangeur géothermique .....	23
1.1.1.1	Modélisation de l'échangeur géothermique à boucle secondaire .....	24
1.1.1.2	Modélisation de l'échangeur géothermique à expansion directe .....	31
1.1.2	Modélisation des autres composants autre que l'échangeur géothermique .....	32
1.1.2.1	Modélisation d'un compresseur .....	32
1.1.2.2	Modélisation d'un échangeur réfrigérant-eau .....	36
1.1.2.3	Modélisation d'une valve de détente thermostatique .....	38
1.1.2.4	Modélisation des composants secondaires .....	39
1.1.3	Modèle global d'une pompe à chaleur .....	39
1.1.4	Quelques méthodes de dimensionnement d'une pompe à chaleur géothermique .....	43
1.2	Résumé des études sur l'analyse des PACG DX .....	45

CHAPITRE 2	ARTICLE#1 EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A DIRECT EXPANSION GEOTHERMAL HEAT PUMP IN HEATING MODE .....	51
2.1	Abstract .....	51
2.2	Résumé .....	52
2.3	Introduction .....	52
2.4	Description of the experimental setup and operation .....	57
2.4.1	Description of the experimental setup .....	57
2.4.2	System operation .....	58
	2.4.2.1 Operating in cooling mode .....	59
	2.4.2.2 System operation in heating mode .....	60

2.5	Experimental methodology .....	60	
2.6	Data reduction and uncertainty analysis .....	61	
2.7	Results and discussion .....	62	
2.8	Conclusion .....	80	
 CHAPITRE 3 ARTICLE#2: MODELING OF THE DIRECT EXPANSION GEOTHERMAL HEAT PUMP USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORK.....83			
3.1	Abstract .....	83	
3.2	Résumé.....	84	
3.3	Introduction.....	84	
3.4	Méthodology .....	89	
3.4.1	Using of the model.....	89	
3.4.2	Model inputs-output's selection.....	89	
3.4.3	Methodology of data collection .....	90	
3.5	Experimental set up and results .....	92	
3.5.1	Data Collection Procedure .....	92	
3.5.2	Data reduction and experimental results.....	94	
3.5.2.1	Data reduction .....	94	
3.5.2.2	Experimental result and discussion.....	95	
3.6	Modeling of DX heat pump using ANN.....	103	
3.7	ANN Results and discussion.....	107	
3.8	Conclusion .....	112	
 CHAPITRE 4 ARTICLE#3: A COMPARATIVE PERFORMANCE STUDY OF A DIRECT EXPANSION GEOTHERMAL EVAPORATOR USING R410A, AND R407C AS REFRIGERANTS ALTERNATIVES TO R22.....115			
4.1	Abstract .....	115	
4.2	Résumé.....	115	
4.3	Introduction.....	116	
4.4	Model used.....	122	
4.5	Methodologylids .....	123	
4.6	Results and discussion .....	126	
4.6.1	Case #1 .....	127	
4.6.2	Case #2 .....	131	
4.6.3	Case #3 .....	137	
4.7	Conclusion .....	141	
 CONCLUSION .....			143

ANNEXE I	MODELING AND ANALYSIS OF A DIRECT EXPANSION GEOTHERMAL HEAT PUMP (DX): PART II-MODELING OF WATER-REFRIGERANT HEAT EXCHANGER.....	151
ANNEXE II	OPTIMISATION D'UNE POMPE À CHALEUR GÉOTHERMIQUE À EXPANSION DIRECTE PAR LA MÉTHODE TAGUCHI .....	171
LISTE DES RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIES .....		185



## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1 Modèles à paramètres répartis .....	40
Tableau 1.2 Modèles à paramètres localisés.....	41
Tableau 2.1 Daily average of the experimental and calculated values.....	63
Tableau 2.2 Comparison of electric heating .....	65
Tableau 3.1 Variables and set points .....	93
Tableau 3.2 Test planning in heating mode.....	93
Tableau 3.3 Operation time sequence.....	95
Tableau 3.4 Range of inputs/outputs .....	103
Tableau 3.5 Training performance.....	108
Tableau 3.6 Best number in hidden layer .....	109
Tableau 3.7 Best algorithms performance .....	109
Tableau 4.1 Environmentals effects of refrigerants.....	117
Tableau 4.2 Physical and safety data of the selected refrigerants .....	121
Tableau 4.3 Parameters of the model.....	124
Tableau 4.4 Cooling of the grout.....	136
Tableau 4.5 Heat extraction rate from the ground .....	136
Tableau 4.6 Evaporation distance, superheating comparison and heat extract rate .....	139



## LISTE DES FIGURES

	Page	
Figure 0.1	Schéma d'une pompe à chaleur à boucle secondaire .....	2
Figure 0.2	Schéma d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe .....	3
Figure 0.3	Schéma d'un échangeur géothermique à expansion directe .....	9
Figure 0.4	Schéma d'un échangeur terrestre type double tubes.....	10
Figure 0.5	Diagramme P-H d'un fluide frigorigène.....	15
Figure 1.1	Schéma du modèle proposé par Sharqawy et al.....	30
Figure 1.2	Abaque de dimensionnement de la SIA.....	45
Figure 1.3	Configuration présentée par Wang et al.....	48
Figure 1.4	Configuration présentée dans cette thèse.....	49
Figure 2.1	Schematic of a traditional SL GHP.....	55
Figure 2.2	Schematic of a DX GHP.....	56
Figure 2.3	Configuration of geothermal boreholes .....	56
Figure 2.4	Instrumentation of underground heat exchangers.....	57
Figure 2.5	Schematic of the experimental device in heating mode.....	58
Figure 2.6	Schematic of the U-tube.....	59
Figure 2.7	Hourly performance coefficient and refrigerant flow average. ....	66
Figure 2.8	Hourly heating capacity, power consumption, and COP <sub>hp</sub> average.....	66
Figure 2.9	Daily average of outside air temperature, .....	67
Figure 2.10	Daily average of condenser inlet water temperature and COP <sub>hp</sub> .....	68
Figure 2.11	Inlet cooling water temperature of condenser and COP <sub>hp</sub> .....	69
Figure 2.12	Variations of the heating capacity and COP <sub>hp</sub> vs. flow rate of the cooling water.....	70

Figure 2.13	Variations of the condensing temperature and COP <sub>hp</sub> vs. flow rate of the cooling water.....	71
Figure 2.14	Variations of daily average pressure drop in the evaporators.....	72
Figure 2.15	Daily average pressure drop in the evaporator and COP <sub>hp</sub> .....	73
Figure 2.16	Evaporator outlet superheating .....	74
Figure 2.17	Evaporator inlet pressure .....	75
Figure 2.18	Evaporator inlet temperature.....	76
Figure 2.19	Variations of vapor line pressure when the compressor stops.....	77
Figure 2.20	Variations of vapor line temperature when the compressor stops .....	77
Figure 2.21	Daily average soil temperature at 30 m .....	78
Figure 3.1	Schematic of a direct expansion geothermal heat pump (DX) .....	87
Figure 3.2	Schematic of a traditional secondary loop geothermal heat pump .....	87
Figure 3.3	Diagram of ANN model.....	90
Figure 3.4	Photos of DX GHP and data acquisition panel.....	91
Figure 3.5	Schematic diagram of the experimental device in heating mode .....	92
Figure 3.6	Loop sequence diagram .....	94
Figure 3.7	Variations of input (temperature) and output for Test No. 3 .....	96
Figure 3.8	Variations of input (pressure) and output for Test No. 3 .....	96
Figure 3.9	Variations of input (temperature) and output for Test No. 6 .....	97
Figure 3.10	Variations of input (pressure) and output for Test No. 6 .....	98
Figure 3.11	Variations of input (temperature) and output for Test No. 10 .....	99
Figure 3.12	Variations of input (pressure) and output for Test No. 10 .....	99
Figure 3.13	Variations of input (temperature) and output for Test No. 11 .....	100
Figure 3.14	Variations of input (pressure) and output for Test No. 11 .....	100
Figure 3.15	Global variations of Q <sub>h</sub> , W <sub>c</sub> and the COP (Test No. 11) .....	102

Figure 3.16	Average $Q_h$ , $W_c$ and COP versus with loop-activated (Test No. 11).....	102
Figure 3.17	Schematic diagram of a multi-layer feed forward neural network .....	104
Figure 3.18	Training ANN architecture for DX heat pump.....	105
Figure 3.19	Flow chart of ANN training process.....	106
Figure 3.20	Model validation with LM28 for $W_c$ .....	110
Figure 3.21	Model validation with LM28 for $Q_h$ .....	111
Figure 3.22	Model validation with BFG28 for $W_c$ .....	111
Figure 3.23	Model validation with BFG28 for $Q_h$ .....	112
Figure 4.1	Summary of literature on replacing the R22 .....	120
Figure 4.2	Ground heat exchanger .....	122
Figure 4.3	Diagram of the model .....	123
Figure 4.4	Vapor quality comparison in borehole (a) .....	128
Figure 4.5	Heat transfer coefficient comparison .....	130
Figure 4.6	Pressure drop comparison versus borehole length.....	131
Figure 4.7	Vapor quality comparisons versus borehole length .....	132
Figure 4.8	Superheating variations comparison .....	134
Figure 4.9	Pressure drop versus borehole length .....	135
Figure 4.10	Vapor quality comparison versus borehole length.....	138
Figure 4.11	Heat extract rate variation for each refrigerant .....	140



## **LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES**

GES	Gaz à effets de serres
GHE	Ground heat exchanger
DX	Direct expansion
HP	Haute pression
BP	Basse pression
SL	Secondary loop
GHP	Geothermal heat pump
CTT	Centre de Technologie Thermique
ÉTS	École de technologie supérieure
PAC	Pompe à chaleur
PACG	Pompe à chaleur géothermique
SFP	Seasonal Performance Factor
COP	Coefficient de performance
COP <sub>hp</sub>	Coefficient de performance de l'unité de pompe à chaleur
COP <sub>sys</sub>	Coefficient de performance de tout le système
LMTD	Log mean temperature difference
IGSHPA	International Ground-Source Heat Pump Association
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditionning Engineers
RI	Retour sur l'investissement
HER	Heat extract rate
BNHL	best neurons number in hidden layer
ODP	Ozone Depletion Potential
GWP	Global Warming Potential
NIST	National Institute of Standards and Technology
CFCs	ChloroFluoroCarbons
HFCs	HydroFluoroCarbons
HCFCs	HydroChloroFluoroCarbons
SB	Signal-Bruit



## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

$T$	Température au sol à une distance $r$ du centre du tuyau et à un instant $t$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_0$	Température initiale du sol ( $^{\circ}\text{C}$ )
$q$	Chaleur épuisée ou rejetée dans le sol
$q_H$	Charge de chauffage (W)
$q_C$	Charge de climatisation (W)
$k$	Conductivité thermique du sol ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )
$a$	Diffusivité thermique du sol ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
$r_b$	Rayon du forage (m)
$T_p$	Température de pénalité ( $^{\circ}\text{C}$ )
$L$	Longueur totale de forage (m)
$PLF_m$	Facteur de charge partielle pour le mois utilisé pour le design
$q_a$	Transfert de chaleur vers le sol annuel moyen (W)
$q_l$	Charge de design du bâtiment (W)
$R_{ga}$	Résistance thermique du sol à une impulsion annuelle ( $\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ )
$R_{gd}$	Résistance thermique du sol à une impulsion journalière ( $\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ )
$R_{gm}$	Résistance thermique du sol à impulsion mensuelle ( $\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ )
$R_b$	Résistance thermique du sol non perturbé ( $^{\circ}\text{C}$ )
$t_p$	Pénalité de température due à l'interférence entre capteurs ( $^{\circ}\text{C}$ )
$t_{wi}$	Température du fluide à l'entrée des PACs ( $^{\circ}\text{C}$ )
$t_{wo}$	Température du fluide à la sortie des PACs ( $^{\circ}\text{C}$ )
$W$	Puissance requise aux charges de design (W)
$F_{sc}$	Facteur de court-circuit thermique entre
$q_h$	Taux de transfert de chaleur vers le sol (horaire maximal) (W)
$q_m$	Taux de transfert de chaleur vers le sol (mensuel maximal) (W)
$q_y$	Taux de transfert de chaleur vers le sol (annuel moyen) (W)
$R_{10y}$	Résistance thermique du sol à une impulsion de dix ans ( $\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ )
$R_{1m}$	Résistance thermique du sol à une impulsion de un mois ( $\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ )
$R_{6h}$	Résistance thermique du sol à une impulsion six heures ( $\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ )
$R_b$	Résistance thermique du forage ( $\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ )

$T_g$	Pénalité de température due à l'interférence entre capteurs ( $^{\circ}\text{C}$ )
$t_{in, gr}$	Température du fluide à l'entrée du sol ( $^{\circ}\text{C}$ )
$t_{out, gr}$	Température du fluide à la sortie du sol ( $^{\circ}\text{C}$ )
$R_s$	Résistance thermique du sol modèle ligne source de Kelvin ( $\text{m}^{\circ}\text{C.W}^{-1}$ )
$R_p$	Résistance thermique du tube en fonction du diamètre équivalent ( $\text{m}^{\circ}\text{C.W}^{-1}$ )
$F$	Facteur de charge partielle
$T_{s,m}$	Température moyenne du sol ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_m$	température minimale du fluide à entrée de la pompe en conditions de design ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{max}$	température maximale du fluide à entrée de la pompe en conditions de design ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{evap}$	Température d'évaporation ( $^{\circ}\text{C}$ )
$P_{evap}$	Pression d'évaporation (Pa)
$P_{cond}$	Pression de condensation (Pa)
$\rho_l$	Masse volumique de la phase liquide ( $\text{kg/m}^3$ )
$\dot{m}_w$	Débit massique de l'eau de refroidissement (kg/s)
$\dot{m}_r$	Débit massique du réfrigérant (kg/s)
$W_C$	Puissance consommée par le compresseur (W)
$Q_h$	Capacité de chauffage (W)
$T_{wi}$	Cooling water inlet temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{wo}$	Cooling water outlet temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$C_{pw}$	Heat capacity of water (J/kg.K)
$H$	Well depth (m)
$T_{cd}$	Condensing temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{1\_L}$	Refrigerant temperature at the inlet of the borehole #1 ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{2\_L}$	Refrigerant temperature at the inlet of the borehole #2 ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{3\_L}$	Refrigerant temperature at the inlet of the borehole #3 ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{1\_V}$	Refrigerant temperature at the outlet of the borehole #1 ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{2\_V}$	Refrigerant temperature at the outlet of the borehole #2 ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{3\_V}$	Refrigerant temperature at the outlet of the borehole #3 ( $^{\circ}\text{C}$ )
$P_{1\_L}$	Refrigerant pressure at the inlet of the borehole #1 (kPa)
$P_{2\_L}$	Refrigerant pressure at the inlet of the borehole #2 (kPa)

$P_{3\_L}$	Refrigerant pressure at the inlet of the borehole #3 (kPa)
$P_{1\_V}$	Refrigerant pressure at the outlet of the borehole #1 (kPa)
$P_{2\_V}$	Refrigerant pressure at the outlet of the borehole #2 (kPa)
$P_{3\_V}$	Refrigerant pressure at the outlet of the borehole #3 (kPa)
$t_i$	Start time (min)
$t_f$	Stop time (min)
$t_s$	Simulation time (s)
$N_s$	Number of loop selected
$N_n$	Number of neurons in the hidden layer
$P_{fi}$	Inlet pressure of the geothermal evaporator (kPa)
$T_{fi}$	Inlet temperature of the geothermal evaporator ( $^{\circ}\text{C}$ )
$P_{fo}$	Outlet pressure of the geothermal evaporator (kPa)
$T_{fi}$	Outlet temperature of the geothermal evaporator ( $^{\circ}\text{C}$ )
$P_{disc}$	Discharge pressure (kPa)
$p$	Pitch of the ribs (m)
$e$	Rib height (m);
$\alpha$	Helix angle of the ribs ( $^{\circ}$ )
$N$	Number of departures of ribs per section
$s$	Length of the base of the ribs (m)
$D_e$	Maximum internal diameter (m)
$t$	Wall thickness of the tube twisted (m)
$D_b$	Minimum of inner diameter (m)
$D_3$	Inner diameter of the outer tube (m)
$D_P$	Equivalent inside diameter of the tube means within the perimeter (m)
$D_{2A}$	Equivalent outer diameter of the tube on the basis of average session (m)
$Re$	Reynolds number
$\mu_r$	Viscosity of refrigerant ( $\text{N.s/m}^2$ )
$D$	Annular diameter (m)
$r^*$	Ratio of radii for the ring
$e^*$	Dimensionless rib height

$\theta^*$	Dimensionless helix angle
$p^*$	Dimensionless pitch of the ribs
$\rho$	Density of refrigerant ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$S_f$	Section fluid passage ( $\text{m}^2$ )
$P$	Refrigerant pressure (Pa)
$h$	Refrigerant enthalpy (J/kg)
$Q_v$	Heat flux per unit exchanged with the inner wall ( $\text{W}/\text{m}^3$ )
$F_{vol}$	Frictional force per unit volume between the tubes and refrigerant ( $\text{N}/\text{m}^3$ )
$x$	Vapor quality
$\rho_p$	Density of the inner wall ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$A_p$	Axial wall area ( $\text{m}^2$ );
$C_p$	Specific heat of the wall (J/kg.K)
$k_p$	Thermal conductivity of the wall ( $\text{W}/\text{m.K}$ )
$h_{rp}$	Coefficient of heat exchange between the refrigerant and the wall ( $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ )
$h_{ep}$	Coefficient of heat exchange between the inner wall and water ( $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ )
$T_r$	Temperature of refrigerant (K)
$\rho_e$	Water density ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$Cp_e$	Specific heat of water (J/Kg.K)
$T_e$	Water temperature (K)
$v$	Velocity of water (m/s)
$T_p$	Temperature of the inner wall (K)
$Pr$	Prandtl number
$Nu$	Nusselt number
$Fr$	Froude number
$u$	Refrigerant velocity (m/s)
$We$	Weber number
$k_r$	Thermal conductivity of refrigerant ( $\text{W}/\text{m.K}$ )

$k_e$	Thermal conductivity of water (W/m.K)
$k_f$	Thermal conductivity of the liquid phase (W/m.K)
$Cp_f$	Specific heat of the liquid phase (J/kg.K)
$P_b$	Pression du bulbe (Pa)
$P_{st}$	Pression statique du détendeur (Pa)



## **INTRODUCTION**

Depuis la crise du pétrole vers les années 1973, plusieurs réflexions ont été engagées dans le souci de réduire l'utilisation des énergies fossiles (Edwards et al., 1998). De plus, les énergies fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon) sont sans doute reconnues pour leur redoutable production de gaz à effet de serre (GES) qui sont préjudiciables à l'environnement. Afin de réduire l'intensité de l'effet de serre et la hausse des températures à la surface de la planète, des plans d'actions pour la limitation d'émissions de certains GES ont été mis en place par de nombreux pays, dont le Canada, notamment dans le cadre du protocole de Kyoto. Les pays signataires de ce protocole se sont engagés sur une réduction de leurs émissions de 5,2 % en moyenne entre 2008 et 2012 par rapport au niveau de 1990. Cependant, le défi est de taille, car les données de l'année 2010 d'Environnement Canada ont montré encore que les émissions des GES ont augmenté de 25 %.

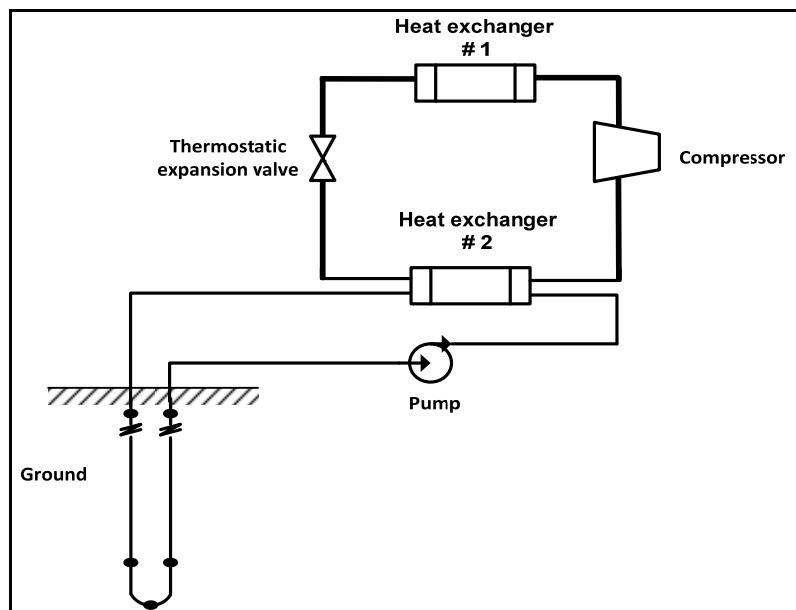
Les bâtiments sont responsables de 11 % des émissions totales de GES. Parmi les mesures de réduction des ces émissions, entre autres, on peut citer : la réduction de la consommation énergétique par l'utilisation des systèmes de chauffage très performants, la mise en œuvre des stratégies de contrôle capables d'optimiser la demande (chauffage, climatisation) des bâtiments et le temps de fonctionnement du système, l'amélioration des enveloppes des bâtiments et enfin, le remplacement des énergies fossiles par les énergies renouvelables comme l'énergie solaire, l'énergie éolienne, la biomasse et l'énergie géothermique afin de garantir un environnement sain et durable.

La géothermie a particulièrement retenu l'attention depuis quelques années pour ses applications dans le confort thermique du bâtiment (Michopoulos et Kyriakis, 2009). La géothermie appliquée au bâtiment ou géothermie très basse énergie consiste à récupérer l'énergie disponible dans le sol grâce à un échangeur enterré et une thermopompe pour les besoins de refroidissement et de chauffage. La technologie de géothermie est d'ailleurs reconnue comme une meilleure technologie en matière d'énergie renouvelable (Lamarche et Beauchamp, 2007b). D'après le congrès mondial sur la géothermie qui s'était tenue en 2005

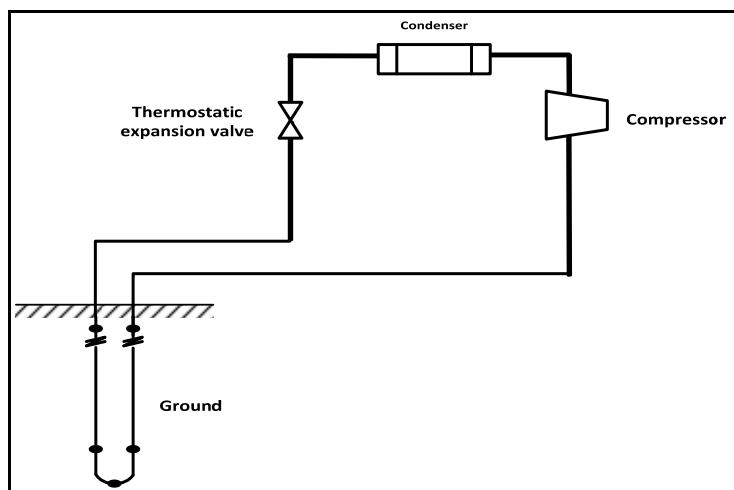
en Turquie, les systèmes de pompe à chaleur géothermique ont augmenté de 198 % (24 % annuel) entre 2000 et 2005 avec une augmentation de 272 % (30 % annuel) pour les installations comptant environ 170000 PACG dans 33 pays (Michopoulos et Kyriakis, 2009). Dans la plupart des cas rencontrés sur le terrain, les systèmes géothermiques disposent d'une boucle secondaire (Figure 0.1) pour les échanges de chaleur avec le sol. Cet engouement pour les systèmes géothermiques s'explique par les avantages qu'ils procurent surtout par rapport aux systèmes air-air existant avant leur avènement:

- Faible consommation d'énergie pour son fonctionnement,
- Utilisation d'une ressource plus grande d'énergie avec la température relativement constante au cours de l'année,
- Fonctionnement correct même à très faible température atmosphérique,
- Utilisation de faibles quantités de fluide frigorigène,
- Diminution des coûts de maintenance,
- Pas besoin d'un énorme équipement en dehors du bâtiment,

Comme inconvénient principal, les coûts initiaux d'investissement sont très élevés.



**Figure 0.1 Schéma d'une pompe à chaleur à boucle secondaire (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946)**



**Figure 0.2 Schéma d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946)**

Une nouvelle variante de ces systèmes a été envisagée : celle à expansion directe (DX) (Figure 0.2) qui élimine la boucle secondaire côté sol réduisant ainsi les coûts initiaux d'investissement. Les conditions de transfert au sol sont aussi améliorées dans la mesure où le transfert de chaleur du tube en cuivre utilisé dans les PAC DX sont meilleures que celles des tubes en plastique utilisés dans les cas conventionnels (Figure 0.1) (Halozan et Rieberer, 2005b). Ce système écoénergétique (Mei et Baxter, 1990) est resté longtemps méconnu du public à cause d'un déficit d'information scientifique à son égard (Hughes, 2008),(Beauchamp, 2011).

C'est pourquoi, pour combler ce déficit et contribuer à l'avancement des connaissances sur les systèmes DX, un vaste projet de recherche sur les systèmes DX a été initié au Centre de Technologie Thermique (CTT) depuis 2005. Une première partie s'est consacrée à la modélisation de l'échangeur géothermique DX et à la validation expérimentale (Beauchamp, 2011). Le présent travail constitue la deuxième phase du projet dont l'objectif global est de procéder à l'analyse du système, de proposer un modèle du système permettant d'en faire une étude paramétrique et de dégager les outils de dimensionnement de la pompe à chaleur DX.

## 0.1 Généralités sur la géothermie

La géothermie est une science qui regroupe l'ensemble des techniques d'exploitation de l'énergie thermique souterraine. Dans le bâtiment, cette énergie thermique est utilisée pour chauffer ou climatiser grâce à une pompe à chaleur géothermique. On distingue trois types de techniques : la géothermie très basse énergie, la géothermie basse énergie et la géothermie haute énergie.

### **0.1.1 Géothermies très basse et basse énergie**

Encore appelée géothermie «superficielle», la géothermie très basse énergie consiste à capter la chaleur dans les premiers cent mètres sous terre. On extrait de la chaleur du sol à température inférieure à 30°C au moyen d'un liquide caloporteur qui est pompé puis passé à travers une pompe à chaleur qui agit un peu comme un réfrigérateur à l'envers en ce sens qu'elle extrait la chaleur du liquide caloporteur et la rehausse puis retourne le liquide refroidi dans le circuit sous la terre pour qu'il s'y réchauffe à nouveau et puis pomper. Cette technique est adaptée pour le secteur résidentiel.

La géothermie «basse énergie» qui fonctionne selon le même principe que la précédente. Elle capte son énergie de chaleur au moyen de puits creusés à des profondeurs allant de 120 à 2000 mètres. La température du liquide caloporteur peut y atteindre 30 à 100°C et celui-ci sera pompé, puis circulé dans un échangeur de chaleur pour être ensuite retourné dans le circuit en boucle. Cette technique permet le chauffage de bâtiments de grandes dimensions ayant une vocation industrielle ou commerciale.

### **0.1.2 Géothermie haute énergie**

Cette dernière technique consiste à produire de l'électricité grâce à l'énergie de source thermale contenue sous la terre, surtout dans les régions volcaniques comme l'Islande.

Dans les applications aux bâtiments, la pompe à chaleur géothermique est constituée de trois parties essentielles : l'échangeur de chaleur souterraine qui sert de source ou de puits de

chaleur, la thermopompe et la boucle de distribution. L'idée est d'exploiter l'énergie gratuite disponible presque en tout temps sous la terre.

Selon la configuration de la boucle souterraine, on distingue des systèmes à boucle ouverte et des systèmes à boucle fermée. Et selon la disposition de la boucle souterraine, on a des boucles verticales et des boucles horizontales.

### **0.1.3 Différents systèmes géothermiques à pompe à chaleur**

- **Système à boucle ouverte**

Dans ce type de boucle, c'est l'eau souterraine de la nappe phréatique qui sert de fluide caloporteur pour les échanges de chaleur avec le sol et est directement pompée dans la thermopompe. C'est un système peu coûteux à l'installation mais moins sûr pour sa durabilité car il n'y a aucune garantie quant à la qualité, ni la quantité d'eau qu'on peut pomper au fil du temps (R.N.Canada, 2003). Ce système est de moins en moins utilisé à cause des règlements de protection de l'environnement et du coût d'entretien élevé.

- **Système à boucle fermée horizontale**

Dans ce type de système, la tuyauterie de l'échangeur au sol est disposée horizontalement et échange de la chaleur avec le sol grâce à un fluide secondaire comme eau+glycol. Ce système semble efficace mais nécessite une grande surface pour son installation, ce qui limite son utilisation en zone urbaine.

- **Système vertical à boucle fermée**

Dans ce cas, l'installation requiert moins de surface que pour les boucles horizontales. Ce système très efficace est très coûteux car son installation requiert un forage de puits dont les équipements nécessaires sont très onéreux. La plus part de ces systèmes existants, utilisent

aussi, comme ceux de la boucle horizontale, un fluide secondaire pour échanger de la chaleur avec le sol.

- **Système fermé à boucle déposée au fond d'un lac**

Les boucles d'échange de chaleur sont déposées au fond d'un lac. Ce système est souvent conseillé aux habitations qui sont situés près de lac sauf qu'il faut recourir à une autorisation gouvernementale.

## 0.2 Généralités sur les pompes à chaleur

### 0.2.1 Les différents types de pompe à chaleur

Une pompe à chaleur doit aller puiser des calories. Différents milieux contiennent de la chaleur, on peut citer par exemple :

- L'air extérieur : la chaleur contenue dans l'air extérieur est prélevée par la pompe à chaleur pour être restituée dans l'air ambiant du logement ou dans l'installation de chauffage à eau chaude.
- L'eau : la chaleur contenue dans l'eau d'une nappe phréatique, d'un lac, etc., est prélevée par la pompe à chaleur. Elle est ensuite transférée par la pompe à chaleur dans l'installation de chauffage à eau chaude. Il est important de noter que l'exploitation des eaux est soumise à une réglementation.
- Le sol : la chaleur est prélevée dans la terre par l'enfouissement de tubes. Elle est ensuite transférée par la pompe à chaleur dans l'installation de chauffage à eau de chauffe. Il existe deux solutions techniques pour installer ces tubes : capteur horizontal ou sonde géothermique verticale.

Pour nommer et classer les pompes à chaleur, on cite en premier la source de chaleur, appelée aussi capteur (eau, eau glycolée, air, gaz etc.) et en second la partie chaude, c'est -à-

dire le mode de restitution de la chaleur (eau, air, gaz, etc.). Les principaux types de systèmes de pompe à chaleur sont :

- Pompe à chaleur eau-eau : Les calories sont prélevées dans l'eau (nappe phréatique) et, côté utilisation, elles sont restituées dans un circuit contenant de l'eau (plancher chauffant, radiateurs, ventilo-convection, etc.).
- Pompe à chaleur air-eau : Les calories sont prélevées dans l'air, et côté utilisation, elles sont restituées dans un circuit contenant de l'eau (plancher chauffant, radiateurs, ventilo-convection, etc.)
- Pompe à chaleur air-air : Les calories sont prélevées dans l'air, et côté utilisation, elles sont restituées dans l'air comme dans les "splits".
- Pompe à chaleur géothermique : on peut citer dans cette catégorie, les PAC eau glycolée-eau, PAC sol-eau (DX à capteur à fluide frigorigène) et PAC sol-sol (DX à capteur et émetteur à fluide frigorigène). La solution technique de géothermie la mieux maîtrisée est celle des pompes à chaleur géothermique à boucle secondaire ou PAC fluide caloporteur-eau (Figure 0.1). Dans ce cas, les calories sont prélevées dans la terre au moyen d'un circuit contenant un fluide caloporteur comme de l'eau glycolée, du propylène glycol, etc. du côté utilisation, elles sont restituées dans un circuit contenant par exemple de l'eau (plancher chauffant, radiateurs, ventilo-convection, etc.). La nouvelle technologie est à détente ou expansion directe (Figure 0.2) (PAC sol-sol ou PAC sol-eau). Le réfrigérant circule directement dans l'échangeur de chaleur géothermique.

## 0.2.2 Les principaux éléments d'une PACG DX

### 0.2.2.1 Les éléments incontournables

Les composants indispensables pour constituer une boucle de pompe à chaleur DX comme d'ailleurs pour les autres types sont: le compresseur, l'évaporateur, le condenseur et le

détendeur. Nous présentons pour chacun d'eux leur rôle tout en décrivant le phénomène thermodynamique dont ils sont le siège.

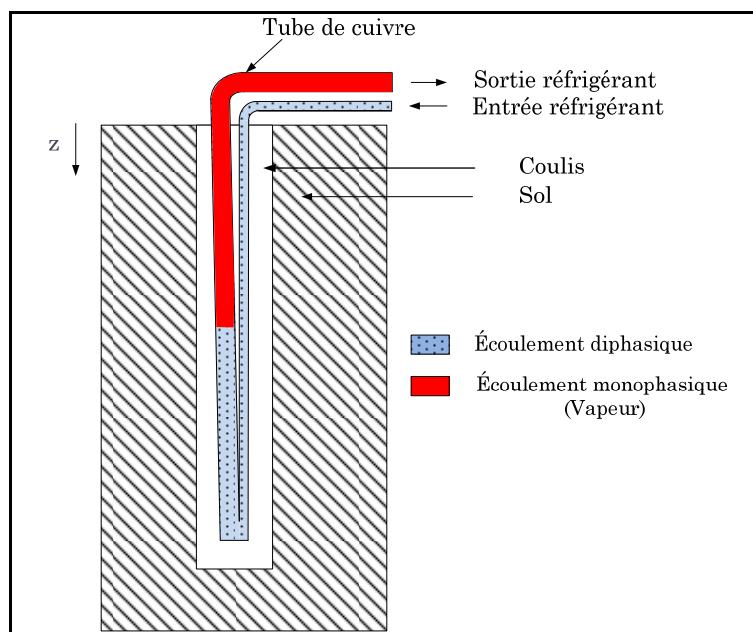
### ***Le compresseur***

Il aspire le fluide frigorigène à l'état gazeux puis le comprime, ce qui permet d'élever sa température et sa pression (il passe en haute pression). Dans les pompes à chaleur destinées aux maisons individuelles et aux petits immeubles résidentiels, les compresseurs sont généralement de type hermétique c'est-à-dire que le moteur électrique et le compresseur sont montés ensemble dans la même enveloppe qui est ensuite soudée. De cette manière, le fluide frigorigène ne peut pas s'échapper dans l'atmosphère. Les compresseurs utilisant la technologie scroll sont les compresseurs les plus courants pour les pompes à chaleur. Ces compresseurs à spirale présentent plusieurs avantages significatifs sur les autres types de compresseurs : ils comportent peu de pièces mobiles, ce qui permet une longévité supérieure et surtout un comportement du compresseur relativement silencieux. Les compresseurs à spirale ont donc permis l'installation de pompes à chaleur dans des endroits où elles auraient autrement été interdites en raison du bruit et des contraintes acoustiques. Un autre avantage du compresseur à spirale est sa bonne résistance à la pénétration de gouttes de liquide à l'intérieur de celui-ci.

### ***L'échangeur géothermique***

Contrairement à l'échangeur géothermique d'une PACG à boucle secondaire, où le transfert de chaleur entre le réfrigérant et le sol se fait grâce à un fluide caloporteur (comme l'eau glycolée, la saumure, le propylène glycol), dans une pompe à chaleur géothermique à expansion directe, le transfert de chaleur dans l'échangeur géothermique s'effectue directement entre le réfrigérant et le sol. Le changement de phase se produit donc au sol et la circulation du réfrigérant est assurée par le compresseur. En mode chauffage, l'échangeur

géothermique se comporte comme un évaporateur alors qu'en mode climatisation, il est un condenseur.



**Figure 0.3 Schéma d'un échangeur géothermique à expansion directe**

L'échangeur géothermique à expansion directe est constitué d'un puits de diamètre déterminé foré au sol contenant le tube de cuivre à l'intérieur duquel circule le réfrigérant puis remblayé avec un matériau appelé coulis (Figure 0. 3).

### ***L'échangeur terrestre***

Encore appelé échangeur réfrigérant-eau (exemple voir Figure 0.4), il est souvent situé du côté du bâtiment avec lequel il effectue les échanges thermiques. L'échangeur terrestre est un évaporateur en mode climatisation et condenseur en mode chauffage. Comme évaporateur, on y distingue généralement deux zones de transfert de chaleur : zone de l'évaporation et la zone de surchauffe. Comme condenseur, on y distingue trois zones distinctes: la zone de désurchauffe, zone de condensation et la zone de sous-refroidissement.



**Figure 0.4 Schéma d'un échangeur terrestre type double tubes**

### ***Le détendeur***

Le fluide frigorigène, à l'état liquide, arrive au détendeur qui fait chuter sa température et sa pression (il passe en basse pression). Le détendeur fonctionne comme une vanne à ouverture variable, maintenant la différence de pression entre les côtés basse et haute pressions du circuit de fluide frigorigène. La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur nécessite d'insérer un dispositif abaisseur de pression dans le circuit. C'est le rôle du détendeur. Le fluide frigorigène se vaporise partiellement dans le détendeur pour abaisser sa température. Pour compenser la chute de pression dans l'évaporateur, un autre tube capillaire est souvent soudé dans le tuyau d'aspiration près du bulbe. On obtient ainsi un système d'égalisation externe de pression. A l'aide d'une vis de réglage qui serre un ressort dans la vanne de détente, la surchauffe peut être maintenue au niveau désiré.

#### **0.2.2.2 Les composants secondaires**

Outre les quatre principaux éléments, des composants secondaires viennent se greffer dans le circuit frigorifique. On retrouve des éléments de sécurité et de contrôles. Il est vrai qu'il y a plusieurs façons de concevoir une pompe à chaleur DX; on peut se contenter du minimum,

mais la qualité de celle-ci dépendra de la présence de certains éléments de sécurité, de contrôle et de régulation. Les principaux éléments secondaires d'une pompe à chaleur sont :

### ***Le voyant de liquide***

C'est un élément indispensable dans une pompe à chaleur. Sa fonction principale est de permettre de visualiser, à la sortie du condenseur, s'il ne reste plus une seule bulle de gaz. Ce qui signifie que le fluide frigorigène est bien à l'état 100 % liquide. Encore appelé "verre-regard", il sert aussi à indiquer la teneur en humidité du fluide frigorigène. Un indicateur d'humidité change de couleur en présence d'humidité. Il se place à la sortie du condenseur.

### ***Le filtre déshydrateur***

Il est un élément de contrôle visuel dans une PAC. Le filtre déshydrateur (cartouche solide) est comparable à une éponge permettant l'absorption et la rétention de l'eau. Le tamis moléculaire et le silicagel ( $\text{SiO}_2$ ) absorbent l'humidité, l'oxyde d'alumine activé ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) retient l'eau et l'acide. Il se place après le voyant liquide et avant le détendeur (ou après la bouteille liquide s'il y en a une).

### ***Les pressostats de pression***

Une pompe à chaleur est normalement équipée de déclencheurs pressostats haute pression (HP) et basse pression (BP). C'est un organe de protection qui permet de protéger l'installation en cas de pression trop élevée ou trop basse. Il peut être à réarmement automatique ou à réarmement manuel.

### ***L'huile de lubrification***

La principale fonction de l'huile est la lubrification des pièces en mouvement du compresseur. L'huile est nécessaire pour le fonctionnement du compresseur, mais un peu

d'huile (généralement 1 à 4% du poids du fluide frigorigène) passe à travers l'orifice de refoulement du compresseur et atteint d'autres parties du circuit de la pompe à chaleur. Le retour d'huile est un aspect important pour le bon fonctionnement de l'installation. Lorsque le fluide frigorigène est à l'état de vapeur, l'huile doit être renvoyée vers le compresseur par la vitesse du flux de fluide frigorigène à l'état de vapeur. Dans les petites unités assemblées en usine, il est rare de rencontrer des problèmes au niveau du retour du lubrifiant vers le compresseur. En revanche, dans le cas des boucles de fluide frigorigène sur mesure assemblée sur place comme ce fut le cas des pompes à chaleur DX, la question du retour d'huile doit être examinée avec attention.

### *La vanne d'inversion de cycle*

Elle permet la réversibilité du système. Cela veut dire que le circuit frigorifique est inversé, le condenseur chaud devient l'évaporateur froid: là où l'on faisait du chaud, on fait maintenant du froid (dans ce cas, le circuit frigorifique contient également des clapets anti-retour). Cela implique évidemment que le compresseur fonctionne. Certains fabricants utilisent la technologie du free-cooling, qui permet d'avoir le mode rafraîchissement sans que le compresseur fonctionne. Dans ce cas, cette vanne n'est plus nécessaire.

### *L'échangeur liquide/vapeur*

Il assure simultanément le sous-refroidissement du fluide frigorifique liquide en amont du détendeur, et la surchauffe des vapeurs en amont du compresseur. L'échangeur liquide/vapeur permet d'augmenter le COP. Il évite aussi le phénomène de flash gaz (bulbes de vapeur sur la ligne liquide) en accentuant le sous refroidissement du fluide frigorifique liquide. Le principe repose sur l'insertion d'un échangeur qui permet de récupérer une partie de la chaleur encore présente à la sortie du condenseur (partie chaud) et ensuite de la transmettre à l'entrée du compresseur (partie froide).

**Côté froid:** l'échangeur liquide/vapeur permet de vaporiser les gouttes de liquide qui ne l'auraient pas été dans l'évaporateur, évitant ainsi le phénomène de coup de liquide. En effet,

comme tout le monde le sait, il est très difficile de comprimer du liquide ; il faut donc que le réfrigérant soit dans cette partie du circuit 100 % vapeur.

**Côté chaud:** l'échangeur liquide/vapeur permet d'augmenter le sous refroidissement du fluide frigorifique afin d'être 100 % liquide avant de rentrer dans le détendeur. Cette transmission de la chaleur conduit côté froid à une légère augmentation de la pression et côté Chaud à une légère diminution de la pression. Grâce à la réduction de la différence de pression entre les deux côtés, le compresseur a moins de travail à effectuer, donc consomme moins. La consommation d'électricité diminue et le coefficient de performance (rendement) de la pompe à chaleur augmente autour 5 à 7 %.

### ***La bouteille anti-coup de liquide ou accumulateur***

Quand elle est utilisée, on la place entre l'évaporateur et le compresseur. Sa principale fonction est d'éviter l'aspiration de fluide frigorigène sous forme de liquide par le compresseur. Cet organe est très utile principalement dans les pompes à chaleur de type aérothermique ou DX car, soit au moment de l'inversion de cycle, le compresseur aspire brusquement du liquide ou en cours de fonctionnement avec des possibilités d'évaporation partielle. De ce fait, le risque de coup de liquide est important. Elle est aussi largement utilisée dans les installations à faible chauffage. Son principe de fonctionnement est basé sur la séparation de la vapeur et du liquide. Le liquide qui tombe dans le fond de la bouteille se vaporise petit à petit au contact de la bouteille. La vapeur est aspirée au niveau de la partie supérieure de la bouteille par la canne d'aspiration. Le retour d'huile est assuré par un orifice souvent installé dans la partie inférieure de la canne d'aspiration.

### ***Les réfrigérants***

Le fluide frigorigène est l'élément nécessaire pour transporter la chaleur de la source froide (capteur extérieur) à la source chaude (plancher chauffant, radiateurs, ventilo-convecteurs).

Le fluide frigorigène circule dans le système, absorbe l'énergie de l'évaporateur à basse température et retransmet l'énergie au condenseur à haute température. Cela est réalisé au

moyen de la transformation du fluide frigorigène de l'état liquide à l'état gazeux dans l'évaporateur et de l'état gazeux à l'état liquide dans le condenseur.

Il existe un nombre important de fluides frigorigènes classés en différents groupes selon leur composition moléculaire. Actuellement, deux grandes familles de fluides frigorigènes sont utilisées dans les pompes à chaleur : les fluides purs: R134a, R290 (propane), R744 ( $\text{CO}_2$ ) et les mélanges zéotropiques comme: R404A, R410A, R407C.

### 0.2.3 Cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur

Le cycle thermodynamique des pompes à chaleur se décompose en quatre étapes principales :

- La compression : La vapeur du fluide frigorigène est comprimée à une pression supérieure au moyen du compresseur électrique, ce qui entraîne une élévation de la température.
- La condensation : La vapeur du fluide frigorigène à haute pression (HP) est condensée à haute température par dissipation de sa chaleur dans l'émetteur (plancher chauffant, radiateurs, ventilo-convecteur, etc).
- La détente : Le fluide frigorigène liquide est détendu depuis une pression élevée (HP) à une pression basse (BP), il s'en suit une chute de la température.
- L'évaporation : Le fluide frigorigène est évaporé à basse pression (BP) et à basse température, en utilisant l'énergie de la source de chaleur (capteur horizontal, forage, eau de nappe).

Le diagramme de Mollier permet de visualiser le cycle complet en fonction du fluide frigorigène utilisé par la pompe à chaleur. L'ensemble du cycle peut être représenté dans le diagramme enthalpie-pression (voir Figure 0.5). Sous la courbe en cloche se situent les états de mélange liquide-vapeur :

- à gauche des points 5-6, le fluide est à l'état liquide;
- à droite des points 1-4, le fluide est à l'état vapeur;

- à l'intérieur de la cloche, le fluide frigorigène est dans un mélange d'états (liquide-gazeux).

Le diagramme de Mollier permet également de mesurer le rendement d'une pompe à chaleur.

- Point 2-3 : puissance absorbée par le compresseur.
- Point 7-2 : puissance frigorifique.
- Point 3-6 : puissance de chauffage.

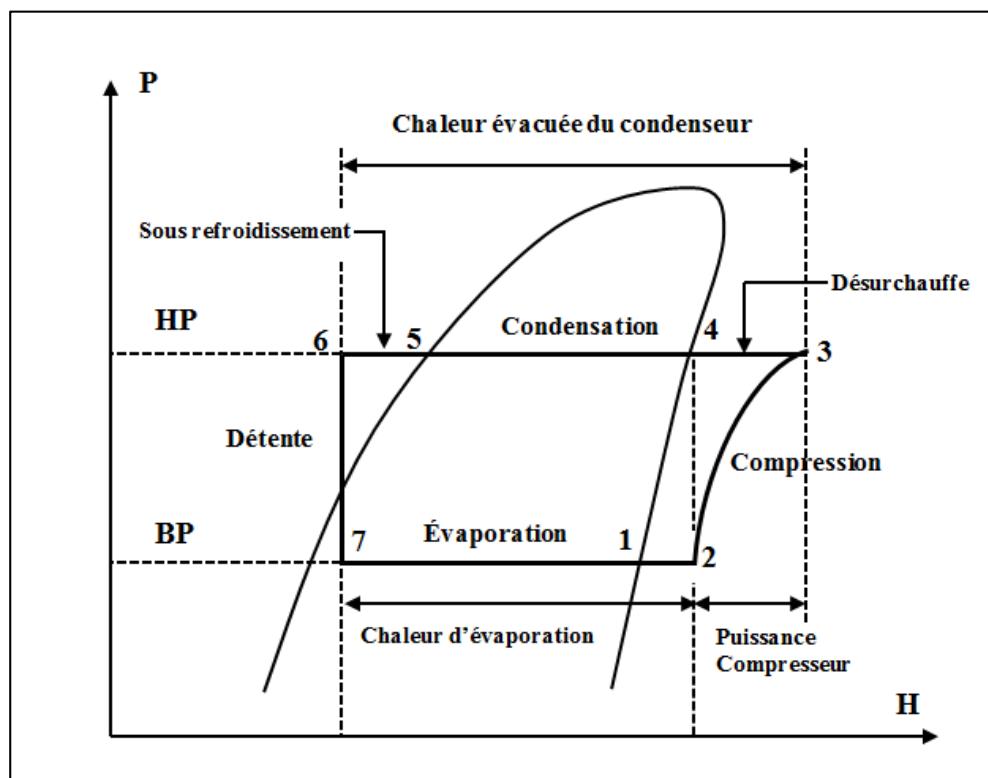


Figure 0.5 Diagramme P-H d'un fluide frigorigène

#### 0.2.4 Le rendement d'une pompe à chaleur

La capacité de la pompe à chaleur c'est-à-dire la quantité de chaleur échangée avec le milieu intérieur (bâtiment) et la puissance consommée par la PAC sont deux grandeurs qui caractérisent la performance d'une PAC. Le coefficient de performance et le facteur de performance saisonnière définissent le rendement d'une PAC.

Le coefficient de performance est le rapport entre la puissance échangée avec le milieu intérieur et la puissance consommée. En mode climatisation, le rendement peut être exprimé par le taux de rendement énergétique appelé EER (Energy Efficiency Ratio). C'est le rapport entre la capacité de refroidissement exprimé en Btu/W.hr et la puissance consommée par la PAC exprimée en W.

Dans les PAC commerciales, le COP est mesuré suivant les conditions d'essais établies par des normes : par exemple, la norme NF EN 14511 en France, les normes CSA-C744 et ASHRAE 90.1-1999 au Canada et aux États-Unis, respectivement. Ces normes exigent des rendements minimaux afin qu'une PAC soit commercialisée. Comme exemple, selon la norme NF EN 14511, les rendement minimaux exigés d'une PAC eau glycolée-eau et d'une PAC sol-eau sur un plancher chauffant à 35°C sont respectivement de 3,6 et 3,4 depuis le 1<sup>er</sup> juillet 2010 (Percebois, 2011).

On a souvent reproché au COP d'être un coefficient théorique annoncé par les fabricants. C'est pourquoi, on a introduit le SPF (Seasonal Performance Factor) qui prend en compte la consommation électrique nécessaire au fonctionnement de tous les équipements auxiliaires de la pompe à chaleur comme les pompes circulatrices, les ventilateurs, etc. C'est donc le rapport de l'énergie annuelle fournie par la pompe à chaleur pour le chauffage sur la consommation annuelle totale en énergie électrique, y compris celle de tous les équipements auxiliaires. Par exemple, pour un bâtiment neuf chauffé à l'aide d'une PAC sol-eau, le SPF minimum exigé est de 3,5 selon la norme NF EN 15450.

### 0.3 Problématique

Comme nous l'avions annoncé plus haut, malgré le nombre grandissant des systèmes géothermiques à boucle secondaire, les coûts d'investissement des systèmes géothermiques conventionnels sont encore élevés. Les systèmes DX sont alors une solution intéressante d'économie en ce sens qu'ils éliminent les coûts d'achat d'un échangeur de chaleur et d'une pompe de circulation d'eau constituant la boucle secondaire. Mais encore faut-il qu'ils soient bien conçus pour fournir les meilleures performances et capables de combler la demande en bâtiment aussi bien en chauffage qu'en climatisation. Par ailleurs, les modèles de simulation

de thermopompe implantés dans les logiciels commerciaux semblent ne pas bien décrire le comportement des PACG DX pour qu'ils soient appliqués. De plus, ils ne privilégient que le régime quasi permanent alors que ces systèmes géothermiques ne fonctionnent presque jamais en régime permanent (Demba, 2007). Par ailleurs, dans son diagnostic sur les freins à l'utilisation des systèmes géothermiques, Hughes (Hughes, 2008) a évoqué, outres les coûts investissements importants, le manque cruel d'informations techniques sur les systèmes géothermiques. C'est le même constat qu'a fait Beauchamp et al. (Beauchamp, 2011). Comme exemple, sur les 115442 unités de PACG vendues aux États-Unis en 2009, seules 759 sont de type PACG DX, soit 0,7 % (Energy, 2010). Des modèles PACG DX de simulation sont donc nécessaires et de l'information techniques est à compléter afin de rendre les PACG DX plus compréhensibles et plus accessibles. C'est pourquoi, le travail déjà amorcé au CTT mérite d'être poursuivi. Le sujet intitulé présenté dans cette thèse s'inscrit bien dans cette optique.

#### 0.4 Objectifs de la thèse et méthodologie

L'objectif global de cette thèse est donc de modéliser et d'analyser une pompe à chaleur géothermique à expansion directe (PACG-DX) en vue de dégager les outils de conception et des éléments de valorisation de cette pompe à chaleur. De façon spécifique cette thèse est structurée en quatre parties:

- 1- Modéliser les composants tels que l'échangeur réfrigérant-eau et le compresseur.
- 2- Analyser expérimentalement le comportement dynamique du système.
- 3- Modéliser la pompe à chaleur DX à l'aide des réseaux de neurones artificiels.
- 4- Comparer le comportement de l'évaporateur géothermique vis-à-vis des fluides de remplacement du R22 tels que le R410A et le R407C.

Il faut noter que la modélisation du détendeur, de l'échangeur géothermique sous le logiciel Comsol et la mise en commun des modèles élémentaires en vue d'élaborer un modèle de base de la pompe à chaleur DX sont effectués par un autre étudiant du laboratoire.

Le but de la première partie est de développer les modèles dynamiques de ces deux composants et de les valider expérimentalement. La méthode classique de modélisation a été adoptée c'est-à-dire que les modèles sont établis sur la base des équations découlant des phénomènes physiques dont-ils sont le siège. Afin de résoudre numériquement les équations gouvernantes, deux logiciels commerciaux ont été sélectionnés: Comsol multiphysique et Matlab. Les modules: transfert de chaleur dans les solides, transfert de chaleur dans les fluides et le module PED de Comsol ont été sélectionnées pour la modélisation de l'échangeur réfrigérant-eau. L'approche de volume fini proposée par Patancar (PATANKAR, 1980) et développée sous Matlab est l'outil numérique utilisé dans le modèle du compresseur.

Dans la deuxième partie, l'objectif est de faire ressortir les performances réelles et mettre en exergue les limites de fonctionnement de la pompe à chaleur DX. Afin d'atteindre ces objectifs, le dispositif expérimental existant a été mise à jour par ajout de capteurs de pression et de température. Le programme de commande développé dans l'environnement Labview a été également modifié pour prendre en compte les nouveaux éléments. Les cédules d'opération ont été consignées dans un fichier texte et passées au programme de contrôle au démarrage de la PACG DX. Plusieurs modes de fonctionnement ont été scrutés afin d'appréhender les différents aspects de fonctionnement de la PACG DX et de procéder ainsi à l'analyse de performance. Il s'agit notamment de la mise en opération de la PAC en mode continu et en mode séquentiel. En mode continu, la pompe à chaleur DX fonctionne de façon continue sans arrêt. Par contre, en mode séquentiel, mode de fonctionnement proche de la réalité, la pompe à chaleur est programmée pour opérer une certaine heure fixée de la journée et pour plusieurs jours. Dans tous les cas, le but est donc d'évaluer la dégradation de la performance du système afin de définir les balises de son utilisation efficiente et renforcer ainsi les paramètres de contrôle.

Dans la troisième, il s'agit de proposer un modèle de la pompe à chaleur basé sur les réseaux de neurones artificiels. Le but est de modéliser la PACG DX à partir des paramètres d'entrée

capables d'être mesurés en ligne dans un processus industriel de production de chaleur. Le modèle devra servir comme modèle de base pour simuler et effectuer les opérations de contrôle et régulation en ligne de la PAC DX. La méthode Taguchi a été sélectionnée pour élaborer un plan optimal des essais de collecte de données.

L'objectif de la quatrième partie est d'une part de partir du modèle de l'évaporateur géothermique à expansion directe au R22 existant, développé dans l'environnement du logiciel Comsol et de l'étendre à deux fluides candidats au remplacement du R22 dans le domaine des pompes à chaleur tels que le R407C et le R410A et d'autre part de procéder à une étude paramétrique de comparaison afin d'en déduire lequel des deux fluides semble le mieux approprié au remplacement du R22.

## 0.5 Contenu de la thèse

À part l'introduction et la conclusion, la thèse s'articule autour de quatre chapitres. Le chapitre 1 présente la revue bibliographique tandis que les chapitres 2, 3 et 4 présentent les articles publiés ou soumis dans des journaux scientifiques à comité de lecture.

Le chapitre 1 fait la synthèse des travaux effectués sur les pompes à chaleur géothermiques et s'articule autour de deux sessions principales. La première rend compte sur l'avancée des travaux de recherches sur la modélisation des pompes à chaleur géothermique en générale mais en particulier sur les PAC DX. De façon plus spécifique, cette section est structurée elle aussi en deux sous groupes. Le premier qui fait la synthèse sur l'évolution de la recherche sur la modélisation des composants essentiels de la pompe à chaleur géothermique comme le compresseur, l'échangeur réfrigérant-eau et l'échangeur géothermique à boucle secondaire et à expansion directe. Le deuxième sous-groupe rend compte de comment les différents composants sont couplés en vue de constituer un modèle global de simulation.

La deuxième section fait le bilan des travaux sur des outils et moyen d'analyse de performance de ces systèmes.

Le chapitre 2 présente le premier article intitulé “*Experimental analysis of a direct expansion geothermal heat pump in heating mode*”. Cet article publié dans le journal Energy and Building, décrit l’analyse globale de la performance de la pompe à chaleur géothermique DX en condition réelle de fonctionnement et l’influence de certains paramètres de conception comme la température de l’eau de refroidissement, la température de condensation, la perte de pression dans l’évaporateur, sur la performance de la pompe à chaleur, etc. Par ailleurs, cet article met à la disposition de la communauté scientifique d’importants résultats pouvant aider à la conception et à la compréhension du comportement dynamique des pompes à chaleur DX.

La chapitre 3 intitulé “*Modeling of a direct expansion geothermal heat pump using artificial neural networks*” publié dans le journal Energy and Building présente un modèle global de la pompe à chaleur DX basé sur les réseaux de neurones artificiels qui, de plus en plus constituent un outil de modélisation par apprentissage efficace et alternatif à la méthode classique de modélisation. Cet article propose une méthodologie originale de collecte de données basée sur les plans optimaux de Taguchi couplée avec ceux d’essais séquentiels et continus de la pompe à chaleur. En fixant comme paramètre d’entrée du modèle : température et la pression à l’entrée de l’échangeur géothermique, la température et la pression à la sortie de l’échangeur géothermique, la température de l’eau de refroidissement et la pression de décharge en sortie du compresseur, le modèle prédit la capacité de chauffage et la consommation électrique de la pompe à chaleur DX.

Dans le chapitre 4, une étude comparative dénommée “*A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A, and R407C as réfrigerants alternatives to R22*” soumis au journal Applied Thermal Engineering, décrit une analyse paramétrique et comparative d’un évaporateur géothermique avec trois réfrigérants: R22, R410A et R407C. Trois cas de simulation ont été présentés. Le premier cas simule le comportement dynamique de l’évaporateur et ce pour les trois réfrigérants, soumis aux mêmes conditions d’entrée c’est-à-dire la température, le titre en vapeur du réfrigérant sont imposés à l’entrée de l’évaporateur et le débit du réfrigérant est maintenu constant dans

l'évaporateur. La température du sol reste constante. Dans le deuxième cas, nous faisons varier seulement le débit massique du réfrigérant, les autres paramètres sont maintenus constants. Enfin, la température du sol a été variée dans le troisième cas. Dans tous les cas, nous présentons les résultats de simulation en termes de variation du titre en vapeur, de perte de pression, de taux d'extraction de chaleur au sol et de surchauffe.



## **CHAPITRE 1**

### **REVUE DE LA LITTÉRATURE**

La présente thèse est axée sur deux volets que sont : la modélisation d'une part et l'analyse d'une PACG DX d'autre part. De ce fait, cette revue est structurée en deux parties. Précisons que le mandat sur la modélisation concernant l'échangeur géothermique a fait l'objet d'un premier travail présenté en 2011 (Beauchamp, 2011). Cependant, dans la première partie sur la modélisation d'une pompe à chaleur, il est présenté d'abord quelques travaux sur la modélisation de l'échangeur géothermique à boucle secondaire et à expansion directe, pour ensuite aborder l'état de l'art sur la modélisation des autres composants. Enfin, une revue sur les modèles globaux existants de la pompe à chaleur géothermique complètera cette partie. La deuxième partie sera consacrée au résumé des travaux sur l'analyse des PACG DX.

#### **1.1 Modélisation d'une pompe à chaleur géothermique**

##### **1.1.1 Modélisation de l'échangeur géothermique**

Dans le fonctionnement d'une pompe à chaleur DX, le composant le plus important est l'échangeur souterrain. Il joue un rôle important dans les transferts en ce sens qu'il fait partie de la pompe à chaleur. L'échangeur souterrain se comporte donc comme un évaporateur en mode chauffage et un condenseur en mode refroidissement contrairement aux pompes à chaleur à boucle secondaire où l'échangeur géothermique est un élément secondaire qui échange la chaleur grâce à un fluide secondaire qui peut être de l'eau, l'éthylène ou du propylène glycolée.

Les systèmes géothermiques tels qu'exposés dans l'introduction sont composés de trois principales parties interconnectées : l'échangeur au sol, la thermopompe et la boucle de distribution. La performance du système dépend donc de ces trois composants. Cependant, l'échangeur au sol constitue l'élément critique (Halozan et Rieberer, 2005b) du fait qu'il doit

être capable de puiser ou de rejeter suffisamment de la chaleur au sol afin de combler les besoins du bâtiment aussi bien en hiver qu'en été (Patrice Pinel, 2003).

### **1.1.1.1 Modélisation de l'échangeur géothermique à boucle secondaire**

Plusieurs chercheurs ont entrepris des recherches sur la modélisation de l'échangeur géothermique ou capteur. L'objectif global est de trouver la configuration qui procure la meilleure performance. Florides et Kalogirou (Florides et Kalogirou, 2007) ont résumé les différents travaux de modélisation de ce type d'échangeur géothermique (il faut le rappeler, échange la chaleur avec le sol grâce à un fluide caloporteur) dont la première utilisation remonte vers 1912 (Patrice Pinel, 2003). Ces différents modèles sont aussi listés par Yang et al. (Yang, Cui et Fang, 2009). Des méthodes tant analytiques que numériques ont été développées pour modéliser et simuler les échanges de chaleur au sol. Le principe de recherche est de partir d'un seul capteur et d'utiliser le principe de superposition dans le cas de plusieurs capteurs enterrés. En général, une superposition temporelle de charges thermiques divisées en impulsions est exploitée pour obtenir les solutions finales.

### **Méthodes analytiques**

Les méthodes analytiques s'appuient sur deux approches : celle de la source linéique de Lord Kelvin (1882) et celle de la source cylindrique de Carslaw et Jaeger (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946).

#### ***Méthode de la source linéique***

Telle que présentée par Kelvin en 1882, cette méthode donne la distribution de température en tout point dans un medium infini, initialement à température constante, dans lequel se trouve une source (ou puits) infiniment longue. Cette source (ou puits) puise ou rejette de la chaleur à un taux constant à partir de l'instant initial. Ingersoll et H.J (Ingersoll et H.J., 1948) ont mis en application ce principe en considérant le tuyau long comme une source infinie et

établit la distribution de température le long du forage en fonction du rayon  $r$ . Cette relation est de la forme :

$$T(r,t) - T_0 = \frac{q}{4\pi k} \int_{\frac{r^2}{4at}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \frac{q}{2\pi k} \int_X^{\infty} \frac{e^{-\beta}}{\beta} d\beta = \frac{q}{2\pi k} g(X) \quad (1.1)$$

Les valeurs de la fonction  $g$  sont données sous forme de table ou de graphique par différents auteurs (Florides et Kalogirou, 2007). Les auteurs expriment les limites de la méthode dans le cas de tuyau court en introduisant le nombre de Fourier à la surface du tuyau. Ils suggèrent que ce nombre doit rester supérieur à vingt pour espérer de meilleurs résultats. Cependant, cette méthode ne prend pas en compte les phénomènes de court-circuit thermique et est donc limitée pour les cas de plusieurs capteurs dont la distance de séparation est souvent assez grande. Zeng, et al. (Zeng, Diao et Fang, 2002) considèrent le puits comme une source de chaleur linéaire (diamètre <<< longueur) finie dans un médium (terre) semi-fini. En supposant, la température initiale du sol constante, les propriétés thermiques homogènes pour l'ensemble du sol et un flux de chaleur constant au sol, ils établissent une expression analytique d'un «g-fonction» qui permet de calculer le gradient de température entre un point du forage et le sol. La méthode précédente est améliorée en prenant en compte le phénomène d'interférence thermique entre les tuyaux (Zeng, Diao et Fang, 2003). Une étude détaillée de l'influence de la configuration série et parallèle des tubes en U et de leur position dans le forage est exposée. Un calcul de la résistance thermique du puits en fonction de la configuration est établi, de même que l'expression analytique du gradient de température correspondant. Les auteurs (Zeng, Diao et Fang, 2003) ont montré une réduction de 30 à 90% de la résistance thermique du forage lorsqu'on utilise deux tubes en U au lieu d'un seul. Par ailleurs, la configuration en parallèle procure une meilleure performance que celle en série. Cui Ping et al. (Cui Ping, Yang et Fang, 2006) présentent un modèle de ligne source finie en milieu semi infini pour des forages inclinés, aux fins de simulations à long terme. Une méthode d'évaluation de l'interférence thermique entre plusieurs capteurs inclinés a été proposée. Les résultats de cette étude montrent que l'utilisation de forage incliné procure une meilleure performance thermique surtout dans le système à charge déséquilibrée et que

l'augmentation de la température de la paroi du trou est 10 à 35% inférieure que dans le cas ordinaire de boucle verticale non inclinée. Une nouvelle approche a été développée par Lamarche et Beauchamp (Lamarche et Beauchamp, 2007a). Dans cette étude, le puits est considéré comme une source de chaleur linéique (reprise des travaux de Zeng et al.) avec une prise en compte des phénomènes de court-circuit thermique, des effets axiaux en vue des simulations à court et à moyen terme. Cette méthode, plus complète que les précédentes, fournit une solution analytique plus précise et non gourmande en temps calcul selon les auteurs. Marcotte et Pasquier (Eskilson, 1987) abondent dans le même sens que Cui et al.(Cui, Yang et Fang, 2006) mais l'effet de l'inclinaison du forage a été examiné. Ils sont arrivés à la conclusion qu'une légère inclinaison vers l'extérieur du champ de puits atténue les effets d'interaction thermique et permet de réduire la longueur de forage de 20% par rapport à un système homologue sans inclinaison. Bandos et al (Bandos et al., 2009) ont développé un modèle analytique se basant sur la source linéique finie en tenant compte des variations de température à la surface . La méthode utilise une procédure d'acquisition de données de la réponse thermique in-situ pour évaluer les propriétés thermiques du sol.

### *Méthodes de la source cylindrique.*

Elles sont basées sur la théorie de Carslaw et Jaeger (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946) pour un tube long échangeant de la chaleur à taux constant. La formulation mathématique du problème est la suivante (Yang, Cui et Fang, 2009):

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad r_b < r < \infty \\ -2\pi r_b k \frac{\partial T}{\partial r} = q \quad r = r_b, t > 0 \\ T - T_0 = 0 \quad t = 0, r > r_b \end{array} \right. \quad (1.2)$$

La solution analytique proposée est sous la forme générale:

$$T - T_0 = \frac{q}{k} G(F_0, p) \quad (1.3)$$

Avec:

$$F_0 = \frac{at}{r_b}, \quad p = \frac{r}{r_b}. \quad (1.4)$$

La distribution de température à la surface du forage est obtenue pour  $r = r_b (p = 1)$ .

L'évaluation de la fonction G est très complexe, cependant, certains auteurs ont donné les valeurs de cette fonction sous forme de table ou de représentation graphique. Les tables des différents auteurs sont présentées dans la thèse de Pinel (Patrice Pinel, 2003). Dans cette thèse, la méthode de la source cylindrique est utilisée pour modéliser l'échangeur au sol pour un seul capteur puis généraliser à un champ de capteurs. Dans cette approche, le transfert autour d'un forage prend en compte une pénalité  $T_p$  due à l'interaction thermique entre les capteurs. La méthode d'évaluation de cette température y est présentée en détail. Une technique d'agrégation multiple a été développée afin de minimiser le temps de calcul. Lamarche et Beauchamp (Lamarche et Beauchamp, 2007b) ont proposé une solution analytique exacte et originale des équations de diffusion de la chaleur dans le coulis et dans le sol pour des simulations de courte durée. Deux approches sont présentées selon qu'il s'agisse de flux de chaleur par unité de longueur imposée (cas classique) ou que la température moyenne du fluide est connue. Le modèle a été validé en comparant les résultats avec ceux disponibles dans la littérature. Une généralisation de la solution analytique d'une source cylindrique est développée par Louis Lamarche (Lamarche, 2009) pour des simulations horaires des échanges de chaleur à court et à long terme. Une généralisation de la fonction G a été proposée également. Le principe de superposition est utilisé dans le cas de plusieurs forages. Les résultats ont été validés avec ceux de la littérature. Un modèle analytique d'un échangeur de chaleur en U a été développé par Zheng et al. (Zheng, Wang et Ji, 2011) pour étudier le transfert de chaleur au sol en régime transitoire et le champ de température à l'intérieur de forage. La résolution numérique par éléments finis et la simulation dans l'environnement du logiciel MATLAB ont permis d'établir la distribution des isothermes autour des tuyaux ainsi que la performance de transfert de chaleur autour de tube. Les changements de champ de température sur le sol autour des échangeurs de chaleur

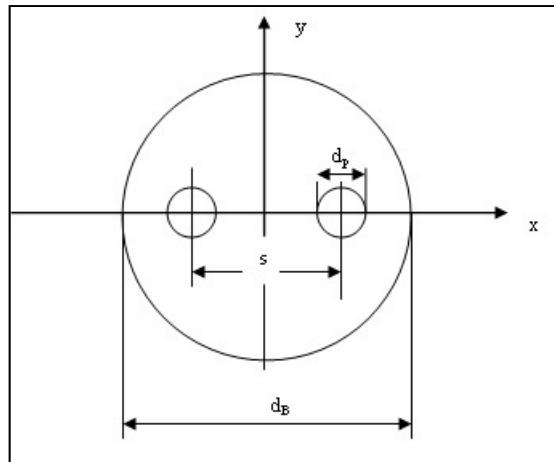
résultants de différentes conditions géologiques, de la profondeur du tube ont été également décrits.

## Méthodes numériques

Un seul capteur (un seul tube en U) est souvent modélisé numériquement et par principe de superposition spatiale, on obtient la solution finale pour un champ de capteurs.

Patrice Pinel dans son rapport de thèse (Patrice Pinel, 2003) a fait l'étude des différents modèles numériques. Nous présentons ici quelques-unes de ces méthodes et les plus récentes: Yavuzturk (Yavuzturk, 1999) a développé un modèle numérique bidimensionnel  $(r, \theta)$  d'un seul capteur pour des simulations à court pas de temps. Le modèle considère les tubes à l'intérieur du forage comme des zones délimitées par deux arcs de cercles de rayon  $r$  constant et de deux droites suivant  $(r, \theta)$  constant. Il ne prend pas en compte les effets axiaux et néglige ainsi les phénomènes d'interférence thermique. Patrice Pinel (Patrice Pinel, 2003) a développé un modèle bidimensionnel  $(X, Y)$  pour un de champ de capteurs afin d'évaluer la pénalité sur un capteur due à la présence des autres. Le modèle est validé en comparant les résultats obtenus pour un champ de quatre capteurs avec ceux obtenus avec l'algorithme DST. Marcotte et Pasquier (Marcotte et Pasquier, 2008) ont proposé un modèle numérique en trois dimensions à éléments finis et implanté dans l'environnement COMSOL en supposant que la température du fluide varie linéairement entre la sortie et l'entrée du puits. Une étude économique de l'impact de la résistance thermique du puits a permis de constater qu'une augmentation de la résistance de 50 % élève les coûts d'investissement de 17.5 % pour une économie de seulement 2.2 % en 10 ans. Nam et al. (Nam, Ooka et Hwang, 2008) ont proposé un modèle numérique qui prend en compte le phénomène de transport de débit d'eau au sol dans le modèle de l'échangeur et tout ceci implanté dans l'environnement du code de calcul Feflow. Ce code s'appuie sur les éléments finis. Une méthode d'évaluation des propriétés du sol notamment, la vitesse de l'eau, la capacité thermique, la conductivité thermique, l'humidité relative et masse volumique, basée sur l'analyse in situ du sol est présentée. Le modèle est exploité pour estimer le flux de chaleur rejetée et extraite par une pompe à chaleur d'un bâtiment à Tokyo. Dans l'approche proposée par Yang et al (Yang et

al., 2009), l'échangeur au sol est vu comme deux régions séparées par la paroi du forage, dans lesquelles les modes de transfert de chaleur sont traités différemment: la première à l'extérieur de forage (dans le sol environnement) et la deuxième à l'intérieur de forage. Le premier domaine est traité comme une source cylindrique de chaleur variable dans le temps et l'intérieur du forage traité comme un problème quasi tridimensionnel en régime permanent. Les effets axiaux ainsi que le phénomène de court-circuit thermique ont été pris en compte. Un dispositif hybride solaire-géothermique a servi de support expérimental pour la validation des résultats. La comparaison des résultats du modèle avec ceux expérimentaux révèle une erreur relative de moins que 6 %. L'approche numérique à volume fini à deux dimensions (x, y) (Sharqawy, Mokheimer et Badr, 2009) a été élaborée pour simuler les échanges de chaleur à l'intérieur du forage. Une corrélation de la résistance équivalente du tube et du coulis est établie en fonction de deux grandeurs adimensionnelles:  $s/d_B$ ,  $d_B /d_P$  (voir Figure 1.1). Les résultats sont validés avec ceux du modèle analytique existant dans la littérature. Un modèle numérique tridimensionnel à volume fini a été développé par Li et Zheng (Li et Zheng, 2009). Le modèle utilise la technique de triangulation de Delaunay pour mailler le domaine du forage, ce qui conserve sa structure géométrique. Le sol environnement est divisé en sous couches suivant la longueur de forage afin de mettre en exergue la variation de la température du fluide suivant l'axe vertical. La comparaison des résultats avec ceux obtenus expérimentalement confirme la bonne précision du modèle. Un algorithme de prédiction de la température du sol et du fluide caloporeur (Katsura et al., 2009) avec plusieurs capteurs souterrains en fonction de la configuration des capteurs a été développé. Le modèle obtenu a été validé avec les résultats des essais réalisés sur un système géothermique utilisant 25 pieux de fondation en acier de 8 m de long.



**Figure 1.1 Schéma du modèle proposé par Sharqawy et al.**

Dans les travaux proposés par Benazza et al. (Benazza et al., 2011), une configuration horizontale d'échangeurs de chaleur a été proposée. Une simulation numérique tridimensionnelle à des fins de refroidissement continu et cyclique a été réalisée. La variation des conditions climatiques en régime transitoire a été prise en compte dans le modèle de la température du sol en utilisant une fonction harmonique simple. Les influences de la conductivité thermique et des paramètres géométriques sur l'efficacité de l'échangeur de chaleur ont été étudiés. Les résultats obtenus montrent que l'utilisation en continu de l'échangeur entraîne une certaine saturation du sol où le flux de chaleur baisse considérablement. Par contre, une utilisation en cyclage favorise une certaine récupération du sol au cours de la période d'arrêt. Par ailleurs, l'étude révèle que la conductivité thermique du sol a un effet quasi linéaire sur la chaleur transférée tandis que celui de l'espacement entre les tubes tend vers une valeur asymptotique. Quant au diamètre des tubes, son effet est équivalent à celui de l'espacement entre les tubes.

Un modèle d'un échangeur de chaleur souterrain en forme de U basé sur la superposition de flux constant a été développé par Li (Li, 2012). Contrairement au modèle à flux de chaleur uniforme et constant, le modèle proposé est à flux de chaleur constant cumulatif qui peut être utilisé pour déterminer la résistance de puits pour n'importe quelle configuration et pour

calculer la réponse à un échelon de température dans une simulation à court pas de temps (une heure ou moins). Une nouvelle tendance de modèle basée sur les réseaux de neurones artificiels a vu son intérêt par les travaux de Gang et Wang (Gang et Wang, 2013). Le modèle prédit la température de sortie de l'eau glycolée d'un échangeur de chaleur géothermique dans le but de proposer les stratégies de contrôle d'une pompe à chaleur géothermique à boucle secondaire.

#### **1.1.1.2 Modélisation de l'échangeur géothermique à expansion directe**

Comme spécifié plus haut, un échangeur géothermique à expansion directe est un échangeur qui utilise un réfrigérant de même nature que celui passant dans les autres composants de la pompe à chaleur comme le CO<sub>2</sub>, le R22, R410A, R407C, R134a, etc. Autrement dit, l'échangeur fait partie de la pompe à chaleur à l'intérieur duquel circule le réfrigérant contrairement à son homologue à boucle secondaire qui utilise un autre fluide caloporteur comme l'eau glycolée par exemple. Un échangeur DX est donc appelé à jouer le rôle de condenseur lorsque la pompe est en mode chauffage et le rôle d'évaporateur lorsqu'elle fonctionne en mode refroidissement. Par comparaison avec les échangeurs géothermiques à boucle secondaire (sans changement de phase), peu de recherches ont été effectuées sur la modélisation des échangeurs géothermiques à expansion directe. C'est d'ailleurs la première motivation de l'ensemble des projets sur les PACG DX entrepris au Centre de Technologie Thermique (CTT) de l'ÉTS. Cependant, on note quelques avancées depuis cette dernière décennie. Ainsi, une analyse de l'influence de la vitesse de retour de l'huile de lubrification sur le dimensionnement d'un échangeur géothermique vertical en U destiné aux pompes à chaleur DX a été réalisée par Yonghui et al (Yonghui et al., 2011). Un modèle de l'échangeur prenant en compte l'huile de lubrification a été développé et a permis aux auteurs de proposer une analyse de dimensionnement du diamètre et de la longueur de l'échangeur géothermique en se basant sur trois facteurs: le retour d'huile de lubrification, la perte de pression et le transfert de chaleur. Les auteurs ont conclu entre autres qu'en matière de conception de l'échangeur géothermique, la limite de perte de pression diphasique ne devrait correspondre qu'au maximum de baisse de 1,4°C pour la température de saturation. Selon les

auteurs, le tube en U avec un diamètre extérieur de 12,7 mm ou de 9,525 mm peut garantir un retour d'huile adéquat. Beauchamp et al. (Beauchamp, Lamarche et Kajl, 2013) ont développé un modèle numérique d'échangeur géothermique à expansion directe en U au R22. Les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie couplés avec les équations de changement de phase sont utilisées. Le modèle obtenu a permis de simuler le comportement de l'échangeur utilisé en évaporateur et l'influence de l'interférence thermique sur la performance de l'évaporateur. Le modèle précédent développé sous Matlab souffrant de validation a été repris, amélioré et implanté dans l'environnement du logiciel Comsol par Rousseau et al.(Rousseau et al., 2012). Le modèle a été validé expérimentalement avec les résultats expérimentaux de la PACG DX présentés dans cette thèse. Un modèle numérique a été développé pour étudier le comportement thermique complexe d'un puits géothermique vertical à expansion directe au CO<sub>2</sub> (Eslami-Nejad, Ouzzane et Aidoun, 2014). Selon les résultats obtenus, la variation de pression du fluide dans la région à deux phases a des conséquences inévitables sur la variation de température. De même, l'échangeur proposé peut extraire des quantités relativement importantes d'énergie dues à des caractéristiques de transfert de chaleur diphasique du CO<sub>2</sub> assez remarquables. En outre, selon les auteurs, le taux d'échange de chaleur entre le sol et le tube est plus important en écoulement ascendant qu'en écoulement descendant contrairement aux forages conventionnels où l'on observe une baisse de performance en écoulement ascendant.

### **1.1.2 Modélisation des autres composants autre que l'échangeur géothermique**

Dans cette partie, nous présentons l'état de l'art sur les composants indispensables ci-après: compresseur, échangeur réfrigérant-eau (condenseur, évaporateur) et la valve de détente.

#### **1.1.2.1 Modélisation d'un compresseur**

Le compresseur est l'un des organes importants de la pompe à chaleur dans la mesure où c'est lui qui fait passer le fluide frigorigène de la basse pression à la sortie de l'évaporateur à

la haute pression à l'entrée du condenseur. Il représente donc une pompe de circulation du réfrigérant au sein de la PAC.

Plusieurs modèles de différents types de compresseur ont été développés soit servant de modèle de comportement pour l'étude paramétrique du compresseur ou comme pour modèle à intégrer dans un modèle global de pompe à chaleur ou de machine frigorifique. Ainsi, Chen et al. (Chen et al., 2002b) ont développé un modèle mathématique de compresseur à spirale en se basant sur le premier principe de la thermodynamique. Le modèle est utilisé pour analyser la performance du compresseur sous différentes conditions d'opération et permet de prédire la température, le débit et l'enthalpie du réfrigérant au refoulement. Cette étude a révélé par ailleurs que l'état du réfrigérant change avec une périodicité de  $2\pi$ . Une généralisation du modèle précédent a été réalisée par les mêmes auteurs (Chen et al., 2002a). Dans ce modèle de généralisation, le compresseur est divisé en neuf parties: la paroi du compresseur, le rotor du moteur, le stator du moteur, l'huile de lubrification, le réfrigérant, la spire en aluminium, le défilement en acier de la spire, le tube de succion à l'extérieur du compresseur et le tube de succion à l'intérieur du compresseur. Chaque élément est modélisé en appliquant la méthode de capacitance localisée dite "Lumped capacitance method". Dans la même catégorie, Duprez et al.(Duprez, Dumont et Frère, 2007) présentent des modèles thermodynamiques simples et réalistes de deux types de compresseurs largement utilisés dans les pompes à chaleur domestiques (à pistons et scroll). Ces modèles ont permis de calculer le débit massique du fluide frigorigène et la consommation d'énergie en fonction des conditions et paramètres opératoires. Les deux modèles ont été testés sur cinq compresseurs à piston et cinq compresseurs scroll. Cette étude a été limitée à des compresseurs d'une puissance électrique maximale de 10 kW et pour les conditions opératoires suivantes : la température d'évaporation de -20 à 15 °C et à des températures de condensation allant de 15 à 60 °C. Les écarts moyens sur le débit massique et la puissance des compresseurs à pistons sont de 1,10 et 1,69 % respectivement (pour les différents fluides frigorigènes : R134a, R404A, R22, R12 et R407C). Pour les compresseurs scroll testés, les écarts moyens sur le débit massique et la puissance sont de 2,42 et 1,04 % (pour les différents fluides frigorigènes : R134a, R404A, R407C et R22). Un nouveau modèle analytique et dynamique d'un compresseur à spirales a été développé et validé par Blunier et al (Blunier et al., 2009).

Cette approche diffère de celle de Chen et al. (Chen et al., 2002a) par la façon de décrire la géométrie des enveloppes des spirales, assimilée ici comme cercles dans lesquels les symétries ont été prises en compte pour établir le modèle thermodynamique. Cette approche permet de décrire analytiquement les volumes de chambre sans aucune hypothèse particulière et de prendre la décharge comme un processus non-symétrique. Le modèle géométrique proposé est couplé avec le modèle thermodynamique en utilisant le langage VHDL-AMS standardisé (norme IEEE 1076-1993) et peut servir aussi bien pour le CO<sub>2</sub> que pour les autres réfrigérants. Cependant, le modèle proposé ne prend en compte les échanges des composants du compresseur avec le milieu ambiant. Le modèle est par ailleurs limité à des vitesses inférieures à 2500 tours par minute. Dans la perspective de réduction de bruit, de vibration, de courant électrique de démarrage, de modulation de contrôle et contribuer ainsi à optimiser la performance du compresseur, Cuevas et Lebrun (Cuevas et Lebrun, 2009) ont développé et testé un modèle de compresseur spiral à vitesse variable. Les résultats expérimentaux ont été exploités pour identifier les six paramètres du modèle proposé. Le modèle prédit la température de refoulement, le débit du fluide frigorigène et la puissance du compresseur avec des moyennes des erreurs de -0.5 K, +0.003 kg.s<sup>-1</sup>, et -24 W respectivement. Byne et al. (Byrne, Ghoubali et Miriel, 2014) ont développé un modèle de compresseur à spirales utilisant les hydrocarbures comme réfrigérant. Selon les auteurs, ce modèle a été initialement conçu pour le R407C et élargi aux hydrocarbures (R290, R1270 et le R600a) en adaptant les propriétés thermodynamiques des fluides et les dimensions du compresseur.

L'un des compresseurs le plus utilisé est le compresseur hermétique à piston qui a fait l'objet de plusieurs études aussi bien en termes de modélisation que d'études expérimentales. Winandy et al. (Winandy, Saavedra O et Lebrun, 2002) ont proposé un modèle simplifié en régime permanent basé sur des valeurs expérimentales d'opération d'un compresseur hermétique réciproque. Le modèle permet de déterminer la température et le débit du réfrigérant au refoulement ; ainsi les pertes de chaleur avec le milieu ambiant. La compression de vapeur est supposée adiabatique, réversible et donc isentropique. Un modèle numérique de la distribution de température dans un compresseur frigorifique hermétique à piston a été réalisé par Raja et al (Raja et al., 2003). Selon les auteurs, l'amélioration des

performances telles que la réduction de diverses pertes électriques et mécaniques, la réduction de la fuite du réfrigérant, une meilleure lubrification, etc. peuvent être obtenues en conservant une faible augmentation de la température à l'intérieur du compresseur. Les résultats montrent que le maximum de température est obtenu au rotor avec une valeur de 427,5 K et que la déviation entre le modèle numérique et les valeurs expérimentales est de l'ordre de 5.5 %. Une étude paramétrique basée sur un modèle numérique de simulation validé d'un compresseur hermétique au R134a a été réalisée par Rigola et al (Rigola, Pérez-Segarra et Oliva, 2005). Ce modèle a permis d'étudier l'influence des paramètres comme la géométrie du compresseur, les valves, les conditions d'opération, etc. sur la performance du compresseur (rendements isentropique et volumique et le coefficient de performance). Les résultats présentés en termes de rendement volumétrique et COP montrent comment le diamètre de la vanne de décharge et la vanne d'arrêt d'aspiration dépendent de la géométrie du compresseur et du taux de compression (en raison de son influence sur la dynamique de la vanne). Ghorbanien et al (Ghorbanian et Gholamrezaei, 2009) ont choisi une approche basée sur les réseaux de neurones pour prédire la performance d'un compresseur. Ndiaye et Bernier (Ndiaye et Bernier, 2010) ont développé un modèle dynamique d'un compresseur hermétique réciproque en mode marche-arrêt destiné à une pompe à chaleur géothermique eau-air en cyclage. Le modèle validé expérimentalement en régime permanent a permis de simuler le comportement du compresseur en mode refroidissement et en mode chauffage. Le débit du réfrigérant R22 est prédit à 7.4 % en mode chauffage et 8.5 % en mode refroidissement. La variation d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du compresseur est prédite à 1.7 % en mode chauffage et 12.4 % en mode refroidissement. La puissance du compresseur est sous-évaluée à 2.2 % en mode chauffage et surévaluée à 3.6 % en mode refroidissement. Un modèle d'un compresseur hermétique réciproque a été développé par Navarro et al (Navarro et al., 2007). Le modèle prédit l'efficacité du compresseur et son rendement volumique. La déviation entre le modèle et l'expérience est estimée à 3 %. Un modèle dynamique de simulation d'un compresseur frigorifique à piston a été développé et validé expérimentalement par Castaing-Lasvignottes et al. (Castaing-Lasvignottes et Gibout, 2010). Yan et al. (Yang, Bradshaw et Groll, 2013) ont mis au point, un modèle d'un compresseur à piston semi-hermétique au CO<sub>2</sub> en intégrant des sous modèles pour la lubrification des segments de pistons et des paliers.

Selon les auteurs, le débit massique et la puissance reçue par le compresseur sont prédis à 4.03 % et 6.43 % respectivement.

### **1.1.2.2 Modélisation d'un échangeur réfrigérant-eau**

La pompe à chaleur DX étudiée est réversible c'est-à-dire munie d'une valve qui lui permet de changer de mode opération: chauffage ou refroidissement. Donc l'échangeur réfrigérant-eau se comporte comme un évaporateur lorsque la PAC DX est en mode climatisation et comme un condenseur dans le cas de chauffage. Dans notre étude cet échangeur est de type double tube dont l'intérieur est formé de tubes dits vrillés ou à nervures offrant une plus grande surface d'échange et un régime d'écoulement turbulent même au faible débit. De ce fait, nous nous sommes limités à ce type particulier d'échangeur de chaleur souvent utilisé pour les systèmes compacts de PAC. Déjà en 1996, Kang et al. (Kang, Chen et Christensen, 1996) ont développé un modèle en régime permanent de condenseur utilisant un mélange ammoniaque-eau comme réfrigérant destiné aux systèmes de pompes à chaleur à absorption. Le mélange réfrigérant ( $\text{NH}_3 + \text{H}_2\text{O}$ ) circule dans l'espace annulaire entre le tube intérieur et le tube extérieur tandis le liquide de refroidissement circule dans le tube intérieur. Le processus de condensation est divisé en quatre zones: la zone de vapeur surchauffée à l'entrée, une zone de condensation proprement dite, une zone intermédiaire entre les zones de vapeur surchauffée et celle de la condensation et enfin la zone de sous-refroidissement à la sortie. Les phénomènes de transfert de chaque zone ont été établis sur la base des équations de conservation de masse et de l'énergie dans un volume de contrôle. Le flux de chaleur à travers les parois est calculé avec LMTD. Un modèle de simulation d'un condenseur double tube vrillés en régime permanent a été développé par Rousseau et al (Rousseau, van Eldik et Greyvenstein, 2003). Comme précédemment, les surfaces d'échange du condenseur ont été divisées en un certain nombre de sections sur lesquelles les propriétés du réfrigérant et de l'eau (liquide refroidissement) peuvent être évaluées afin de faciliter l'extension du modèle au cas des réfrigérants zéotropiques. Selon les auteurs, vu que les coefficients de transfert de chaleur ne soient pas disponibles pour cette géométrie particulière, l'approche adoptée consiste à utiliser des corrélations de tubes lisses existants combinés avec des ratios de

valorisation basés sur des corrélations disponibles pour spires hélicoïdales ainsi que les facteurs d'amélioration fondés sur les données empiriques pour condenseurs tubulaires cannelés. Le modèle est validé à l'aide de résultats de tests indépendants sur deux condenseurs commerciaux. La différence moyenne entre la perte de pression simulée et mesurée est de 7,27 %, tandis que celle de la moyenne de la différence de température moyenne logarithmique (LMTD) obtenue est de 4,41 %. Un modèle unidimensionnel détaillé de simulation du comportement thermique et dynamique des fluides d'un échangeur de chaleur (condenseurs et évaporateur) à double tube en régime transitoire et stationnaire a été développé par Garcia-Valladares et al.(García-Valladares, Pérez-Segarra et Rigola, 2004). Les équations gouvernantes (continuité, quantité de mouvement et énergie) à l'intérieur du tube interne et l'espace annulaire, couplées avec l'équation de l'énergie dans la paroi interne du tube, la paroi du tube externe et dans l'isolation, sont résolues de manière itérative d'une manière séparée. Le modèle validé expérimentalement a permis de scruter les différentes zones de transitions et d'évaluer les variables de flux comme l'enthalpie, températures, pressions, fractions de la masse, les vitesses, les flux de chaleur, ainsi que les propriétés thermo-physiques à chaque point du volume de contrôle.

Un modèle dynamique unidimensionnel d'un échangeur réfrigérant-eau double tube rainuré destiné à une pompe à chaleur géothermique réversible en cyclage a été développé par Ndiaye et Bernier (Ndiaye et Bernier, 2012). Le transfert de chaleur à l'intérieur du réfrigérant (écoulements monophasique et diphasique) est décrit par les équations de conservation de masse, de l'énergie et quantité de mouvement couplées avec deux relations thermodynamiques liant les propriétés du réfrigérants. Les équations de conservation de l'énergie ont été appliquées au fluide secondaire et à la paroi du tube intérieur pour caractériser les transferts thermiques en leur sein. La méthode de volume fini développée par Patankar (PATANKAR, 1980) a été utilisée pour la résolution numérique des équations. Le modèle validé expérimentalement permet de calculer l'enthalpie et la pression du réfrigérant à la sortie du condenseur, la température de l'eau à la sortie du condenseur et la chaleur cédée à l'eau. Une généralisation du modèle de l'échangeur réfrigérant-eau double tube (un tube intérieur lisse ou rainuré) à volume fini en régime permanent a été proposée par Huang et al.

(Huang, Aute et Radermacher, 2014) pour simuler les écoulements monophasique et diphasique dépendamment de la configuration de l'écoulement (co-courant, contre-courant) entre le réfrigérant et le fluide secondaire. Un nouveau concept de subdivision et d'inversion de segment a été utilisé pour suivre le changement de phase dans l'espace annulaire. Le modèle a été validé expérimentalement.

### 1.1.2.3 Modélisation d'une valve de détente thermostatique

La valve de détente est l'un des composants majeurs de la pompe à chaleur dans la mesure où son rôle est de réguler le débit du réfrigérant qui entre dans l'évaporateur. Ceci dans le but de maintenir une surchauffe raisonnable du réfrigérant à l'entrée du compresseur. Fu et al. (Fu, Ding et Zhang, 2003) ont proposé un modèle dynamique plus élaboré en prenant en compte l'évolution de la température du réfrigérant dans le bulbe, décrite par une équation différentielle du premier ordre. Le débit du réfrigérant à la sortie du détendeur est calculé avec le modèle:

$$\dot{m}_r = k \sqrt{\rho_l \cdot (P_{cond} - P_{evap})} (P_b - P_{evap} - \Delta P_{st}) \quad (1.5)$$

La constante  $k$  est déterminée avec les paramètres du régime nominal de fonctionnement de la valve. En supposant la détente isenthalpique, Guo et al. (Guo et al., 2011) ont proposé un modèle du détendeur qu'ils ont intégré dans un modèle de PAC air-eau pour calculer en régime permanent le débit du réfrigérant en fonction de la pression d'évaporation et de la pression de condensation. Le modèle proposé est de la forme:

$$\dot{m}_r = (k_1 + k_2 \cdot T_{evap}) \sqrt{\rho_l \cdot (P_{cond} - P_{evap})} \quad (1.6)$$

Les constantes  $k_1$  et  $k_2$  sont caractéristiques du détendeur sont identifiées expérimentalement. Un modèle dynamique détaillé et intégré dans un modèle de PAC géothermique air-eau a été développé par Ndiaye et Bernier (Ndiaye et Bernier, 2012). Dans le modèle proposé, l'état

thermodynamique du bulbe est établi avec l'équation de conservation de l'énergie appliquée au contenu du bulbe en faisant l'hypothèse que le contenu du bulbe et la paroi du bulbe sont à la même température uniforme. Le modèle du débit est examiné en détail selon que le détendeur reste fermé ou ouvert et suivant l'état thermodynamique (monophasique ou diphasique) du réfrigérant à l'entrée et à la sortie du détendeur. Une généralisation du modèle de détendeur tant en régime permanent qu'en régime transitoire a été proposée par Eames et al. (Eames, Milazzo et Maidment, 2014). Le modèle qui peut s'appliquer aux différents types de détendeur rencontrés sur les systèmes de réfrigération et n'a besoin ni de l'état de réfrigérant à l'entrée, ni de la géométrie mais toutefois, quelques corrélations résultant des données du manufacturier seront nécessaires. Le modèle a été validé expérimentalement.

#### **1.1.2.4 Modélisation des composants secondaires**

Peu d'études spécifiques ont été effectuées sur les composants secondaires car les modèles de pompe à chaleur disponibles dans la littérature ne comportent généralement que les quatre composants indispensables ci-dessus cités. Cependant quelques modèles de certains composants secondaires ont été identifiés dans la littérature: Fu et al. (Fu, Ding et Zhang, 2003) ont proposé un modèle simplifié de la valve d'inversion de cycle qui permet de calculer le débit du réfrigérant à sa sortie. De même, des modèles du robinet inverseur de cycle, de la tuyauterie ont été développés et intégrés dans un modèle global de PACG validé par Ndiaye et Bernier (Ndiaye et Bernier, 2012).

#### **1.1.3 Modèle global d'une pompe à chaleur**

En général deux approches sont utilisées: approche empirique à une constante de temps et l'approche déterministe basée sur la résolution des équations décrivant les phénomènes physiques étudiés. Dans ce dernier format, la complexité est souvent liée au modèle du condenseur et de l'évaporateur, c'est pourquoi, généralement, le nom des modèles des PAC est fonction de celui de ses échangeurs. On distingue: les modèles répartis où les variables sont fonction du temps et de l'espace et les modèles à paramètres localisés dont les

échangeurs sont divisés en zones sur lesquelles les variables sont uniformes mais varient dans le temps.

La résolution du couplage des modèles individuels s'effectue suivant la méthode directe ou itérative. Les tableaux 1.1 et 1.2 citent quelques résumés de différents modèles proposés tirés de la thèse de Demba (Demba, 2007) avec les différentes approches.

Dans le domaine typique de la géothermie, les modèles ci-après ont été identifiés:

\*Lemire (Lemire, 1999) développe un modèle numérique de pompe à chaleur géothermique (échangeur vertical au sol) eau-air implanté dans le logiciel TRNSYS. Les travaux ont permis de montrer que des économies d'énergie sont réalisées en utilisant à la place de pompe de circulation simple, des pompes auxquelles est associé un entraînement à fréquence variable. Cependant, il suggère d'optimiser le débit de pompage. Le modèle est validé avec les données réelles d'un système CVCA (Chauffage, Ventilation et Conditionnement d'Air) d'un bâtiment comportant sept puits avec cinq pompes à chaleur.

Tableau 1.1: Modèles à paramètres répartis

Référence	Échangeurs Condenseur/ Évaporateur	Modèle compresseur	Modèle détendeur	Couplage	Méthode numérique
MacArthur et Grald(1987)	Modèle répartis	Paramètres localisés	Paramètres localisés	Méthode itérative	-
Chen et Lin(1991)	Modèle répartis	Paramètres localisés	Régime permanent	-	-
Xu(1996)	Modèle répartis	Paramètres localisés	Paramètres localisés	Méthode itérative	Volume fini
Pavkovic et vilicic(2001)	Modèle répartis	Paramètres localisés	Modèle empirique	-	Volume fini

\*Zhao et al. (Zhao et al., 2003) ont développé un modèle en régime permanent d'une pompe à chaleur géothermique à boucle secondaire avec un mélange de réfrigérants non-azéotropiques. Le modèle regroupe les modèles élémentaires du compresseur, de l'évaporateur, de condenseur et la valve de détente, couplés entre eux pour former un modèle global de simulation. Le modèle est validé expérimentalement avec une incertitude de 12%.

Tableau 1.2: Modèles à paramètres localisés

Référence	Nombre de zones Échangeurs	Modèle compresseur	Modèle détendeur	Couplage	Méthode numérique
Yuan et al.1991	Condenseur:3 Évaporateur:2	Paramètres localisés	Régime permanent	itérative	Euler
He et al.1995	Condenseur:3 Évaporateur:2	Régime permanent	Régime permanent	Directe	-
Fu et al.2003	Condenseur:3 Évaporateur:3	Régime permanent	Régime permanent	-	Runge-Kutta

\*Ndiaye Demba (Demba, 2007) présente dans sa thèse un modèle complet de pompe à chaleur géothermique eau-air en régime transitoire. Une étude détaillée des écoulements au sein de chaque composant a conduit à la modélisation numérique (par volume fini) de l'échangeur réfrigérant-air, de l'échangeur réfrigérant-eau, du compresseur, du détendeur thermostatique. Le modèle global est également mis au point en combinant tous les modèles individuels ci-dessus cités avec le modèle de tuyau et du robinet inverseur. Cette étude a révélé une influence de la valve d'inversion sur l'égalisation des pressions en mode arrêt. De même, l'évolution de capacité de la pompe à chaleur est mieux décrite par un modèle à deux constantes de temps au lieu d'une seule souvent utilisée dans la littérature. Un modèle dérivé est implanté dans TRNSYS. Le modèle global est validé expérimentalement.

\*Esen, Inalli et al (Esen et al., 2008) ont modélisé un système de pompe à chaleur géothermique sol-eau à l'aide de systèmes neuronaux et de logique floue par inférence. Le

modèle développé et validé expérimentalement prédit le coefficient de performance de la PAC en fonction de la température d'entrée, de sortie de l'air de refroidissement au condenseur et de la température du sol avec une erreur quadratique moyenne de 0.0047. Le modèle précédent a été raffiné par les mêmes auteurs (Esen et Inalli, 2009) en complétant le dispositif expérimental à trois échangeurs géothermiques de longueurs différentes (30 m, 60 m et 90 m). Dans cette étude, les réseaux de neurones artificiels (ANN) ont été exploités pour estimer la performance du système en mode refroidissement et en mode chauffage. Parmi les trois variantes de l'algorithme d'apprentissage de rétro-propagation: Levenberg–Marguardt (LM), Pola–Ribiere conjugate gradient (CGP), and scaled conjugate gradient (SCG) testés, Levenberg–Marguardt (LM) avec huit neurones apparaît le mieux approprié avec une couche cachée pour prédire la performance du système dans deux modes de fonctionnement (refroidissement et de chauffage).

\*Sanaye et Niroomand (Sanaye et Niroomand 2009) ont modélisé un système géothermique à échangeur vertical. Ici, la particularité est que non seulement un modèle du système global a été proposé mais aussi une fonction globale de consommation et d'investissement initial du système a fait également l'objet d'étude détaillée. La fonction de coût a été minimisée afin d'en déduire les paramètres optimaux d'analyse et de conception du système. Cette étude a également révélé que la consommation de la pompe de circulation peut être diminuée en augmentant le nombre de forage, mais ce faisant, on augmente le coût initial de l'échangeur au sol. Enfin, il a été établi que la consommation du compresseur ainsi que la longueur du puits varient approximativement de façon linéaire en fonction de la capacité de la pompe à chaleur.

Quelques modèles de PAC les plus populaires disponibles dans la littérature et servant de modèles de simulations énergétiques dans certains logiciels ont été répertoriés. Il s'agit du modèle de DOE-2, Blast, EnergyPlus, Trnsys, HVACSim, EPS-r/H3K, etc. Les détails concernant ces modèles peuvent être consultés dans la thèse de Demba Ndiaye (Demba, 2007).

### 1.1.4 Quelques méthodes de dimensionnement d'une pompe à chaleur géothermique

Dans la littérature, les méthodes de dimensionnement publiées concernent les pompes à chaleur à boucle secondaire. Quant aux pompes à chaleur DX, nous n'avons pas trouvé d'études publiées et c'est ce à quoi devrait aboutir l'ensemble des travaux menés actuellement sur le DX au Centre de Technologie Thermique (CTT).

L'outil de dimensionnement le plus utilisé pour les PACG SL est celui développé par Kavanaugh et Rafferty dans leur ouvrage de référence (KAVANAUGH et RAFFERTY, 1997a). Cette relation est d'ailleurs recommandée par l'ASHRAE (ASHRAE, 2003). La longueur du forage est calculée par la formule:

$$L = \frac{q_a R_{ga} + (q_l - W)(R_b + PLF_m R_{gm} + R_{gd} F_{sc})}{t_g - t_p - \frac{t_{wi} + t_{wo}}{2}} \quad (1.7)$$

Vu que certains de ces paramètres sont difficiles à évaluer, Patrice Pinel a présenté dans sa thèse une relation simplificatrice du modèle proposée par Bernier (Patrice Pinel, 2003):

$$L = \frac{q_h R_b + q_y R_{10y} + q_m R_m + q_h R_{6h}}{t_g + t_p - \frac{t_{in,gr} + t_{out,gr}}{2}} \quad (1.8)$$

Soulignons que, si le système géothermique est utilisé à la fois pour le refroidissement et le chauffage, les calculs de longueur sont effectués dans les deux modes. La longueur de forage est la valeur maximale des deux longueurs.

Une autre méthode de calcul est suggérée par IGSHPA (International Ground-Source Heat Pump Association) en se basant sur les travaux de Bose et al.(Yang, Cui et Fang, 2009). Les expressions proposées pour les deux modes de fonctionnement de la PAC sont les suivantes:

*Mode refroidissement*

$$L = \frac{q_c \left( \frac{COP_c - 1}{COP_c} \right) (R_p + R_s F_c)}{T_{\max} - T_{s,m}} \quad (1.9)$$

*Mode chauffage*

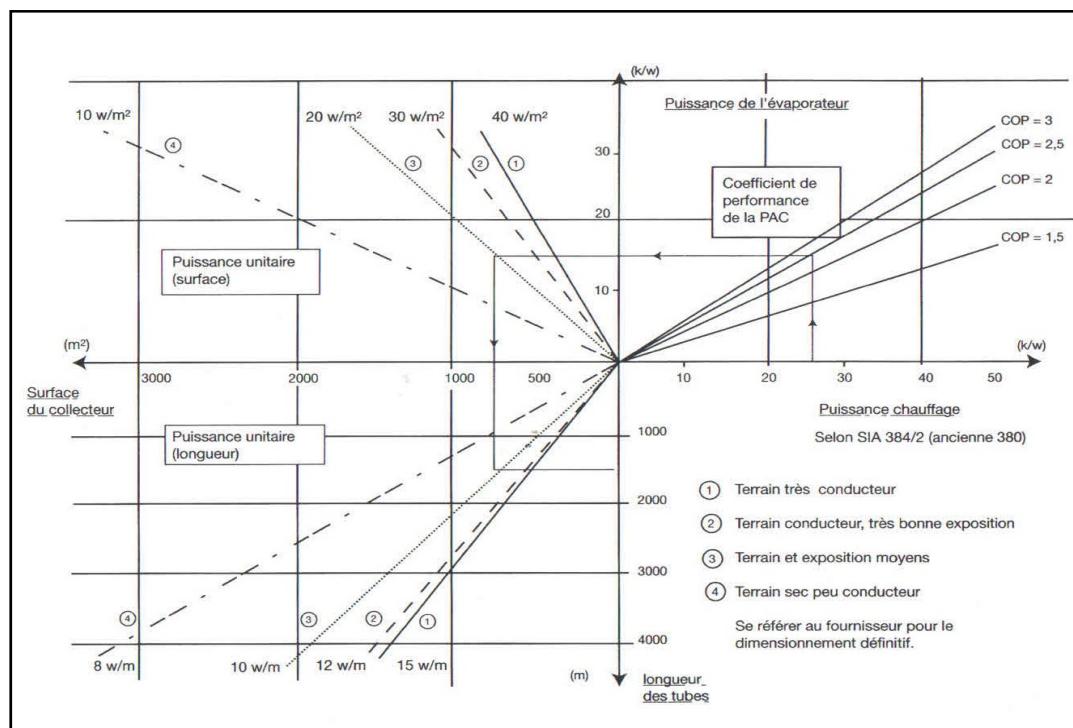
$$L = \frac{q_h \left( \frac{COP_h - 1}{COP_h} \right) (R_p + R_s F_h)}{T_{s,m} - T_{\min}} \quad (1.10)$$

Par ailleurs, un groupe de chercheurs de l'Université de Lund, a développé un logiciel de dimensionnement de l'échangeur au sol nommé Earth Energy Designer (EED) (Fannou et al.) qui est à sa version 3.16 sur la base des valeurs discrètes de "g-function" obtenues dans l'approche de line source proposée par Eskilson. Dans cette nouvelle version de EED, la température du fluide à travers le forage est évaluée en partant de la charge mensuelle en chauffage/refroidissement et de la résistance thermique du forage. Des interpolations sont nécessaires dans les cas particuliers où les valeurs de g-fonction sont différentes de celles stockées dans la base de données internes du logiciel (Yang, Cui et Fang, 2009).

Un abaque (Figure 1.2) proposé par la société suisse des ingénieurs et de architectes (SIA)(Eslami-Nejad, Ouzzane et Aidoun, 2014), permet une approche graphique de dimensionnement d'un échangeur géothermique pour différents types de sol.

Une nouvelle méthodologie de dimensionnement de la PACG basée sur l'optimisation des coûts a été développée par Robert et Gosselin (Energy, 2010). La fonction coût prend en compte les coûts initiaux (forage, pompe à chaleur, du réseau de tuyauterie), les coûts d'exploitation et l'énergie consommée aussi bien en mode refroidissement qu'en mode

chauffage. La minimisation de cette fonction a conduit à déterminer le nombre optimal de trous de forage, la profondeur, l'espacement entre les puits et la capacité optimale de la pompe à chaleur. La méthode est testée pour différentes conductivités du sol et charges du bâtiment. Pour les cas testés, les résultats montrent que le surcoût dû à l'incertitude sur la conductivité thermique du sol augmente avec le nombre de forages. En outre, une analyse de la sensibilité des coûts montre que les paramètres les plus influents sont le nombre de forages et de leur profondeur.



**Figure 1.2 Abaque de dimensionnement de la SIA**

Tiré de COSTIC (2009, p. 25)

## 1.2 Résumé des études sur l'analyse des PACG DX

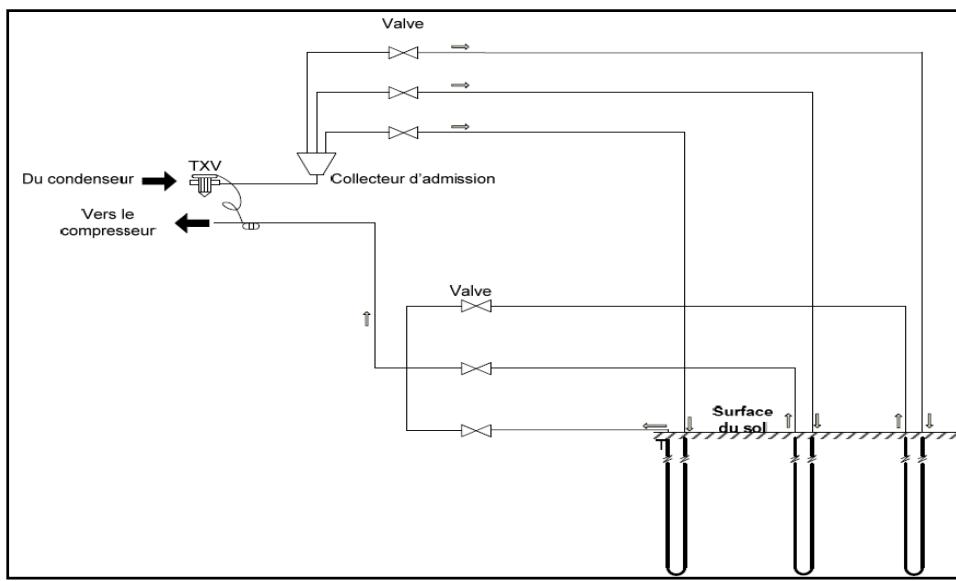
Les études disponibles sur l'analyse des PACG DX font office surtout d'analyse de performance qui découle de la mise en place de technologie et de l'expérimentation. Malgré qu'on observe un manque de recherche sur les PACG DX par rapport au PACG SL, selon l'Association Internationale de Pompe à chaleur géothermique, l'idée de PAC DX remonte

vers les années 1940 avec les travaux du chercheur Robert C. Webber ((IGSHPA)). Dans son développement sur les PAC conventionnelles air-air, il avait remarqué que la température de son sous-sol restait presque constante tout au long de l'année. Il installa alors des tubes de cuivre directement au sous-sol servant ainsi d'évaporateur pour sa pompe à chaleur au R22 destinée au chauffage de sa maison. Cette technologie a connu un léger développement vers les années 70 mais fut rapidement délaissée au profit de la PAC géothermique conventionnelle. Cependant, depuis ces dernières décennies, quelques progrès ont été observés dans la recherche et la mise sur les systèmes de PACG DX. Ainsi, Mei et Baxter (Mei et Baxter, 1990), tout en exposant les difficultés et le résumé de travaux avant 1970, ont expliqué qu'avant 1970, la plupart de PACG DX expérimentés sont de type horizontal et opéreraient en mode chauffage avec les problèmes de retour d'huile de lubrification et de démarrage de compresseur. Le mode climatisation était particulièrement difficile en raison de la température initiale du sol froid qui entraîne une condensation excessive. Ce qui a pour effet, de priver le compresseur de réfrigérant au démarrage provoquant ainsi son arrêt par la valve de sécurité anti-basse pression. Les problèmes de corrosion de tube métallique ont été évoqués et il n'y avait pas de possibilités de réparation de l'échangeur souterrain une fois enterré. Une PACG DX de capacité d'environ 1 ton entièrement conçue au laboratoire avec un simulateur de sol a été réalisé pour tester deux types d'échangeur DX de géométrie coaxial et en U de même longueur (4,6 m). Les essais tant en mode climatisation qu'en mode chauffage ont permis aux auteurs d'affirmer que la technologie DX est faisable et offre une meilleure performance par rapport au PACG SL. De même, la configuration en U procure une meilleure performance que celle en coaxiale. Les auteurs ont par ailleurs proposé 11 points pratiques permettant d'aider au dimensionnement de la PAC DX. D'autres recommandations en terme de hauteur des puits (pour faciliter le retour d'huile de lubrification), de disposition des puits ont été complétées par Mei et Baxter (Mei et Baxter, 1991). Une pompe à chaleur géothermique à expansion directe au R22 avec un échangeur souterrain en forme spirale a été testée par Lenarduzzi et Bennett (Lenarduzzi et Bennett, 1991). La pompe à chaleur de capacité de 2,8 tons est constituée de trois tranches de spires horizontales de longueur totale par tranche d'environ 122 m. Le système testé a une puissance de chauffage de 8 kW avec un coefficient de performance de 2.85. Edwards et al. (Edwards et al., 1998) ont développé une

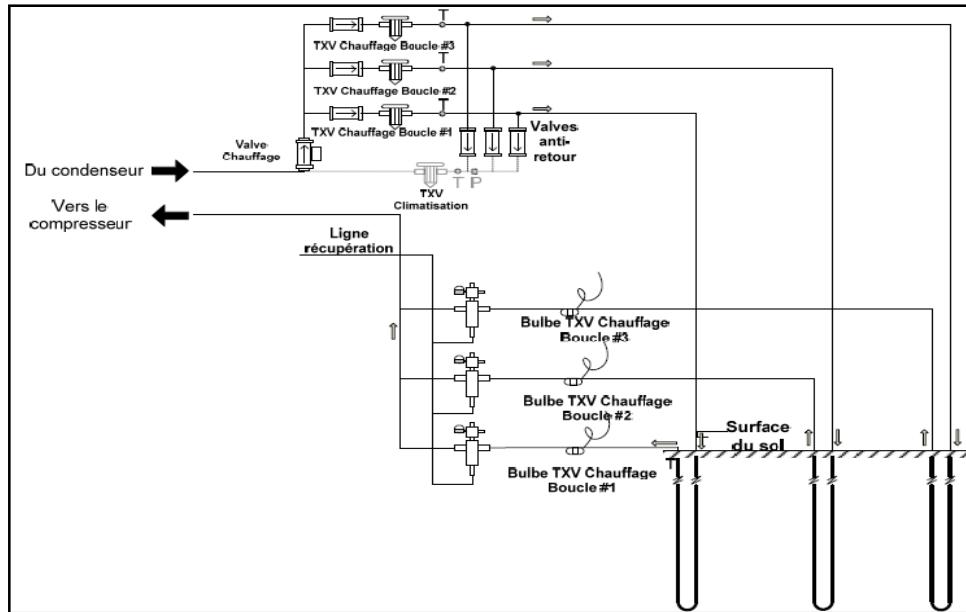
PAC DX constituée d'un échangeur souterrain de 31.8 m de longueur et de 2.2 m de diamètre extérieur immergé dans un puits d'eau. Les tests de performance réalisés en mode chauffage et en mode refroidissement montrent que les coefficients de performance saisonnière de la PACG DX sont de 4.2 en mode chauffage et de 3.1 en mode refroidissement. En comparant la performance de leur système avec d'autres configurations de PAC (tube horizontal, Système S L) et les PAC air-air, les auteurs ont conclu que leur système a démontré une nette amélioration de performance comprise entre 7 % et 50 %. Dans la même perspective d'évolution de technologie, Johnson (Johnson, 2002) a testé deux types de pompes à chaleur DX au R22 : une de type horizontal (unité 1) de capacité nominale 3 tons utilise un puits géothermique de dimensions 12 m x 10,5 m x 1,4 m contenant 15 tubes de cuivre de longueur 30,5 m chacun installés en parallèle, alimente une maison de 116 m<sup>2</sup> dont la capacité de chauffage est estimée à environ 7 kW et l'autre de type vertical (unité 2) constitué de cinq échangeurs de 3 m de hauteur, de 0,85 m de diamètre chacun, puis enroulé en spire d'une longueur totale de 53 m chacun. Elle alimente une maison de 102 m<sup>2</sup> ayant une capacité de chauffage de 5,7 kW. L'analyse de résultats obtenus de l'unité 1 en quatre saisons de chauffage et de refroidissement montre qu'elle à un COP saisonnier compris entre 3,5 et 3,7 en mode chauffage et 2,6 et 2,8 en mode climatisation. L'unité 2 a un COP saisonnier compris entre 2,8 et 3,1 en mode chauffage et 2,7 et 2,9 en mode refroidissement. Par ailleurs, une étude comparative entre les PACG DX testées et les équivalents air-air révèle que les PACG DX permettent de réaliser des économies d'énergie de l'ordre de 30 % à 50 %. Aucune source d'appoint n'a été utilisée par les auteurs dans les expérimentations. Halozan et Rieber (Halozan et Rieberer, 2005a), après avoir exploré le marché des PACG DX en Australie, ont proposé une technologie de PACG DX horizontal de 60 m de long et de diamètre 0,25 enterrée à une hauteur d'environ 1,5 m destinée au chauffage des maisons unifamiliales. Une évaluation expérimentale du comportement dynamique tant en mode chauffage qu'en mode climatisation d'une PACG DX constituée de trois puits verticaux de 30 m en parallèle. (Beauchamp, Lamarche et Kajl, 2009a), (Beauchamp, Lamarche et Kajl, 2009b), a révélé une mauvaise répartition de débit à travers ces derniers et ceux malgré des ajustements opérés au niveau de la valve de détente thermostatique dégradant ainsi la

performance du système. Ce qui se traduit par des surchauffes élevées pouvant atteindre 19 °C en mode chauffage.

Wang et al. (Wang, Ma et Lu, 2009) ont testé une pompe à PACG DX avec R134a comme réfrigérant constitué de trois puits géothermiques de 30 m chacun installés en parallèle. Le système obtenu a une capacité de chauffage de 6,43 kW avec des coefficients de performance de l'unité de la PAC de et du système global de 3,55 et 3,28 respectivement. Il faut noter que le dispositif testé dans cette étude est très proche du nôtre à la différence du réfrigérant (R22 dans notre cas et R134a pour Wang et al.) et de la configuration des puits (voir Figures 1.4, 1.3). Austin et Sumathy (Austin et Sumathy, 2011) ont conduit une étude paramétrique en régime permanent sur une pompe à chaleur DX horizontale au CO<sub>2</sub> dans un cycle transarctique. Le modèle développé a permis d'optimiser la performance du système en fonction de la longueur de l'évaporateur, le nombre de circuit, et de la température moyenne d'évaporation. Les résultats de simulation prouvent qu'il existe pour une capacité de chauffage et un COP donnés, un nombre optimal de circuit de l'évaporateur géothermique.



**Figure 1.3 Configuration présentée par Wang et al**  
(Wang, Ma et Lu, 2009).



**Figure 1.4 Configuration présentée dans cette thèse**

Par ailleurs, l'étude a révélé que la température moyenne d'évaporation décroît au fur et à mesure que la température du sol diminue. Le système optimisé peut atteindre un COP de 2.58.

Dans la perspective de réduction des GSE, Yuefen et al. (Yuefen et al., 2012) font l'étude de la performance thermodynamique d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe utilisant deux réfrigérants hydrofluoroolefins (HFO-1234yf et HFO-1234ze) destinée à remplacer le R134a. Les deux réfrigérants ont un faible GWP et zéro ODP. Les auteurs ont montré qu'en supposant le même débit de réfrigérant dans la pompe à chaleur DX, le HFO-1234ze offre une meilleure performance thermodynamique. Cependant, HFO-1234yf présente une meilleure performance en termes de remplacement du R134a. Dans les deux cas, les capacités de la PAC sont plus petites par rapport au R134a. Ainsi, pour obtenir la même capacité de chauffage que R134a, selon les auteurs, l'utilisation des deux réfrigérants (HFO-1234ze, HFO-1234yf) engendrerait une charge de réfrigérant plus importante.

Wang et al. (Wang et al., 2013) ont exploré un dispositif expérimental d'une PACG DX constitué de quatre puits géothermiques verticaux de 20 m chacun fonctionnant au R22. L'analyse expérimentale montre que PACG DX est capable de produire une capacité de

chauffage de 6.41 kW avec des coefficients de performance de l'unité de la PAC et de tout le système en moyenne de 3.12 et 2.88 respectivement. La moyenne de taux d'extraction de chaleur au sol est de  $54 \text{ W.m}^{-1}$ . Afin de régler le problème de retour d'huile vers le compresseur, un anneau de tube en U a été installé. Cependant, cela pourrait engendrer des pertes de charge supplémentaires dans l'échangeur géothermique et baisser ainsi la performance de la PACG DX. Yang (Yang, 2013) a testé et analysé la performance d'une PACG DX au R22 constituée d'un échangeur géothermique de 45 m installé dans un puits d'eau comme celui proposé par Edwards et al. (Edwards et al., 1998). En comparant la performance de sa PACG DX avec celle de la PACG SL, Yang a montré que la PACG DX est théoriquement plus efficiente avec une résistance thermique dans l'GHE plus faible. Par ailleurs, on note que la température de condensation est plus faible dans la PACG DX que dans la PACG SL. D'après les résultats des tests, le maximum et la moyenne de COP de la PACG DX sont de 6.22 et 5.03 respectivement en mode refroidissement et de 5.95 et 4.73 respectivement en mode chauffage. Omer (Omer, 2013) a présenté les détails d'un prototype et de la procédure d'installation d'une PACG DX au R407C en vue de répondre à la pénurie de fiche technique et de technologie qui freinent l'adoption de PACG DX sur le marché des PAC. Yuefen et al. (Yuefen, Yingxin et Juanjuan, 2013) ont proposé une analyse globale des bénéfices qu'engendreraient l'utilisation des PACG DX tant sur le plan économique que sur le plan environnemental par rapport au PACG SL. Les résultats montrent que sur le plan économique, les PACG DX ont un coût d'exploitation moindre que les PACG SL à cause de leur haute efficacité. De même, les auteurs ont montré que les PACG DX testées ont un RI, 4,4 années moins que celui de la PACG SL. Sur le Plan environnemental, les PACG DX réduisent 40% moins d'émission de CO<sub>2</sub> par rapport au PACG SL.

## CHAPITRE 2

### ARTICLE#1 EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A DIRECT EXPANSION GEOThermal HEAT PUMP IN HEATING MODE

Jean-Louis Fannou<sup>1</sup>, Clément Rousseau<sup>1</sup>, Louis Lamarche<sup>2</sup>, Kajl Stanislaw<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Ph.D. Student, Mechanical Engineering

<sup>2</sup> Professors, Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure,  
Montréal, QC, Canada

Article publié dans « Energy and Building » Volume 75, Juin 2014, pages 290-300

#### 2.1 Abstract

In this study, we present an experimental analysis of a direct expansion (DX) geothermal heat pump (GHP) installed in the Thermal Technology Center (TTC) of the École de technologie supérieure in Montreal. The residential heating system studied consists of three geothermal 30 m deep wells, which use R22 as refrigerant. During the test campaign, which ran over a one-month period in early spring, the coefficient of performance of the heat pump varied between 2.70 and 3.44, with a daily average of 2.87. The heating capacity reached a daily average of 8.04 kW, for a cooling water constant volumetric flow rate of 0.38 L.s<sup>-1</sup>. The mean ground heat extraction rate was 58.2 W.m<sup>-1</sup>. The tests performed helped to highlight a pressure drop, coupled with a relatively large superheating revealing a flow rate mal-distribution in geothermal evaporators. The effects of some factors (condenser cooling water inlet temperature, condensing temperature, pressure drop in the evaporator) that affect DX system performance are also presented. Finally, a comparative study between the use of electricity and the DX heat pump as home heating source shows that the DX heat pump provides savings of approximately 70% over the electricity.

**Keywords:** geothermal, heat pump, direct expansion (DX), heating capacity, heat extraction rate, coefficient of performance, electricity.

## 2.2 Résumé

Dans cette étude, nous présentons une analyse expérimentale d'une pompe à chaleur géothermique détente directe (DX) pompe à chaleur géothermique (BPH) installé dans au Centre de Technologie Thermique (CTT) de l'École de technologie supérieure à Montréal. Le système de chauffage résidentiel étudié se compose de trois puits géothermiques de 30 m de profondeur utilisant R22 comme réfrigérant. Au cours de la campagne d'essais, qui a couru sur une période d'un mois au début du printemps, le coefficient de performance de la pompe à chaleur varie entre 2,70 et 3,44, avec une moyenne quotidienne de 2.87. La capacité de chauffage a atteint une moyenne quotidienne de 8,04 kW, pour un débit de l'eau de  $0,38 \text{ L.s}^{-1}$ . La moyenne du taux d'extraction de la chaleur du sol a été de  $58,2 \text{ W.m}^{-1}$ . Les tests effectués ont permis de mettre en évidence une chute de pression associée à une surchauffe relativement grande révélant d'une mauvaise répartition de débit dans les évaporateurs géothermiques. Les effets de certains facteurs (Température et débit de l'eau de refroidissement au condenseur, température de condensation, la chute de pression dans l'évaporateur, les propriétés thermiques des sols et des coulis) qui affectent la performance du système DX sont également présentés. Enfin, une étude comparative entre l'utilisation de l'électricité et la pompe à chaleur DX comme source de chauffage domestique montre que la pompe à chaleur DX permet des économies d'environ 70 % par rapport à l'électricité.

**Mots clés :** géothermie, pompe à chaleur, expansion directe, capacité de chauffage, coefficient de performance, débit d'extraction de chaleur, electricité.

## 2.3 Introduction

The last decade has seen renewed interest in Geothermal Heat Pumps (GHP) (Raffety, 2003) not only because of energy scarcity and increasing demand (Guo et al., 2012; Self, Reddy et Rosen, 2013), but also for the performance and cost savings they provide with long-term use (Capozza, De Carli et Zarrella, 2012; JW., 2000; Wang et al., 2009). In general, geothermal heat pumps available in the market are secondary loop (SL) systems (Figure 2.1) and present certain advantages over their air-to-air counterparts, including low power consumption

(43.17 % less in heating and 37.18 % less in cooling (Montagud et al., 2011)), no influence of outside temperature on performance, low maintenance costs associated with failure due to their exposure to weather elements, and their use of a power source (ground) at a relatively constant temperature throughout the year (Esen et Inalli, 2009). Their main drawback however, is their very high initial investment cost compared to air-to-air systems (Hepbasli, Akdemir et Hancioglu, 2003). To achieve even more savings on investment costs, another type of heat pump eliminates ground loop on its secondary side; it is classified under direct expansion geothermal heat pumps (DX GHP) because it has the characteristic of having one of its components buried in the soil and acting as a condenser or evaporator depending on the operation mode (Figure 2.2). Compared to secondary loop geothermal systems, this system presents the following advantages (Halozan et Rieberer, 2008):

- Reduced costs by eliminating the secondary loop ground side: no heat exchanger or pump (Figure 2.2);
- Low power consumption for operation;
- Reduced maintenance costs;
- Improved heat transfer conditions between the grout and the U-tube thanks to copper (high thermal conductivity) used to manufacture the underground U-tube compared to plastic used in secondary loop systems.

Despite these advantages, DX systems have largely remained at the experimental stage because for many years, researchers and the scientific community have focused their research more on secondary loop systems, as well as because of some problems encountered with DX systems: oil return, problem of starting the compressor, and the possibility of pollution due to important refrigerant quantity (Guo et al., 2012; Mei et Baxter, 1991; Mei et Baxter, 1990).

A review of the literature reveals the presence of several publications on geothermal secondary loop systems (Beauchamp, Lamarche et Kajl, 2009a; Esen et Inalli, 2009; Self, Reddy et Rosen, 2013), but a lack of scientific research and publications on direct expansion geothermal heat pump systems (Beauchamp, 2011; Hughes, 2008). However, over the past decade, some works have surfaced on DX heat pumps. Wang X. et al. (Wang, Ma et Lu, 2009) conducted an experimental study of a DX heat pump with R134a in heating mode. The

system consisted of three vertical 30 m deep boreholes examined over a period of 20 days in the winter. According to the results, on average,  $\text{COP}_{\text{hp}}$  and  $\text{COP}_{\text{sys}}$  were 3.55 and 2.28, respectively, and the average heating capacity obtained was 6.43 kW. They highlighted the problem of mal-distribution of refrigerant flow in the evaporator. Wang H. et al.(Wang et al., 2013) conducted an experimental study on a DX heat pump in heating mode, consisting of four vertical 20 m wells for which a copper coil system was developed to facilitate oil return. The heating capacity reached 6.41 kW with  $\text{COP}_{\text{hp}}$  and  $\text{COP}_{\text{sys}}$  average of 3.12 and 2.88, respectively. A techno-economic study was carried out by Guo Y. et al. (Guo et al., 2012) comparing DX systems with SL systems in cooling mode. They concluded that DX systems are more efficient and more economical than SL systems. In addition, they posited that DX systems are put forward in the industry if the oil return problem is satisfactorily resolved. Austin and Sumathy (Austin et Sumathy, 2011) conducted a parametric study on the performance of a  $\text{CO}_2$  DX heat pump in a transcritical cycle. A numerical model was developed and optimized parameters of the heat pump improved the performance by 18% as compared to the reference model. Rousseau et al.(Rousseau et al., 2012) modeled a DX evaporator in a Comsol Multiphysics software environment in heating mode. The model obtained was validated experimentally. Patrick J Hughes (Hughes, 2008), in his diagnosis of the obstacles to the use of geothermal system, noticed a limitation to the lack of infrastructure facility, technology and technique for understanding geothermal systems.

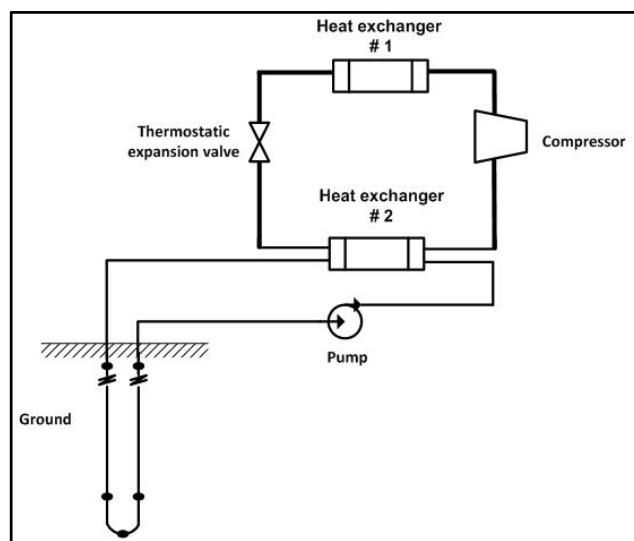
Our study has the following technological features:

- Configuration of ground loops: the boreholes #2 and 3 were inclined while borehole #1 remained vertical (Figure 2.3). This configuration has the advantage of reducing the distance between the wells, promoting its installation in residential homes. For vertical boreholes, Mei et al. and Wang et al. (Mei et Baxter, 1991; Wang et al., 2013) recommended a depth of 4 to 6 m. In addition, the configuration used for boreholes #2 and #3 reduces the gravitational force needed to climb the refrigerant through the evaporators.
- Each evaporator had its expansion valve against one valve for the experimental device of Wang X. (Wang, Ma et Lu, 2009). In addition, each liquid line was

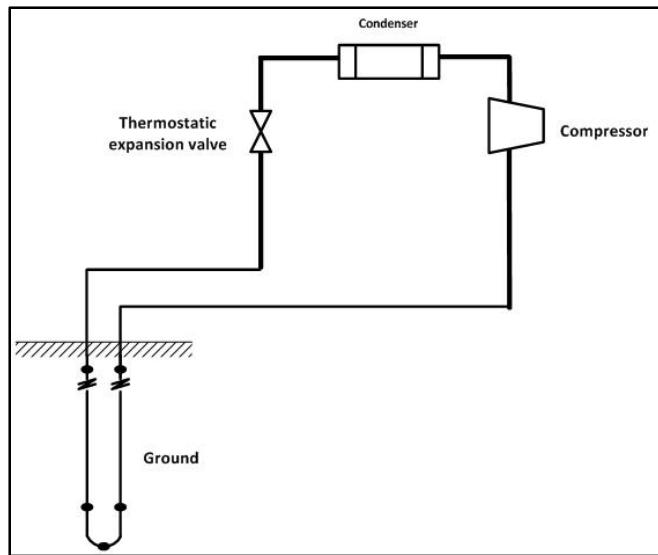
connected to each expansion valve with a hose end, thus quickly ensuring equalization of pressure at the compressor stop.

- The refrigerant used in this study was R22.
- The test was carried out over a period of 30 days in early spring.

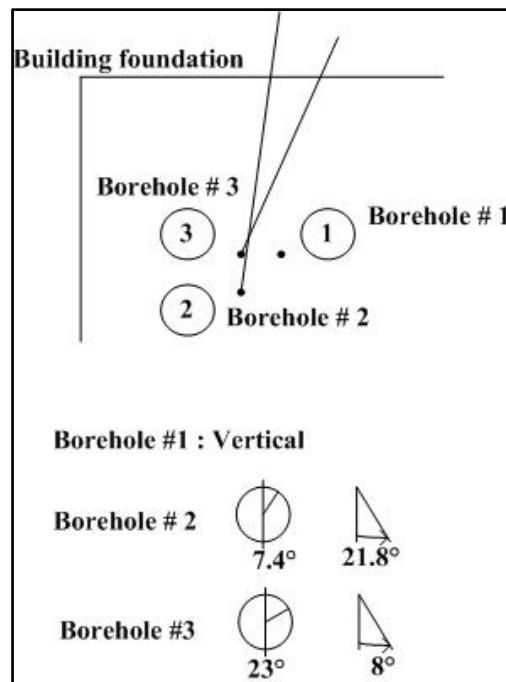
The objective of this study is to provide the scientific community with relevant information on the DX heat pump technology in order to facilitate its understanding and design.



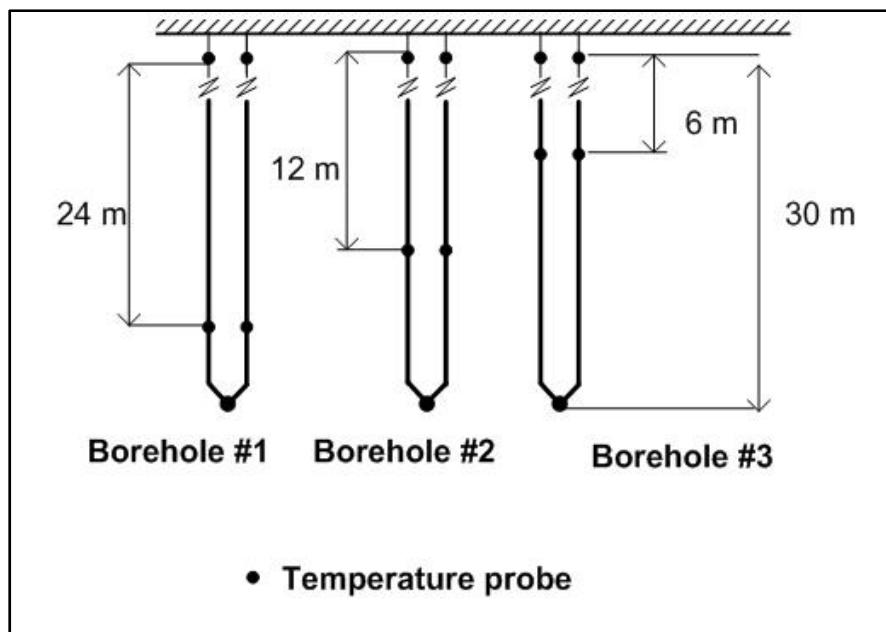
**Figure 2.1 Schematic of a traditional SL GHP**



**Figure 2.2 Schematic of a DX GHP**



**Figure 2.3 Configuration of geothermal boreholes**



**Figure 2.4 Instrumentation of underground heat exchangers**

## 2.4 Description of the experimental setup and operation

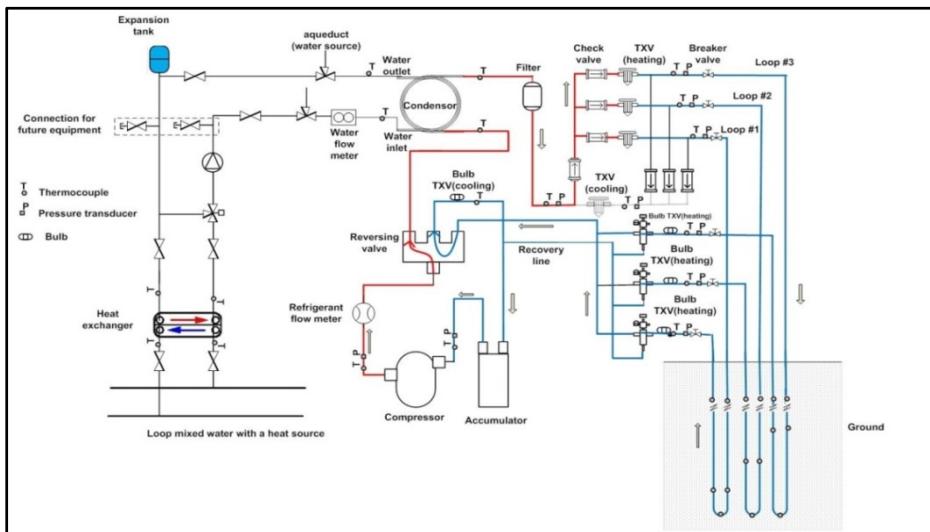
### 2.4.1 Description of the experimental setup

The direct expansion geothermal heat pump used in this study is a unit model DXWG-45 by the Maritime Geothermal Company (Figure 2.5). This reversible heat pump has a nominal cooling capacity of 10 kW and uses the R-22 (chlorodifluoromethane) fluid as a refrigerant. The device has a heat exchanger with coaxial water-refrigerant pipes (Turbotec BTSSC-60) on the inner side of the building (Laboratory) and a heat exchanger-ground heat refrigerant which comprises three parallel loops inserted in 30 m geothermal wells into the ground. Each loop has also an additional length of 20 m inside the building such that their total length was 50 m. Each loop consists of a copper tube with a 12.7 mm soft diameter and a soft copper tubing 9.7 mm in diameter. The two tubes are welded together at one of their ends, forming a U-tube (Figure 2.6). The AC compressor piston, type (Tecumseh AVA5538EXN) has a rated power of 2.24 kW. Depending on the mode of operation of the system, expansion valves used differ: in cooling mode, a single expansion valve: TXV cooling (Figure 2.5) (model Parker SE5VX100) with a 17.0 kW nominal capacity is used, while in heating mode, three

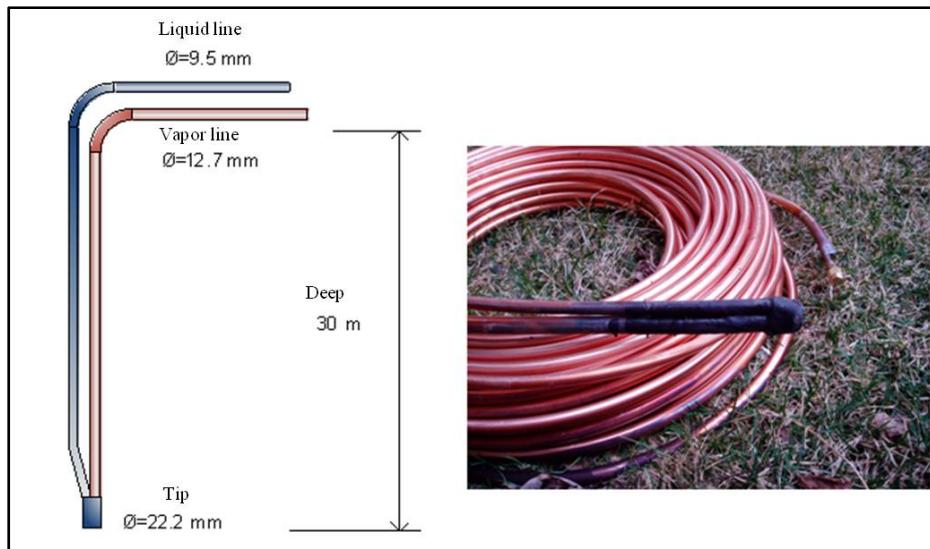
expansion valves TXV heating (Figure 2.5) (model Danfoss TUBE 068U2162) with a 2.6 kW nominal capacity each are used.

#### 2.4.2 System operation

For the studied system, components and control strategies depend on the selected operating mode, and thus, the number of geothermal loops used in the two operating modes is different. Since the dimensions of the condenser and the evaporator (ground heat exchanger) differ significantly, it is difficult to manage refrigerant charge for the two operating modes. Indeed, as the density of the refrigerant being generally higher during condensation at high pressure than during evaporation at low pressure, the control strategy is to limit to two, the number of geothermal loops simultaneously activated during the operation of the system in cooling mode.



**Figure 2.5 Schematic of the experimental device in heating mode**



**Figure 2.6 Schematic of the U-tube**

This will allow the system to operate with a single refrigerant charge while maintaining satisfactory operation of a pressure refrigerant cycle for the two modes of operation. In addition, any excess refrigerant can be stored in the accumulator as dictated by operating conditions. Managing the refrigerant charge or size of the proposed heat exchangers in this fashion does not usually pose a problem with a classic secondary loop geothermal heat pump since the dimensions of the two heat exchangers in such a system are similar, and the accumulator suction is used to manage excess refrigerant when necessary. The total refrigerant charge in the system is 6.8 kg.

#### 2.4.2.1 Operating in cooling mode

When the heat pump is operating in cooling mode, the integrated system control selects the number of geothermal loops to activate, depending on operating conditions and data recorded during the operation of the system (number of hours of use of each loop). The recovery lines of non-activated loops are used to get their coolant and allow the system to operate with a total refrigerant charge. Coolant flows to geothermal loops by three-way valves activated, is condensed and relaxed in the thermostatic expansion valve. Check valves prevent refrigerant flow through the heating expansion valves. Also, the heating valve is closed in cooling mode

and to prevent the coolant from flowing through the collector liquid refrigerant used in this mode. During normal system operation, loops are activated in the following sequence: Loop #1, Loop #2, Loop #3, Loops #1 and #2, Loops #1 and #3, Loops #2 and #3. The system changes the control loop when the upper pressure of the refrigeration cycle reaches about 2150 kPa. Thus, during operation of the air conditioning system, the condenser refrigerant heat exchanger basement which can be either a single loop or of two parallel loops does something.

#### **2.4.2.2 System operation in heating mode**

In heating mode, the three loops of the geothermal heat exchanger are activated and the flow of refrigerant is regulated in each loop by a thermostatic expansion valve. The check valves located downstream of the expansion valve dedicated to cooling mode prevent the refrigerant from flowing into this body. At the outlet of the condenser (water-refrigerant heat exchanger) the refrigerant is expanded through three thermostatic expansion valves connected in parallel (Figure 2.5). The low-pressure refrigerant then evaporates in geothermal loops and flows through the three-way valves (not activated) to the accumulator (see Figure 2.5). Thus, during operation of the heating system, the evaporator is a refrigerant-to-ground exchanger with three parallel loops which are independently controlled by a thermostatic expansion valve dedicated to each loop.

### **2.5 Experimental methodology**

The test campaign took place in early spring, going from April 03 to May 2, 2013, representing 30 days of continuous testing in heating mode. The schedule, which replaced operation of the heat pump each day, went from 8 am to 6 pm, for a total of 300 hours of operation. The heat pump was thus in operation for 10 hours a day, and stopped for 14 hours. During the test, system data were recorded every 50 seconds. At the heat pump stop, the data acquisition system continued to operate until the next start of the heat pump. The goal here was to have the data needed to analyze the return to initial soil conditions and problems

encountered when starting the compressor every day. The Temperature sensors and pressure sensors properly calibrated and installed in the circuit are shown in Figures 2.4 and 2.5. The entire control system, as well as data acquisition and recording, were managed in the Labview software environment.

## 2.6 Data reduction and uncertainty analysis

Heating capacity of condenser

$$Q_h = \dot{m}_w C p_w (T_{wo} - T_{wi}) \quad (2.1)$$

$C p_w$  is taken constant.

Heat extraction rate from ground evaporator:

$$HER = \frac{Q_h - W_C}{3H} \quad (2.2)$$

$COP_{hp}$  of heat pump unit:

$$COP_{hp} = \frac{Q_h}{W_C} \quad (2.3)$$

The method used to assess the combined uncertainties is the uncertainty propagation implementation used by Comakli et al., Mohanraj et al., Gunes et al., and Guo et al. (Comakli et al., 2009; Gunes et al., 2011; Guo et al., 2012; Mohanraj, Jayaraj et Muraleedharan, 2010).

For example, the uncertainty of  $Q_h$  is calculated as:

$$\Delta Q_h^2 = \left( \frac{\partial Q_h}{\partial \dot{m}_w} \Delta \dot{m}_w \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_h}{\partial T_{wo}} \Delta T_{wo} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_h}{\partial T_{wi}} \Delta T_{wi} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_h}{\partial C p_w} \Delta C p_w \right)^2 \quad (2.4)$$

where  $\Delta \dot{m}_w$ ,  $\Delta T_{wo}$ ,  $\Delta T_{wi}$ ,  $\Delta C p_w$  represent the uncertainty of its independent variables.

According to Table 1, for example,

$$\frac{\Delta \dot{m}_w}{\dot{m}_w} = \pm 1.50\% \quad (2.5)$$

$$\frac{\Delta T_{wo}}{T_{wo}} = \frac{\Delta T_{wi}}{T_{wi}} = \pm 0.40\% \quad (2.6)$$

The uncertainty for the calculated values are 4.10% for the heating capacity, 6.4% for the heat extraction rate in the soil, 4.60% for COP<sub>hp</sub>, 0.10% for the evaporation temperature and condensation, 0.40% for superheating and 0.25% for the pressure drop in evaporation. The overall results of the standard uncertainties associated with each measured result of calibration certificates and those of derived quantities are presented in Table 2.1.

## 2.7 Results and discussion

On all graphs, if it is the date that is on the x-axis, the number 1 on the x-axis corresponds to the first day of practice, namely April 3, 2013; the number 2 corresponds to the second day, April 04, and so on until the number 30, which is the last day of testing corresponding to May 2, 2013. If it is the time that is on the x-axis, the value at each time represents the mean of the 30 (30 days) measurements that were taken at this time each day. For example, the value at 8:00 represents the mean of the 30 measurements that were taken at 8:00 o'clock each day. Table 2.1 shows the average experimental and calculated values obtained during testing. According to the results, the average condensing pressure is 1419.97 kPa, which corresponds to a condensation temperature of about 37.03 °C for R22. During the tests, the power demand of the compressor was 2.8 kW at a compression ratio (ratio between the output pressure and inlet pressure of the compressor) of about 4.1.

Tableau 2.1 Daily average of the experimental and calculated values

<b>Items</b>	<b>Mean Value</b>	<b>Unit</b>	<b>Uncertainty</b>
<i>Experimental mean value</i>			
Condensation pressure	1419.97	kPa	± 0.25%
Evaporation pressure in borehole #1	371.01	kPa	± 0.25%
Evaporation pressure in borehole #2	370.41	kPa	± 0.25%
Evaporation pressure in borehole #3	357.53	kPa	± 0.25%
Condenser input temperature	32.00	°C	± 0.40%
Heating water temperature	37.08	°C	± 0.40%
Condenser water flow rate	0.38	L/s	± 1.50%
Refrigerant flow rate	0.04	kg/s	± 0.10%
Soil temperature in 30 m depth	13.22	°C	± 0.40%
Heat pump unit power input	2.80	kW	± 2.00%
<i>Calculated value</i>			
Heating capacity	8.04	kW	± 4.1%
Evaporator heat extraction	5.24	kW	± 6.4%
COP <sub>hp</sub> of the heat pump unit	2.87	-	± 4.6%
Evaporation temperature borehole #1	-8.61	°C	± 0.10 °C
Evaporation temperature borehole #2	-8.65	°C	± 0.10 °C
Evaporation temperature borehole #3	-8.20	°C	± 0.10 °C
Condensation temperature	37.03	°C	± 0.10 °C
Superheating borehole #1	6.94	°C	± 0.40%
Superheating borehole #2	9.74	°C	± 0.40%
Superheating borehole #3	12.03	°C	± 0.40%
Pressure drop in borehole #1	217.81	kPa	± 0.25%
Pressure drop in borehole #2	176.45	kPa	± 0.25%
Pressure drop in borehole #3	187.49	kPa	± 0.25%

The heating capacity reached a daily average value of 8.04 kW. Lenarduzzi and Bennett (Lenarduzzi et Bennett, 1991) obtained a heating capacity of 8 kW for three wells each with a depth of 17 m, and each consisting of a copper tubing coiled spiral length of 122 m. Note that in our tests, the volumetric flow of cooling water remained constant at  $0.38 \text{ L.s}^{-1}$  (6 gpm). The average temperature of the heating water at the condenser outlet was around  $37^\circ\text{C}$  when the average inlet temperature of the condenser water was  $32^\circ\text{C}$ .

These results are very encouraging for future DX heat pumps. Indeed, according to a report by the Canadian Department of Natural Resources on the development of energy efficiency in Canada from 1990 to 2009 (Canada, 2011), the average energy consumption of a residential home is 29444.44 kWh per year, and the heating representing approximately 63 %, or 18550 kWh per year. The average month number of heating in Canada is about 7 months (Phillips, 1990), the system presented in this study could provide an average of about 16884 kWh per year or 91 % of the national mean value only for 10 hours use par day. Similarly, in Canadian environment, for example, according to data provided by Gervais et al. (Gervais et al., 2007) relating to heating of 866 residential houses in a municipality in Quebec (Canada) where 538 houses have a maximum heating demand load between 6 kW and 8.6 kW with an average floor area ranging between  $109 \text{ m}^2$  and  $127 \text{ m}^2$ . The DX heat pump presented in this study is able to cover between 93.5 % and 100 % of the peak load of the heating demand for the 538 houses in this municipality. Generally, it is recommended for maximum cost-effectiveness that the ground-source heat pumps should be sized to meet 60 % to 70 % of the total maximum demand load (the total space heating and water) (Canada, 2004). This performance of the DX system is in agreement with the conclusion of Lund et al. cited by Ozgener et al. (Ozgener et Hepbasli, 2007) that the geothermal heat pump have the largest installed capacity. From an economic point of view, Table 2 shows the economic performance of heating a dwelling house which the heating demand is 8.04 kW in two options: electrical heating and DX heat pump heating presented in this study for example. The results show that the choice of the DX heat pump would be very beneficial in that it offers cost savings of approximately 876.46 \$ , or about 70 % per year. Costs are

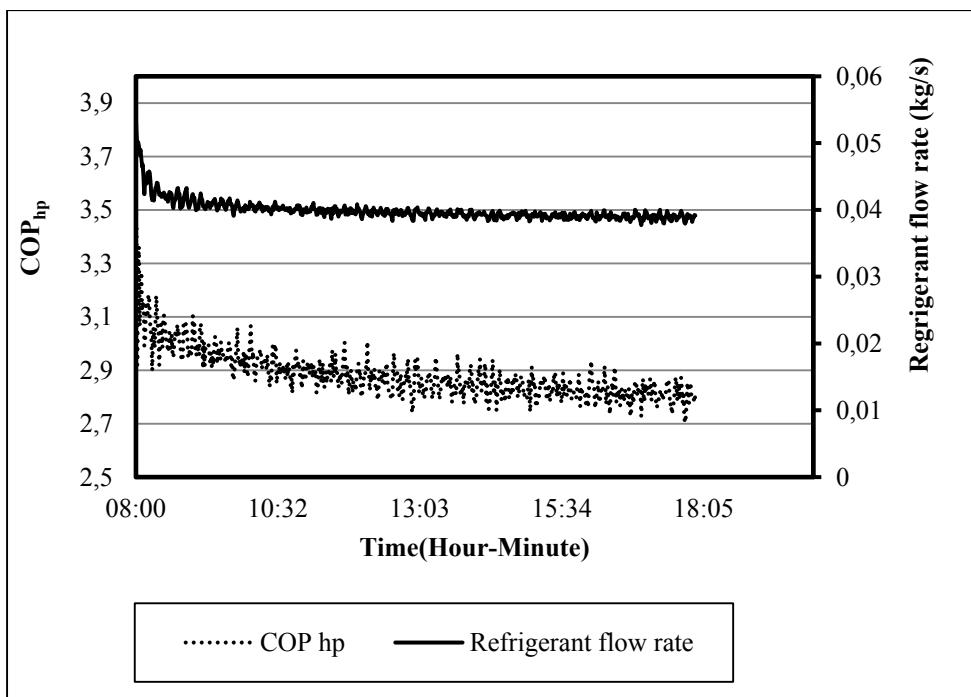
calculated based on residential electricity rates in Québec (the first 30 kWh are 0.0489 \$/kWh and each additional kWh is billed at 0.0740 \$).

Tableau 2.2 Comparison of electric heating  
and DX heat pump heating

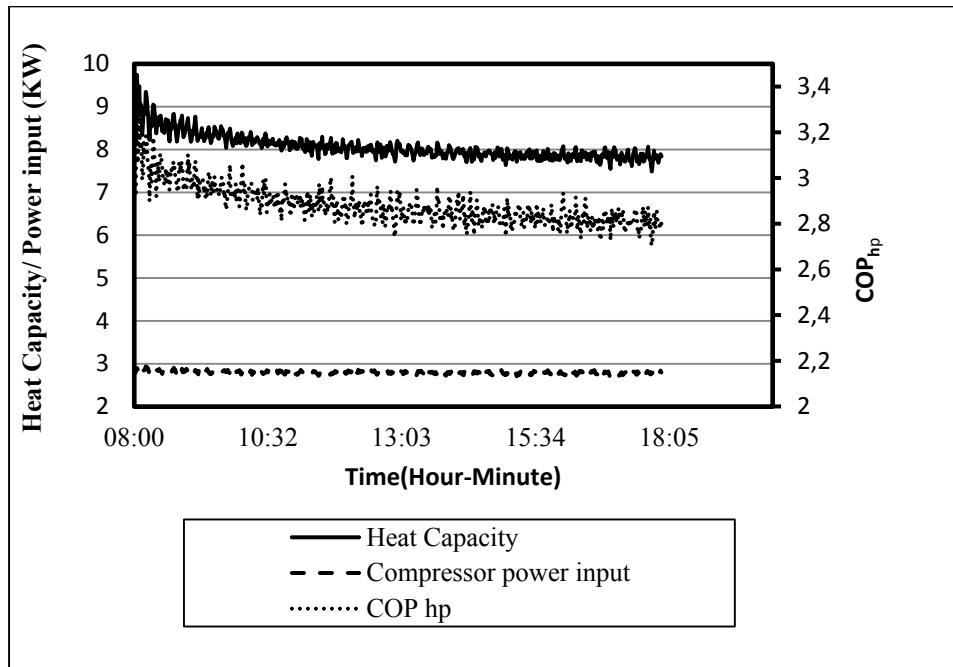
Item	DX Heat pump	Electricity
Heating demand (kW)	8.04	8.04
Time heating per day (h)	10	10
Consumption per year (kWh)	16884	16884
Energy paid per year (kWh)	5040	16884
Cost (\$)	372.21	1248.66

Figure 2.7 shows the mean values of the  $\text{COP}_{\text{hp}}$  and the refrigerant flow for 10 hours, where the heat pump is working.  $\text{COP}_{\text{hp}}$  values obtained ranged from 2.70 to 3.44, with an overall average of about 2.87 per day. The average flow of refrigerant per day is about  $0.04 \text{ kg.s}^{-1}$ . By comparison with a similar DX system, Lenarduzzi (Lenarduzzi et Bennett, 1991) obtained an average coefficient of performance of 2.85. Compared with the R22 SL systems used, Madani (Madani, Claesson et Lundqvist, 2011) obtained for the 200 m deep SL system a  $\text{COP}_{\text{hp}}$  of 2.52 for the same heating capacity of 8.04 kW.

The SL system directed by Doherty et al. (Doherty et al., 2004) consists of an 18 m deep well with a  $\text{COP}_{\text{hp}}$  of about 2.6. The  $\text{COP}_{\text{hp}}$  of Kara's SL system used R134a (Kara, 2007) consisting of a 55 m deep well, was 2.57. These values indicate that the DX system presented in this study is 12.2 % more efficient than the Madani SL system, 9.4 % more efficient than Doherty's system, and approximately 10.4 % more efficient than the SL system as implemented by Kara. It can be concluded that in addition to saving money on the initial costs by removing the pump and the heat exchanger (see Figures 2.1 and 2.2), DX systems are more efficient than SL systems. Note that, during the winter months, the soil temperature was between 12 °C and 17 °C and seasonal  $\text{COP}_{\text{hp}}$  between 2.7 and 3.6.

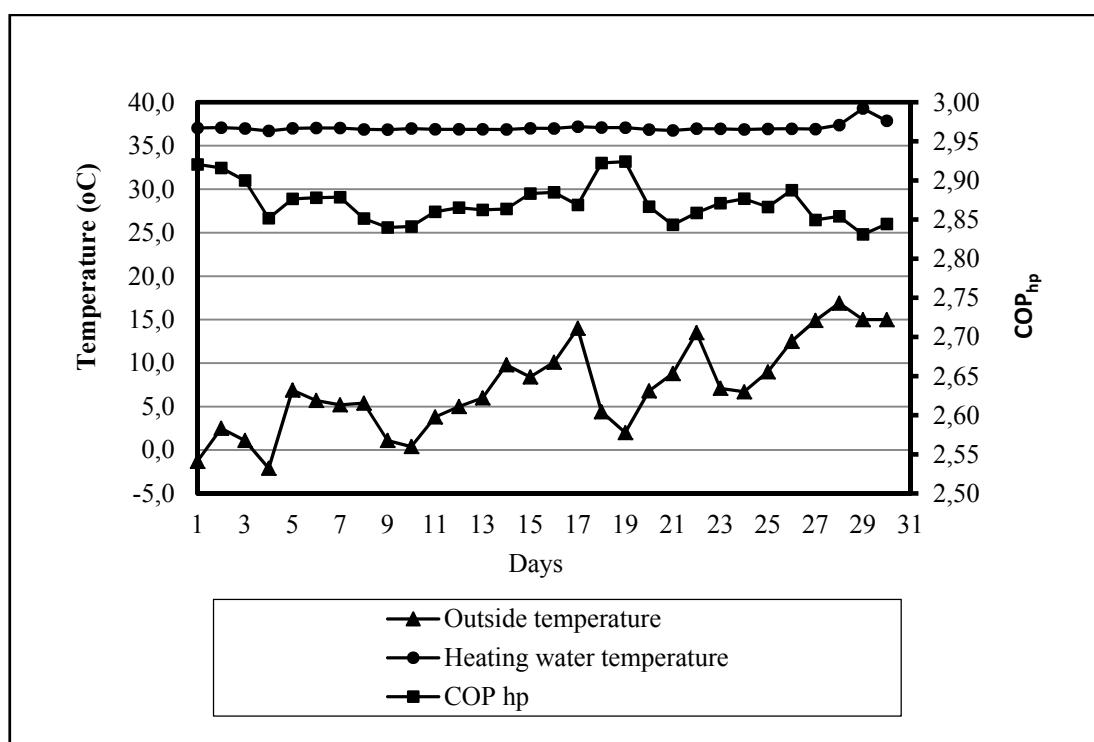


**Figure 2.7 Hourly performance coefficient and refrigerant flow average.**



**Figure 2.8 Hourly heating capacity, power consumption and  $COP_{hp}$  average**

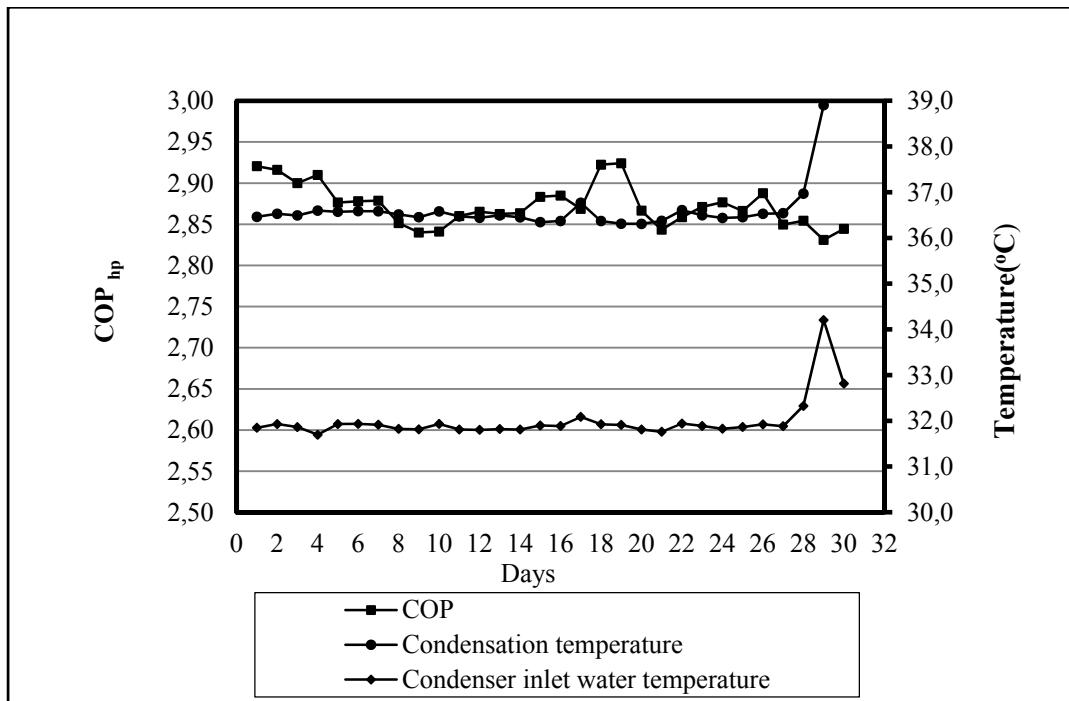
Figure 2.8 reflects the mean values of the heating capacity, power demand by the compressor and  $\text{COP}_{\text{hp}}$  when the heat pump is working. From this Figure, the time trend seen indicates that the mean heating capacity decreased slightly throughout the day, from 8.14 kW at 11h (early steady state) to 7.84 kW at 6:00 pm. It represents an average decrease of 3.7 %. Similary, the mean power demand by the compressor decreased from 2.8 kW to 2.7 kW (about 3.6 %) and the mean  $\text{COP}_{\text{hp}}$  decreased from 2.87 to 2.80 (about 2.4 %). Lenarduzzi et al. (Lenarduzzi et Bennett, 1991) obtained the heating capacity decrease of 12 % and the COP dropped about 14 % for its DX heat pump.



**Figure 2.9 Daily average of outside air temperature, heating water temperature and  $\text{COP}_{\text{hp}}$**

Figure 2.9 shows the variations in daily average of the temperature of heating water (outlet condenser), outdoor temperature and  $\text{COP}_{\text{hp}}$  of the DX heat pump unit during the tests. Based on observations, the heating water temperature is practically constant despite large variations in the outside temperature. Similarly, the  $\text{COP}_{\text{hp}}$  varies between 2.92 to 2.83 with an average

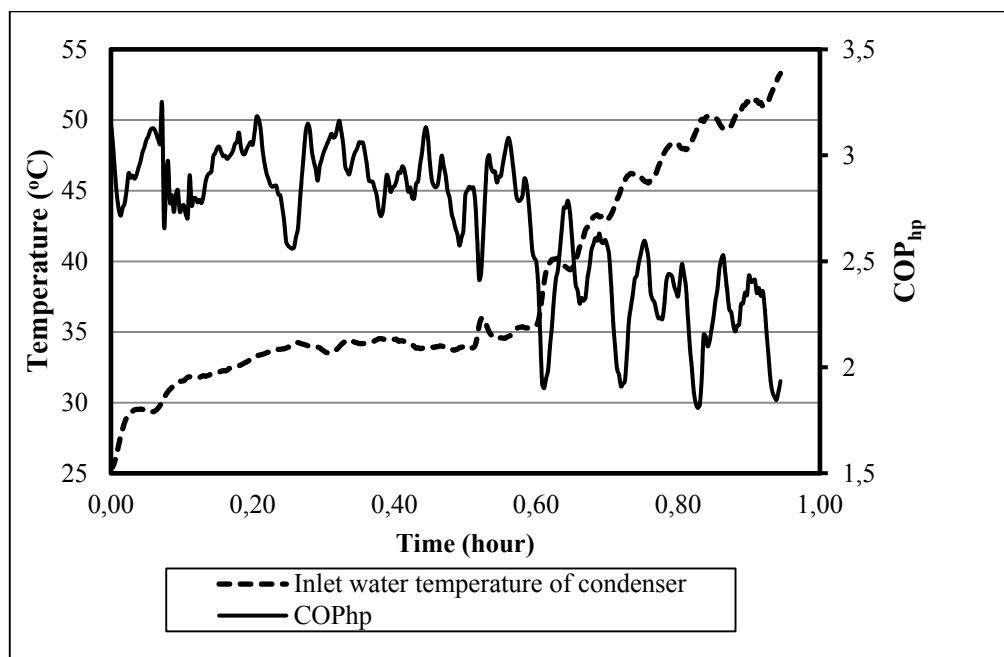
of 2.87 and a standard deviation about 0.6 % (lower value). We can conclude that outside temperature does not have any practical negative influence on the performance of the DX heat pump, which confirms its advantage on air to air heat pumps where performance decreases with a decrease of outdoor temperature (Lohani et Schmidt, 2010) because it is unable to load to air source, the heat needed to evaporate the refrigerant.



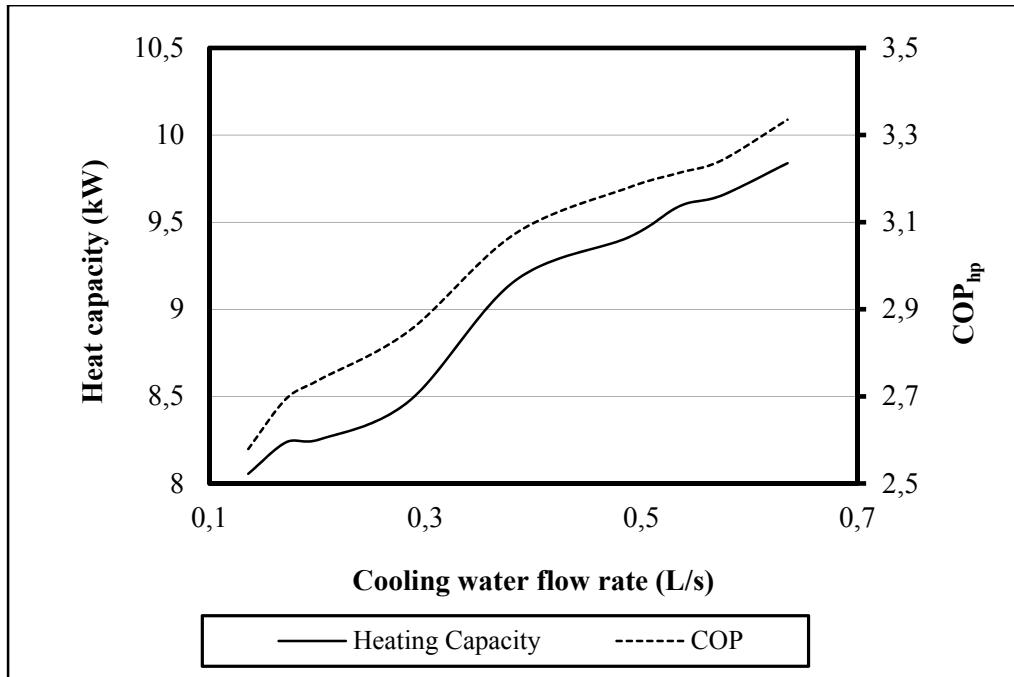
**Figure 2.10 Daily average of condenser inlet water temperature and COP<sub>hp</sub>**

Once the DX heat pump is installed, the parameters that could influence the performance of the DX heat pump side of the building are: the inlet temperature, the flow of cooling water to the condenser, and the time of use. Figure 2.10 shows the variations of daily average of: (i) the condenser water inlet temperature, (ii) the condensing temperature, (iii) the coefficient of performance of the DX heat pump. The results show that when the inlet cooling water temperature increases, the condensation temperature of the refrigerant increases as well. Indeed, an increase in the inlet temperature reduces the cooling of the refrigerant to the condenser, leading to an increase in the condensation temperature and the COP<sub>hp</sub> decreases. So the performance of the heat pump decreases. To confirm this conclusion, additional tests

were performed to vary the condenser water inlet temperature during the working of DX heat pump. Figure 2.11 shows the results of tests carried out about one hour after the steady state was established. This figure shows that when the cooling water temperature increases, the performance of the system decreases, and the best performances of the DX system presented in this study are obtained for cooling water temperatures below 35 °C.



**Figure 2.11 Inlet cooling water temperature of condenser and COP<sub>hp</sub>**



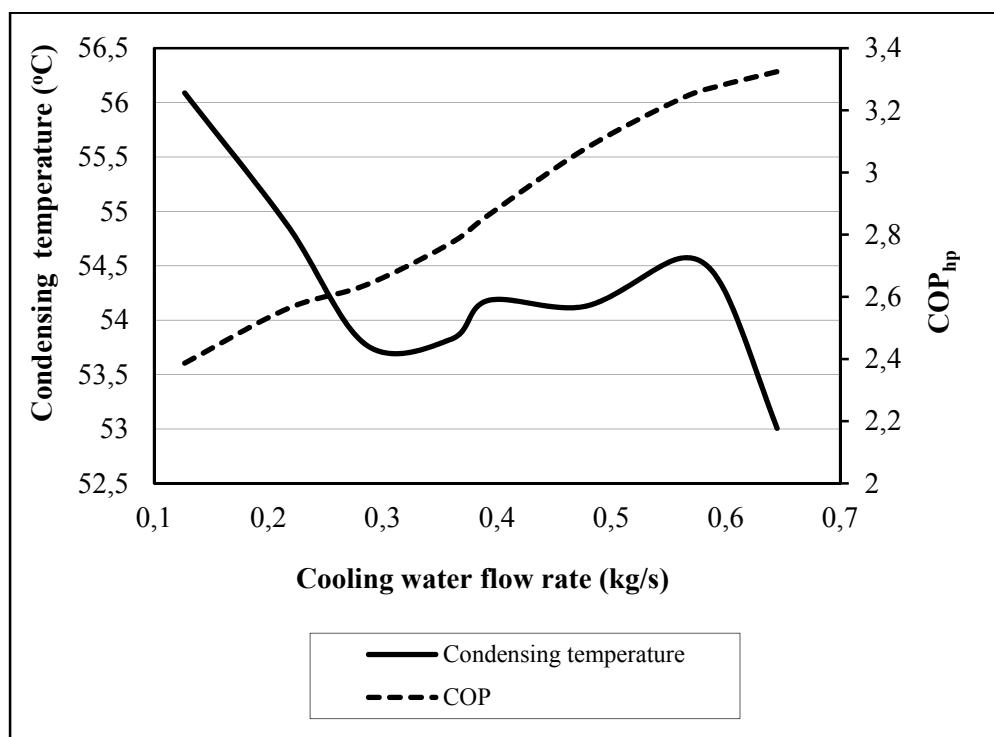
**Figure 2.12 Variations of the heating capacity and COP<sub>hp</sub> vs. flow rate of the cooling water**

For all the 30 days of testing, the cooling water flow was kept constant. To provide an understanding of how to vary the coefficient of performance and the heating capacity of the DX system dependent on the cooling water flow rate through the condenser, additional tests were also carried out. The test performed consisted in operating the heat pump when the steady state is reached, for a period of 30 minutes for each condenser cooling water flow rate value before moving to the next value. The values of COP<sub>hp</sub> and of Q<sub>H</sub> for this flow rate value were the average of the measured values during the 30 minutes working. Figure 2.12 show the variations of COP<sub>hp</sub> and Q<sub>H</sub> versus cooling water flow to the condenser. According to this figure, it can be concluded that the COP<sub>hp</sub> and the heating capacity of the DX heat pump increase when the cooling water flow increases, but what is interesting is that the shape of the curves allows us to find a correlation between the COP<sub>hp</sub> and Q<sub>H</sub> and the cooling water flow rate. Thus, regression analyses of the COP<sub>hp</sub> and the heating capacity as a function of the condenser cooling water flow rate were performed with correlation coefficients in the range of 99.99 % for the COP<sub>hp</sub> and 99.87 % for the heating capacity Q<sub>H</sub>. Equations (2.7) and (2.8)

obtained the simplified regression models that can be used for feasibility studies of the design of the DX heat pump in similar conditions.

$$COP_{hp} = -2103.2\dot{m}_w^6 + 5188.9\dot{m}_w^5 - 5086.3\dot{m}_w^4 + 2515.6\dot{m}_w^3 - 657.93\dot{m}_w^2 + 87.6\dot{m}_w - 1.98 \quad (2.7)$$

$$Q_h = -8950\dot{m}_w^6 + 21293\dot{m}_w^5 - 20136\dot{m}_w^4 + 9594\dot{m}_w^3 - 2403.2\dot{m}_w^2 + 301.11\dot{m}_w - 6.62 \quad (2.8)$$

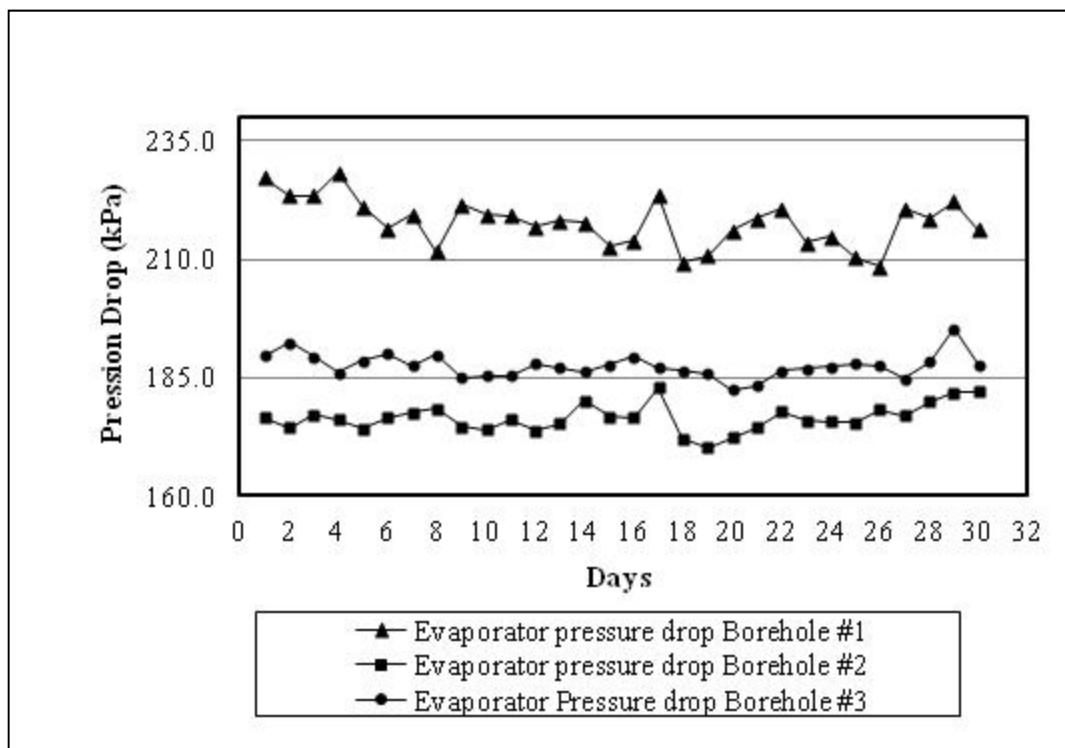


**Figure 2.13 Variations of the condensing temperature and  $COP_{hp}$  vs. flow rate of the cooling water**

Figure 2.13 show the variations of the condensing temperature and the  $COP_{hp}$  versus the cooling water flow to the condenser. According to this figure, although the condensing temperature varies greatly depending on the flow rate, the  $COP_{hp}$  increases due that the heating capacity increases with the flow rate of cooling water and the power consumed by the compressor varies little. Therefore we can observe in figure 2.13 three different zones. For low flow rate (flow rate between  $0.13 \text{ L.s}^{-1}$  and  $0.29 \text{ L.s}^{-1}$ ), the coefficients of performance of the DX heat pump remain relatively low. In the second zone (flow rate

between  $0.29 \text{ L.s}^{-1}$  and  $0.56 \text{ L.s}^{-1}$ ), the condensing temperatures remain almost stable and the performance generally increases slightly with small variations. Finally the high flow rate (flow rate greater than  $0.56 \text{ L.s}^{-1}$ ) area is where the condensing temperature decreases quickly and the  $\text{COP}_{\text{hp}}$  reach the highest values. It can be concluded that, in general, when increasing the cooling water flow rate, the condensing temperature drops and a minimum of cooling water flow rate is necessary to ensure proper operation of the DX heat pump and avoid reaching a condensing pressure very high. In this study the minimum value of the volumetric flow rate is about  $0.13 \text{ L.s}^{-1}$ . A regression analysis is also performed. The relation (2.9) show the result obtained with a correlation coefficient of 99.03 %.

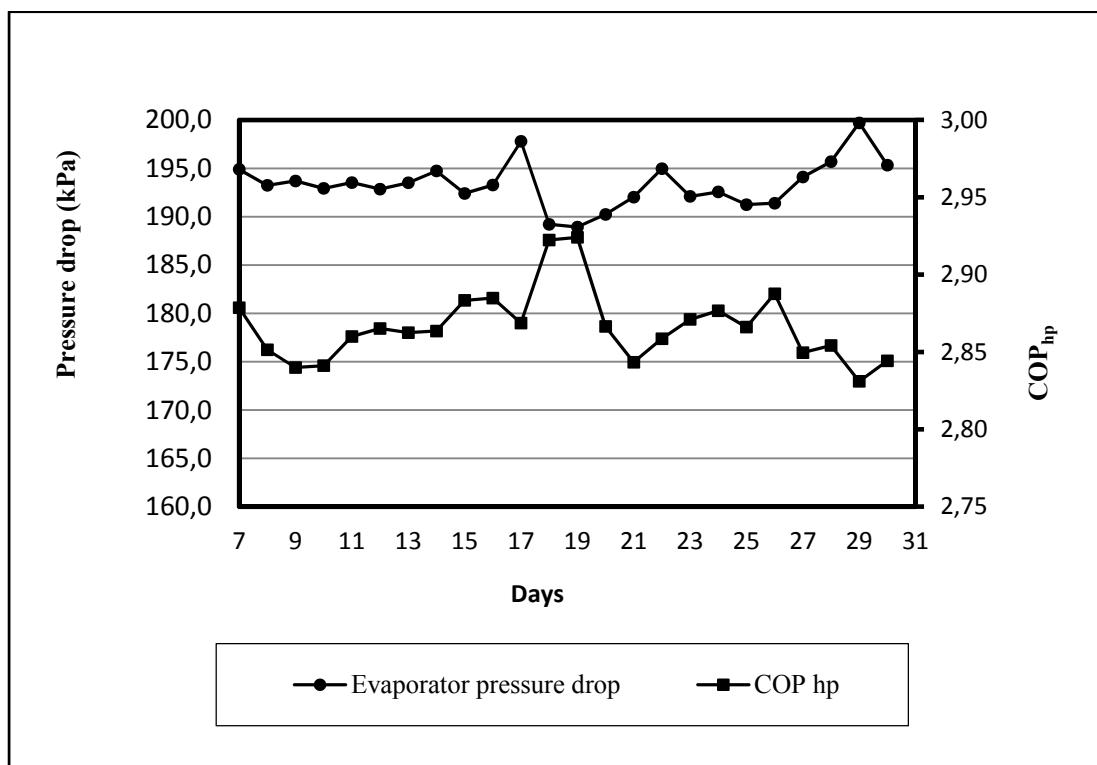
$$T_{cd} = -28286\dot{m}_w^6 + 66746\dot{m}_w^5 - 63255\dot{m}_w^4 + 30512\dot{m}_w^3 - 7774.7\dot{m}_w^2 + 965.74\dot{m}_w + 10.714 \quad (2.9)$$



**Figure 2.14 Variations of daily average pressure drop in the evaporators**

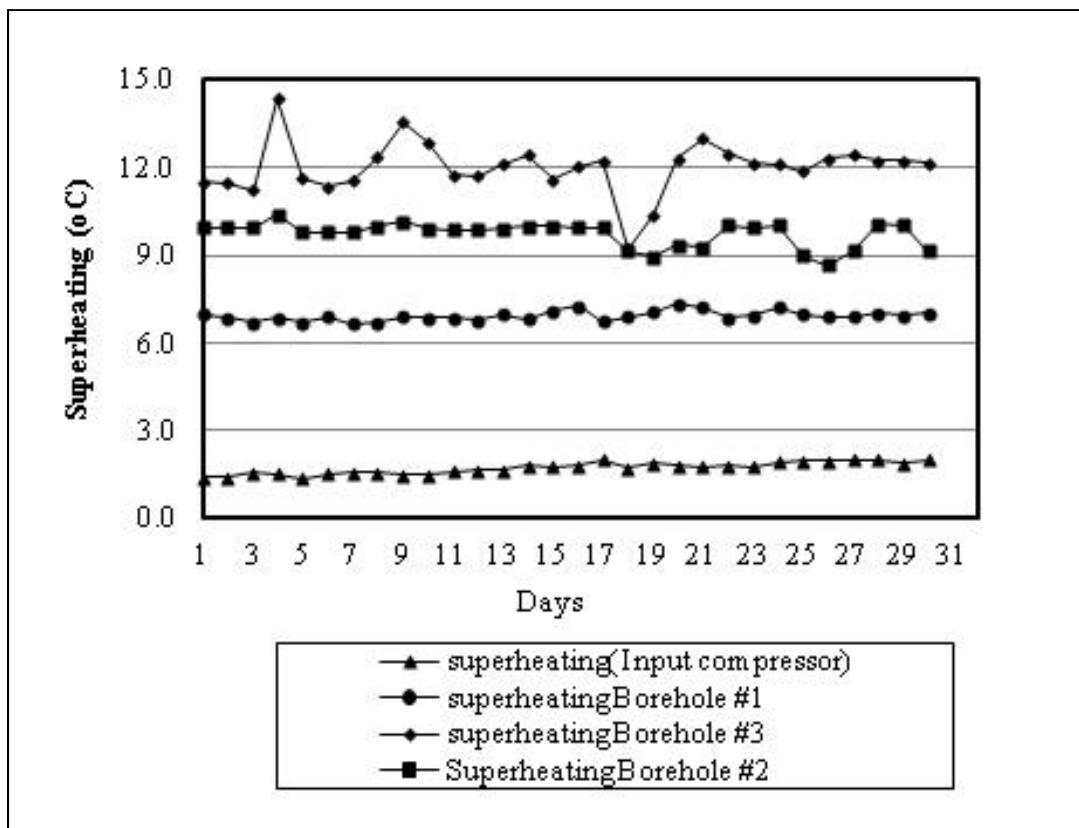
Another factor limiting the performance of DX heat pumps is the drop in the ground heat exchanger (evaporator). Indeed, a significant pressure drop in the soil causes a decrease in

pressure and temperature evaporation, thus causing the compressor to consume more energy to meet the high pressure. The compression ratio is therefore raised, without exceeding the limit of 6 in order to avoid damaging the compressor. From equation (2.3),  $\text{COP}_{\text{hp}}$  therefore decreases. In this study, the average rate of compression achieved is 4.1. Figure 2.14 shows the average daily pressure drop in the three evaporators. The averages are 217.8 kPa for borehole #1, 176.4 kPa for borehole #2 and 187.5 kPa in borehole #3. We deduce that the average pressure drop per evaporator is 194 kPa for an average evaporator inlet pressure of 564.4 kPa. It represents approximately 34.4 %. This drop is equivalent to  $1.93 \text{ kPa.m}^{-1}$  of the total length of the geothermal loop. Lenarduzzi et al. (Lenarduzzi et Bennett, 1991) obtained a pressure drop of  $1.13 \text{ kPa.m}^{-1}$  with R22 used as refrigerant in a 122 m loop. Wang X. et al. (Wang, Ma et Lu, 2009) obtained a 160 kPa drop with a DX heat pump of the same length and the same configuration loop as that presented in this study, but with a different refrigerant (R134a) configuration.



**Figure 2.15 Daily average pressure drop in the evaporator and  $\text{COP}_{\text{hp}}$**

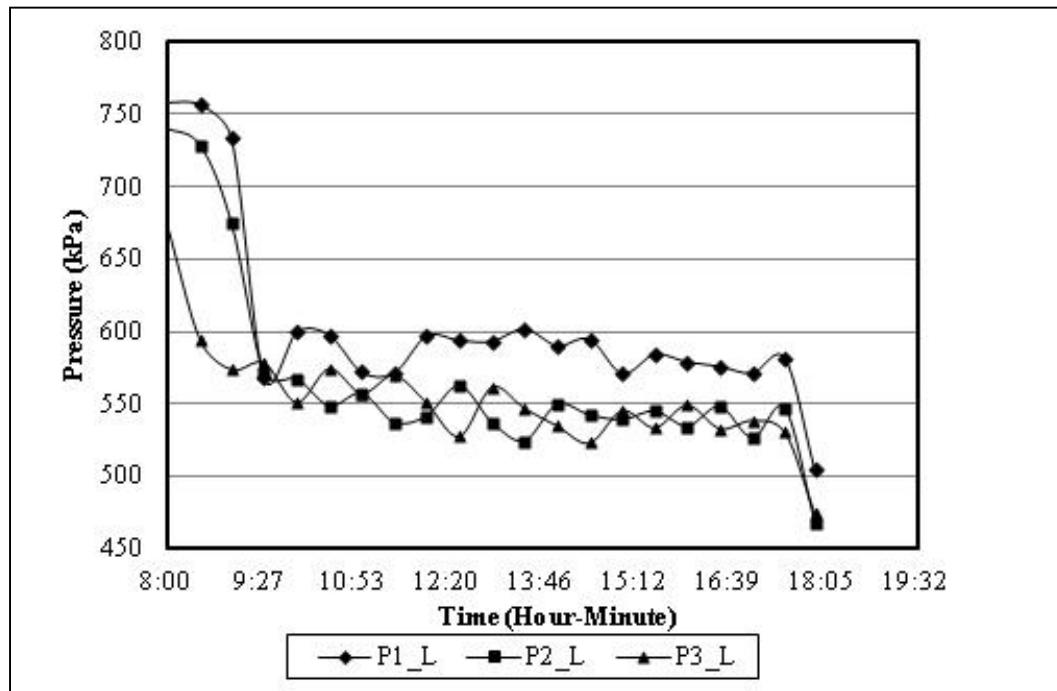
Figure 2.15 shows the variations of the daily average pressure drop in geothermal evaporators and the coefficient of performance of the DX heat pump. It can be noted that when the pressure drop increases, the  $COP_{hp}$  decreases. In other words, if the pressure drop is low, the compressor consumes less energy, and the system is more efficient.



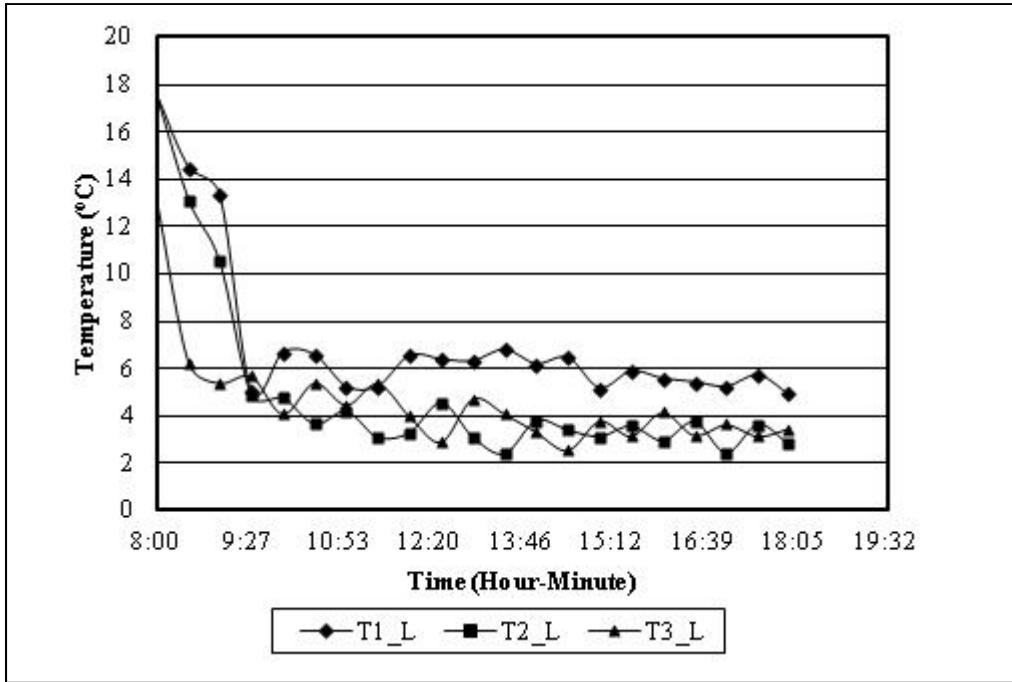
**Figure 2.16 Evaporator outlet superheating**

As shown above, the technology used for the loop configuration in this study is in heating mode, and each loop has its own thermostatic expansion valve (Figure 2.5), essentially favoring a significant control of refrigerant flow in each evaporator. Figure 2.16 shows the superheating value calculated at the output of each evaporator. Based on these results, the average superheating calculated in loops #1, #2, #3 is respectively 7 °C, 9.7 °C and 12 °C. In the case of the conventional heat pump, the acceptable limit is 4 to 7 °C. In this study, only the first value is within limits. The others superheating values are way above the permissible

values. Suggesting that, just a little refrigerant flow rate passes through the expansion valves installed on loops #2 and #3.



**Figure 2.17 Evaporator inlet pressure**



**Figure 2.18 Evaporator inlet temperature**

We then deduce a mal-distribution of flow through the evaporator, causing instabilities at the pressures at the inlet evaporators #2 and #3. This is manifested by oscillations of pressures and temperatures at the inlet of the evaporators (see Figures 2.17 and 2.18). Wang X. used a DX technology with one thermostatic expansion valve and obtained the same result. However, this behavior does not affect the overall operation of the DX heat pump because the refrigerant charge required is sucked to compressor with superheating between 1.4 °C and 2.1 °C (see Figure 2.16). As can be seen, this suction superheat is lower than usual and we observe a large temperature drop between the exit of the boreholes and the entrance of the compressor. This temperature drop could not be explained by a simple pressure drop since the measured pressure at the compressor inlet is almost the same as the one at the evaporator manifold. We believe that a possible evaporation of some liquid in the accumulator can be responsible for this temperature drop. It is not clear for us why such liquid remains after several hours of operation and this will be the scope of a future study. The condenser subcooling in this study is around 1 °C.

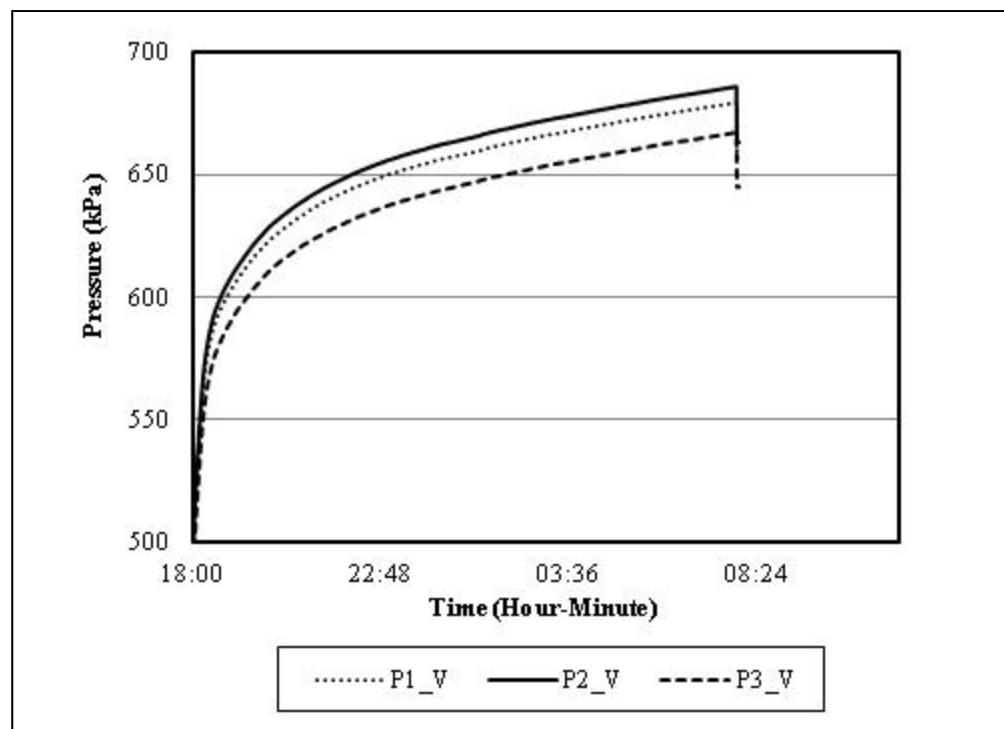


Figure 2.19 Variations of vapor line pressure when the compressor stops

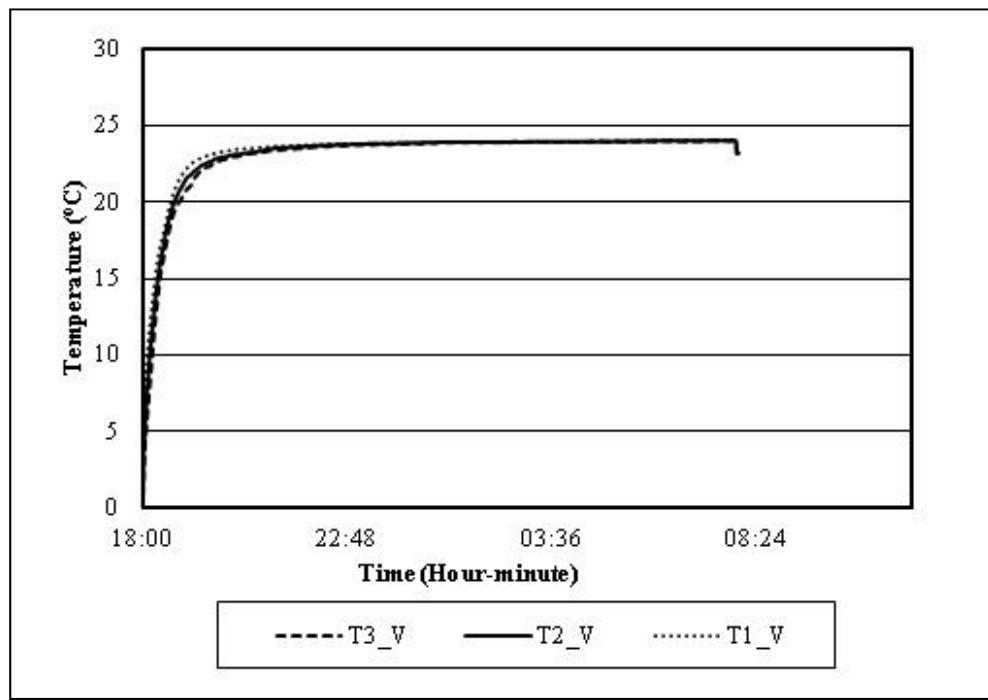
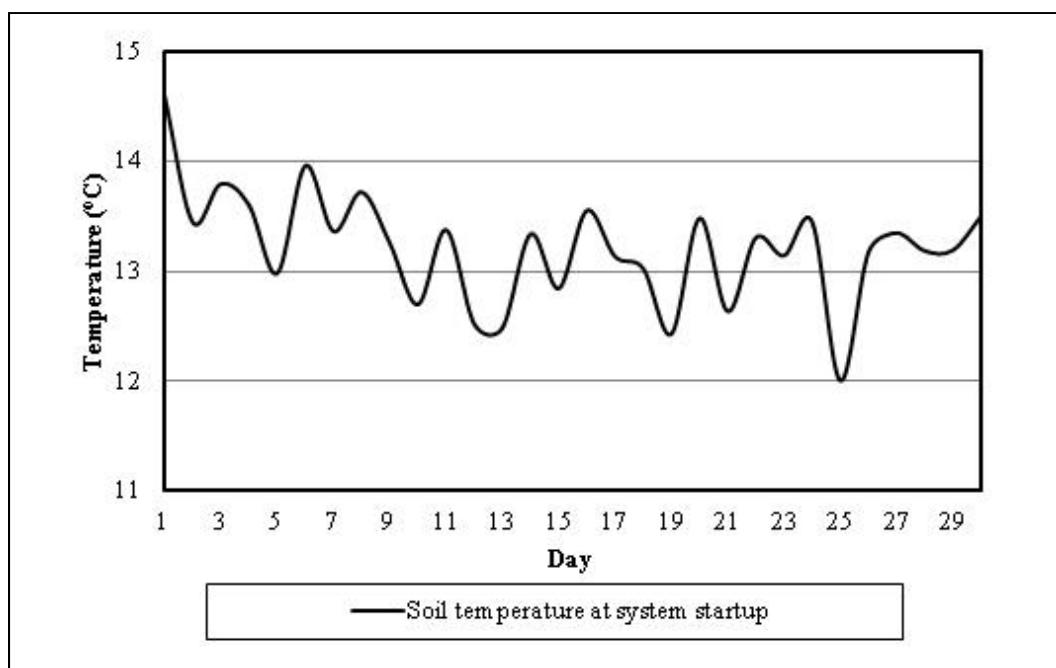


Figure 2.20 Variations of vapor line temperature when the compressor stops

In this study, we did not have any difficulty of starting the compressor due to oil return problem raised by Mei et al. and Wang et al. (Mei et Baxter, 1991; Wang et al., 2013). Figures 2.19 and 2.20, show the variations of the inlet pressure and the inlet temperature of the compressor when the system is stopped. According to (Mei et Baxter, 1991), a rapid increase in pressures and temperatures is due to a migration of the refrigerant from the accumulator. The wells are filled with refrigerant in two-phase state, and as a result, the gravitational force deployed by the compressor at startup is thus minimized. Therefore, the system starts normally after each stop of the compressor. It should be noted that to resolve the oil return problem, Wang et al. (Wang et al., 2013) had to install a circular ring at the mid-height level of the refrigerant circuit inside the geothermal wells, and trap much of the lubrication oil, preventing it from penetrating the pit. This device although, wanting addresses the question of lubricating oil return, may cause additional pressure drop in the evaporator due to its circular geometry. It is not necessary in the experimental device presented in this study.



**Figure 2.21 Daily average soil temperature at 30 m**

Figure 2.21 shows the average soil temperature at 30 m in contact with the evaporator tube at system startup. The daily average temperature value of the soil in contact with the ground when the compressor starts is 13.2 °C. On the first day (April 3, 2013), the temperature at this point is 14.6 °C, while on the last day of testing, May 2, 2013, this value changes to 13.5 °C, which corresponds to an average cooling of 1.1 °C for 300 hours of operation, and represents a decrease of approximately 7.5 %. We see that despite the 14-hour shutdown, the ground contacting the U-tube does not fully return to its original conditions because of the heat that is extracted. The average value of the heat extracted from the ground in this study is 5.24 kW (see Table 2.1), and the corresponding heat extraction rate is 58.2 W.m<sup>-1</sup>. Wang X et al.(Wang, Ma et Lu, 2009) in their study found 51.5 W.m<sup>-1</sup>, and Wang H et al. (Wang et al., 2013) obtained 54.4 W.m<sup>-1</sup>. The heat extraction rate is a very specific parameter in the design of DX heat pumps. Percebois (Percebois, 2011), in his book on the geothermal heating, recommends for the design of a DX heat pump on ground covered with saturated gravel or sand, a heat extraction rate ranging from 55 to 65 W.m<sup>-1</sup> for 2400 h of use per year and 65 to 80 W.m<sup>-1</sup> for 1800 hours of use per year. Similarly, the European standard EN 15450 Heating System in Buildings-Design of Heat Pump Systems, recommends an extraction rate of 50 to 60 W.m<sup>-1</sup> for sizing a DX heat pump installed in a water-saturated sediment when the hours of use fall between 1800 and 2400 hours. As secondary loops for the geothermal heat pumps, they provide heat extraction rates of between 25 and 35 W.m<sup>-1</sup> for a single U-tube, and 35 and 45 W.m<sup>-1</sup> for two U-tubes (Li et al., 2006; Wang et al., 2009). By comparison, the DX heat pumps offer the best heat transfer, which has the effect of reducing the well depth, and therefore the cost of drilling.

The heat extraction rate depends, among other things, on the thermal properties of the soil and grout (thermal conductivity and thermal diffusivity). In other words, the heat extraction rate varies depending on the model chosen to characterize the thermal resistance of the heat transfer between the ground and the refrigerant. Lamarche (Lamarche, Kajl et Beauchamp, 2010), in carrying out a comparative study of different methods of assessing the thermal resistance approaches, proposed best practices and analyzed the impact of different methods on the design of the ground heat exchanger. More specifically, Spilker (Spilker, 1998)

analyzed the influence of different materials on the embankment design of geothermal heat exchangers, and concluded that the length of a geothermal heat exchanger can be reduced by using sand or thermally improved bentonite grout instead of standard bentonite grout. Similarly, Mei (V.C., 1998) tested three backfill materials: clay, sand, and a fluidized mixture used for backfilling of underground cable. The results indicated that the filler affects the performance of the geothermal heat exchanger; the fluidized mixture dissipates 47 % more heat than clay and 23 % more than the sand.

Ideally, the DX heat pump should be used in balanced mode: heat should be drawn from the ground in the winter and heat stored in the summer. This would avoid exhausting the soil after several years of use because geothermal systems are designed for a service life of 25-30 years.

## 2.8 Conclusion

At the end of this experimental investigation, we can conclude that:

- Direct expansion heat pump technology is feasible and it works very well in on-off mode.
- The system makes it possible to reach a daily average heating capacity of 8.04 kW, and an average coefficient of performance of 2.87. The maximum value of COP<sub>hp</sub> is 3.44.
- The choice of the DX heat pump as a source of residential heating is very beneficial, providing net savings of around 70 % compared to electricity.
- The heat extraction rate obtained from the soil in the DX GHP is better than those of SL GHP, which in terms of sizing, are more economical for DX heat pump by reducing the borehole length. In this study, it is 58.2 W.m<sup>-1</sup>.
- The performance of the system decreases when the cooling water temperature of the condenser increases, and the best performances of the DX system presented in this study are obtained for cooling water temperatures below 35 °C.
- In DX systems, dimensioning efforts should be made to minimize pressure drop in the evaporator in order to find a compromise between low pressure drop, oil return and

refrigerant charge. For example, an increase in the diameter of the U-tube can reduce the pressure drop but increase the refrigerant charge and the difficulty of oil return to the compressor.

- In geothermal loops in parallel, the flow distribution could be uneven. The installation of the flow rate balancing valves might help improve this situation. This approach will be explored in our future studies.
- Demonstrated performance and savings engendered by the DX heat pump prove that such pumps represent a good alternative to the secondary loop and air-air heat pumps for residential heating.

Research currently underway in our laboratory will allow short-term to a comprehensive simulation model of a DX heat pump, facilitating further analysis to provide the tools necessary to design the operating and test performance of DX systems using refrigerants such as R407C and R410A, which are the refrigerant alternatives to R22 in the area of heat pumps.



## CHAPITRE 3

### ARTICLE#2: MODELING OF THE DIRECT EXPANSION GEOTHERMAL HEAT PUMP USING ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS

Jean-Louis Comlan Fannou<sup>1</sup>, Clément Rousseau<sup>1</sup>, Louis Lamarche<sup>2</sup>, Kajl Stanislaw<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Ph.D. Student, Mechanical Engineering

<sup>2</sup> Professors, Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure,  
Montréal, Qc, Canada

Article publié dans « Energy and Building » Volume 81,  
octobre 2014, pages 381-390

#### 3.1 Abstract

The real potential for energy savings exists in *heating, ventilation, and air conditioning* systems in general, and especially in geothermal heat pumps systems. Recent studies show, on the one hand, in terms of residential heating, that the direct expansion geothermal heat pump provides 70 % energy savings compared to electricity, and on the other, indicate that a mere 1 % improvement in the efficiency of such systems generates millions of dollars in savings at the national level. This efficiency can be optimized when a better control and optimization strategies are implemented. A first step in the control and optimization process of a system is to establish a model that describes the system's behavior. In this study, artificial neural networks were selected for modeling a particular type of heat pump called a direct expansion geothermal heat pump because the ground heat exchanger is a component of the heat pump, and thus directly plays the role of condenser or evaporator according to the operation mode. The data collection methodology and the algorithms used for training are presented. Of the four algorithms tested in this study (Levenberg-Marquardt (LM), scaled conjugate gradient (SCG), Pola-Ribiere conjugate gradient (CGP) and quasi-Newton back propagation (BFG) algorithms), with variable numbers of neurons in the hidden layers, the model obtained using the Levenberg-Marquardt (LM) algorithm with 28 neurons in the hidden layer appears to be the best, with an average coefficient of multiple determinations of about 0.9991, an average RMS of 0.16330, and an average COV of 2.9319.

**Keyword:** modeling, geothermal, heat pump, direct expansion, neural network, heating.

### 3.2 Résumé

Des réels potentiels d'économies d'énergie existent dans système de chauffage, de ventilation et de conditionnement d'air en général et en particulier dans les pompes à chaleur géothermique systèmes. Des études récentes montrent, d'une part, en matière de chauffage résidentiel, que la pompe à chaleur géothermique à expansion produit 70% d'économies d'énergie par rapport à l'électricité, et d'autre part, indiquent qu'une simple amélioration de 1% de l'efficacité de ces systèmes génère des millions de dollars d'économies au niveau national. Cette efficacité peut être optimisée lorsqu'une meilleure stratégie de contrôle a été mise en œuvre. Une première étape dans le processus de contrôle et d'optimisation d'un système consiste à établir un modèle qui décrit le comportement du système. Dans cette étude, les réseaux de neurones artificiels ont été sélectionnés pour la modélisation d'un type particulier de pompe à chaleur appelé une pompe à chaleur géothermique à détente directe parce que l'échangeur de chaleur du sol est un composant intégral de la pompe à chaleur, et donc joue directement le rôle de condenseur ou d'évaporateur en fonction de la mode de fonctionnement. La méthodologie de collecte de données et les algorithmes utilisés pour la formation sont présentés. Parmi les quatre algorithmes testés dans cette étude : (Levenberg-Marquardt (LM), scaled conjugate gradient (SCG), Pola-Ribiere conjugate gradient (CGP) and quasi-Newton back propagation (BFG) algorithms), avec un nombre variable de neurones dans le couche cachée, le modèle obtenu avec l'algorithme de Levenberg-Marquardt (LM) contenant 28 neurones dans la couche cachée semble être le meilleur, avec un coefficient moyen de déterminations multiples de l'ordre de 0.9991, un RMS moyen de 0,16330 et une moyenne de COV de 2,9319.

**Mots clés :** modélisation, géothermie, pompe à chaleur, expansion directe, réseau de neurones, chauffage.

### 3.3 Introduction

In recent years, artificial neural networks (ANN) have become an alternative to traditional methods of statistical data analysis in several disciplines of human activity, including in

economics, ecology and environment(Gardner et Dorling, 1998), biology and medicine. They are used to solve the problems of classification, prediction, modeling, control, optimization, categorization, pattern recognition and associative memory (Kalogirou, 1999). In the specific context of data processing, the ANN is an approximation method of complex systems that are difficult to model using traditional methods (Basheer et Hajmeer, 2000). The modeling process of dynamic systems using conventional approaches (analytical and experimental validation) begins by first establishing all the governing equations of all physical phenomena characterizing the system as a function of parameters and multiple variables; the numerical methods needed to solve these equations are then chosen based on assumptions, and sometimes, in the case of heat transfer, by adjusting correlations transfer coefficients available in the literature to obtain a better model in agreement with the experimental data. This exercise can sometimes be difficult and complex to realize (Mohanraj, Jayaraj et Muraleedharan, 2012). ANN therefore offers alternatives to these conventional methods of overcoming their limitations using approaches based on experimental data, and allows the extraction of nonlinear implicit relationships between the desired input-output variables that cannot be obtained by conventional methods (Esen et Inalli, 2009). The principle is very simple, and consists of a learning phase during which the various components of the network are evolving until the network has completed the desired task followed by the use phase, where the model is tested with new an input value. However, for the ANN to provide a reliable prediction model, data to be processed must be representative of the system (Kumar, Aggarwal et Sharma, 2013), hence the need to clearly define the problem and to elaborate the experimental process for collecting data.

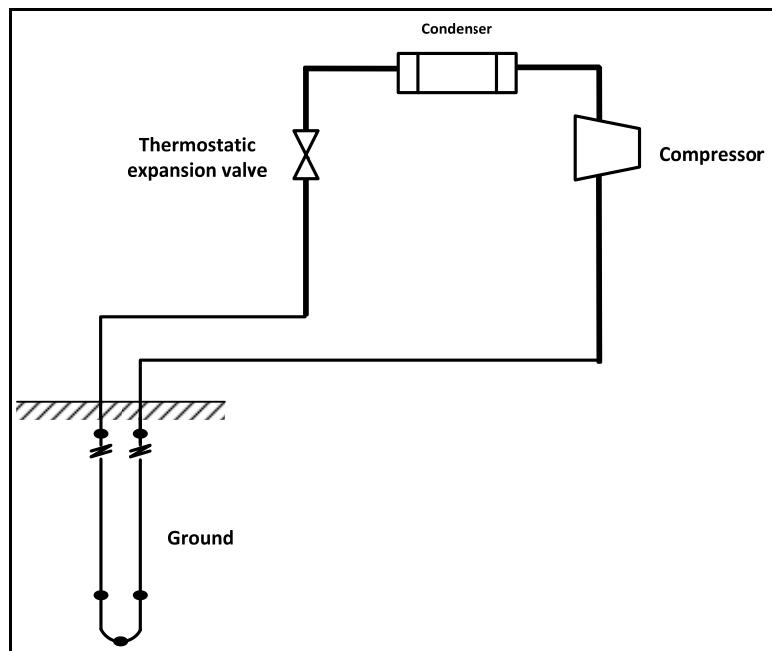
ANN works by distributing the values of variables in automata called neurons by analogy with human neurons. These units are organized in architecture: input layer - hidden layer - output layer connected to each other by connections with associated weights. The network output is calculated using a transfer function whose choice depends on the type of input variables used. When the inputs are positive, the function of the log-sigmoid transfer is used, and when data has negative values, the sigmoid tangent function is operated (Arcaklioğlu, Çavuşoğlu et Erişen, 2004; Mohanraj, Jayaraj et Muraleedharan, 2012).

The overall objective of the ANN is to find the best weight configuration of connections between neurons used to associate an appropriate output for each input configuration.

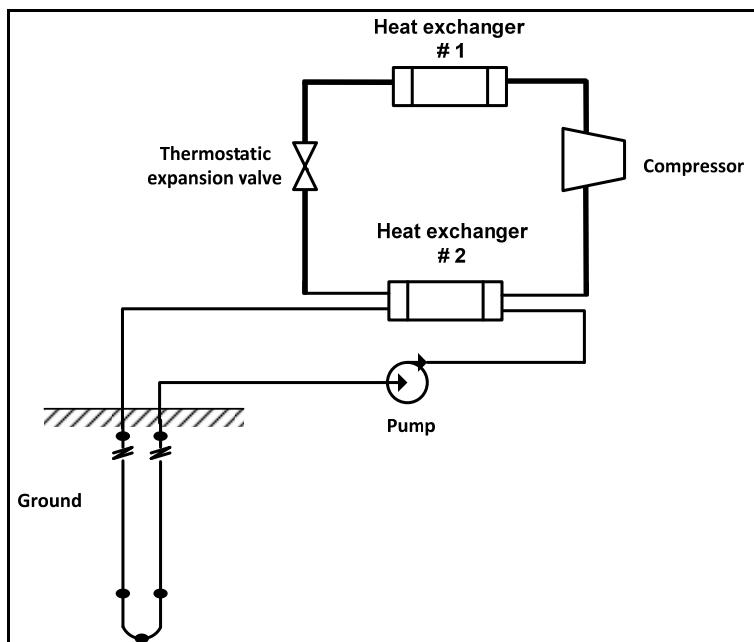
In the specific areas of refrigeration, air conditioning and heat pumps (RACHP), ANN is often used as follows:

- Modeling and prediction of vapor compression systems,
- Modeling of refrigeration system and heat pump components,
- Modeling and prediction of vapor absorption systems,
- Prediction of the properties of refrigerants,
- Control RACHP,
- Heating and air conditioning systems,
- Energy analysis of a building.

Most of the applications of ANN in RACHP and energy analysis are summarized by M. Mohanraj et al.(Mohanraj, Jayaraj et Muraleedharan, 2012) and R. Kumar et al.(Kumar, Aggarwal et Sharma, 2013). The different network architectures used are: multi-layer feed forward, radial biased function network, generalized regression neural network and adaptive neuro fuzzy systems. However, the most commonly used is the multi-layer feed forward network, with its popular learning back-propagation algorithm (BPA).



**Figure 3.1 Schematic of a direct expansion geothermal heat pump (DX)**



**Figure 3.2 Schematic of a traditional secondary loop geothermal heat pump**

In this study, we use an ANN model to predict the performance (heating capacity and compressor electrical consumption) of a particular type of geothermal heat pump (GHP) called a direct expansion (DX) heat pump (Figure 3.1). The geothermal heat pump has attracted renewed interest over the last decade because of the advantages it offers as compared to its secondary loop (SL) counterpart (Guo et al., 2012) (Figure 3.2). While geothermal secondary loop systems design methods and simulation tools are available in the literature (Capozza, De Carli et Zarrella, 2012; Energy, 2010; Kavanaugh et Rafferty, 1997b; Nagano, Katsura et Takeda, 2006), those of DX heat pumps are still only covered in experimental studies. The performance prediction of a thermal system is a prerequisite for its design, process optimization and control, which is why the ANN is recommended for estimating the performance of thermal systems in engineering applications (Esen et Inalli, 2009). In addition, there is a real energy savings potential in geothermal systems when a good control policy is provided for efficient use (Gang et Wang, 2013). For example, a mere 1 % improvement in the energy efficiency of these systems resulted in annual savings of millions of dollars nationwide (Teeter et Mo-Yuen, 1998), and our recent study shows that the direct expansion geothermal heat pump can provide 70 % energy savings as compared to electricity (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946). However, the first step in a process control is the identification and modeling of the system to predict its behavior. The work presented here is part of this, and therefore proposes an ANN model that can be used even online to simulate and develop appropriate control strategies for DX heat pump. Although there are few publications on the DX heat pump in the literature as compared to its secondary loop counterpart (Figure 3.1) over the past decade, some works on DX heat pumps systems have indeed been done. The list of research works summarized by (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946), as well as those on secondary loop systems, are listed by Esen and Inalli (Esen et Inalli, 2010).

### **3.4 Methodology**

#### **3.4.1 Using of the model**

The aim of this work is to model a DX heat pump capable of adapting DX heat pump operation to real building loads. Indeed, there is a potential for energy savings in GSHP when a good control is assured. (Gang et Wang, 2013). This ANN model will thus be integrated into the development of an Intelligent Building System (IBS) which uses a supervisor and a coordinator to set control strategies for local controllers (Hunt et al., 1992). More specifically, it can be integrated into simulation tools of DX heat pump systems as a model of behavior or to create a neural network loop to perform an adaptive control (Pierre, Fabrice et Lionel, 2001), and finally, as a reference model to adapt other DX heat pumps used in real time (Hunt et al., 1992), (Teeter et Mo-Yuen, 1998). In the latter case, it will be necessary to implement a real-time training algorithm based on the recursive least squares (RSL) method, and whose role is to adjust the weights of the reference model network. The details of this strategy of training algorithm can be found, for example, in the works of Teeter and Mo-Yuen (Teeter et Mo-Yuen, 1998), Guang-Bin et al. (Guang-Bin, Qin-Yu et Chee-Kheong, 2006) and Pierre et al.(Pierre, Fabrice et Lionel, 2001).

#### **3.4.2 Model inputs-output's selection**

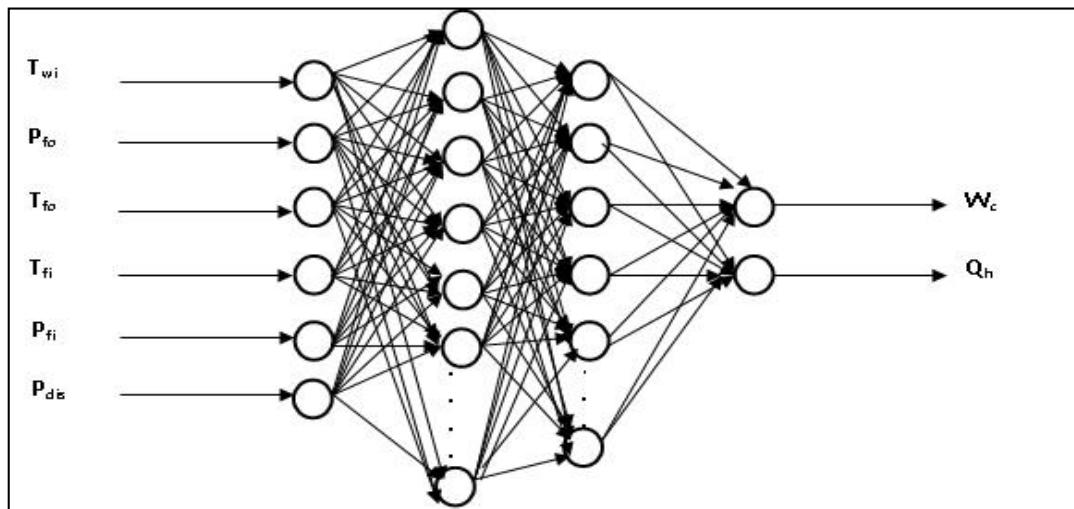
Insofar as the ANN model (Figure 3.3) will serve as a simulation tool for evaluating performance and as a behavior model for developing efficient control strategies for the DX heat pump system, the input variables chosen are those that can be measured online on the DX heat pump, and which have an influence on system performance. Thus the model input corresponds to the parameters that define the thermodynamic state of the DX heat pump.

The following inputs are selected:

- The temperature and pressure at the inlet of the DX geothermal evaporator ( $T_{fi}$ ,  $P_{fi}$ ).
- The temperature and pressure at the outlet of the DX geothermal evaporator ( $T_{fo}$ ,  $P_{fo}$ ).
- The inlet temperature of cooling water in the condenser ( $T_{wi}$ ).

- The discharge pressure ( $P_{dis}$ ).

The outputs studied are the  $Q_h$  (heating capacity) and  $W_c$  (compressor power consumption) of the DX heat pump. These two outputs characterize the performance of the heat pump to the extent that their report defines the coefficient of performance (COP).



**Figure 3.3 Diagram of ANN model**

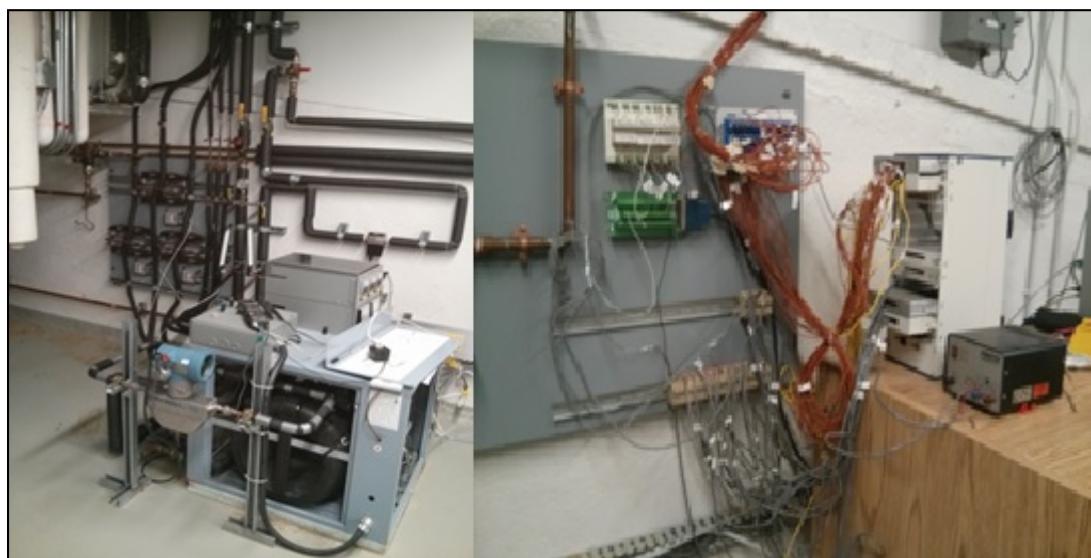
### 3.4.3 Methodology of data collection

The objective is to establish the most representative model of the DX heat pump in order to facilitate broader use. It is therefore important to vary the input parameters of the model within acceptable limits to provide reliable and representative data from the operation of the DX heat pump. Thus, four variables were modified throughout the tests:

- The length of geothermal loops (number of selected loops), by varying the length of the geothermal wells, the conditions of heat transfer between the grout and pipe (a reduction in length may decrease the heat extracted, for example) changed, and the input and output were therefore varied (Fannou et al., 2013b).

- The conditions of ground temperature by activation the loops which had same length but different loop schedule operation. Our experimental device, which consisted of three parallel geothermal loops installed in wells, could be activated separately. When two loops are selected (loops No. 1 and 2, for example), loop No. 3 is at rest, and so the soil temperature in the loop remains high, as compared to those of loops No. 1 and 2. When loops No. 2 and 3 are active following loops No. 1 and 2, many start conditions change relative to the latter operation period, which leads to a variation of inputs, and therefore, of the output variables.
- The flow rate of cooling water in the condenser. An increase in this flow rate causes an increase in the heating capacity and a decrease in the condensation pressure, leading to an increase in COP (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946). The signal for controlling the opening of the mixing valve (Belimo valve) is installed on the distribution circuit, which allows a variation of the inlet temperature of the cooling water; when this temperature rises, it leads to an increase in the condensation pressure, and consequently, to decreased performance.

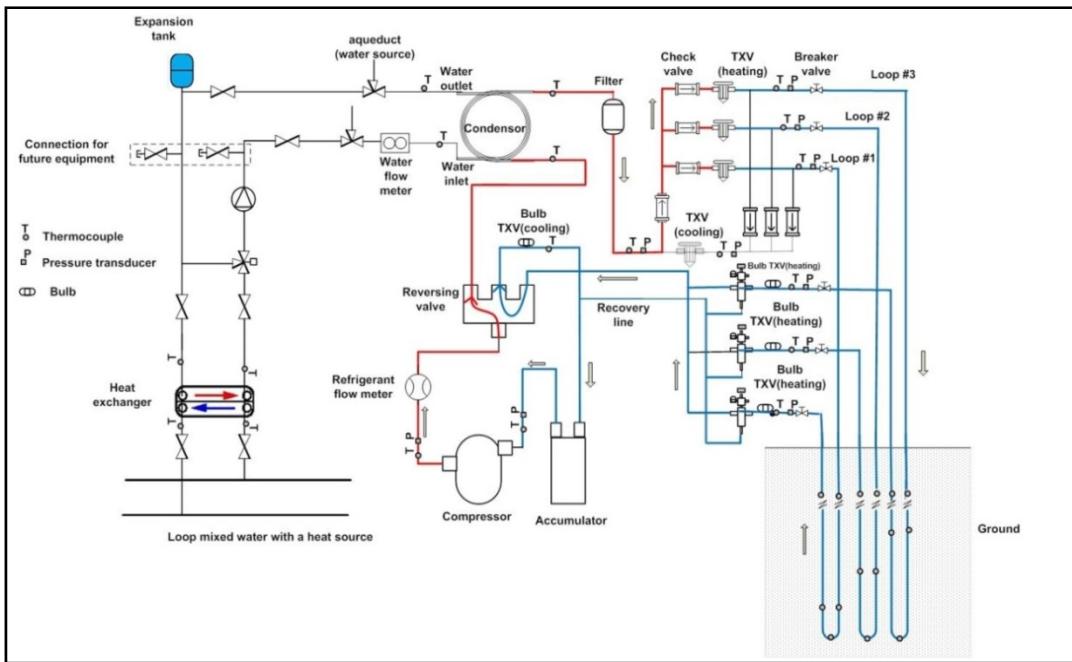
In all cases, a variation of one of these parameters results in a change in the thermodynamic state of the DX heat pump. The inputs and outputs are thus modified.



**Figure 3.4 Photos of DX GHP and data acquisition panel**

### 3.5 Experimental set up and results

The direct expansion geothermal heat pump used in this study is a model DXWG-45 unit by the Maritime Geothermal Company (Figure 3.4). The details concerning the components and operations of the device are contained in the experimental section of Fannou et al. article (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946). In this study, the DX heat pump is used only in heating mode (Figure 3.5).



**Figure 3.5 Schematic diagram of the experimental device in heating mode**

#### 3.5.1 Data Collection Procedure

According to Table 3.1, nine tests are carried out to establish the database according to the optimal design plan proposed by Taguchi (Gunes et al., 2011). This experimental strategy distinguishes this study from previous ones which only vary one parameter of the system to establish their database (Esen et Inalli, 2009). The database obtained thus includes all possible DX heat pump behaviors, and thus facilitates the portability of the resulting model. Table 2.2 shows the different tests performed during the winter of 2010 and 2014. Each test

took about 20-30 hours. In addition, two special types of tests were conducted and added to the database: i) a continuous operation of the heat pump with two active loops by changing the opening of the Belimo valve (Test No. 10), ii) a sequence of continuous operation of the pump with the change of the number of loops as shown in Figure 3.6 (Test No. 11). Table 3.3 shows the time sequences. It should be noted that the correctly calibrated temperature sensors and pressure installed in the circuit provide the measurements at different points of the circuit (see Figure 3.5). Data acquisition and recording are managed in the Labview software environment.

Tableau 3.1 Variables and set points

Variable	Set point		
Flow rate ( $\text{kg s}^{-1}$ )	0.19	0.32	0.44
Valve opening (%)	0	40	70
Number of DX GHE selected	1	2	3

Tableau 3.2 Test planning in heating mode

Test No.	Opening of the valve (%)	$\dot{m}_w$	Ns	DX GHE selected
1	0	0.19	1	Loop # 1
2	0	0.32	2	Loop # 1 & Loop # 2
3	0	0.44	3	Loop # 1 & Loop # 2 & Loop # 3
4	40	0.19	2	Loop # 2 & Loop # 3
5	40	0.32	3	Loop # 1 & Loop # 2 & Loop # 3
6	40	0.44	1	Loop # 2
7	70	0.19	3	Loop # 1 & Loop # 2 & Loop # 3
8	70	0.32	1	Loop # 3
9	70	0.44	2	Loop # 1 & Loop # 3
10	Variable	0.44	2	Loop # 1 & Loop # 3
11	0	0.44	Variable	Variable

### 3.5.2 Data reduction and experimental results

#### 3.5.2.1 Data reduction

The coefficient of performance and heating capacity are calculated as follows:

$$Q_h = \dot{m}_w C_p w (T_{wo} - T_{wi}) \quad (3.1)$$

$$COP = \frac{Q_h}{W_C} \quad (3.2)$$

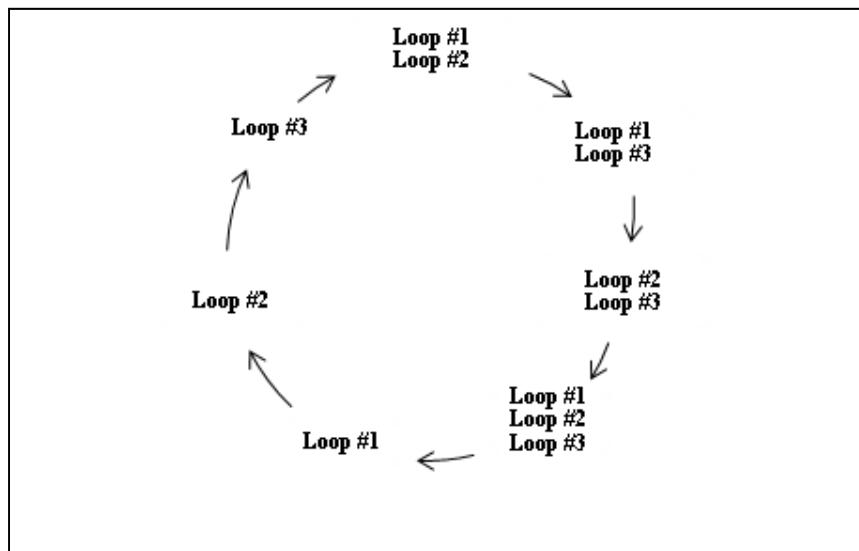


Figure 3.6 Loop sequence diagram

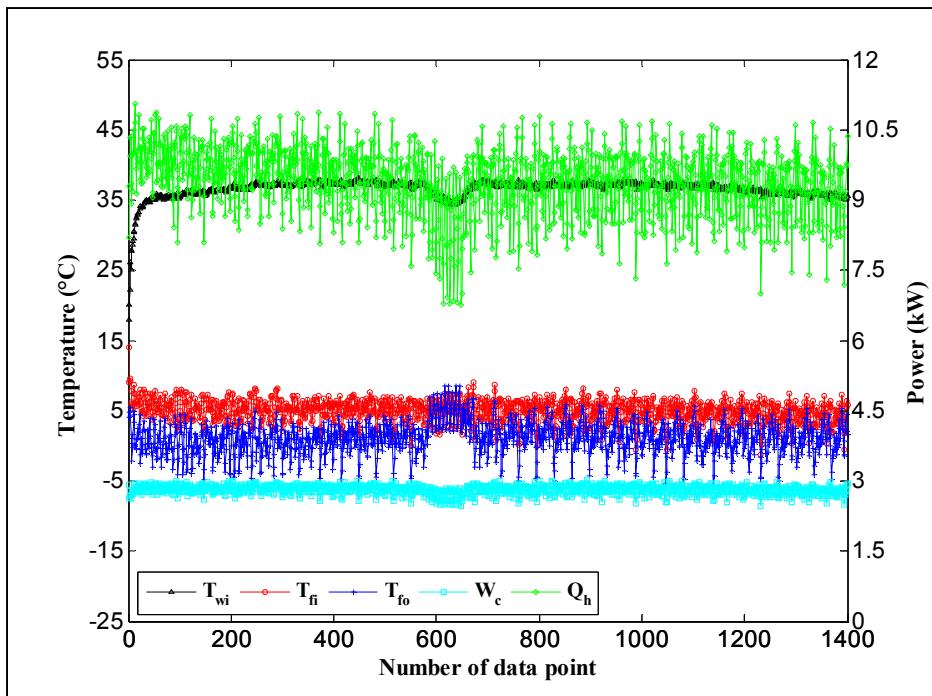
Tableau 3.3 Operation time sequence

Sequence	$t_i$	$t_f$
Loops #1 & 2	0	132
Loops #1 & 3	132	258
Loops #2 & 3	258	379
Loops #1, 2 & 3	379	1246
Loop #1	1246	1358
Loop #2	1358	1439
Loop #3	1439	1577

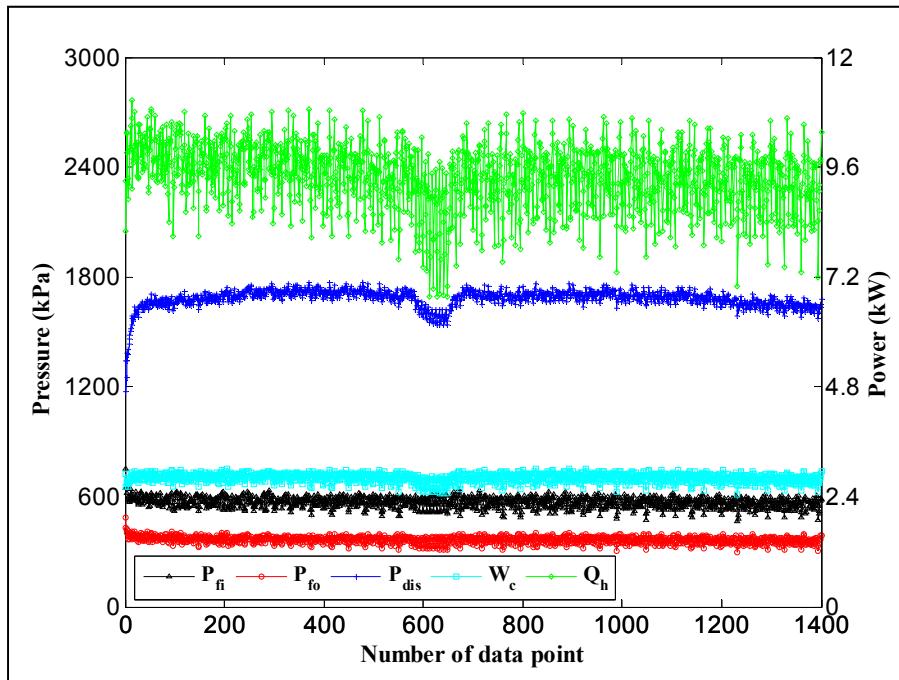
### 3.5.2.2 Experimental result and discussion

The database obtained by performing tests numbered from 1 to 11 was very large ( $19,995 \times 6$  points for input and  $19,995 \times 2$  points for output). That is why we chose to present only the results of Tests Nos. 3, 6, 10 and 11 as an indication, and later specify the range of inputs and outputs that defined the experimental domain of this study. Moreover, for each test, the average number of points was about 1817. Further, to make the figures readable, we chose to present some of the experimental data.

Figures 3.7 and 3.8 show part of the experimental data of the Test No. 3 (Table 2.2), in which the Belimo valve opening is set at 0 %, the cooling water flow rate is  $0.44 \text{ kgs}^{-1}$  and the three geothermal loops are in operation. Figure 3.7 shows the variations of inputs (temperature) and outputs and Figure 3.8 presents changes in inputs (pressure) and the outputs for the various operating points of the DX heat pump. For the test set, the temperature of the cooling water in the condenser inlet is between  $16.6^\circ\text{C}$  and  $38.2^\circ\text{C}$ , and the pressure and temperature of the refrigerant at the inlet of the geothermal evaporator are between 459 kPa and 752 kPa,  $-1.5^\circ\text{C}$  and  $14.1^\circ\text{C}$ , respectively. The pressure and temperature of the refrigerant at the outlet of the geothermal evaporator are between 286 kPa and 487 kPa,  $-6.4^\circ\text{C}$  and  $8.6^\circ\text{C}$  respectively. The discharge pressure of the compressor is between 1141 kPa and 1771 kPa. The  $W_C$  and  $Q_H$  are between 2.35 kW and 3.02 kW, 6.3 kW and 12 kW, respectively.

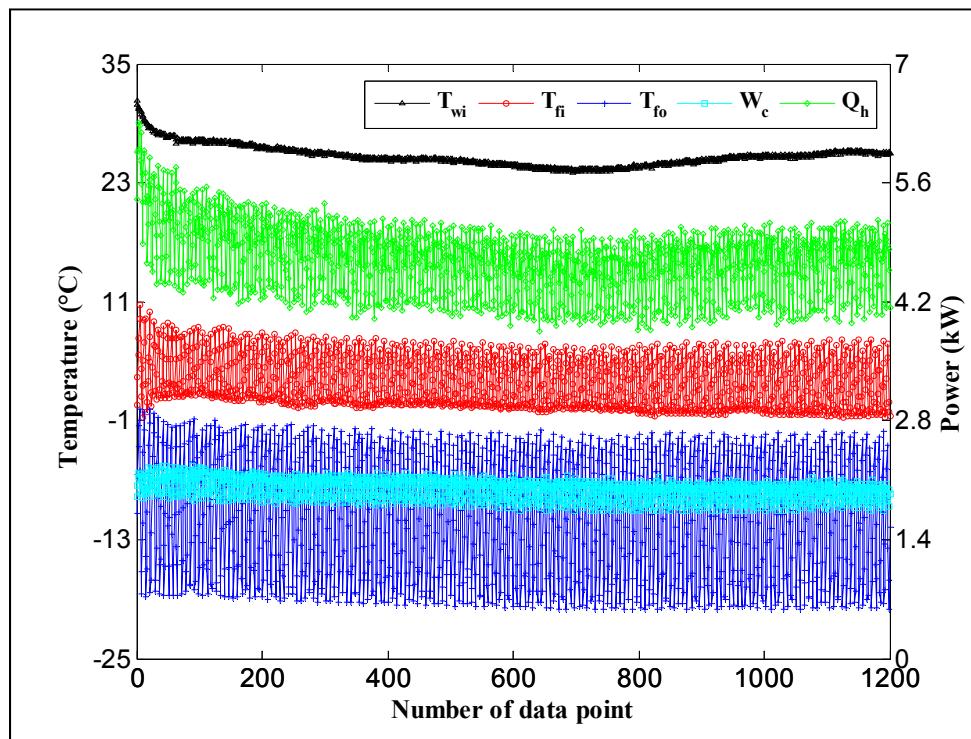


**Figure 3.7 Variations of input (temperature) and output for Test No. 3**

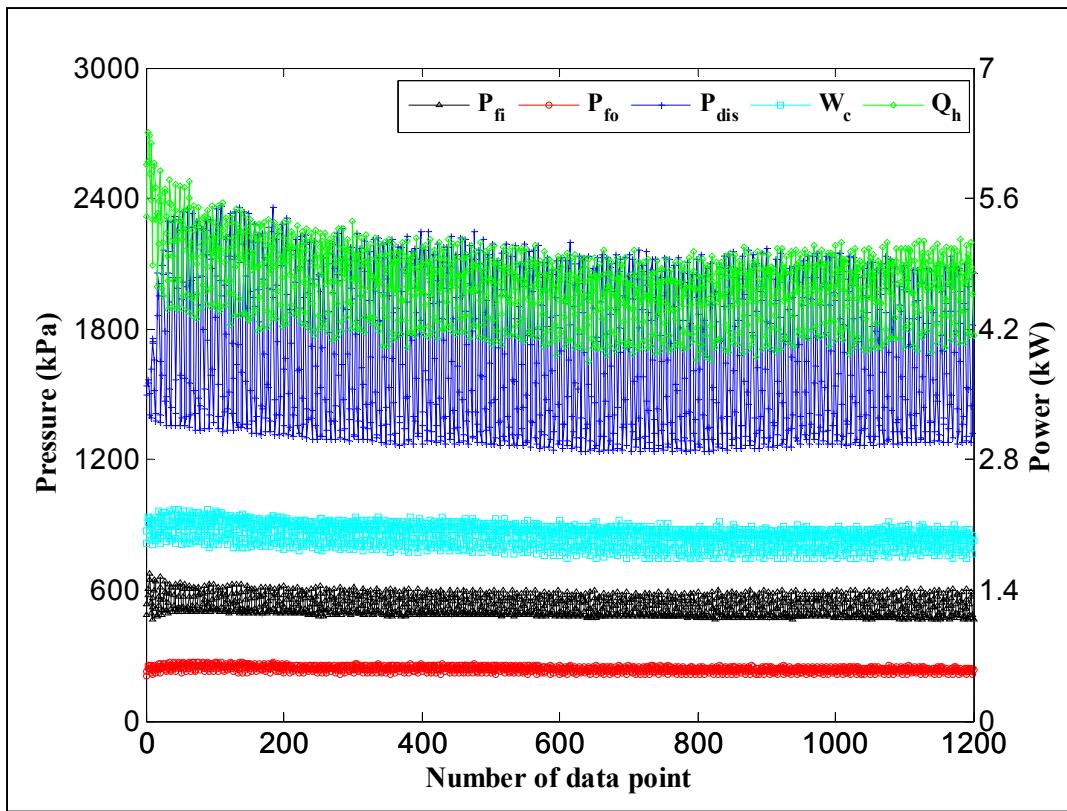


**Figure 3.8 Variations of input (pressure) and output for Test No. 3**

Figures 3.9 and 3.10 show part of the experimental data of Test No. 6 (Table 2.2), in which the Belimo valve opening is set at 40%, the cooling water flow rate is  $0.44 \text{ kgs}^{-1}$  and one loop is selected (loop No. 1). Figure 3.9 shows the variations of inputs (temperature) and outputs and Figure 3.10 presents changes in inputs (pressure) and outputs for the different operating points of the DX heat pump. For the test set, the temperature of the cooling water to the condenser inlet is set between  $24^\circ\text{C}$  and  $31.3^\circ\text{C}$ , and the pressure and temperature of the refrigerant at the inlet of the geothermal evaporator is between 466 kPa and 674 kPa, and  $-1^\circ\text{C}$  and  $10.6^\circ\text{C}$  respectively. The pressure and temperature of the refrigerant at the outlet of the geothermal evaporator are between 208 kPa and 271 kPa, and  $-20.1^\circ\text{C}$  and  $1^\circ\text{C}$ , respectively. The discharge pressure of the compressor is between 1227 kPa and 2364 kPa, and the  $W_c$  and  $Q_h$  are between 1.72 kW and 2.26 kW, 3.7 kW and 6.3 kW, respectively.

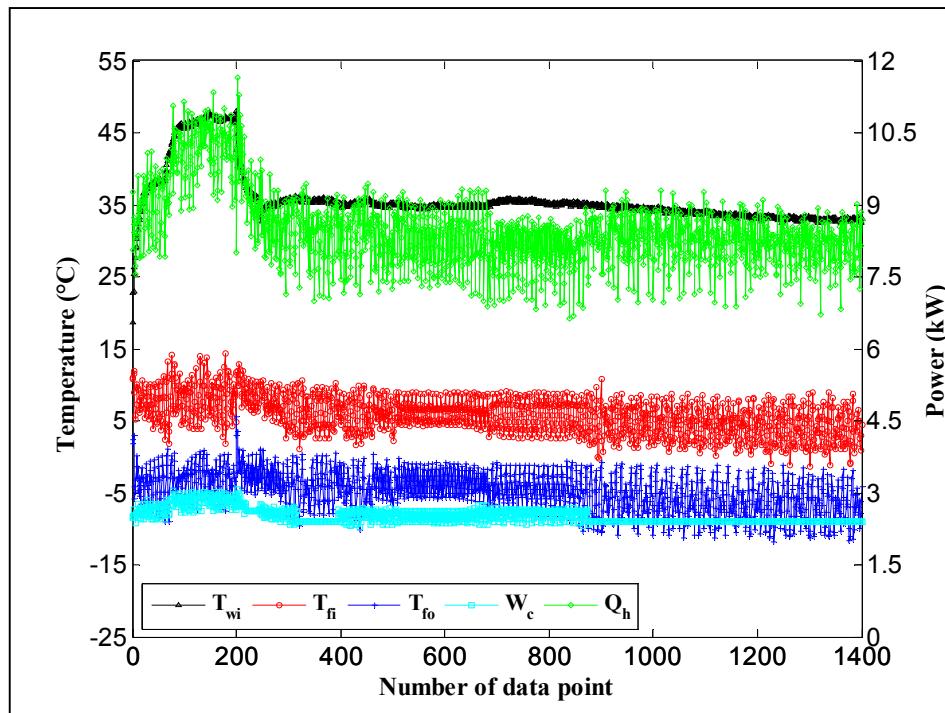


**Figure 3.9 Variations of input (temperature) and output for Test No. 6**

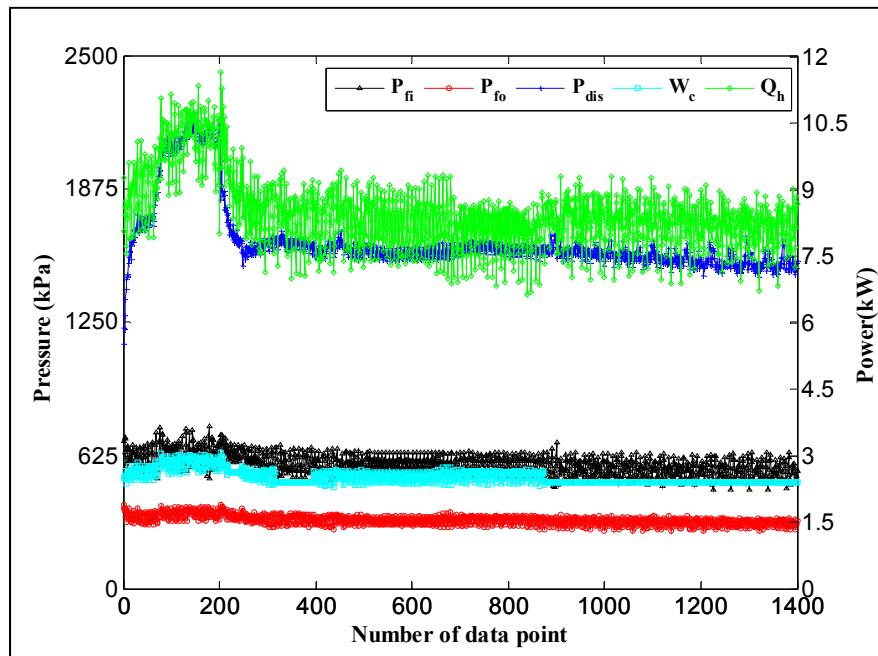


**Figure 3.10 Variations of input (pressure) and output for Test No. 6**

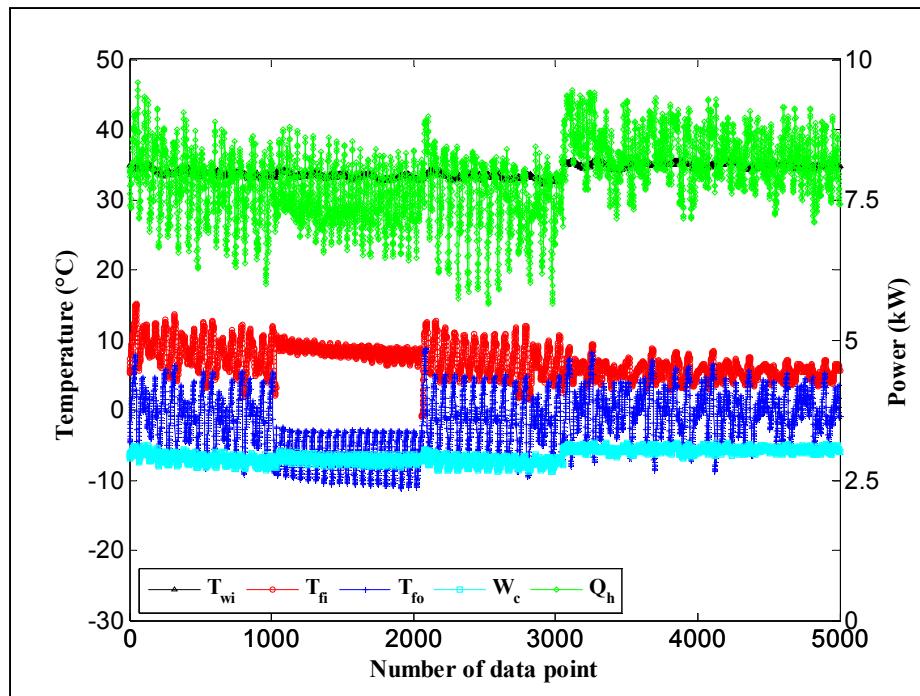
Figures 3.11 and 3.12 show part of the experimental data of Test No. 10, for which the valve opening varies by 13 %, 25 %, 50 % and 70 %, continuously. This is Test No. 9 (Table 2), where the opening of the valve has been varied in order to obtain a greater cooling water inlet temperature range. Figure 3.11 shows the variations of inputs (temperature) and outputs and Figure 3.12 presents changes in inputs (pressure) and outputs for the various operating points of the DX heat pump. For the test set, the temperature of the cooling water at the condenser inlet is between 18.7 °C and 48 °C, and the pressure and temperature of the refrigerant at the inlet of the geothermal evaporator are between 462 kPa and 760 kPa, -1.3 °C and 14.4 °C, respectively. The pressure and temperature of the refrigerant at the outlet of the geothermal evaporator are between 270 kPa and 396 kPa, -11.7 °C and 5.6 °C, respectively. The discharge pressure of the compressor is between 1145 kPa and 2236 kPa. The  $W_c$  and  $Q_h$  are between 2.23 kW and 3.06 kW, 6.6 kW and 11.6 kW, respectively.



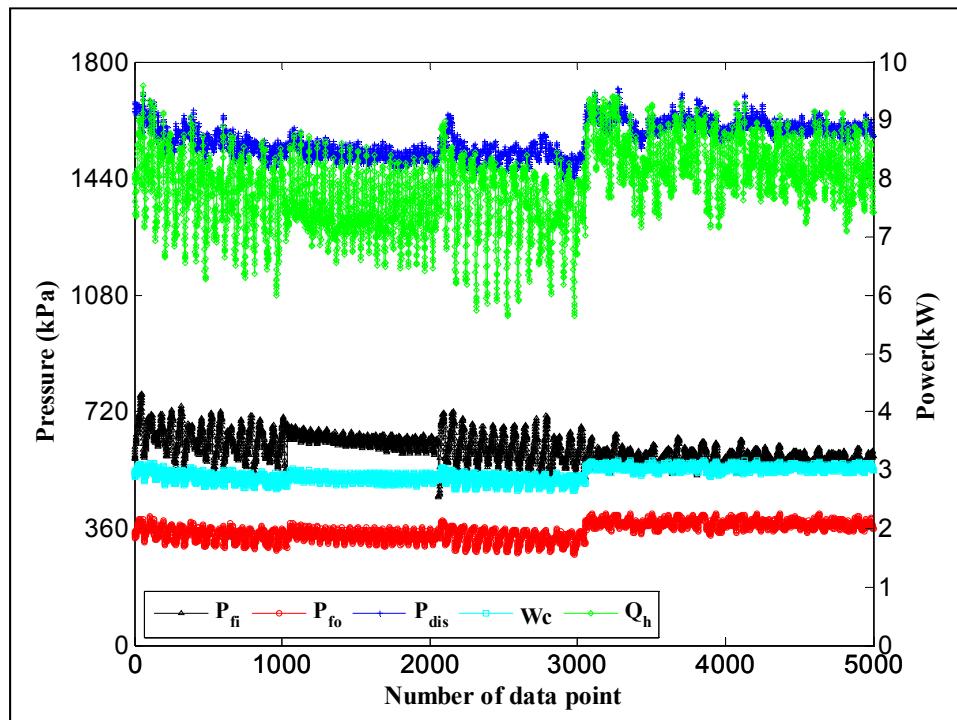
**Figure 3.11 Variations of input (temperature) and output for Test No. 10**



**Figure 3.12 Variations of input (pressure) and output for Test No. 10**



**Figure 3.13 Variations of input (temperature) and output for Test No. 11**



**Figure 3.14 Variations of input (pressure) and output for Test No. 11**

Figures 3.13 and 3.14 show part of the experimental data of Test No. 11 for which the Belimo valve opening is set at 0%, the cooling water flow rate is  $0.44 \text{ kgs}^{-1}$  and with an activation sequence of geothermal loops shown in Figure 6. The duration of each sequence is shown in Table 3.3. This test is particularly important as it provides the performance of the DX heat pump in continuous operation, depending on the number of loops activated. These data are very useful in the control process and optimization because they allow the adaptation of the DX heat pump operations, depending on the heat demand.

Figure 3.13 shows the variations of inputs (temperature) and outputs and Figure 3.14 presents changes in inputs (pressure) as a function of the outputs for the various operating points of the DX heat pump. For the test set, the temperature of the cooling water to the condenser inlet is between  $29.1^\circ\text{C}$  and  $35.8^\circ\text{C}$ , and the pressure and temperature of the refrigerant at the inlet of the geothermal evaporator are between 457 kPa and 775 kPa,  $-1^\circ\text{C}$  and  $15^\circ\text{C}$ , respectively. The pressure and temperature of the refrigerant at the outlet of the geothermal evaporator are between 218 kPa and 407 kPa,  $-19.4^\circ\text{C}$  and  $8.7^\circ\text{C}$ , respectively. The discharge pressure of the compressor is between 1330 kPa and 2459 kPa. The  $W_c$  and  $Q_h$  are between 2.32 kW and 3.17 kW, 3.7 kW and 9.6 kW, respectively. Finally, Figure 15 shows the overall results of the DX heat pump in heating mode and Figure 3.16 shows the mean average values of the coefficient of performance, power consumed by the compressor and heating capacity versus the loop sequence for this test.

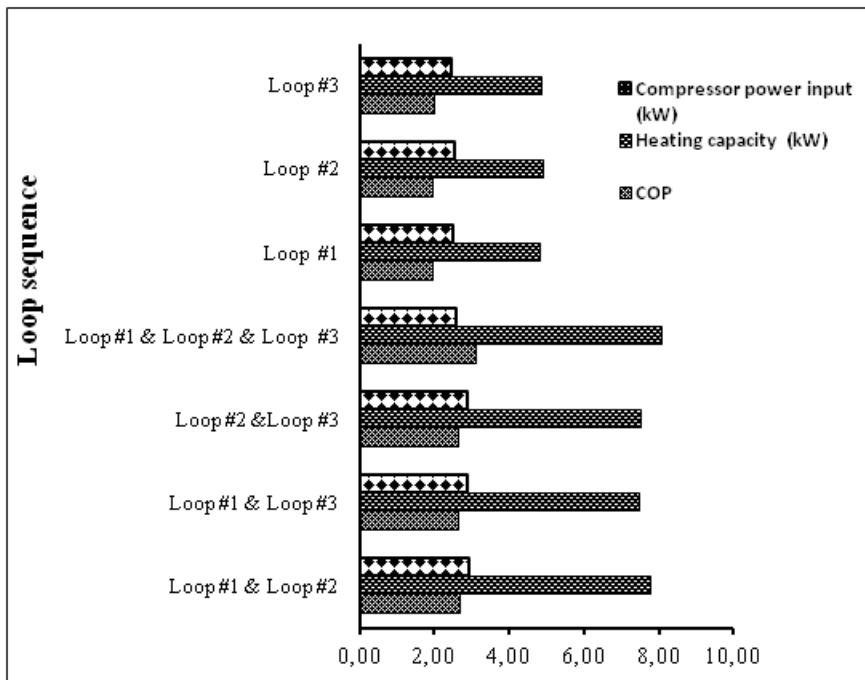
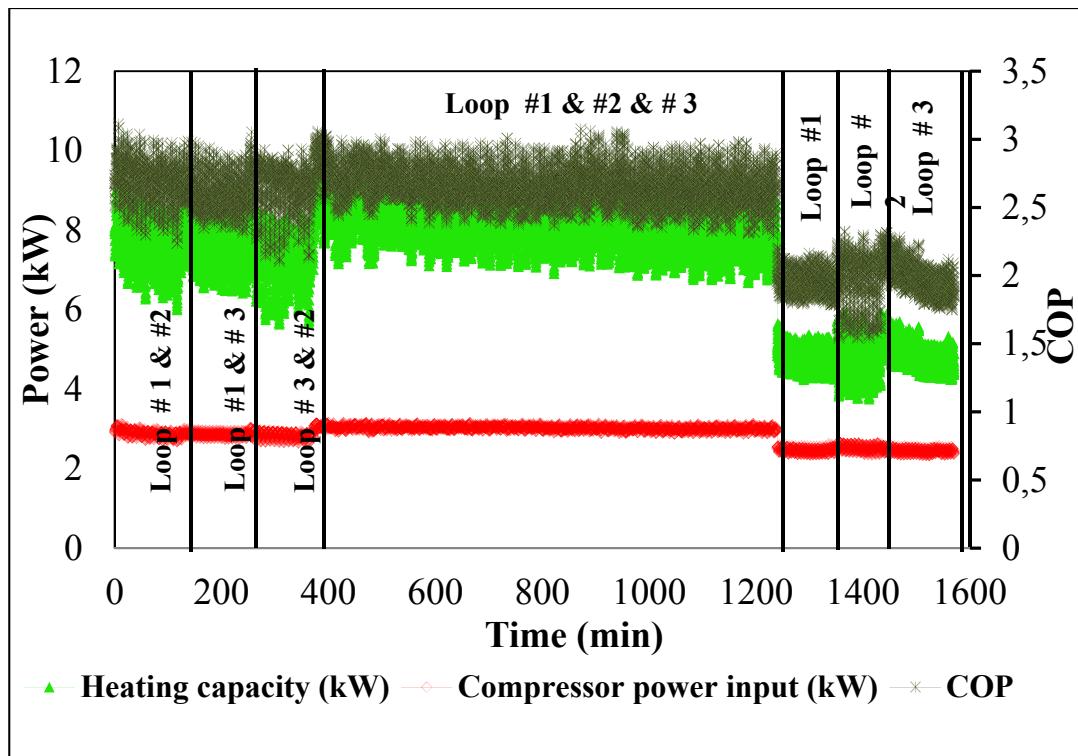


Figure 3.16 Average  $Q_h$ ,  $W_c$  and COP versus with loop-activated (Test No. 11)

According to Figure 3.16, the averages of the heating capacity, power consumed by the compressor and coefficient of performance are respectively around 7.58 kW, 2.87 kW and 2.65 for the two-active-loop sequences, around 8.07 kW, 2.59 kW and 3.12 for three-active-loop sequences, and 4.86 kW, 2.48 kW and 1.96 for the sequences with only one active loop. As can be seen in Figure 3.16, the best system performance is achieved when two or three loops are active.

Finally, for the database resulting from eleven tests and that is used to build the ANN model for DX heat pump, Table 3.4 shows the range of inputs and outputs.

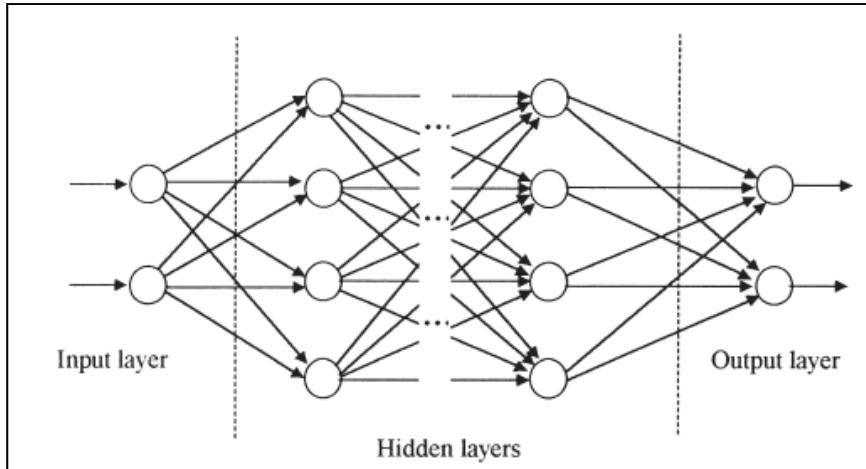
These data can help in adapting the activation of control of loops, depending on the heating load, and finally they allow the optimization of the DX heat pump used for best efficiency.

Tableau 3.4 Range of inputs/outputs

	<b>Minimum</b>	<b>Maximum</b>
$T_{wi}$	16.6	53.3
$P_{fi}$	457	1926
$T_{fi}$	-1.5	19.2
$P_{fo}$	208	487
$T_{fo}$	-20.1	8.7
$P_{dis}$	1141	2459
$W_c$	1.72	3.17
$Q_h$	3.7	12.3

### 3.6 Modeling of DX heat pump using ANN

The database obtained from the experimental strategy described in paragraph 3.1 was used to establish the ANN model of the DX heat pump. Outputs are the coefficient of performance and heating capacity in heating mode. This prediction is important in the optimization, design, integration and control of the thermal system for a long-term use process.

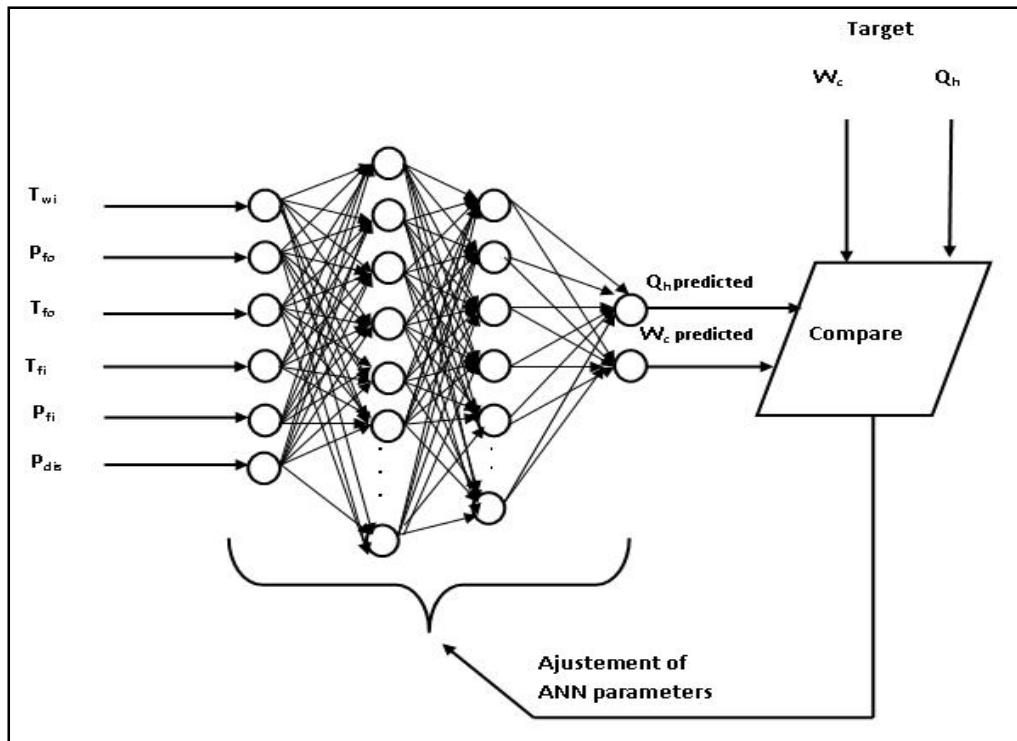


**Figure 3.17 Schematic diagram of a multi-layer feed forward neural network**

Although the literature contains several network architectures of artificial neurons, the most used network, which is adopted in this study, is the multi-layer feed-forward network shown schematically in Figure 3.17. No standard rule exists for choosing the number of hidden layers, or the number of neurons it contains. Usually, the latter are obtained by training. In this study, a single hidden layer was adopted. The back-propagation learning algorithm was used with its variants: the Levenberg-Marquardt (LM), scaled conjugate gradient (SCG), Pola-Ribiere conjugate gradient (CGP) and quasi-Newton back propagation (BFG) algorithms were each tested with a variable neuron number in a hidden layer to choose the most suitable. Because data entries contain negative values, the tangent sigmoid transfer function whose expression is shown below (Eq. 3.3) was chosen.

$$f(z) = \frac{(1 - e^{-2z})}{(1 + e^{-2z})} \quad (3.3)$$

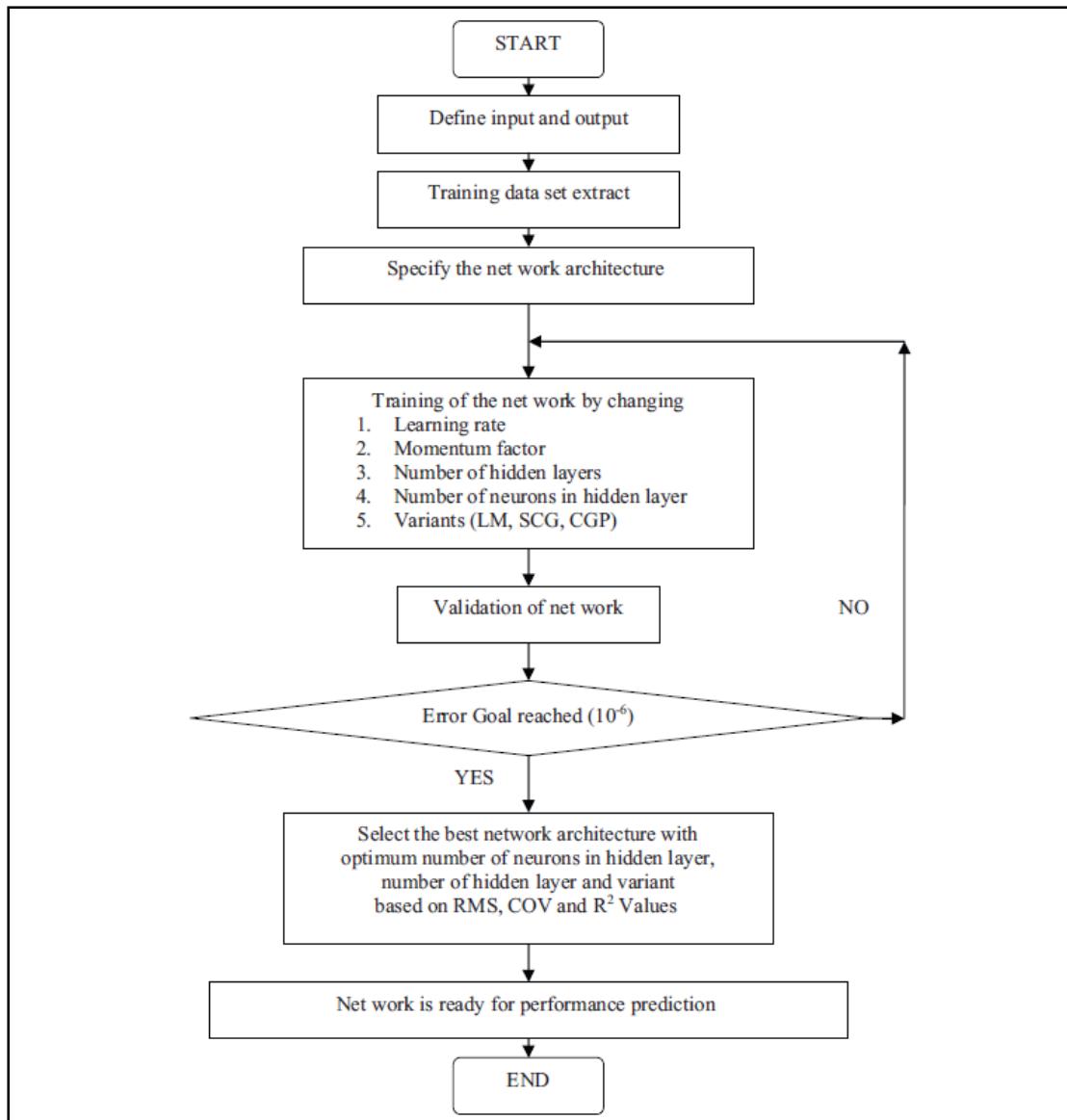
$z$  is the weighted sum of the input.



**Figure 3.18 Training ANN architecture for DX heat pump**

The input and output were normalized in the [-1, 1] range. 70 % (13,996 data) of data were used for the training and 30 % (5999 data) were used to test the model according to the recommendations of M. Mohanraj et al. (Mohanraj, Jayaraj et Muraleedharan, 2012). The input variables and output are arranged in an overall architecture shown in Figure 3.18. The simulation and processing methodology used throughout this modeling are shown in Figure 3.19.

Two programs (one for training and one for testing) were run in the Matlab software environment in conducting this study. The training program includes a random data mix module to prevent the network from learning how the database was established.



**Figure 3.19 Flow chart of ANN training process**

To choose the best architecture that fits into our study, statistical performance calculations were carried out. Three statistical parameters were used to assess the performance of each algorithm: the root-mean square (RMS), the coefficient of multiple determinations ( $R^2$ ) and the coefficient of variation (COV), presented by Equations. 3.4 to 3.6 (Mohanraj, Jayaraj et Muraleedharan, 2012).

$$RMS = \left( \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{x})^2}{n} \right)^{1/2} \quad (3.4)$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{x})^2}{\sum_{i=1}^n x_i^2} \quad (3.5)$$

$$COV = 100 \frac{RMS}{|\bar{x}|} \quad (3.6)$$

n is the number of test patterns in the test data set

$y_i$  is the value predicted by ANN model

$x_i$  is the measured value of one data point i

$\bar{x}$  is the mean for all measured data points

The best architecture is one that offers minimum RMS and COV but the highest value of  $R^2$ .

### 3.7 ANN Results and discussion

The inputs and outputs of the DX heat pump model are presented in preceding chapter. Given the large number of data sets to be processed, we set out to model the DX heat pump with a number of neurons in the hidden layer less than 30, while respecting the model performance criteria; i.e., to obtain a greater coefficient of correlation and have the RMS and COV be as small as possible. Thus, to select the number of neurons in the hidden layer and the best algorithm during the learning phase, simulations were conducted for a number of neurons between 6 and 30. 6 is the number of inputs, and represent the minimum value in the hidden layer used in this study.

Tableau 3.5 Training performance  
versus number in hidden layer for LM

<b>N<sub>n</sub></b>	<b>LM</b>					
	<b>W<sub>c</sub></b>			<b>Q<sub>h</sub></b>		
<b>R<sup>2</sup></b>	<b>RMS</b>	<b>COV</b>	<b>R<sup>2</sup></b>	<b>RMS</b>	<b>COV</b>	
6	0.9992	0.0784	2.8468	0.9988	0.2878	3.8219
8	0.9991	0.0853	3.0966	0.9989	0.2737	3.6355
10	0.9992	0.0766	2.7797	0.9991	0.2503	3.3239
12	0.9989	0.0932	3.3824	0.9986	0.3034	4.0288
14	0.9994	0.0662	2.4044	0.9991	0.2399	3.1861
16	0.9994	0.0700	2.5428	0.9991	0.2499	3.3184
18	0.9994	0.0655	2.3794	0.9992	0.2341	3.1090
20	0.9994	0.0659	2.3928	0.9992	0.2306	3.0627
22	0.9994	0.0664	2.4119	0.9992	0.2345	3.1145
24	0.9994	0.0671	2.4365	0.9991	0.2393	3.1777
26	0.9993	0.0732	2.6572	0.9991	0.2460	3.2673
28	0.9995	0.0620	2.2513	0.9993	0.2157	2.8648
30	0.9991	0.0826	2.9969	0.9983	0.3342	4.4388

Table 3.5 shows the variations in performance parameters of the model during the training phase using the LM algorithms. In accordance with the performance criteria, we can deduce for the two outputs studied, the highest value of  $R^2$ , and the smallest values of RMS and COV are obtained for the number of neurons in the hidden layer equal to 28. In this case, the coefficient of determination reaches 0.9995 for  $W_c$  and 0.9993 for  $Q_h$  with RMS of about 0.0620 and COV of about 2.2513 for  $W_c$  and RMS of about 0.2157 and COV of about 2.8648 for  $Q_h$ .

By proceeding in a similar manner on for the other three algorithms, Table 3.6 summarizes the best values of the number of neurons in the hidden layer, the parameter values of performance and the calculation time associated with each of the algorithms.

Tableau 3.6 Best number in hidden layer  
and and performance coefficients

		<b>LM</b>	<b>CGP</b>	<b>SCG</b>	<b>BFG</b>
BNHL	28	30	24	28	
	$t_s$	78	79	109	91
$W_c$	$R^2$	0.9995	0.9984	0.9986	0.9992
	RMS	0.0620	0.1105	0.1010	0.0778
	COV	2.2513	4.0123	3.6685	2.8214
$Q_h$	$R^2$	0.9993	0.9981	0.9982	0.9987
	RMS	0.2157	0.3582	0.3450	0.2886
	COV	2.8648	4.7593	4.5783	3.8278

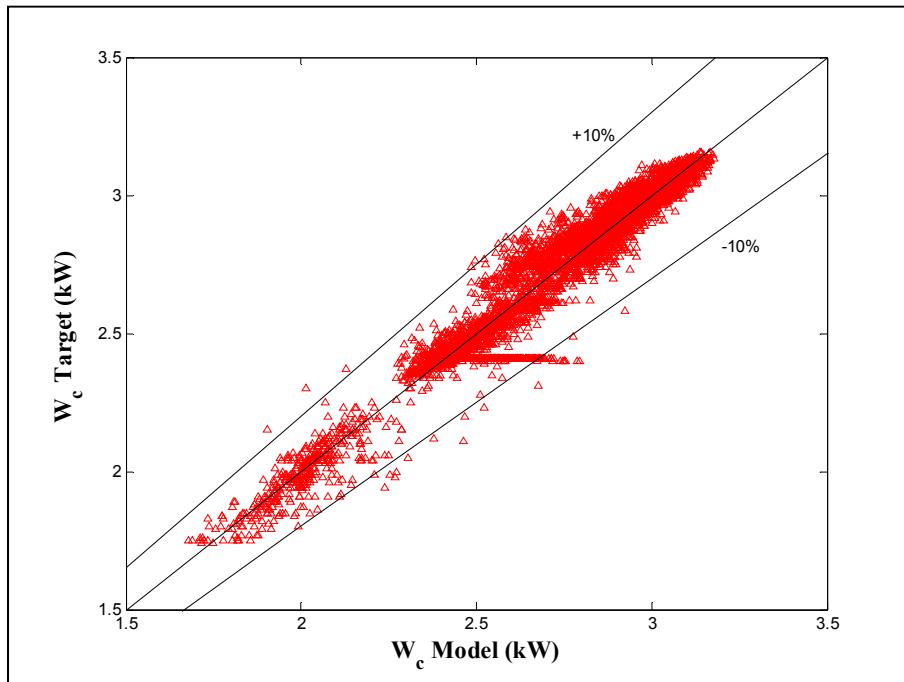
According to Table 3.6, LM appears to be the best training algorithm because the ( $R^2$ , RMS COV) obtained are the best compared to other algorithms used in this study, followed by the BFG algorithm, SCG, and finally, the CGP algorithm. LM with 28 neurons in its hidden layer offers the smallest time calculation versus the other three algorithm calculations, thus making it the fastest. The CGP algorithm also appears to be quite fast, but the RMS and COV are higher. All in all, it is concluded that among the four algorithms tested in this study, LM with 28 (LM28) neurons in the hidden layer, is the first algorithm that models the data of the DX heat pump. The second best algorithm is the BFG with the same number of neurons in the hidden layer (BFG28).

Tableau 3.7 Best algorithms performance

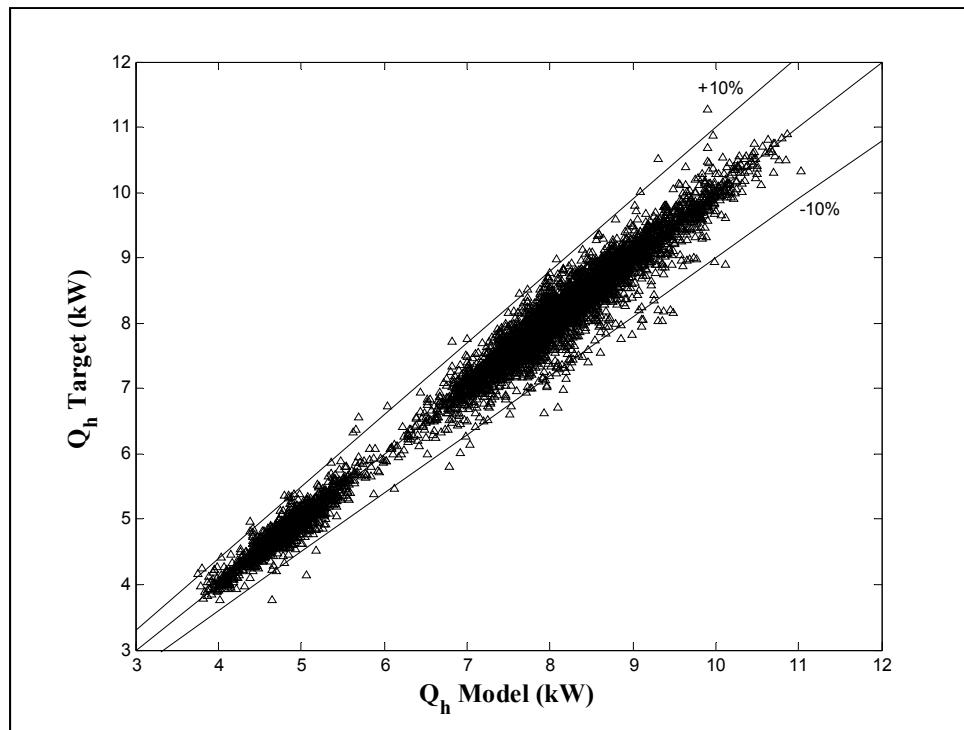
		<b>LM28</b>	<b>BFG28</b>
$W_c$	$R^2$	0.9994	0.9991
	RMS	0.0676	0.0864
	COV	2.4520	2.9257
$Q_h$	$R^2$	0.9989	0.9986
	RMS	0.2590	0.3009
	COV	3.4118	3.9795

Table 3.7 shows the results of validation tests for remaining data (5999, 30%) for the two best algorithms identified in this study. The test shows that LM28 is still the best algorithm,

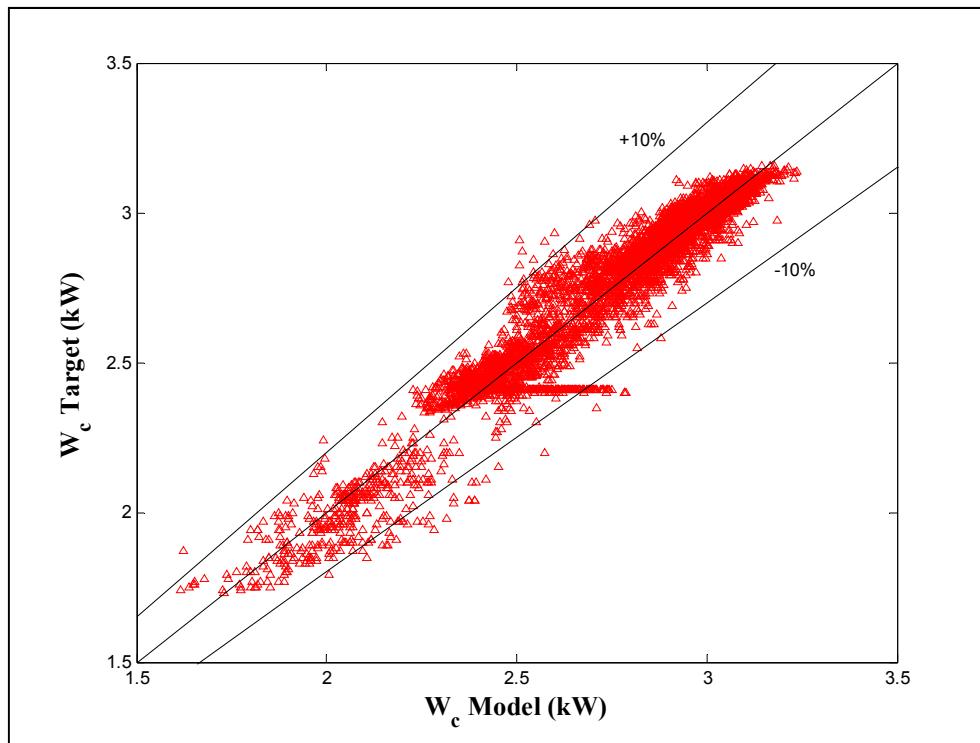
and it will be retained for the modeling of the DX heat pump and for our future works on the DX heat pump presented in this study. The relatively low values of COV (2.45 for the  $W_C$  and 3.41 for  $Q_H$ ) and RMS (0.07 for  $W_C$  and 0.26 for  $Q_H$ ) therefore reflect small residuals compared to the values predicted by the model and suggests a good model fit. This is confirmed by the relatively high values of the coefficients of multiple determinations obtained (0.9994 for  $W_C$  and 0.9989 for  $Q_H$ ). Figures 3.20 to 3.23 shows the results of validation carried out with LM28 and BFG28.



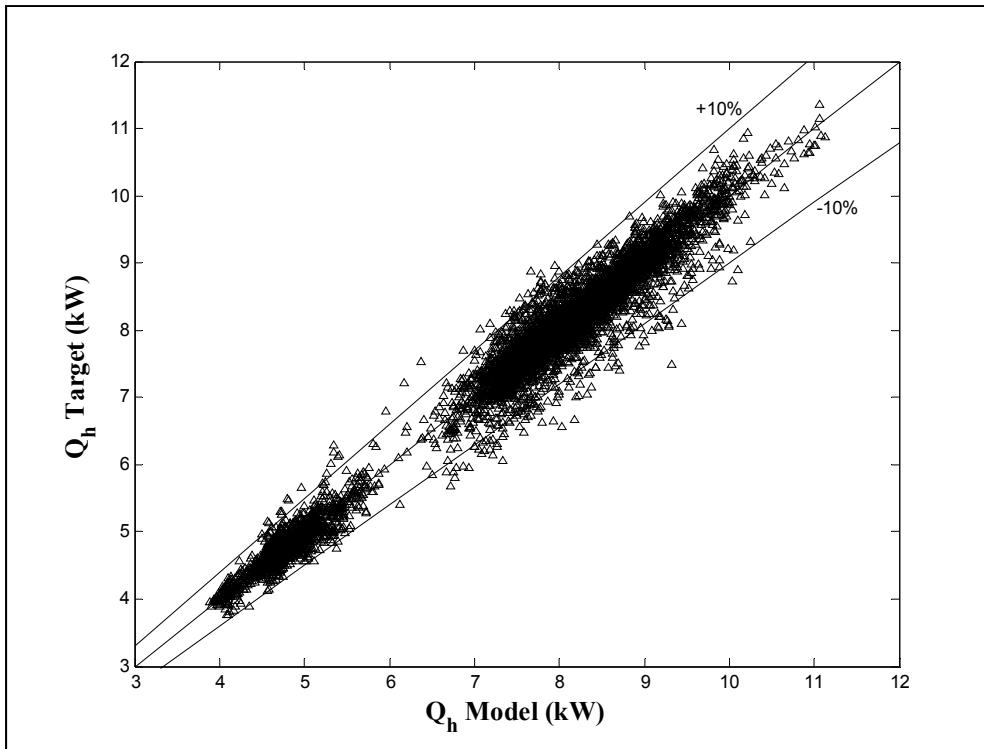
**Figure 3.20 Model validation with LM28 for  $W_C$**



**Figure 3.21** Model validation with LM28 for  $Q_h$



**Figure 3.22** Model validation with BFG28 for  $W_c$



**Figure 3.23 Model validation with BFG28 for Q<sub>h</sub>**

As can be seen from these figures, the predicted values appear approximated well the experimental values. LM28 provided the best results.

### 3.8 Conclusion

The objective of this study was to predict the performances (compressor power consumption and heating capacity) of a DX geothermal heat pump using artificial neural networks. At the end of this investigation, it can be summarized that:

- The work has highlighted an experimental strategy for data collection which has served to establish an ANN model of the DX heat pump. The data obtained can also be used to control and adapt the activation geothermal loops, depending on heat demand, for a more efficient use.

- The input of the ANN model takes into account the thermodynamic parameters that influence the performance of the DX heat pump: cooling water inlet temperature, the temperature and pressure at the inlet/outlet of the geothermal evaporator and the discharge pressure.
- Among the four cases of the algorithms tested in the modeling process, the LM with 28 neurons appears to be the best and fastest despite the large number of data to be processed. This prediction model obtained is very satisfactory (the coefficients of multiple determinations has an average of about 0.9991, with an average RMS of 0.16330, and an average COV of 2.9319) for the two outputs, and therefore proves that ANN is a good alternative approach in modeling complex systems.

This interesting study on both the experimental and modeling is one of the references in the field of DX heat pumps and will help readers build their own work.

Future work will focus on the implementation of the best strategies to control the DX heat pump operations using the behavioral model presented in this study and thus contribute to its valuation.



## CHAPITRE 4

### ARTICLE#3: A COMPARATIVE PERFORMANCE STUDY OF A DIRECT EXPANSION GEOTHERMAL EVAPORATOR USING R410A, AND R407C AS REFRIGERANTS ALTERNATIVES TO R22

Jean-Louis Comlan Fannou<sup>1</sup>, Clément Rousseau<sup>1</sup>, Louis Lamarche<sup>2</sup>, Kajl Stanislaw<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Ph.D. Student, Mechanical Engineering

<sup>2</sup> Professors, Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering, École de Technologie Supérieure,  
Montréal, QC, Canada

Article soumis pour publication dans le journal Applied Thermal Engineering  
en décembre 2014

#### 4.1 Abstract

This study presented a comparative performance analysis of a direct expansion geothermal evaporator using R410A, R407C and R22 as refrigerant. The main goal is to predict the best refrigerant able to replace R22. A validated geothermal evaporator model developed by our research team was used. The simulation results show that for low refrigerant flow rate, R410A DX evaporator shows better performance than that of R22 but from the pressure drop observed and superheating recorded, it is concluded that R407C is the best fluid to replace R22 in the field of DX GHP. However, R410A would be a better choice for the design of new DX systems to minimize pressure drop, especially for high refrigerant flow rates.

**Keywords:** Geothermal heat pump, DX evaporator, pressure drop, superheating, R410A, R407C.

#### 4.2 Résumé

Cette étude présente une analyse comparative de la performance d'un évaporateur géothermique à expansion directe utilisant R410A, R407C et R22 comme réfrigérants. L'objectif principal est de déduire le meilleur réfrigérant en mesure de remplacer R22 qui sera bientôt éliminé. Un modèle de l'évaporateur géothermique développé et validé par notre

équipe de recherche a été utilisé. Les résultats de simulation montrent que pour des débits faibles du réfrigérant, l'évaporateur DX au R410A présente de meilleures performances par rapport à celui au R22. Dans tous les cas, les chutes de pression observées et les surchauffes acceptables, enregistrées dans l'évaporateur R407C par rapport à ceux de R22, permettent de conclure que le R407C est le meilleur fluide pour remplacer R22 dans le domaine des pompes à chaleurs géothermique à expansion directe. Cependant, R410A serait l'idéal pour la conception de nouveaux systèmes géothermiques à expansion directe afin minimiser les chutes de pression, en particulier pour des débits élevés de fluide frigorigène et régler les problèmes de haute pression en réduisant la taille du compresseur.

**Mots clés :** pompe à chaleur géothermique, évaporateur DX, perte de pression, surchauffe, R410A, R407C.

### 4.3 Introduction

With the entry into force of the Montreal protocol in 1989, the most harmful refrigerants to the environment such as CFCs (Table 4.1) have been stopped since 1995 (Yunho et Radermacher, 2002). Those less damaging to the ozone layer as HCFCs (Table 4.1) have a replacement schedule until 2040 (Zaghdoudi et al., 2010). Thus, to overcome these challenges, several studies are ongoing in various fields summarized in Figure 4.1. The most important are:

- Develop new refrigerants which is the most widely used (Jadhav et Mali, 2008),(Messineo, La Rocca et Panno, 2012).
- Develop new heat transfer coefficients expressions (Jung et al., 2003), (Zhang et al., 2012).
- Define tools for analyzing new and existing systems (including components) with respect to fluid substitution.
- Choose the best refrigerant having similar or more performances as R22.
- Develop the best strategies for system retrofit including the choice of lubricating oil while ensuring the performance, safety and environmental protection.

Several methods have been developed to synthesize and produce new refrigerant able to replace R22. In specific areas of air conditioning and heat pump, the refrigerants of substitution currently available on the market are : R134a, R404A, R410A, R407C, R1270, CO<sub>2</sub> (R744) etc.(Fatouh, Ibrahim et Mostafa, 2010),(Reinhard et Yunho, 2005),(Mohanraj, Jayaraj et Muraleedharan, 2009), (Reinhard et Yunho, 2005) and those of future generations discussed by James M. Calm (Calm, 2008), and Yunho et al. (Yunho et Radermacher, 2002). Many studies have been carried out as well on the heat exchangers as on the overall heat pump to assess their performance versus fluids candidates to replace R22 and to develop strategies for heat pump systems conversion currently in service, most of them operating at R22. Depending on the experimental conditions, design, refrigerant and systems used, the results vary. Readers may refer to Figure 4.1 (Yunho et Radermacher, 2002) for more details.

Tableau 4.1 Environmentals effects of refrigerants

<b>Refrigerants</b>		<b>ODP</b>	<b>GWP</b>
CFCs	R11	1	3800
	R12	1	8100
HCFCs	R22	0.055	1500
	R141b	0.11	630
	R142b	0.065	2000
HFCs	R32	0	650
	R125	0	2500
	R134a	0	1300
	R407C	0	1520
	R410A	0	1725
Natural refrigerants	R744	0	1
	R717	0	0
	R600a	0	3
	R290	0	3

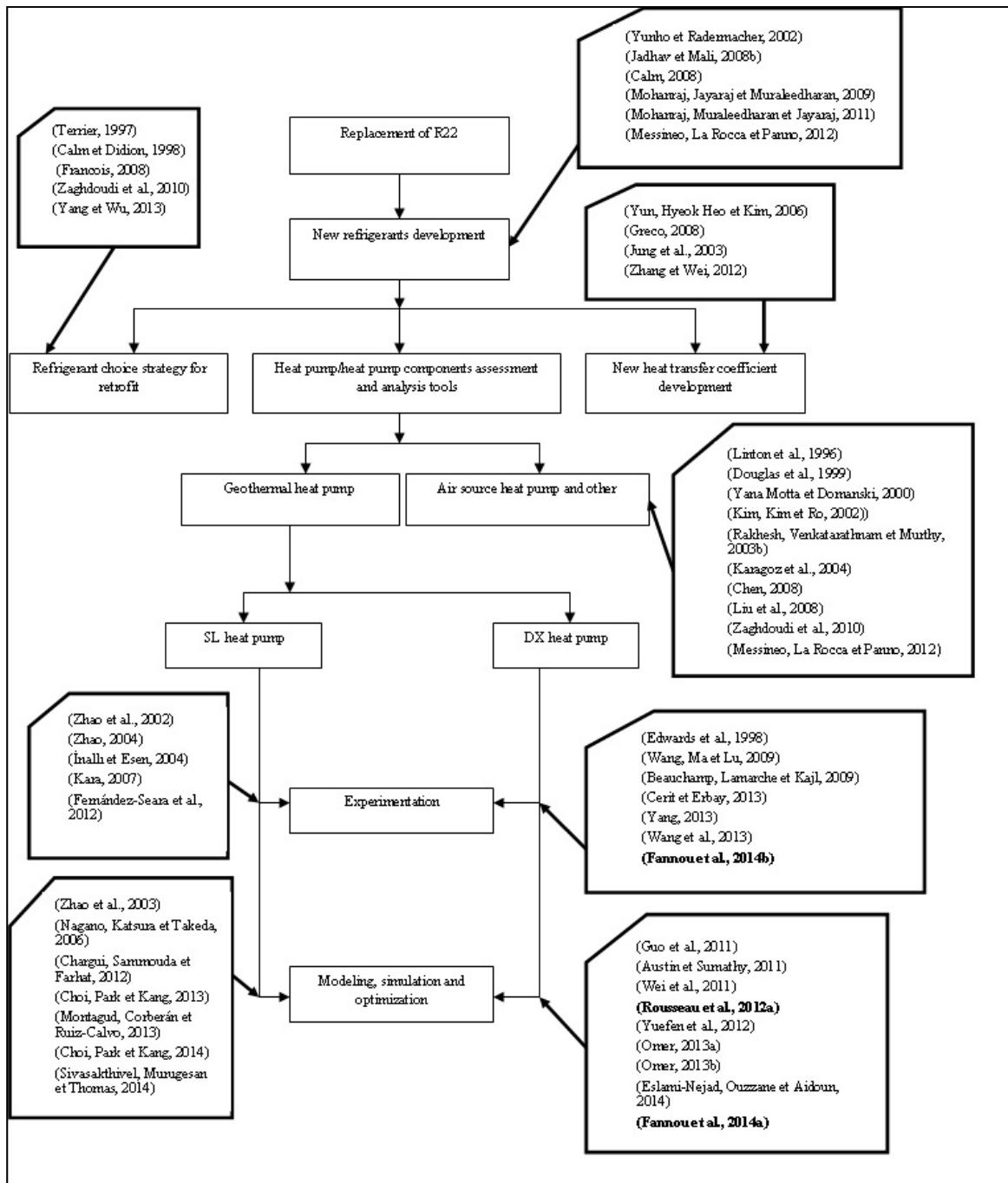
The alternative refrigerants R22 evaluated are varied: (i) R407C and R410A in a 10.5 kW residential heat pump (Linton et al., 1996), (ii) R134a, R290, R407C and R407C in a theoretical model of vapor compression cycle (Yana Motta et Domanski, 2000), (iii) R407A and R407C in a domestic heat pump(Rakhesh, Venkatarathnam et Murthy, 2003) R134a and various mixtures of R22/R134a in a domestic heat pump (Karagoz et al., 2004), (iv) R22, R134a, R290, R600, R404A, R407A, R407B, R407C, 407D, R410A, R410B, and R417A in residential air conditioners (simulation NIST software Cycle\_D) (Zaghoudi et al., 2010), (v) the mixture of R290/R600/R123 in geothermal heat pump system (Zhao, 2004), (vi) R134a in the experimental direct expansion ground-coupled heat pump (DX-GCHP), (vii) CO<sub>2</sub> in a direct expansion geothermal evaporator model (Eslami-Nejad, Ouzzane et Aidoun, 2014), etc. The results obtained are varied and is usually measured in comparison with those of R22 considered as a reference. Here are some interesting conclusions concerns the air-to-air systems:

- It is possible to replace R22 by R407C because of their neighboring thermodynamic property (Linton et al., 1996), (Liu et al., 2008), (Fatouh, Ibrahim et Mostafa, 2010).
- The use of R410A has required a change in original reciprocal compressor to a smaller displacement scroll compressor (approximately 66 % of R22 capacity) to achieve the same cooling capacity of R22 (Linton et al., 1996).
- System using the R410A have more pronounced performance degradation than those using R22, R407C, R290 and R134a because of its low critical temperature (Yana Motta et Domanski, 2000).
- The mixture ratio affects the COP significantly, and the COP could be improved by using R134a or an appropriate mixture of R134a/R22 instead of pure R22 (Karagoz et al., 2004).
- R404A, R507, R407C, R427A and R422D are used for retrofit R22 and compressors tests with these fluids revealed a drop in performance of about 5-15 % compared to R22 (Francois, 2008).
- The electric consumption of the unit operating with R404A, R407C, and R410A are higher in the range 22-31 % with respect of R22. For the unit operating with R407A,

R407B, R407D, R407E, and R410B, the electric consumptions are higher in the range 10-23%. For R600, the consumptions are higher in the range 6-8 % than R22. For all these fluids, the COP is lower by 7-24 % than R22, except for R600 for which the COP is higher by 7-9%, and R134a and R290 which exhibit the same COP as R22 (Zaghdoudi et al., 2010).

- When considering the thermal and environmental parameters, R290 is identified as the best candidate for R22, provided the safety aspects are resolved (Zaghdoudi et al., 2010).

In the field of geothermal heat pumps and especially that of DX heat pumps systems (Guo et al., 2012), most of the experimental work and modeling (see Figure 4.1) are usually carried out with only one replacement fluid. Wang et al. (Wang, Ma et Lu, 2009), for example, conducted an experimental performance evaluation of a direct expansion ground-coupled heat pump (DX-GCHP) system in heating mode that uses R134a as the refrigerant. During the on-off operations the heat pump supplied hot water to fan-coil at 50.4 °C, and its heating capacity was 6.43 kW. The COP values of the heat pump and of the whole system were found respectively to be on average 3.55 and 3.28 at an evaporating temperature of 3.14 °C and a condensing temperature of 53.41°C. The authors also discussed some practical points such as: (i) the heat extraction rate from the ground, (ii) refrigerant charge and (iii) two possible new configurations to deal simultaneously with misdistribution and instability of parallel GHE evaporators. Cerit and Erbay (Cerit et Erbay, 2013) evaluated the rollbond evaporator design which gives maximum COP for the direct expansion solar assisted heat pump (DX-SAHP) water heater investigated experimentally on the three separate heat pump systems using R134a as refrigerant. The COP of the system obtained is between 2.42 and 3.3. R407C DX heat pump was tested by Mustafa Omer (Omer, 2013) and produced a remarkable performance. A direct geothermal expansion evaporator model and heat pump using CO<sub>2</sub> as a refrigerant were carried out respectively by Eslami-Nejad et al. (Eslami-Nejad, Ouzzane et Aidoun, 2014) and Austin et al. (Austin et Sumathy, 2011).



**Figure 4.1 Summary of literature on replacing the R22**

As we can notice in examples cited above, these studies of DX heat pump with fluid replacement of R22 are limited to the evaluation of performance without a simultaneous comparative study with the R22. As highlighted by Kim et al. (Kim, Kim et Ro, 2002), to

maintain and improve the current performance of air-conditioning systems and heat pump, evaluation of behavior and performance of each component, whether new or existing, with these refrigerants alternative to R22 should be clarified. That is why in this study, the parametric analysis of a direct expansion geothermal evaporator (Figure 4.2) with three refrigerants: R22, R410A and R407C are discussed. The aim is to deduce the best replacement fluid of R22 and the implications it generates. R22 is pure refrigerant whereas R410A and R407C are zeotropic mixtures in which the temperature glide is observed during the phase change. The temperature glide is about 7 °C for R407C against about 0.3 °C for R410A which is therefore considered as a near-azeotropic fluid. In all cases, this temperature glide causes variations of the thermodynamic properties and therefore a variation in the heat transfer behavior when evaporation and condensation. Table 4.2 shows the composition, physical properties and safety classification of the selected fluids in this study.

Tableau 4.2 Physical and safety data of the selected refrigerants

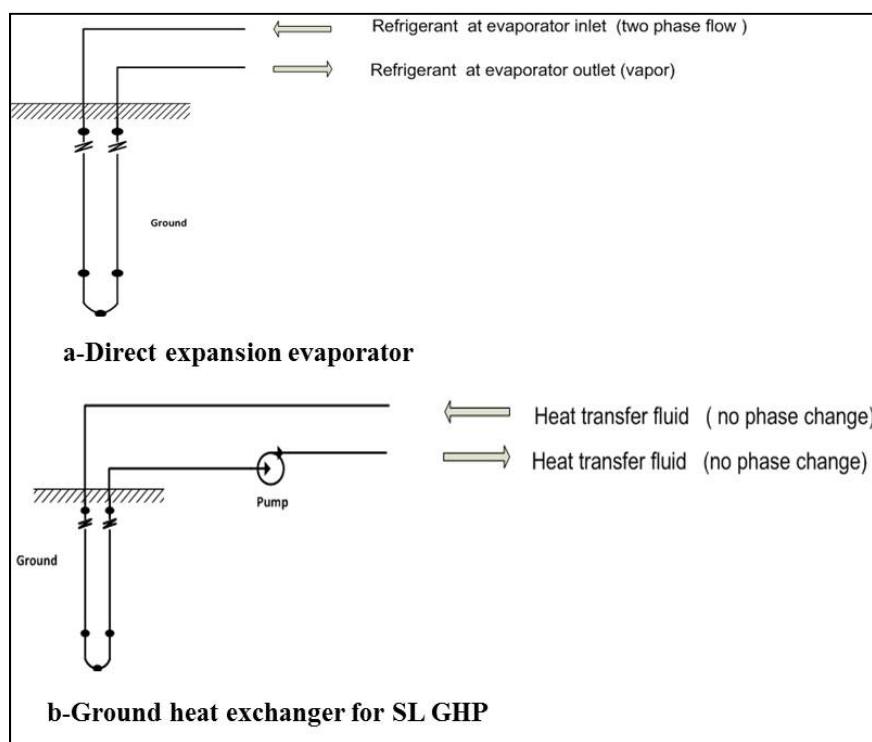
(Zaghdoudi et al., 2010)

Refrigerant		Physical property				Safety data		
Chemical & blend		M <sub>Wt</sub>	NBP	T <sub>cr</sub>	P <sub>cr</sub>	ASHRAE safety group	HOC	LFL
composition		(kg/mol)	(°C)	(°C)	(kPa)		(MJ/kg)	
R22	CHClF <sub>2</sub>	86.47	-40.8	96.1	4990	A1	2.2	none
R407C	R32/R125/R134a	86.2	-43.8/-36.7	85.8	4600	A1	-4.9	none
R410A	R32/R125	72.58	-51.3	70.5	4810	A1	-4.4	none

The direct expansion geothermal evaporator (Figure 4.2a) is a component of particular heat pump called generally direct expansion geothermal heat pump (DX GHP) (Beauchamp, 2011), (Fannou et al., 2013a). The heat transfer occurs directly between the refrigerant and soil. The phase change phenomenon then occurs inside the copper tube installed on the ground. In the heat exchanger installed on a secondary loop (SL) geothermal heat pump (Figure 4.2b), the heat transfer occurs between refrigerant and other secondary fluid such as water glycol mixture, methyl propane, etc.

#### 4.4 Model used

The model used in this study and that the global scheme shown in Figure 4.3 was developed by our research team. This model was validated with R22 experimental data. Note that the correlations coefficients of heat transfer are adjusted to take into account both pure and mixtures refrigerants used in this study.

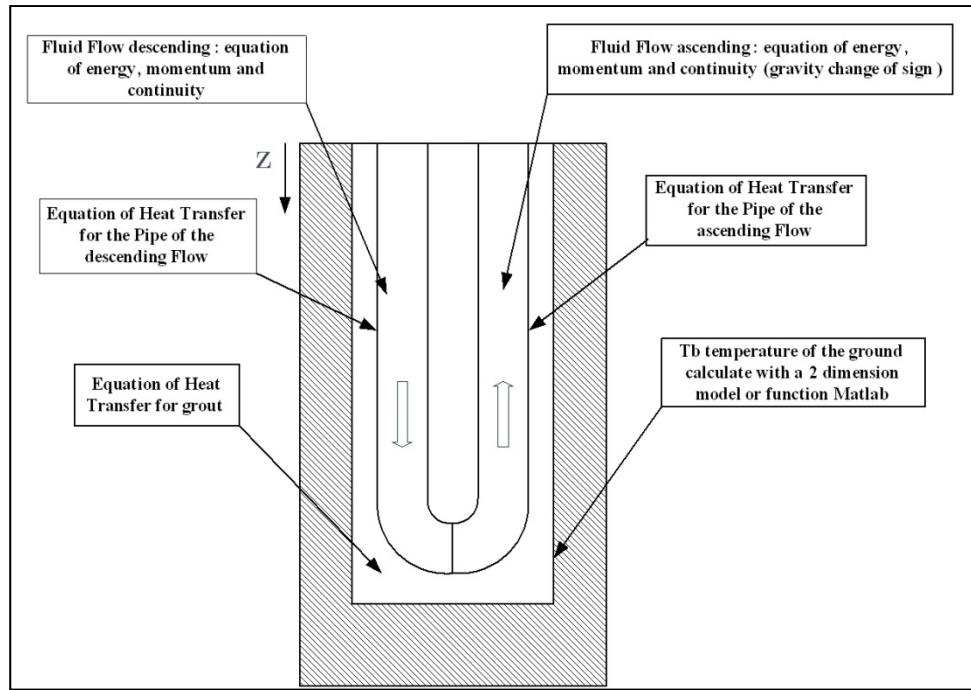


**Figure 4.2 Ground heat exchanger**

Details concerning governing equations, correlations and assumptions and validation used can be consulted in (Beauchamp, Lamarche et Kajl, 2013), (Beauchamp, 2011; Rousseau et al., 2012).

The model is devised in four domains:

- The refrigerant flow ascending and descending is in one dimension (z);
- The pipe, ascending and descending in one dimension (z);
- The grout in one dimension (z);
- The ground in two dimension (x,y).



**Figure 4.3 Diagram of the model**

The whole model has been implemented in the Comsol software environment. Table 4.3 shows the model parameters.

#### 4.5 Methodology

A standard method is not specifically defined for assessing the refrigerants performance with direct expansion geothermal evaporator (DX evaporator). However, some methods of comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the conventional vapor compression cycle were developed and exploited. McLinden and Radermacher (McLinden et Radermacher, 1987), for example, have evaluated the comparing methods of pure and mixed refrigerants by computing the COP and the heating capacity for an ideal vapor compression cycle for R22/R114 and R22/R11 mixtures. Investigations have been made by means of the method of equal total area. They optimized the COP by adjusting the relative areas of the evaporator and condenser, while keeping the total heat exchanger area per unit capacity constant.

Tableau 4.3 Parameters of the model

Variables	Values
Length of the descending flow (m)	40
Length of the ascending flow (m)	40
Internal diameter of descending flow (mm)	7.9
Internal diameter of ascending flow (mm)	11.07
External diameter of descending flow (mm)	9.5
External diameter of ascending flow (mm)	12.7
Ground initial temperature (K)	287.5
Diameter of the borehole (m)	0.076
Distance between pipes (m)	0.02
Pipe thermal conductivity (W/m.K)	401
Pipe Specific heat (J/kg.K)	385
Pipe density (kg/m <sup>3</sup> )	1000
Grout thermal conductivity (W/m.K)	1.6
Grout specific heat (J/kg.K)	800
Grout density (kg/m <sup>3</sup> )	2300
Ground thermal conductivity (W/m.K)	2.8
Ground specific heat (J/kg.K)	600
Ground density (kg/m <sup>3</sup> )	2000
Inclination of the evaporator	$\pi/2$

Although they found that the optimum distribution of the total area varies significantly, the COP exhibits a broad and flat peak versus the fraction of the total area in the evaporator. Also, according to the others, the comparisons based only on one characteristic condensation temperature and one evaporation temperature, the results depend entirely on how the characteristic temperatures are defined. They conclude that the methods specifying the temperatures of heat transfer fluid and a total heat exchanger area per unit capacity is thought to offer a comparison applicable to both pure and mixed refrigerants. Högberg et al.

(Högberg, Vamling et Berntsson, 1993) have examined three comparison methods. The methods differ in the way of assessing the heat exchange processes: (*i*) comparisons between fluids by means of equal minimum approach temperatures in the heat exchangers, (*ii*) comparisons between fluids by equal mean temperature differences in the heat exchangers and (*iii*) comparisons between fluids by equal heat transfer areas. They concluded that to predict, with high accuracy, the relations between fluids, one must use the method with equal heat transfer areas. Douglas et al. (Douglas et al., 1999) have developed a cost-based method for comparing alternative fluids to R22 by defining a single performance index based upon minimum cost for a simplified system operating with a given cooling capacity and efficiency. According to the authors, this method is an improvement over other for evaluating refrigerants in that it more appropriately considers the influence of both thermodynamic and transport properties on refrigerant choice and it allows consideration of additional costs associated with some replacements (e.g. safety features for flammable refrigerants).

It should be noted that for differences methods listed above, comparisons are made with refrigeration systems with two condenser and evaporator cooled or heated by secondary fluids. Thus, it is easier to set or control the input and output temperatures of the secondary fluids. In a DX GHP that uses DX evaporator analyzed in this study, there is only one heat exchanger with secondary fluid: the condenser. In DX evaporator, as mentioned in the introduction, the refrigerant exchanges heat directly with the ground. So, we do not have control over the evaporation temperature which also varies greatly due to pressure drop recorded (Wang, Ma et Lu, 2009), (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946). The means of equal minimum approach temperatures method and equal mean temperature differences method cannot therefore be applied in our case. The cost-based method proposed by Douglas would be very useful for a complete study of the DX GHP and therefore cannot be exploited in this study because it concerns only the DX evaporator. Thus, equal heat transfer area method was selected to lead our work. This means that we kept constant during the simulation process the length of the DX evaporator the refrigerant temperature and the vapor quality at the inlet of the DX evaporator.

Three refrigerants are studied (R22, R407C, R410A) and three cases comparisons were examined in this study:

**Case #1:** Refrigerant temperature ( $5^{\circ}\text{C}$ ) and vapor quality (0.2) remain fixed and constant at the DX evaporator inlet and the refrigerant flow rate ( $0.015 \text{ kg.s}^{-1}$ ) remains constant in the DX evaporator. The soil temperature is kept constant at  $14.5^{\circ}\text{C}$  according to our temperature condition.

**Case #2:** Case #2 is the case #1 where the refrigerant flow rate in the DX evaporator varies.

**Case #3:** Case #3 is the case #1 where the soil temperature varies.

In all cases, the thermal performances of the DX evaporator have been evaluated by computing the:

- Phase change process
- Pressure drop
- Heat transfer coefficient between the fluid and pipe
- Heat extracted rate from the ground
- Superheating

#### 4.6 Results and discussion

It should be noted that on the graphics having on the x-axis represents the borehole length are obtained by simulation time equal to 450 s (end of simulation). The curves shown are: the descending flow from 0 m to 40 m and ascending flow which starts from 40 m to 0 m.

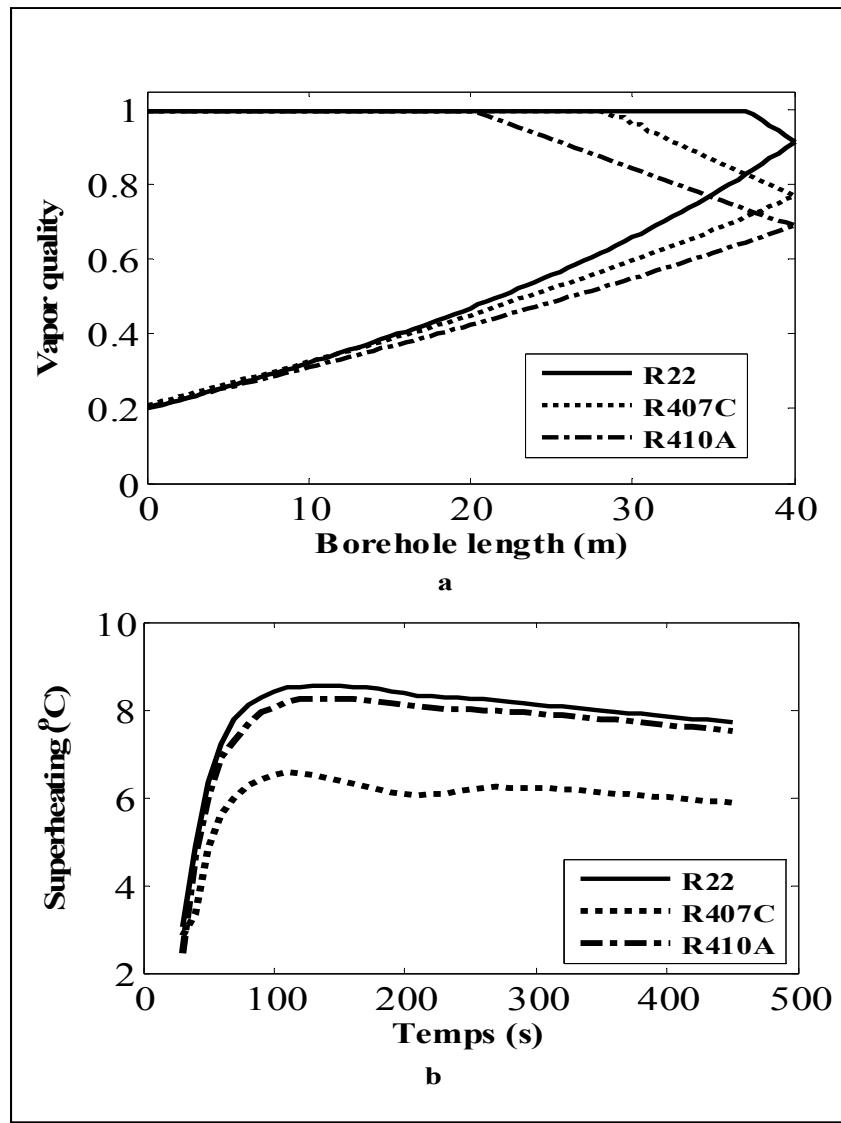
According to conditions described in case #1, the pressure and enthalpy set to the input DX evaporator are respectively about  $584 \text{ kPa}$ ,  $246 \text{ kJ kg}^{-1}$  for R22,  $642 \text{ kPa}$ ,  $250 \text{ kJ kg}^{-1}$  for R407C and  $936 \text{ kPa}$ ,  $253 \text{ kJ kg}^{-1}$  for R410A. As can be seen, with the same conditions of temperature and vapor quality imposed in the evaporators inlet, the discharge pressure at the inlet of the R410A DX evaporator is approximately 60 % higher than that at the R22 DX evaporator inlet and only 10 % higher than that at the inlet of R407C DX evaporator. Resizing the compressor is so need to use R410A as refrigerant for retrofit R22 system.

#### 4.6.1 Case #1

Figures 4.4 to 4.6 show the simulation results for this case.

Figure 4.4a shows the variation of vapor quality along the DX evaporator of 40 m depth. From this figure, the phase change extends over 42.5 m for R22 against 52 m and 60 m for the R407C and R410A respectively with vapor quality of 91.4 % for R22, 77.04 % for R407C and 69.02 % for R410A during the descending flow. We can conclude that the operating conditions are most appropriate for the phase change for R22 than for the two other refrigerants R407C and R410A and those in the R407C DX evaporator still better than R410A DX evaporator. Despite this finding between R410A and R407C superheating observed in the R410A evaporator are higher than those obtained with the R407C (Figure 4.4b) but are almost the same with those obtained with the R22. However, the advantage for the two fluids replacements of R22 is that superheating obtained in the operating conditions presented in this study, after 100 s of simulation, are less than 10 °C. These values of superheating are favorable for good DX heat pump operation as observed in experimental studies with the DX system (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946).

Figure 4.5 shows the variations of the global heat transfer coefficient between the refrigerant and the tube wall. Figure 4.5a shows the heat transfer coefficient during the descending flow while Figure 4.5b shows in the ascending flow. From these figures it can be noted that during the descending flow, the overall heat transfer coefficient in a DX evaporator increases almost linearly in a range of vapor quality from 0.2 to 0.7 for R22, 0.2 to 0.8 for R410A along the DX heat exchanger. However, R407C has a particularity because a change of the global heat transfer coefficient initially decreases with vapor quality and then increases, presenting a local minimum in the vapor quality range between 0.4 and 0.6. Note that in the DX evaporator model used, two-phase heat transfer is described by the correlation of Chen (Robert et Gosselin, 2014) which results from the interaction between nucleate boiling and liquid convection.

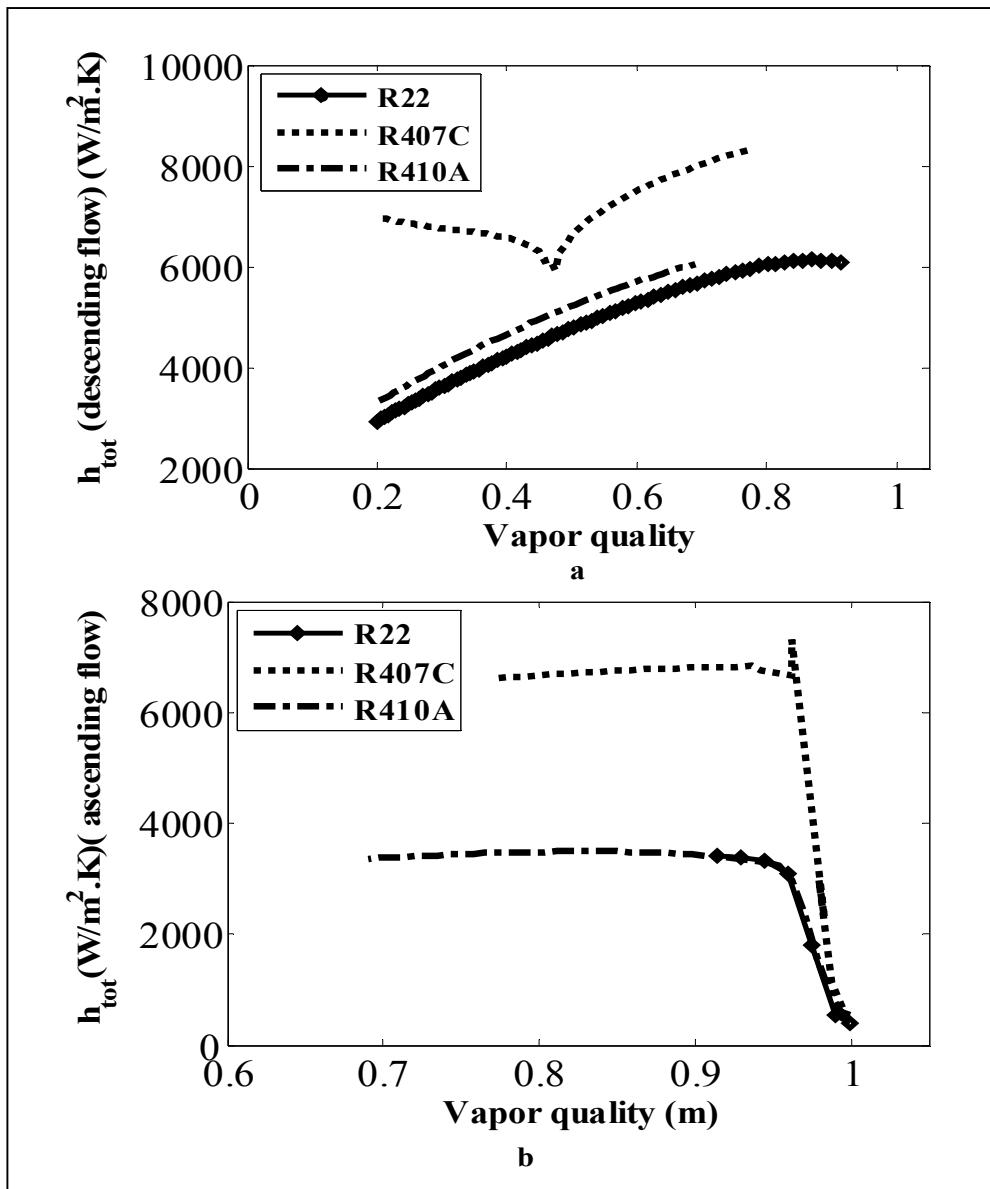


**Figure 4.4 Vapor quality comparison in borehole (a) and superheating variations comparison (b)**

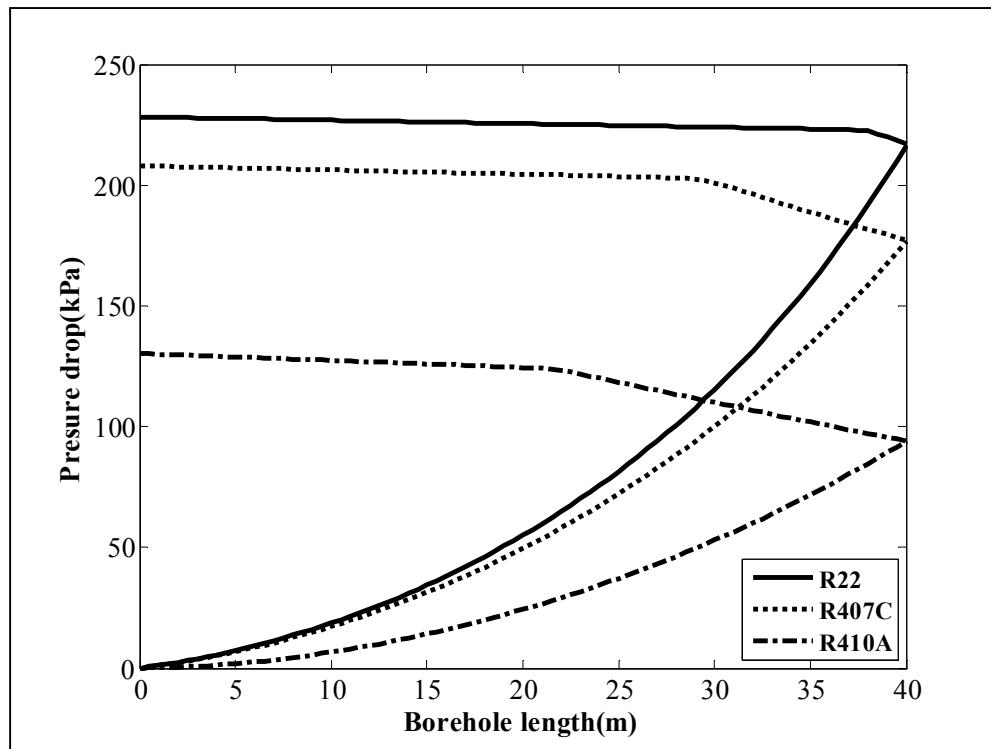
When, the liquid convection is the main mechanism, the heat transfer coefficient increases with vapor quality. Indeed, as the flow proceeds downstream and vaporization takes place, the void fraction increases, thus decreasing the density of the liquid–vapor mixture. As a result, the flow accelerates enhancing convective transport from the heated wall of the tube (Greco, 2008). This is observed in the case of R22 and R410A. In the case of R407C, two regions of heat transfer can be observed: the first where nucleate boiling dominates at low vapor qualities. In this region, heat transfer coefficients decrease as the effect of nucleate

boiling diminishes. Indeed, as vapor quality increases in annular flow, the effective wall superheat decreases due to a thinner liquid film (less thermal resistance) and to an enhanced convection caused by high vapor velocity. Thus the number of active nucleation sites decreases until a transition vapor quality is reached. Beyond the transition vapor quality, the effective wall superheat is below the threshold value required for bubble nucleation on the wall. The second region corresponds to convective evaporation. It is characterized by the increase of the heat transfer coefficients with vapor quality as explained previously (Greco, 2008). During ascending flow, two zones are generally observed: a first area where the heat transfer coefficient remains substantially constant and a second area where there is a rapid decrease in the heat transfer coefficient corresponding to the end of phase change, refrigerant is almost under vapor form. The heat transfer coefficients suddenly drop when the liquid film disappears (for high vapor qualities), leaving the tube-wall partially or totally dry because of the low thermal conductivity of the vapor. In all cases, the transfer coefficient in R407C DX evaporator is greater than that of R410A and R22 with the R410A DX evaporator heat transfer coefficient which remains slightly higher than that of R22 due to its higher thermal conductivity in both liquid and vapor phases (Mohanraj, Muraleedharan et Jayaraj, 2011). These observations will help to establish for DX evaporator, the simplified relations for the global heat transfer coefficients dependent only to vapor quality for new alternative refrigerants to R22 such as R407C and R410A.

One factor that influences the DX heat pump performance is the pressure drop in the DX evaporator. As can be seen in the Figure 4.6 and which seems be interested, is that, the two refrigerants candidates to replace R22, generate less pressure drop than R22. According to results, the evaporator pressure drop is about 228 kPa for R22, 208 kPa for R407C and about 130 kPa for R410A. This is equivalent to a drop of 9 % for R407C and 37.4 % for R410A, compared to R22. The vapor density of R410A is lower than R22, resulting in a lower pressure drop (Prapainop et Suen, 2012). Moreover, pressure drop in the R22 DX evaporator remains close to that of R407C because their similar thermodynamic properties. In addition, as shown in Figure 4.6, the pressure drop remains almost constant during the period of superheating.



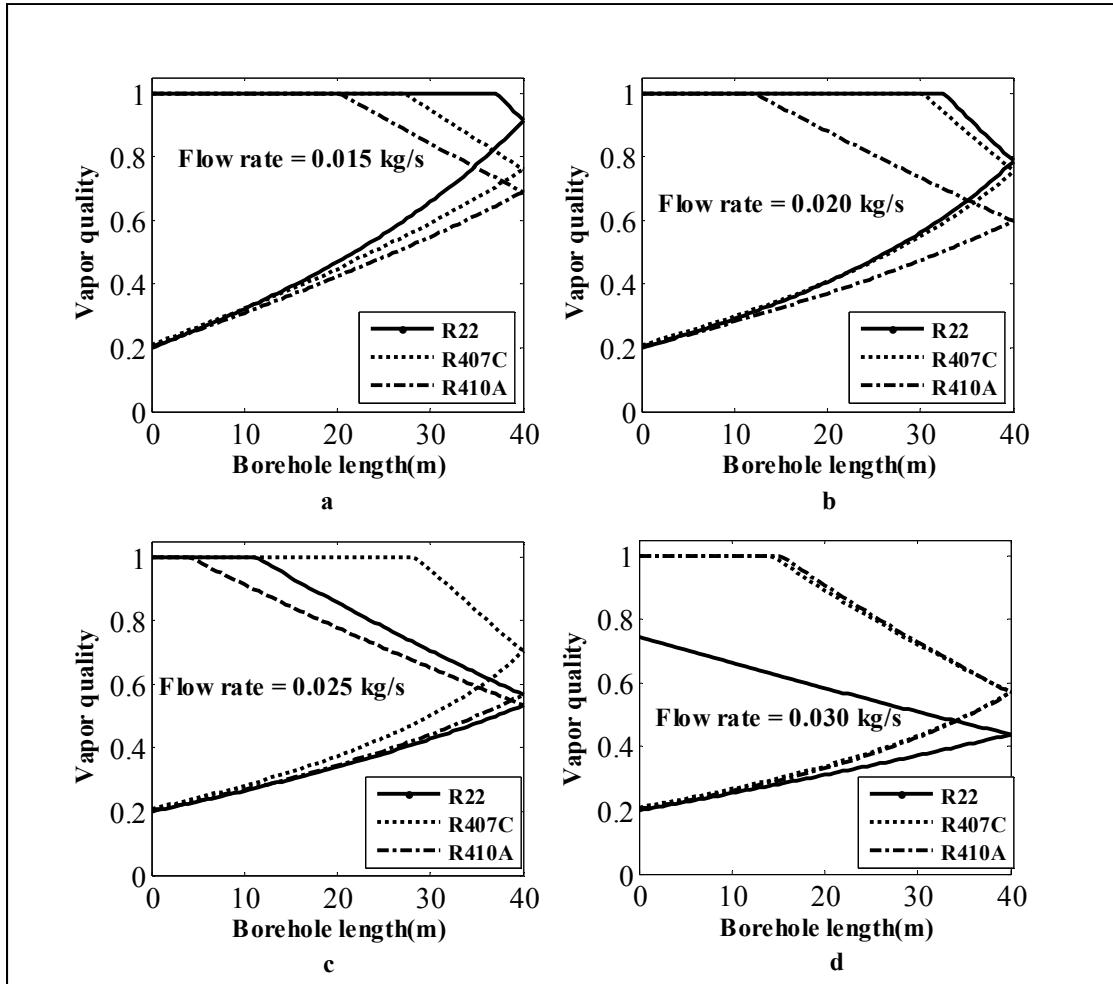
**Figure 4.5 Heat transfer coefficient comparison**



**Figure 4.6 Pressure drop comparison versus borehole length**

#### 4.6.2 Case #2

In preceding studies on the DXGHP with R22 (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946), it has been shown that in the case of DX evaporators in parallel, the misdistribution of refrigerant flow rate can occur and cause an oscillation phenomenon which contribute to lower system performance. That is why this case has been proposed to evaluate refrigerant flow rate impacts with fluids replacements R22. The analysis was focused on the effect of the refrigerant flow rate variation on: (i) the phase change, (ii) the grout temperature, (iii) the pressure drop, (iv) the superheat and finally (v) the ground heat extracted. The other parameters are kept constant (Table 4.3). The refrigerant flow rate varies between  $0.015 \text{ kg s}^{-1}$  to  $0.030 \text{ kg s}^{-1}$  in steps of 0.05. The pressure and enthalpy set to the evaporator input are those in Case #1. Figures 4.7 to 4.9 show simulations results obtained in this case.



**Figure 4.7 Vapor quality comparisons versus borehole length**

The general finding for the phase change process (Figure 4.7) is that when the refrigerant flow rate increases in the DX evaporator, the evaporation distance also increases. Note that this distance is very important in some correlation to calculate the heat transfer coefficients during phase change (Koyama et al., 1990). The increase in evaporation distance means that the phase change process becomes increasingly difficult. It has the consequence of reducing superheating (Figure 4.8). In addition, at low refrigerant flow rate ( $0.015 \text{ kg.s}^{-1}$  and  $0.020 \text{ kg.s}^{-1}$ ), the phase change process is completed with obtaining acceptable superheating (Figure 4.8a and Figure 4.8b). By contrast, at high refrigerant flow rate ( $0.025 \text{ kg.s}^{-1}$  and  $0.030 \text{ kg.s}^{-1}$ ), the phase change process would require more time because more mass of refrigerant to evaporate and makes the process more complex. The result is either the absence

or degradation of superheating observed (Figures 8c and Figure 8d). It is concluded that these two flow rate do not seem to fit the proper functioning of the evaporator. In the following, it is presented the results with the two lowest flow rates of refrigerant. For the two other, they will be presented when required for the purpose of comparison. So, comparing the phase change process for the three refrigerant studied (Figure 4.7), we can observe that, although for low refrigerant flow rates ( $0.015 \text{ kg.s}^{-1}$  and  $0.020 \text{ kg.s}^{-1}$ ), the phase change occurs more quickly in the R407C DX evaporator than that of R410A (Figures 4.7a and Figure 4.7b). The superheating recorded in R410A DX evaporator is similar than that of R22 at  $0.015 \text{ kg.s}^{-1}$  refrigerant flow rate (Figure 4.7a). At refrigerant flow rate of  $0.020 \text{ kg.s}^{-1}$  (Figure 4.8b), the superheating produced in R407C and R410A DX evaporators are less than those produced in the R22 DX evaporator but after 200s simulation R410A evaporator product slightly higher superheating than that of R407C.

A trade-off should be found in practice between superheating and refrigerant flow rate to optimize DX heat pump performance using this type of evaporator.

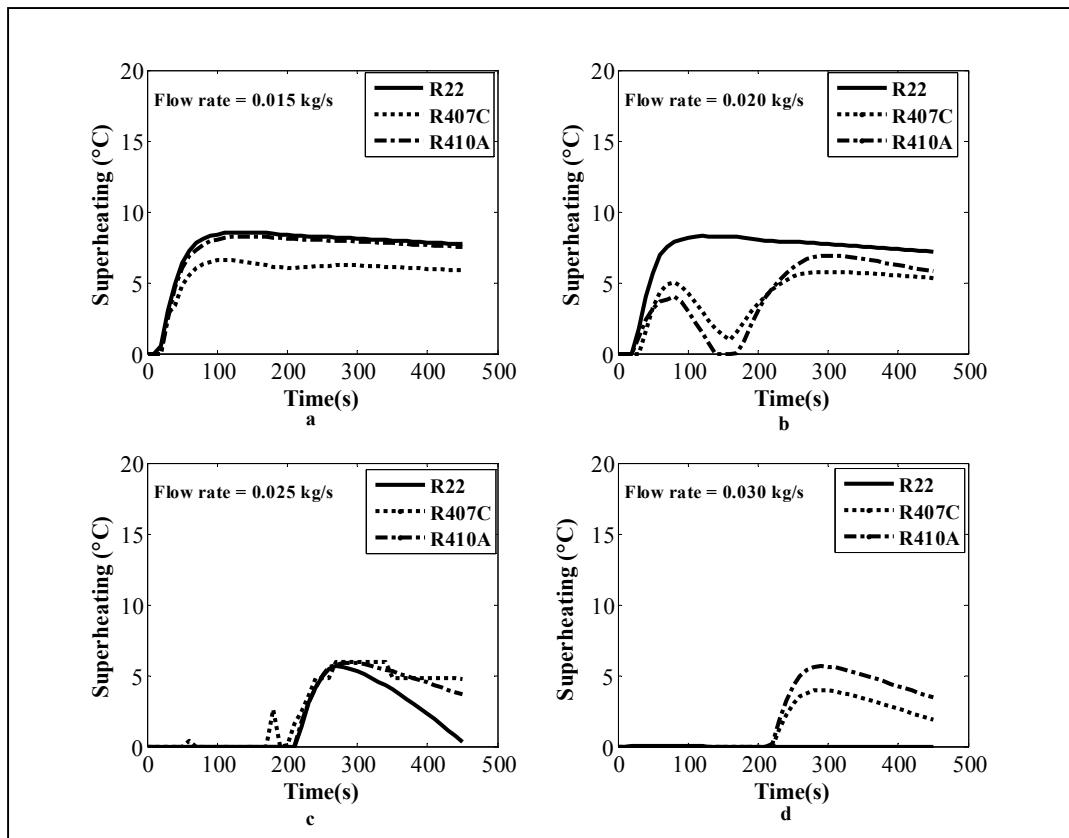
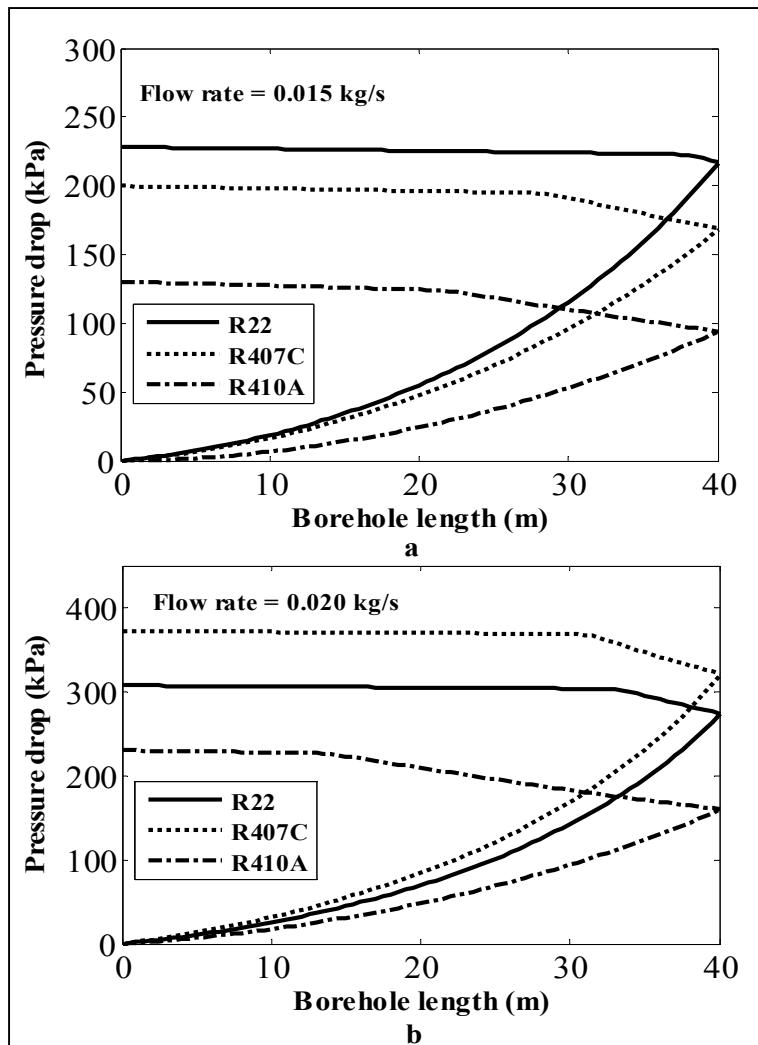


Figure 4.8 Superheating variations comparison



**Figure 4.9 Pressure drop versus borehole length**

Figure 4.9 show the pressure drop comparison observed in evaporators versus borehole length. According to the simulation results, the refrigerant flow rate has a notorious influence on the pressure drop in the DX evaporators and therefore reflects the complex behavior observed in DX geothermal evaporators depending on the refrigerant flow rate (Wang, Ma et Lu, 2009), (Beauchamp, 2011). For R22 DX evaporator, the largest pressure drop is observed at a refrigerant flow rate of  $0.020 \text{ kg.s}^{-1}$  and in the R410A DX evaporator, the pressure drop increases with increasing flow rate of refrigerant. However, at  $0.015 \text{ kg.s}^{-1}$ , pressure drop observed in the R22 DX evaporator is still higher than those in R410A and R407C DX

evaporators (Figure 4.9a). At refrigerant flow rate equal to  $0.020 \text{ kg.s}^{-1}$ , the R407C evaporator has a pressure drop greater than those of R22 and R410A (Figure 4.9b).

Optimization efforts of design parameters such as the length, the diameters of the heat exchanger, the refrigerant flow rate, etc. should help reduce this pressure drop and increase the performance of DX evaporators with R407C and R410A.

Tableau 4.4 Cooling of the grout  
versus refrigerant flow rate

Refrigerant	Grout cooling ( $^{\circ}\text{C}$ )			
	Refrigerant flow rate ( $\text{kgs}^{-1}$ )			
	0.015	0.020	0.025	0.030
R22	1.62	2.16	2.37	1.99
R407C	1.61	2.17	2.67	3.0
R410A	1.70	2.22	2.64	3.15

Table 4.4 shows the values of grout cooling obtained during the simulation for all refrigerant flow rates. As can be seen, when the flow of refrigerant in the DX evaporator increases, the grout cooling increases for three refrigerants investigated in this study. However, for low flow rates of refrigerant such as  $0.015 \text{ kg.s}^{-1}$  and  $0.020 \text{ kg.s}^{-1}$ , the cooling of grout observed in the R410A DX evaporators appears to be higher than those recorded in the R22 and R407C DX evaporators. The cooling of grout in R22 and R407C DX evaporators are almost similar. Note that in the case of R22, the phase change is not complete at a refrigerant flow rate equal to  $0.030 \text{ kg.s}^{-1}$ . This explains the singularity observed on the cooling of grout at this flow rate.

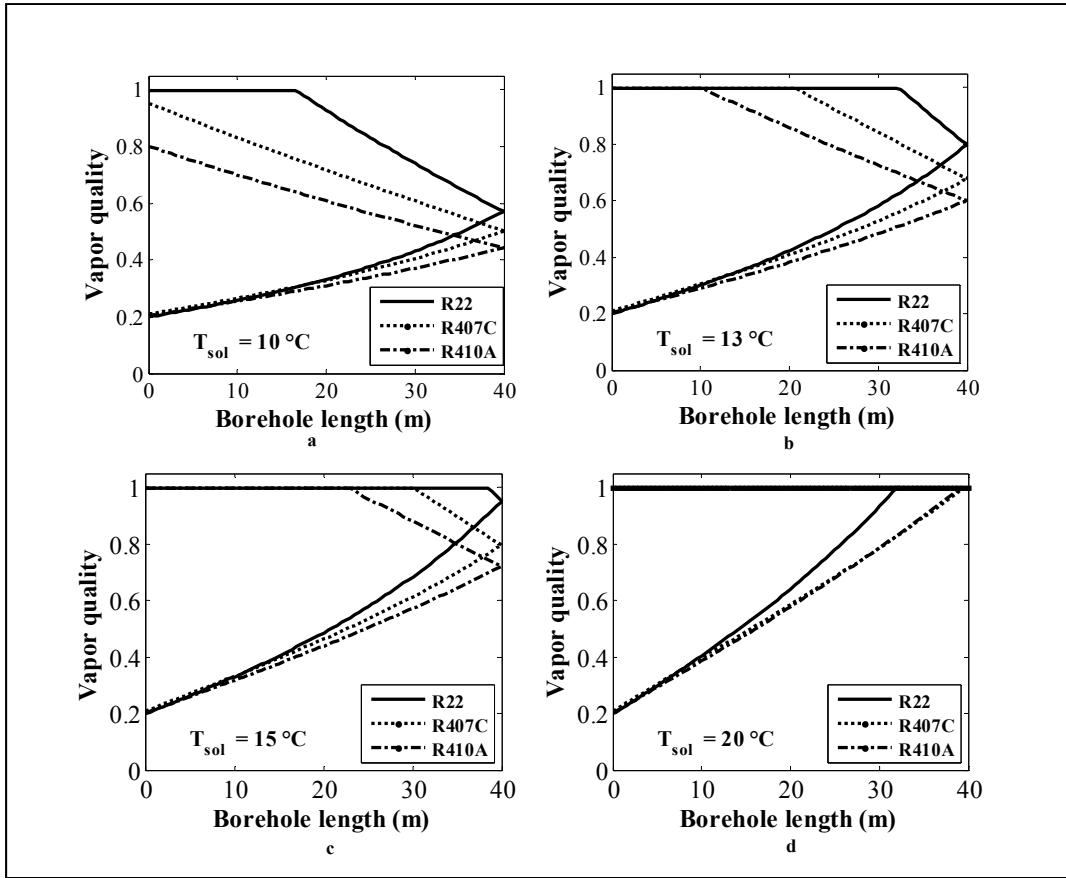
Tableau 4.5 Heat extraction rate from the ground

Refrigerant	Heat extraction rate ( $\text{W m}^{-1}$ )			
	Refrigerant flow rate ( $\text{kg s}^{-1}$ )			
	0.015	0.020	0.025	0.030
R22	35	46	48	42
R407C	35	46	55	60
R410A	36	47	53	61

Table 4.5 depicts the mean values of the heat extract rate during the simulation time. As can be seen, the heat extraction rate increases when refrigerant flow rate increases for each refrigerant. For a given refrigerant flow, the small differences observed between the HER for the three evaporators can be concluded that the HER does not really depend on the type of refrigerants studied and so therefore is an excellent design parameter of DX evaporators. However, the HER for the R410A remains slightly greater or substantially equal to that extracted with R407C. Taking as reference the values of R22 (Table 4.5), R407C extract almost the same HER as R22 at  $0.015 \text{ kg.s}^{-1}$  and  $0.020 \text{ kg.s}^{-1}$  refrigerant flow rates respectively (R410A extract 3 %, 2 %, more than R22 respectively at  $0.015 \text{ kg.s}^{-1}$  and  $0.020 \text{ kg.s}^{-1}$  refrigerant flow rates). For the refrigerant flow equal to  $0.020 \text{ kg.s}^{-1}$  or more, the mean values of the HER achieved for R407C and R410A (Table 4.5) remain compatible with general design values of  $45 \text{ W.m}^{-1}$  recommended by Percebois (Percebois, 2011) and also compatible by the European standard EN 15450 Heating System in Buildings-Design of Heat Pump Systems. This standard recommends the HER of 50 to  $60 \text{ W.m}^{-1}$  for sizing a DX heat pump installed in a water-saturated sediment (H.S. Carslaw et Jaeger, 1946). Note that an excessive ground heat extraction can deplete the soil and affect performance of geothermal heat pump.

#### 4.6.3 Case #3

In this section, the influence of soil temperature on the performance of the DX evaporator for R22, R410A and R407C is examined. In the design process of the secondary loop geothermal heat pump , the initial soil temperature occurs in the ground heat exchanger length calculation (ASHRAE, 2003). Therefore, it is important to analyze the effects of soil temperature on the phase change and on the ground heat extraction rate. In this simplified study, thermophysical properties of the soil and grout are kept constant, only the soil temperature varies. The values of the refrigerant pressure, enthalpy and flow rate at the DX evaporator's inlet are those of case 1 for three refrigerants studied. Note that in the model, the soil temperature is here the initial average temperature around the grout.



**Figure 4.10 Vapor quality comparison versus borehole length**

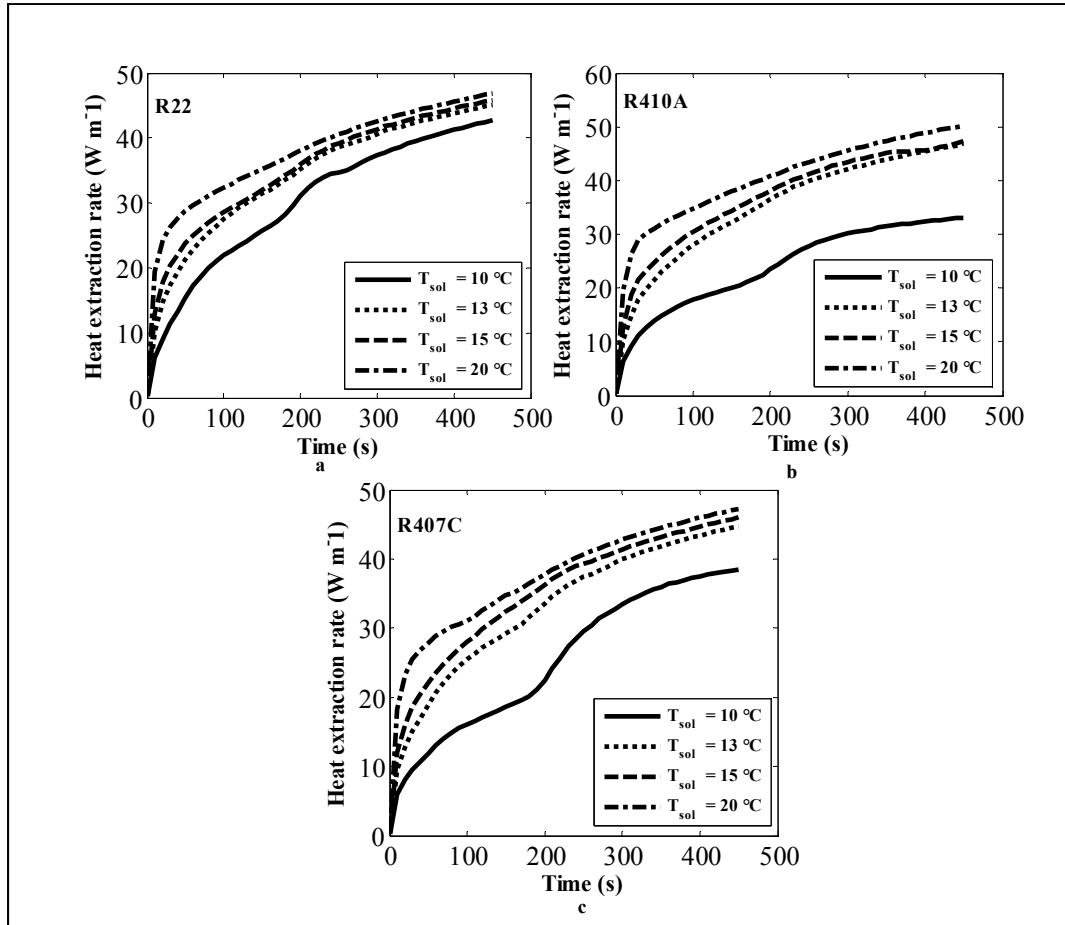
Four soil temperatures were evaluated: 10 °C, 13 °C, 15 °C and 20 °C. Figure 4.10 presents the vapor quality variations in the DX evaporators as a function of borehole length for the different soil temperatures. Unlike the increasing effect of the refrigerant flow rate on the phase change in the evaporator DX (case #2), the increase of the soil temperature accelerates the phase change process in DX evaporators by increasing the heat transferred from the soil to the refrigerant. This has the effect of reducing the evaporation distances (Table 4.6). However, by comparing the behavior of the three evaporators for each soil temperature it is noted that at  $T_s = 10^\circ\text{C}$ , the phase change is not completed for R407C and R410A DX evaporators with vapor quality of 95.1 % and 80 % respectively. For soil temperatures above 10 °C, superheating obtained are between 4 and 13 °C with the behavior of the R407C DX evaporator which seems to approach that of R22 for soil temperatures above 13 °C. The R410A DX evaporator generates same superheating (1 % less) as that of R22 respectively at

$T_{sol} = 13^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{sol} = 15^{\circ}\text{C}$  and about 15 % less than that of R22 at  $T_{sol} = 20^{\circ}\text{C}$  while the R407C DX evaporator generates approximately 29 %, 22 % and 14 % less superheating than that of R22 respectively at  $T_{sol} = 13^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{sol} = 15^{\circ}\text{C}$  and  $T_{sol} = 20^{\circ}\text{C}$ . Between R410A and R407C DX evaporators, the results (Table 4.6) obtained allow to note that, the R410A DX evaporator produces superheating about 20 %, 26 % and 15 % more than that of R407C respectively at  $T_{sol} = 13^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{sol} = 15^{\circ}\text{C}$  and  $T_{sol} = 20^{\circ}\text{C}$ .

Tableau 4.6 Evaporation distance, superheating comparison and heat extract rate

$T_{sol} (^{\circ}\text{C})$	Refrigerant	$d_e (\text{m})$	Superheating ( $^{\circ}\text{C}$ )	HER ( $\text{W.m}^{-1}$ )
10	R22	62	3.4	43.0
	R407C	Not completed	No superheating	38.5
	R410A	Not completed	No superheating	33.0
13	R22	48	6.25	45.0
	R407C	59	4.41	45.0
	R410A	70	5.30	46.8
15	R22	42	8.21	46.0
	R407C	50	6.40	46.0
	R410A	58	8.10	47.0
20	R22	32	13.10	47.0
	R407C	38	11.30	47.3
	R410A	38	13.00	50.2

Figure 4.11 represents the variation of the rate of heat extraction rate from ground for each of three refrigerants and for the different soil temperatures. According to the simulation results, it can be noted that when the soil temperature increases, the HER also increases. The R410A DX evaporator seems to have a performance extraction relatively better than that of R22 and R407C. However, comparing the three evaporators for each soil temperature, it can be clearly seen that, for temperatures above  $10^{\circ}\text{C}$ , the performance of the R407C DX are close to that of R22 and it would be an excellent retrofit fluid in DX heat pumps applications.



**Figure 4.11 Heat extract rate variation for each refrigerant**

The values obtained at the end of simulation for different soil temperatures (Table 4.6) allow to conclude that when the phase change is completed, the HER does not really depend on the type of refrigerant because the deviation between the HER values obtained are relatively low. The HER averages are  $45.6 \text{ Wm}^{-1}$  at  $T_{sol} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $46.3 \text{ Wm}^{-1}$  at  $T_{sol} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$  and  $48.2 \text{ Wm}^{-1}$  at  $T_{sol} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$  with standard deviations of 1.04, 0.6 and 1.8 respectively. As in the previous case, these values are compatible with the HER values recommended for the design of proposed by Percebois and the European standard EN 15450 Heating System in Buildings-Design cited above.

#### 4.7 Conclusion

This study aimed to assess the thermal performance of a R410A and R407C DX evaporator compared to that of R22, which as we know will be soon eliminated and deduce that offer the best performance for R22 replacement in the field of DX heat pumps. At the end of this investigation, the three simulated cases allow the following notes:

- At the same temperature inlet, vapor quality inlet and low refrigerant flow rate of DX the evaporator:
  - ✓ Superheating obtained with R22 and R410A remains similar.
  - ✓ Superheating observed with R407C is acceptable for proper operation of DX GHP but still lower than that obtained for R22 and R410A.
  - ✓ The pressure drop in R22 DX evaporators is higher than those of R407C and R410A.
  - ✓ The pressure drop in R407C DX evaporators is higher than that of R410A.
- Increasing the refrigerant flow rate in the evaporator leads to an increase of the evaporation distance into the three evaporators and the possibilities of obtaining liquid at the outlet of the R22 DX evaporator at high flow rate. The heat extracted rate from the ground remains similar at a given refrigerant flow rate for R410A and R407C.
- When the soil temperature increases, the HER also increases and does not really depend to the type of refrigerant at a given soil temperature.

Taking into account similar results between R22 and R410A at low refrigerant flow rate, we can conclude that the R410A can replace R22 in the field of DX heat pumps. However, in this case, the compressor will be resizing to overcome the high discharge pressure. In any case, for the pressure drop observed recorded and acceptable superheating in the R407C evaporator compared to those of R22, it can be concluded that R407C is the best fluid for retrofit R22 system in the field of DX GHP. R410A will be very interesting for resized new systems. In all cases whatsoever R410A or R407C, optimization efforts are needed to find a tradeoffs between refrigerant flow rate , length of the DX heat exchanger, superheating,

pressure drop coupled with experimental studies to develop a more efficient and economical DX systems.

## CONCLUSION

Malgré les multiples avantages des systèmes de chauffage et de climatisation à l'aide de la pompe à chaleur géothermique à boucle secondaire, les coûts initiaux d'investissement restent et demeurent le principal facteur qui limite leur utilisation. Afin de réduire ces coûts, une autre variante nommée pompe à chaleur géothermique à expansion directe a été envisagée. À la différence de la PACG SL, dans la PACG DX, l'échangeur de chaleur souterrain est une composante intégrale du circuit frigorifique. Cette particularité rend complexe l'évaluation du comportement opérationnel et l'analyse de performances thermodynamiques du système car l'échangeur de chaleur au sol est le siège de phénomènes diphasiques. L'analyse de l'état de l'art sur ces pompes à chaleur à expansion directe révèle un manque de publications et de recherches scientifiques à ce sujet.

Afin de contribuer à l'avancement des connaissances sur les systèmes à expansion directe, un vaste projet de recherche a été initié au Centre de Technologie Thermique de l'École de Technologie Supérieure dont un premier travail sur la pompe à chaleur géothermique à expansion directe a été présenté en 2011. Cette thèse représente une deuxième phase du projet et a pour objectif d'analyser et de proposer un modèle de simulation de cette pompe à chaleur.

Un banc d'essai a été entièrement mis à jour par ajout de nouveaux capteurs et a servi de cadre expérimental à nos travaux. Ce dispositif expérimental de la compagnie Maritime Geothermal, modèle DXWG-45 au R22 est d'une capacité nominale de climatisation de 10 kW. L'unité possède un échangeur de chaleur réfrigérant-eau à tubes coaxiaux du côté interne du bâtiment et un échangeur de chaleur réfrigérant-sol constitué de trois boucles géothermiques à expansion directe en parallèles insérées dans des puits géothermiques de 30 m forés dans le sol. Chaque boucle en U est constituée d'un tube en cuivre mou de 12,7 mm de diamètre sur la ligne de vapeur et d'un tube en cuivre mou de 9,7 mm de diamètre sur la ligne de liquide.

Afin d'atteindre nos objectifs, cette thèse a été développée autour de trois principaux axes présentés sous forme d'articles dont les contenus sont les suivants :

**Article #1: Experimental analysis of a direct expansion geothermal heat pump in heating mode**

**Article #1 : Analyse expérimentale d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe en mode chauffage.**

L'objectif de cette étude est procéder à une évaluation de la performance et du comportement dynamique de la pompe à chaleur géothermique en mode chauffage dans les conditions d'opérations proches de la réalité. La méthodologie consistait à opérer la pompe à chaleur dix heures de temps et à la laisser en arrêt pendant quatoze heures par jour et ce, pendant un mois. Les résultats des tests effectués ont permis de montrer que la pompe à chaleur est capable de fournir une capacité de chauffage moyenne de 8,04 kW par jour. Le coefficient de performance est compris entre 2,70 et 3,44 avec une moyenne journalière de 2,87. Le taux d'extraction de chaleur obtenu est en moyenne de  $58,2 \text{ W.m}^{-1}$ . Cette valeur établie pourra servir au dimensionnement de la PACG DX.

Une fois installée, les deux grandeurs contrôlables du côté du bâtiment de la PACG DX sont : la température et le débit de l'eau de refroidissement au condenseur. Afin d'analyser de façon spécifique, l'influence de la variation de ces deux grandeurs sur la performance de la PACG DX, des approches expérimentales ont été adoptées :

- Pour les variations de température de l'eau de refroidissement, une valve de mélange a été installée sur le circuit de distribution et entièrement contrôlée par notre programme de contrôle. La méthode expérimentale consistait à faire fonctionner le système jusqu'à ce que le régime quasi permanent soit atteint puis à ouvrir progressivement la valve pendant une heure de fonctionnement.
- Pour les variations du débit de l'eau de refroidissement, une valve de variation de débit a été installée à l'entrée du condenseur. La méthode expérimentale consistait à

faire fonctionner le système jusqu'à ce que le régime devienne quasi permanent puis à maintenir une valeur de débit pendant 30 min avant de passer à la valeur suivante.

Les tests réalisés plusieurs fois sur la PACG DX afin d'assurer la répétabilité et la reproductivité ont permis de conclure que :

- La performance du système baisse lorsque la température de l'eau de refroidissement du condenseur augmente. Les meilleures performances du système DX sont obtenues pour des températures de l'eau de refroidissement inférieures à 35°C.
- Le COP et la capacité de chauffage augmentent avec le débit de l'eau de refroidissement. L'allure des courbes obtenues ont permis d'établir des relations de régression entre le COP, le  $Q_h$  versus le débit de l'eau de refroidissement. Ces relations pourront servir au dimensionnement de la PACG DX dans les mêmes conditions expérimentales.
- L'étude des variations de la température de condensation en fonction du débit de l'eau de refroidissement a permis d'établir un minimum de débit d'eau de refroidissement au condenseur nécessaire au bon fonctionnement de la PACG DX de l'ordre à  $0,13 \text{ L.s}^{-1}$ .

#### **Article #2: Modeling of the direct expansion geothermal heat pump using artificial neural network**

#### **Article #2 : Modélisation d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe par les réseaux de neurones artificiels**

L'objectif de cette publication était de proposer un modèle de comportement de la pompe à chaleur basé sur l'application des réseaux de neurones artificiels afin de répondre à deux préoccupations que sont :

- Élaborer un modèle de comportement de la pompe à chaleur en prenant en compte des paramètres thermodynamiques d'influence qui peuvent être mesurés en ligne dans un processus de chauffage,
- Utiliser ce modèle pour élaborer des stratégies de contrôle capables d'adapter la sélection des boucles géothermiques en fonction de la demande en chauffage.

À cet effet, un protocole mixte de collecte de données combinant le plan optimal de Taguchi et des essais de fonctionnement spécifiques a été élaboré. Quatre algorithmes ont été testés : Levenberg–Marquardt (LM), scaled conjugate gradient (SCG), Pola–Ribiere conjugate gradient (CGP) et le quasi-Newton back propagation (BFG). La méthodologie consistait à varier le nombre de neurones de la couche cachée de 1 à 30 pour chacun des algorithmes et de choisir le meilleur algorithme qui offrait à la fois un RMS plus petit, un COV plus petit avec un  $R^2$  plus grand.

Les variables d'entrée retenues sont :

- ✓ la température de l'eau de refroidissement au condenseur,
- ✓ la pression et la température du réfrigérant à l'entrée de l'évaporateur géothermique,
- ✓ la pression et la température du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur géothermique,
- ✓ la pression de décharge à la sortie du compresseur.

Les paramètres de sortie du modèle proposés sont :

- ✓ la consommation électrique de la pompe à chaleur,
- ✓ la capacité de chauffage de la pompe à chaleur.

Des quatre algorithmes explorés dans le processus de modélisation, Levenberg–Marquardt (LM) a été identifié meilleur et rapide avec 28 neurones dans la couche cachée. Les moyennes du  $R^2$ , du RMS et de COV obtenues à cet effet sont de 0,9991, 0,1633 et de 2,9319 respectivement.

**Article #3: A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerants alternatives to R22**

**Article #3: Étude comparative d'un évaporateur géothermique à expansion directe utilisant R410A et R407C comme réfrigérants de remplacement du R22**

Le troisième article répond au protocole de Montréal en vigueur depuis 1989 qui limiterait à l'horizon 2020 à 2040 l'utilisation du R22. Cette exigence oblige la communauté scientifique à réévaluer tous les systèmes de conditionnement d'air, initialement au R22, avec les

nouveaux fluides de remplacement. Dans cette étude, deux réfrigérants R407C et R410A ont été choisis pour tester et analyser le comportement dynamique de l'évaporateur géothermique à expansion directe. Un modèle d'évaporateur validé a servi de cadre pour les simulations. Trois cas ont été étudiés:

**Cas #1 :** Dans le premier cas, on impose à l'entrée de l'évaporateur et pour chacun des fluides la même température (-5 °C) et le même titre en vapeur (20 %). La température du sol et le débit du réfrigérant sont maintenus constants et valent respectivement 14,5 °C et 0,15 kgs<sup>-1</sup>.

**Cas #2 :** Il s'agit du cas 1 dans lequel cette fois le débit varie. Les valeurs de débit exploré sont de 0,015 kgs<sup>-1</sup>, 0,020 kgs<sup>-1</sup>, 0,025 kgs<sup>-1</sup>et 0,030 kgs<sup>-1</sup>.

**Cas #3 :** C'est le cas 1 dans lequel la température du sol a été variée. Les valeurs imposées sont de 10 °C, 13 °C, 15 °C et 20 °C.

Les résultats de simulations ont permis de tirer les conclusions ci-après :

À la même température, même titre en vapeur et même débit du réfrigérant à l'entrée des évaporateurs,

- ✓ Les surchauffes obtenues dans les évaporateurs au R22 et au R410A restent similaires avec celles dans l'évaporateur au R407C qui sont inférieures à celles de l'évaporateur au R410A.
- ✓ La chute de pression dans l'évaporateur au R22 est supérieure à celle observée dans les évaporateurs au R410A et R407C avec celle dans l'évaporateur au R407C qui reste supérieure à celle observée dans celui au R410A au faible débit du réfrigérant.

L'augmentation du débit du réfrigérant a pour effet d'augmenter la distance d'évaporation dans les évaporateurs avec des possibilités d'avoir des coups de liquide au débit de réfrigérant élevés. Le taux d'extraction de chaleur du sol reste pratiquement le même pour le R407C et le R410A.

Lorsque la température du sol augmente, le taux d'extraction augmente et ne semble pas dépendre du type de réfrigérant à une température du sol donnée.

## **Contribution scientifique de cette thèse**

Tels que libellé dans le titre de la thèse, les principales contributions scientifiques portent sur deux plans : le plan analyse et le plan modélisation.

### **Sur le plan de l'analyse :**

- ✓ La mise à jour et le réglage d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe qui a servi de cadre expérimental aux travaux.
- ✓ L'analyse expérimentale du fonctionnement de la PACG DX dans les conditions d'utilisation réelle mettant en exergue sa capacité et l'influence de grandeurs thermodynamiques caractéristiques sur la performance de la PACG DX.
- ✓ Une étude comparative de trois évaporateurs géothermiques respectivement au R22, R410A et R407C, afin d'anticiper sur les exigences du protocole de Montréal de 1989 sur l'avenir du R22.
- ✓ La détermination des conditions optimales de fonctionnement de la PACG DX qui aideront au dimensionnement de la pompe à chaleur.

### **Sur le plan de la modélisation :**

- ✓ La modélisation de la PACG DX en mode chauffage à l'aide des réseaux de neurones artificiels. Le modèle peut être utilisé pour élaborer les stratégies de régulation et de contrôles.
- ✓ La modélisation sous le logiciel Comsol de l'échangeur réfrigérant-eau de type double tubes dont l'intérieur est vrillé.
- ✓ La modélisation d'un compresseur hermétique alternatif qui n'est pas présentée dans ce travail car étant basée sur le modèle de Demba Ndiaye (cité plus haut) disponible dans la littérature.

Le modèle de l'échangeur réfrigérant-eau et celui du compresseur sont intégrés dans le modèle global de la PAC DX en cours de validation et d'évaluation sous Comsol.

L'ensemble de cette contribution est formé de trois articles de journal dont deux publiés dans le journal Energy and Building et le troisième soumis au journal Applied Thermal Engineering, ainsi que de deux articles de conférence : l'un publié dans la revue de Conférence Comsol Boston 2012, USA et l'autre publié dans la revue Récents Progrès en Génie des Procédés de la société française de génie de procédés (SFGP), Numéro 104 – 2013 (ISSN: 1775-335X ; ISBN: 978-2-910239-78-7, Ed. SFGP, Paris, France.



## **ANNEXE I**

### **MODELING AND ANALYSIS OF A DIRECT EXPANSION GEOTHERMAL HEAT PUMP (DX): PART II-MODELING OF WATER-REFRIGERANT HEAT EXCHANGER**

Jean-Louis Fannou<sup>1\*</sup>, Clément Rousseau<sup>1</sup>, Louis Lamarche<sup>1</sup>, Stanislaw Kajl<sup>1</sup>

<sup>1</sup> École de Technologie Supérieure, département génie mécanique, Montréal, Canada

**Article de conférence Comsol amélioré, Boston 2012, USA**

#### **Abstract**

In this section, we simulate the heat exchanger system in one dimension characterized by two coaxial tubes with ribbed inner tube using the equations of conservation of mass, conservation of momentum and energy. The Comsol PDE interface is used to simulate the monophasic and biphasic flow of refrigerant R22 (Chlorodifluoromethane). Heat transfer in water and inner wall of the exchanger are modeled with two Heat Transfer interfaces (solid, fluid).

The developed numerical model was used to simulate the phases of superheating, condensing and subcooling in the condenser. Vapor quality, pressure, enthalpy of the refrigerant and the water temperature are also simulated. To validate this numerical model a comparison between numerical and experimental results was performed.

**Keywords:** Modeling, heat exchanger, geothermal, direct expansion, heat pump, condenser, evaporator, superheating, subcooling.

#### **1 Introduction**

This study is part of a larger project to enhance and develop a new type of direct expansion geothermal heat pump (DX) and to evaluate the performance of such a system with potential fluids (R404A and R407C) for the replacement of R22 refrigerant. A geothermal direct expansion (DX) is a heat pump (Figure-A I-1) with the particularity that one component is

buried directly under the ground playing the role of condenser / evaporator according to the mode of operation contrary to the traditional secondary loop. Thus, it has the following advantages among others:

- ✓ Reduction of cost by elimination of secondary loop of the ground side.
- ✓ Low power consumption for its operation.
- ✓ Using a larger energy resource with a relatively constant temperature throughout the year.
- ✓ Good even at very low atmospheric temperature.
- ✓ Reduced maintenance costs.

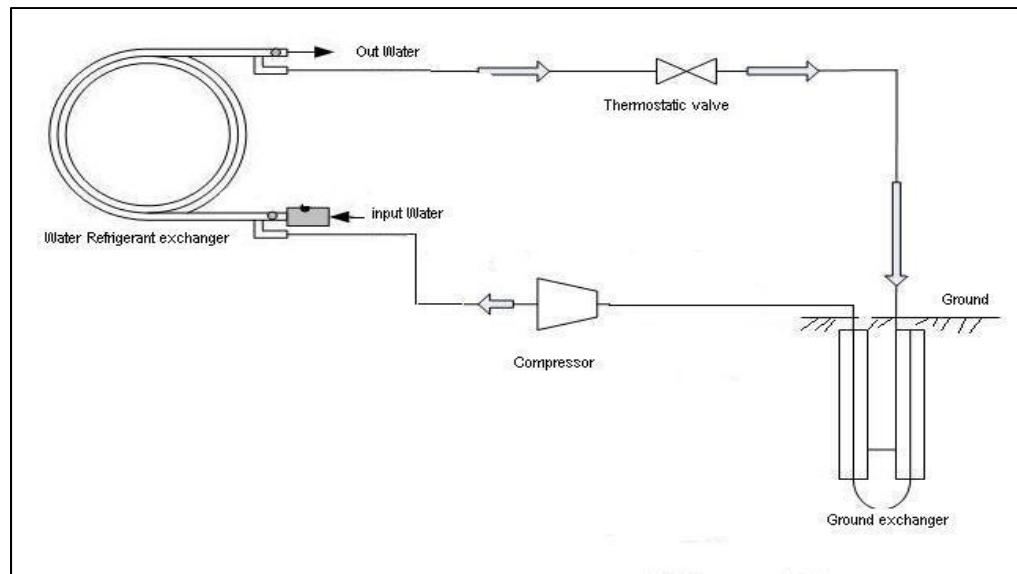
As main drawback, the initial investment costs are very high, but because of the savings, return on investment can be done quickly. That is why geothermal systems renewed interest in recent years (Michopoulos et Kyriakis, 2009).

The literature review revealed a lack of scientific research and publication concerning direct expansion geothermal heat pump systems. So in terms of modeling and experimental results, the information available does not have sufficient scientific knowledge with respect to this technology. Therefore, the proposed modeling and analysis of this heat pump DX aims to fill this gap.

Modeling and analysis of a direct expansion geothermal heat pump begins with modeling these different components: Ground heat exchanger, compressor, thermostatic expansion valve, reversing valve, pipe, water-refrigerant exchanger, etc. and the coupling of these components to make a closed loop corresponding to the heat pump.

In the first part (pending publication), the numerical model of ground heat exchanger is presented.

In this study, we present a dynamic model of the second heat exchanger system by solving the equations of conservation of mass, momentum and energy conservation. The numerical model was used to simulate the phases of superheating, condensing and sub-cooling. The evolutions of steam as well as the temperature, the pressure of the refrigerant along the exchanger are also presented. The resulting model is validated by comparison with experimental results.



**Figure-A I-1 Simplified diagram of a direct expansion geothermal heat pump**

## 2 Modeling refrigerant-water heat exchanger

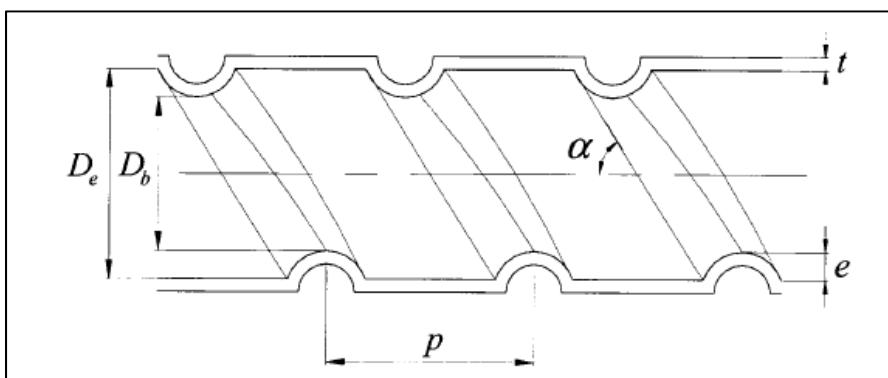
### 2.1 Geometry description

The heat exchanger of the double type is modeled spirally wound tube whose inner tube is called twisted or ribs (Figure-A I-2). There is characterized the point of view of internal geometry (Figure-A I-3) by:

- ✓ Pitch of the ribs,  $p$  ;
- ✓ Height of the ribs,  $e$ ;
- ✓ Helix angle of the ribs,  $\alpha(^{\circ})$ ;
- ✓ Number of starts per section of ribs,  $N$ ;
- ✓ Maximum inside diameter,  $D_e$ ;
- ✓ Wall thickness of twisted tube,  $t$ ;
- ✓ Minimum inside diameter,  $D_b$ .



**Figure-A I-2 Heat exchanger diagram**



**Figure-A I-3 Heat exchanger geometry**

Tiré de Demba Ndiaye (2007, p. 102)

The advantage of such geometry is to increase the exchange surface area to maximize heat transfer between it. Because of this irregular geometry in inner tube, the authors (Garimella et Christensen, 1995b), (Rousseau, van Eldik et Greyvenstein, 2003) proposed the equivalent of a corresponding smooth tube. The equivalent diameters are calculated using the following formulas:

$$D_{1A} = \sqrt{D_e^2 - \frac{2Nes}{\pi}} \quad (\text{A I-1})$$

$$D_{1P} = D_e + \frac{N}{\pi} \left( \sqrt{4e^2 + s^2} - s \right) \quad (\text{A I-2})$$

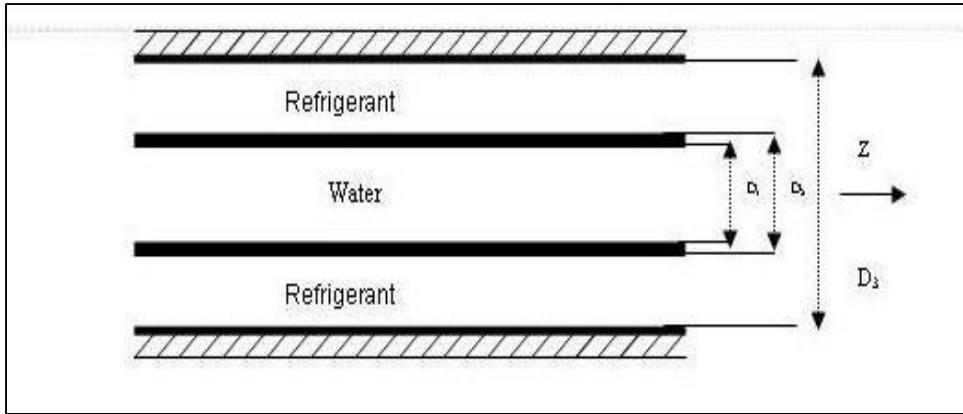
$$D_2 = D_1 - 2t \quad (\text{A I-3})$$

According to Rousseau et al. (Rousseau, van Eldik et Greyvenstein, 2003), the ribs helix angle can be calculated by:

$$\alpha = \arctan \left( \frac{\pi D_2 A}{Np} \right) \quad (\text{A I-4})$$

## 2.2 Modeling

The heat exchanger is installed on a vapor compression heat pump with reversible cycle power of 10 kW. It is used as a condenser when the heat pump is operating in heating mode and as an evaporator in cooling mode. In all cases, the refrigerant circulates in the annular space and the secondary fluid into the inner tube (Figure-A I-4). Refrigerant may flow as monophasic or biphasic. We consider the outer wall of the exchanger to be isolated and that there is therefore no heat transfer between the refrigerant and the outer wall. The temperature of the refrigerant is then equal to the temperature of the outer wall at every point. The modeling presented here, describes three elements that interchange: refrigerant, the secondary fluid and the wall of the inner tube.



**Figure-A I-4 Schematic drawing of the heat exchanger Refrigerant-Water**

Tiré de Demba (2007, p. 102)

### 2.2.1 The refrigerant

#### Monophasic flow

Modeling assumptions are as follows:

- ✓ The fluid or refrigerant is assumed Newtonian;
- ✓ The flow is one dimensional along the axis of the tube;
- ✓ The gravitational force is negligible;
- ✓ The axial conduction is negligible;
- ✓ The viscous dispersion is negligible.

Under these conditions, the governing equations are:

$$S_f \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} = 0 \quad (\text{A I-5})$$

$$S_f \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} + \frac{2\dot{m}}{\rho} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} - \frac{\dot{m}^2}{\rho^2} \frac{\partial \rho}{\partial z} + S_f \frac{\partial P}{\partial z} = -S_f^2 F_{vol} \quad (\text{A I-6})$$

$$S_f \rho \frac{\partial h}{\partial t} + \dot{m} \frac{\partial h}{\partial z} - S_f \frac{\partial P}{\partial t} - \frac{\dot{m}}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} = S_f Q_v \quad (\text{A I-7})$$

with:

$$F_{vol} = 2 C_f \dot{m}^2 / S_f^2 \rho D \quad (\text{A I-8})$$

Where  $C_f$  represents the friction coefficient. The friction coefficient is given by the Garimela correlation (Garimella et Christensen, 1995a):

For  $\text{Re} < 800$ ,

$$C_f = \frac{24 r^{*0.035}}{\text{Re}} \left( 1 + 101.7 \text{Re}^{0.52} e^{*1.65+2\theta^*} r^{*5.77} \right) \quad (\text{A I-9})$$

For  $\text{Re} \geq 800$ ,

$$C_f = \left[ 1.7372 \ln \left( \frac{\text{Re}}{1.964 \ln \text{Re} - 3.8215} \right) \right]^{-2} * \\ (1 + 0.0925 r^*) e_f \quad (\text{A I-10})$$

$$e_f = \left( 1 + 222 \text{Re}^{0.09} e^{*2.40} p^{*0.49} \theta^{*-0.38} r^{*2.22} \right) \quad (\text{A I-11})$$

In these equations,

$$\text{Re} = \rho u D / \mu_r \quad (\text{A I-12})$$

$$D = D_3 - D_{2A} \quad (\text{A I-13})$$

$$r^* = D_{2A} / D_3 \quad (\text{A I-14})$$

$$e^* = e / D_{2A} \quad (\text{A I-15})$$

$$\theta^* = \alpha / 90 \quad (\text{A I-16})$$

$$p^* = p / D_{2A} \quad (\text{A I-17})$$

The heat exchanged with the inner tube is given by the relation:

$$Q_v = \frac{4 h_{rp} D_{2p}}{D_3^2 - D_{2A}^2} (T_p - T_f) \quad (\text{A I-18})$$

Heat transfer coefficient between wall and refrigerant is calculated by Garimela correlation (Garimella et Christensen, 1995a):

$$h_{rp} = \frac{k_r}{D} \left[ \frac{0.5C_f \text{Re} \text{Pr}}{1 + 9.77 \sqrt{0.5C_f} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \right] \left( \text{Re}^{-0.20} e^{-0.32} p^{*-0.28} r^{*-1.64} \right) \quad (\text{A I-19})$$

### Two-phase flow

We assume that the flow is homogeneous and that the two phases are in thermodynamic equilibrium. The governing equations take the same form as in the single-phase flow except that we must take into account the parameters that apply to the liquid-vapor mixture as follows: - The density as a function of the void fraction:

$$\rho = (1 - \alpha_b) \rho_f + \alpha_b \rho_g \quad (\text{A I-20})$$

$f$  index refers to the liquid phase and the index  $g$  refers to the vapor phase.

The enthalpy can be written as:

$$h = (1 - x)h_f + xh_g \quad (\text{A I-21})$$

In this model, the void fraction  $\alpha_b$  proposed by Prémoli (COSTIC, 2009) is used.

The frictional pressure drop is evaluated assuming a single phase flow corrected with two-phase multiplier (Demba, 2007):

$$(F_{vol})_{di} = \phi^2 (F_{vol})_{mono} \quad (\text{A I-22})$$

$mono$  index refers to monophasic flow and  $di$  index refers to biphasic flow.  $\phi^2$  : The biphasic multiplier factor.

$$\phi^2 = A_1 + \frac{3.24 A_2 A_3}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (\text{A I-23})$$

Where:

$$A_1 = (1 - x)^2 + x^2 (\rho_f f_g / \rho_v f_f) \quad (\text{A I-24})$$

$f_g = Cf$  : For the gaseous phase flow

$f_f = Cf$  : For the liquid phase flow

$$A_2 = x^{0.78} (1 - x)^{0.224} \quad (\text{A I-25})$$

$$A_3 = (\rho_f / \rho_g)^{0.91} (\mu_g / \mu_f)^{0.19} (1 - \mu_g / \mu_f)^{0.7} \quad (\text{A I-26})$$

$$Fr = u^2 / gD \quad (\text{A I-27})$$

$$We = \rho u^2 D / \sigma \quad (\text{A I-28})$$

$\sigma$ , Stefan's constant.

The coefficient of heat transfer wall-refrigerant is:

**Condenser Mode:** Koyama's Correlation (Koyama et al., 1990)

$$h_{rp} = 0.53 \frac{k_f}{d} \left( \frac{d}{D} \right)^{-0.4} Ph^{-0.6} \left( \frac{\text{Re}_d \text{Pr}_f}{R} \right)^{0.8} \quad (\text{A I-29})$$

with:

$$Ph = Cp_f (T_r - T_p) / (h_g - h_f) \quad (\text{A I-30})$$

$$\text{Re}_d = \frac{\rho_f u d}{\mu_f} \quad (\text{A I-31})$$

$$\text{Pr}_f = \frac{\mu_f C p_f}{k_f} \quad (\text{A I-32})$$

$$R = \sqrt{\rho_f \mu_f / \rho_g \mu_g} \quad (\text{A I-33})$$

**Evaporator mode:** Takamatsu's Correlation (TAKAMATSU et al., 1990)

$$h_{rp} = h_{rpL} \left( 16000 Bo + \frac{6.3745}{X_{it}} \right) \quad (\text{A I-34})$$

Where:

$$h_{rpL} = 0.023 \frac{k_f}{D} \text{Re}_L^{0.8} \text{Pr}_f^{0.4} \quad (\text{A I-35})$$

With:

$$\text{Re}_L = \rho u (1-x) D / \mu_f \quad (\text{A I-36})$$

$$Bo = h_{rp} (T_p - T_r) / \rho u (h_g - h_f) \quad (\text{A I-37})$$

$$X_u = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (\text{A I-38})$$

$X_u$  the Martinelli's parameter.

### 2.2.2 The secondary fluid (water)

We assume that the incompressible fluid flow is unidirectional. In addition, we neglect axial conduction and viscous dissipation. The equation of energy conservation in the secondary fluid can be written (Demba, 2007):

$$\rho_e C p_e \left( \frac{\partial T_e}{\partial t} + v \frac{\partial T_e}{\partial z} \right) = \frac{4 D_{lp} h_{ep}}{D_{IA}^2} (T_p - T_e) \quad (\text{A I-39})$$

#### Expression of $h_{ep}$

The correlation proposed by Ravigurajan and Bergle (Ndiaye et Bernier, 2012) that take into account the internal geometry of the inner tube is used:

$$h_{ep} = \frac{k_e N u_a}{D_e} \quad (\text{A I-40})$$

$$Nu_a = Nu_s \left\{ 1 + \left[ 2.64 \text{ Re}^{0.036} \left( \frac{e}{D_e} \right)^{0.212} \left( \frac{p}{D_e} \right)^{-0.21} \left( \frac{\alpha}{90} \right)^{0.29} \text{ Pr}^{0.024} \right]^7 \right\}^{1/7} \quad (\text{A I-41})$$

$$Nu_s = \frac{f \text{ Re} \text{ Pr}}{2 \left[ 1 + 12 \cdot 7 \sqrt{f/2} \left( \text{Pr}^{2/3} - 1 \right) \right]} \quad (\text{A I-42})$$

Where:

$$f = (1.58 \ln \text{ Re} - 3.28)^{-2} \quad (\text{A I-43})$$

The index  $a$  refers to twisted tube,  $s$  index for smooth tube, and  $f$  the friction coefficient.

### 2.2.3 The inner wall

The equation of conservation of energy applied to the inner wall can be written assuming a constant thermal conductivity (Demba, 2007) :

$$\rho_p C p_p \frac{\partial T_p}{\partial t} - k_p \frac{\partial^2 T_p}{\partial z^2} = \frac{-\pi D_{1P} h_{ep}}{A_p} (T_p - T_e) + \frac{\pi D_{2P} h_{rp}}{A_p} (T_r - T_p) \quad (\text{A I-44})$$

## 3 Use of Comsol multiphysics

PDE module coupled with two heat transfer modules (solid, liquid) are used to solve our equations. PDE module solves the flow through the coolant in the annular space of the heat exchanger, the heat transfer module liquid used to solve the equations of water flow, while the solid Heat Transfer interface is used to solve the heat transfer within the tube inside the exchanger. The properties of the refrigerant are introduced into Comsol sub array and obtained with the software Refprop in the range of pressure and enthalpy used.

Boundary conditions:

*Water*: Temperature and flow are known to the input ( $z = 0$ ).

*Refrigerant:* Temperature, pressure and flow rate are known to the input ( $z = 0$ ).

*Inner tube:* Heat flux is zero at the boundary.

The function “flc2hs” is used to couple single phase flow and two-phase flow. The input variables of the model are: The enthalpy, pressure, density and flow rate of the refrigerant, inlet temperature and flow rate of the cooling water. These outputs: enthalpy, pressure and flow rate of the refrigerant, outlet temperature of the water.

## 4 Results

### 4.1 Model validation

In this section, it is presented only the results of model validation in heating mode (Figure-A I-5). The heat exchanger was simulated for 20 min and the results were compared with those of the experience obtained in the same simulation conditions. Tableau 0.1 shows the exchanger's parameters and the Figures-A I-6 to I-8 show the results obtained.

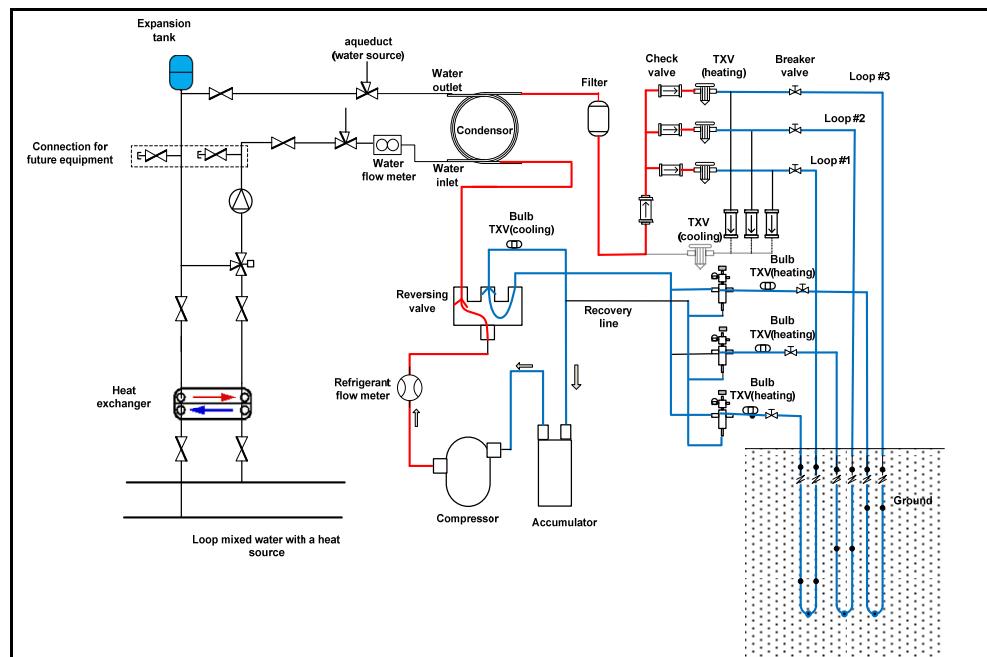


Figure-A I-5 Experimental diagram (heating mode)

The Figure-A I-6 shows the results of validation of the temperature of the cooling water to the condenser as compared with the experimental results. As you can see, the experimental results fit well to the model. The mean difference observed is – 4 % compared to the experimental values.

Tableau-A I-1 Heat exchanger's parameters

<b>Characteristic</b>	<b>Unit</b>	<b>Value</b>
L	m	6,30
D <sub>e</sub>	mm	33,75
D <sub>1A</sub>	mm	25,00
D <sub>1P</sub>	mm	51,61
D <sub>2A</sub>	mm	34,33
D <sub>2P</sub>	mm	53,80
D <sub>3</sub>	mm	38,51
e	mm	4,20
p	mm	13,51
$\theta^*$	C	0,75
$\rho_p$	Kg/m <sup>3</sup>	8300
$k_p$	W/m.K	419

$C_f$	J/Kg.K	372
-------	--------	-----

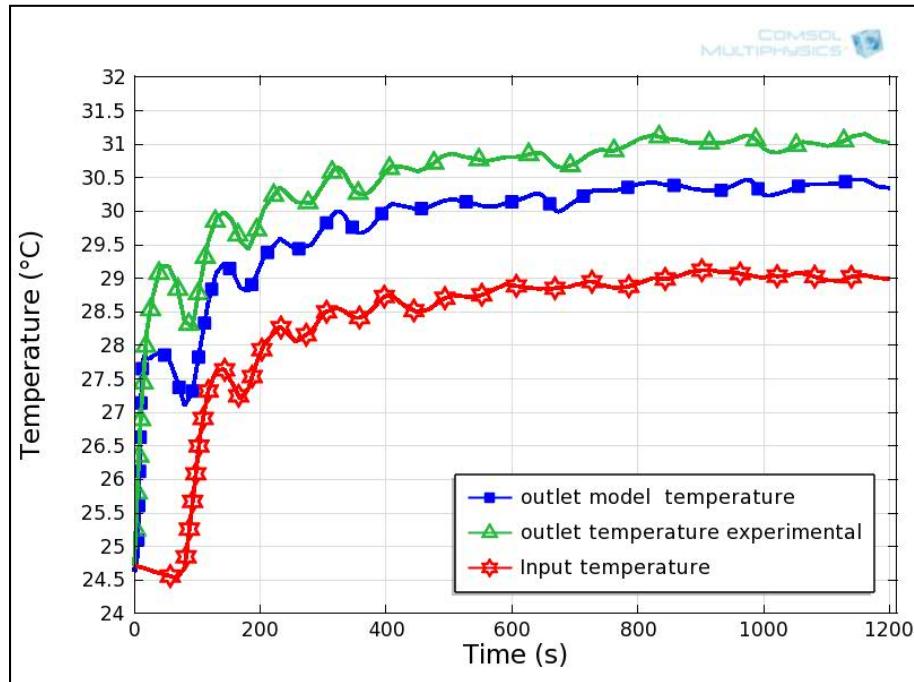
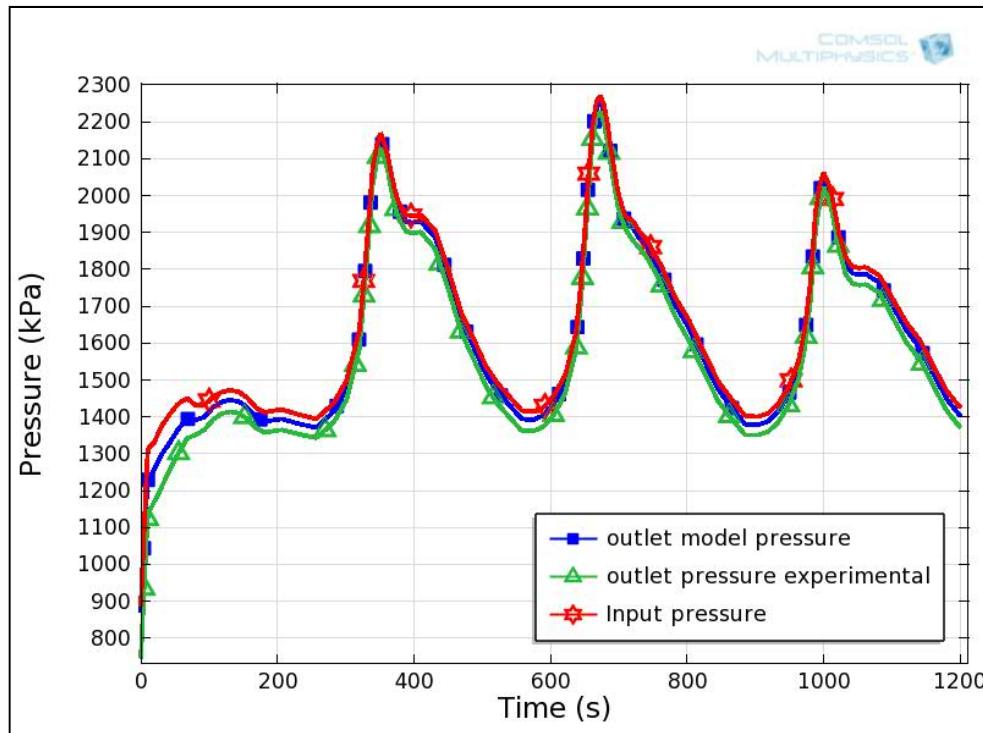


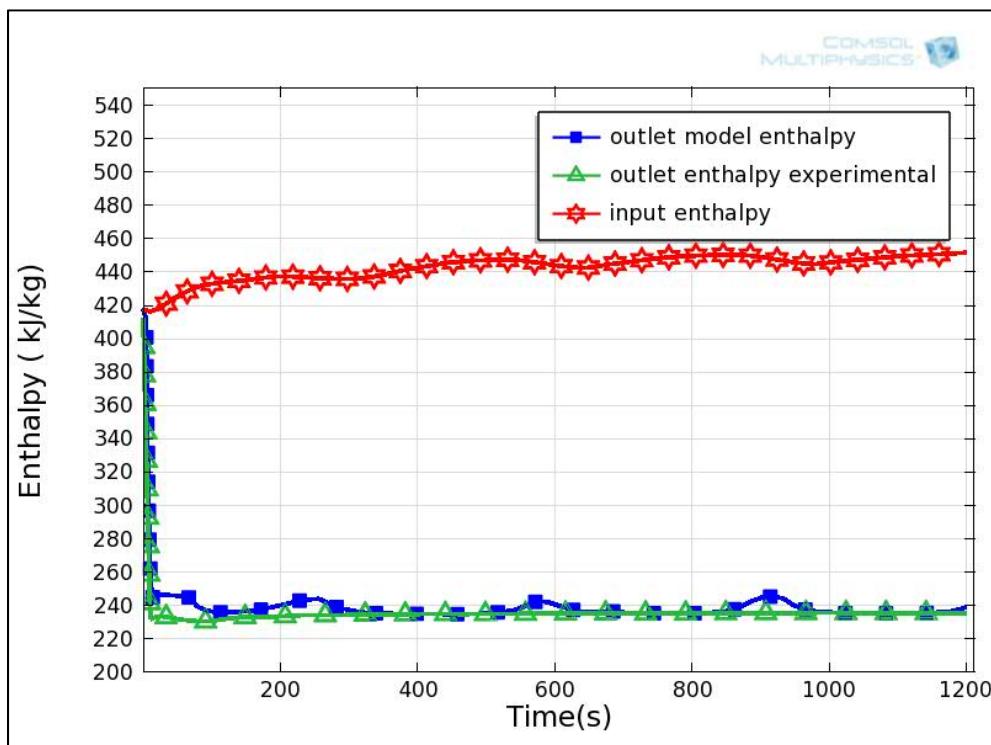
Figure-A I-6 Cooling water temperature validation



### Figure-A I-7 Refrigerant pressure validation

Figure-A I-7 shows the results of validation of the refrigerant pressure at the condenser outlet compared with the experimental results. As can be seen, the experimental results match to the model with a mean difference about of 2 % compared to the experimental values.

The Figure-A I-8 depict the results of validation of the refrigerant enthalpy at the condenser outlet compared with the experimental results. As can be seen, the experimental results fit well to the model. The mean difference observed is about -2.4 % compared to the experimental values.

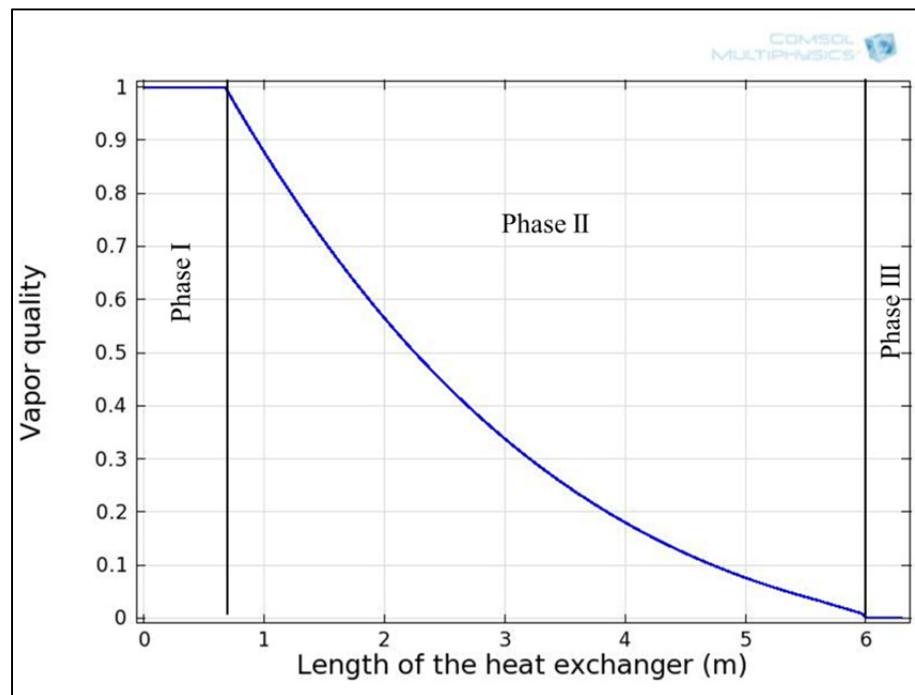


### Figure-A I-8 Refrigerant enthalpy validation

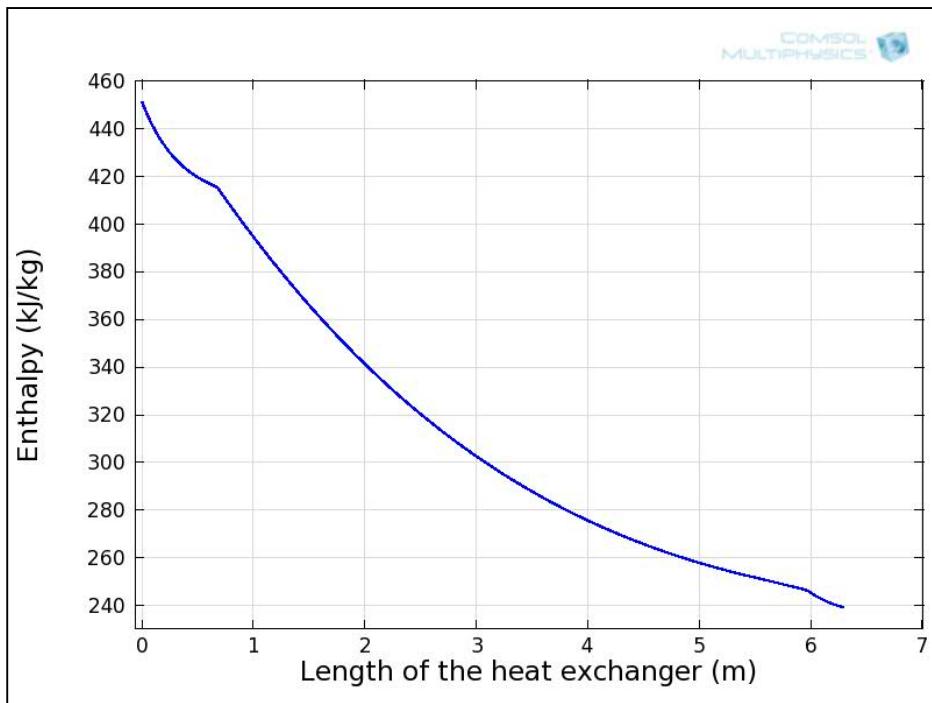
#### 4.2 Thermodynamic parameters variation along the heat exchanger

The Figures-A I-9 to I-12 show respectively the variations of the vapor quality, the enthalpy, the pressure and the refrigerant temperature along the condenser. As can be seen in each of

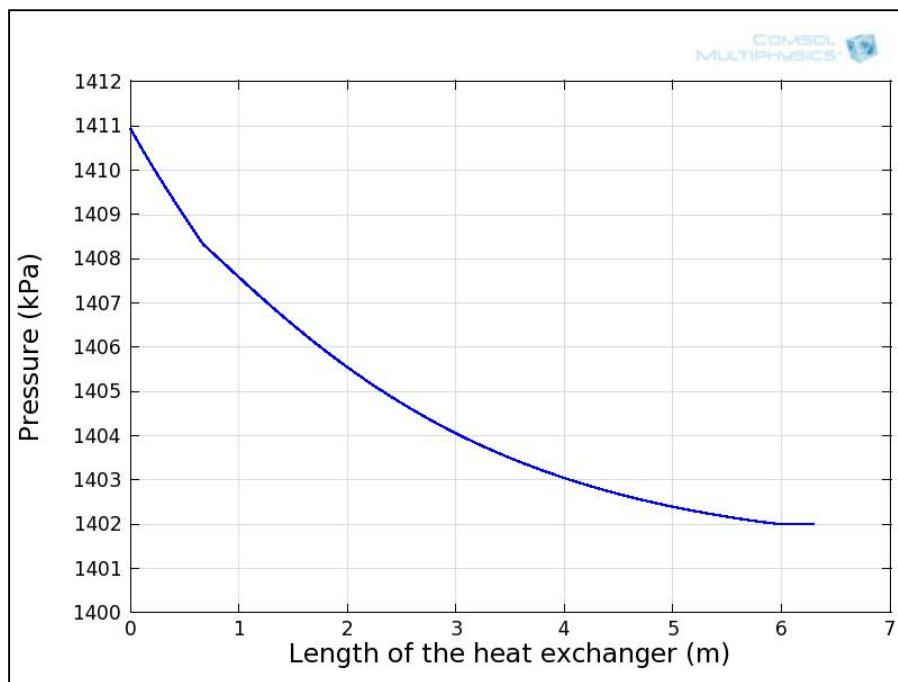
the figures (for example in Figure-A I-9), the three phases of condensation are observed: the desuperheating (Phase I), the condensation (Phase II) and the subcooling (phase III).



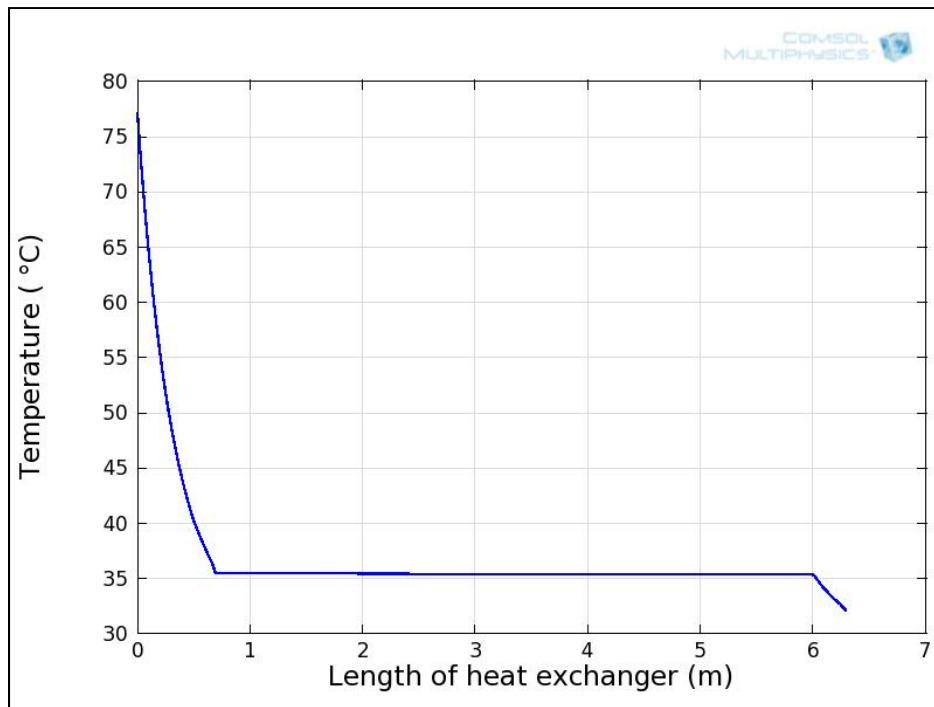
**Figure-A I-9 Vapor quality variation**



**Figure-A I-10 Variation of refrigerant enthalpy**



**Figure-A I-11 Refrigerant pressure variation**



**Figure-A I-12 Refrigerant temperature variation**

## 5 Conclusion

The numerical model of water-refrigerant heat exchanger with Comsol is developed by solving equations of mass, momentum, and energy conservation in one dimension for the coolant. The validated numeric model obtained will be coupled with the ground heat exchanger for developing the global numerical model of direct expansion geothermal heat pump.



## ANNEXE II

### OPTIMISATION D'UNE POMPE À CHALEUR GÉOTHERMIQUE À EXPANSION DIRECTE PAR LA MÉTHODE TAGUCHI

Fannou Jean-Louis<sup>a\*</sup>, Rousseau Clément<sup>a</sup>, Lamarche Louis<sup>a</sup>, Kajl Stanislaw<sup>a</sup>,

<sup>a</sup> École de Technologie Supérieure, Centre de Technologie Thermique, Département du Génie mécanique,  
1100, rue Notre-Dame Ouest Montréal (Québec) H3C 1K3

Article publié dans la Revue Française de Génie des Procédés au Numéro 104 – 2013,

ISSN: 1775-335X ; ISBN: 978-2-910239-78-7, Ed. SFGP, Paris, France

#### Résumé

Dans ce travail, nous réalisons une optimisation des paramètres contrôlables d'un type de pompe à chaleur géothermique à expansion directe (DX) dans un processus de chauffage domestique en appliquant la méthode de Taguchi. Les paramètres étudiés sont : la température d'entrée et le débit de l'eau au condenseur et la longueur des puits géothermiques, chacun ayant trois niveaux. Afin de déterminer les conditions optimales de fonctionnement et les effets de ces paramètres sur le coefficient de performance du système et sur la puissance extraite au condenseur, la méthode du plan d'expérience et l'analyse des données proposées par Genichi Taguchi ont été utilisées. L'analyse révèle que le paramètre le plus influant sur les réponses étudiées est la longueur de l'échangeur souterrain suivi par le débit d'eau et la température d'entrée de l'eau au condenseur. L'étude prouve par ailleurs que lorsque la température d'entrée de l'eau au condenseur augmente, le COP diminue et ne varie pas linéairement avec la longueur de l'échangeur souterrain comme on pourrait l'imaginer. Les paramètres optimaux identifiés ont été testés expérimentalement. Les résultats obtenus ont été comparés avec ceux prédis par la méthode de Taguchi. Des expressions simplifiées de dimensionnement de la pompe à chaleur DX ont été proposées par analyse de régression des données expérimentales.

**Mots-clés :** Géothermie, pompe à chaleur, expansion directe(DX), méthode Taguchi, fonctionnement optimal, coefficient de performance(COP), chauffage.

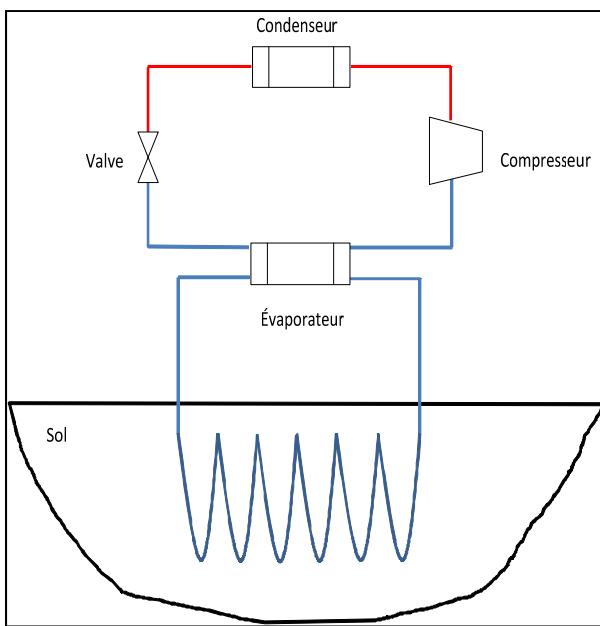
## 1 Introduction

Les pompes à chaleur géothermique ont un regain d'intérêt depuis cette dernière décennie à cause de leurs performances et des économies qu'elles procurent à long terme d'utilisation. En général les pompes à chaleur géothermiques disponibles dans le commerce sont souvent à boucle secondaire (voir Figure-A II-2). Une autre catégorie, objet de cette étude, élimine la boucle secondaire côté sol afin de réaliser encore plus d'économies. Elle est classée dans la catégorie des pompes à chaleur à expansion directe car elle a la particularité que l'un des composants, enterré au sol, joue directement le rôle de condenseur ou d'évaporateur selon le mode d'opération (voir Figure-A II-2). De ce fait, il présente donc des avantages par rapport aux systèmes conventionnels à boucle secondaire: Réduction de coût par élimination de la boucle secondaire côté sol : pas d'échangeur de chaleur ni de pompe de circulation, faible consommation d'énergie pour son fonctionnement, diminution des coûts de maintenance, diminution des pertes de chaleur due au contact directe entre l'échangeur souterrain et le sol, amélioration des conditions de transfert au sol due au matériau de fabrication de l'échangeur souterrain : cuivre de forte conductivité thermique par rapport au plastique utilisé dans les systèmes à boucle secondaire. Comme principaux inconvénients, les coûts initiaux d'investissement restent élevés, le problème de retour d'huile et la présence de réfrigérants dans le sol.

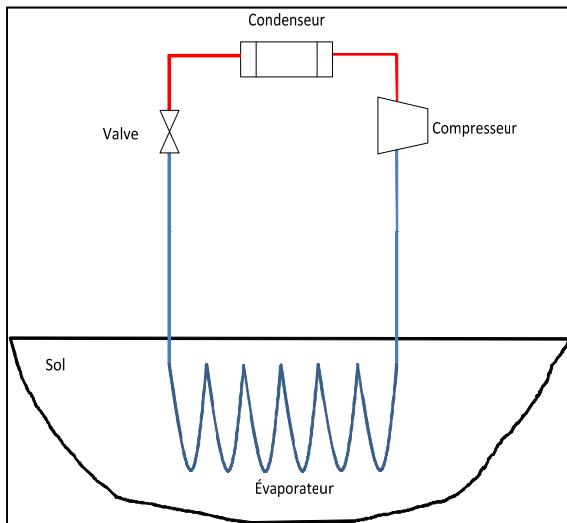
La revue de littérature révèle une insuffisance de recherche et publication scientifique sur les systèmes de pompe à chaleur géothermique à expansion directe (DX). Ainsi, aussi bien sur les plans de la modélisation que sur ceux des résultats expérimentaux, l'information disponible ne permet pas de disposer de connaissance scientifique suffisante à l'égard de cette technologie (Hughes, 2008). Cependant, on note depuis cette dernière décennie, quelques travaux sur les pompes à chaleur DX. Ainsi Xiaotao et al (Wang, Ma et Lu, 2009) ont procédé à une étude expérimentale sur une pompe à chaleur DX au R134a en mode chauffage, constituée de trois puits verticaux de 30 m de profondeur chacun durant une période de 20 jours en hiver en Chine. D'après les résultats obtenus, le COP de tout le système est de 2,28 pour des températures d'évaporation et de condensation de 3,14 °C et de

53,4°C respectivement. La capacité moyenne de chauffage obtenue a atteint 6.43 kW. Ils ont mis en évidence le problème de mauvaise répartition de débit dans les évaporateurs géothermiques. Wang H. (Wang et al., 2013) a réalisé une étude expérimentale sur une pompe à chaleur DX en mode chauffage constituée de quatre puits verticaux de 20 m chacun sur lequel a été développé un système spirale de cuivre facilitant le retour d'huile. La capacité de chauffage a atteint 6,41 kW avec un COP de 2,88. Une étude technico-économique a été réalisée par Guo (Guo et al., 2012) pour comparer les systèmes DX avec les systèmes SL en mode climatisation. Les auteurs sont arrivés à la conclusion que les systèmes DX sont plus performants et plus économiques que les systèmes SL. Austin et Sumathy (Austin et Sumathy, 2011) ont réalisé une étude paramétrique sur la performance d'une pompe à chaleur DX au CO<sub>2</sub> dans un cycle transarctique. Un modèle numérique a été développé et une optimisation des paramètres de la pompe à chaleur a permis d'améliorer la performance de 18 % par rapport au modèle de référence.

Par ailleurs, le défi majeur pour cette nouvelle technologie, serait d'atteindre tout au moins les performances des systèmes géothermiques traditionnels (voir Figure-A II-1) ou de s'en approcher. Il faut alors proposer, non seulement les outils de dimensionnement de cette pompe à chaleur pour les besoins de chauffage et de climatisation souhaités mais aussi déterminer les conditions optimales de fonctionnement une fois installée. L'étude ici présentée s'inscrit bien dans cette optique et vise donc, à partir d'un plan expérimental construit sur la base de la méthode Taguchi, à obtenir les paramètres qui maximisent le coefficient de performance (COP) et la capacité de chauffage ( $Q_h$ ) d'une pompe à chaleur DX et à élaborer des corrélations simplifiées de dimensionnement.



**Figure-A II-1 Schéma d'une PAC géothermique traditionnelle**

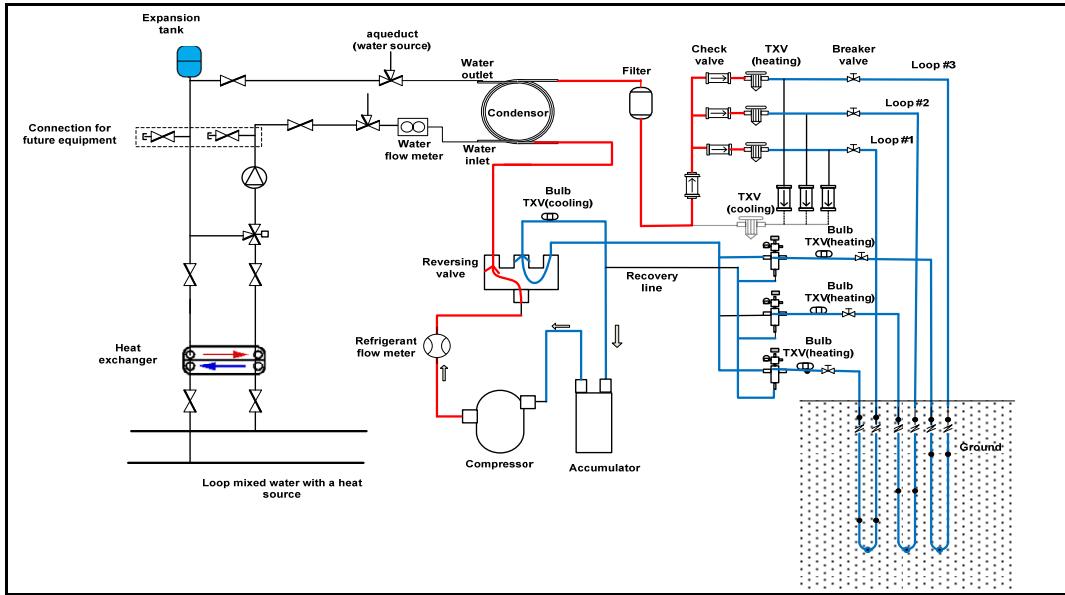


**Figure-A II-2 Schéma d'une PAC géothermique à expansion directe(DX)**

La méthode Taguchi est basée sur l'élaboration des plans d'expérience construits à partir de la matrice orthogonale d' Hadamard dont l'objectif est de recueillir et d'analyser les données issues des essais afin non seulement de déterminer parmi les paramètres d'influence d'un

procédé, ceux qui le sont le plus mais aussi de déterminer dans le domaine expérimental le niveau optimal des paramètres permettant d'atteindre le degré de qualité souhaitée (maximum, minimum, nominal). La particularité de cette méthode est que l'optimisation est basée sur la minimisation de la variabilité des réponses autour de la cible (Çomaklı, Çelik et Erdogan, 1999). Cette méthode est utilisée dans divers systèmes d'ingénierie mais son application dans le domaine des pompes à chaleur remonte vers l'année 1999 avec les travaux de (Çomaklı, Çelik et Erdogan, 1999) qui ont déterminé les conditions optimales de fonctionnement d'une pompe à chaleur utilisant les mélanges azéotropiques. Par la suite, (Comaklı et al., 2009) ont utilisé la méthode Taguchi pour déterminer les conditions optimales de fonctionnement d'une pompe à chaleur utilisant comme réfrigérant R22 et R404A et leur mélange. Comaklı et Hertel (Comaklı, Hertel et al. 2010) ont exploité la même méthode pour analyser une pompe à chaleur fonctionnant avec des mélanges de fluides zéotropiques. En 2012, les auteurs (Coşkun et al., 2012) se sont servis de la méthode Taguchi pour évaluer l'effet des paramètres de régulation sur la performance d'un système dans le domaine de la récupération de chaleur à l'aide d'une pompe à chaleur.

Nous savons que les paramètres qui pourraient influencer la performance d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe sont très nombreux : position des puits, la nature du sol, interaction entre les puits, les conditions d'entrée du fluide (température, débit) de la boucle secondaire côté bâtiment, la longueur des puits, la vitesse de rotation du compresseur, la nature du fluide frigorigène, la dynamique des valves de détente, l'utilisation de la pompe, etc. Dans cette étude, une des premières dans ce domaine pour la pompe à chaleur DX, nous retenons les paramètres ci-après : la température d'entrée et le débit du fluide secondaire du condenseur et la longueur des puits, chacun ayant trois niveaux.



**Figure-A II-3 Schéma du dispositif expérimental en mode chauffage**

## 2 Méthodologie

### 2.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental (voir Figure-A II-3) est une pompe à chaleur géothermique d'une puissance nominale de 10KW avec R22 comme réfrigérant. Elle est constituée de trois puits souterrains en parallèle d'une longueur de 30 m chacun et incliné d'un angle de 30° par rapport à la verticale. La pompe peut fonctionner en mode chauffage comme en mode de climatisation grâce à une valve d'inversion de cycle. En mode de chauffage, les valves de coupe-circuit installées sur chacun des puits géothermiques (condenseur) permettent de faire fonctionner manuellement, un ( $L_H = 30$  m), deux ( $L_H = 60$  m) ou trois puits ( $L_H = 90$  m) selon les besoins des essais. Chaque puit est muni de sa valve de détente assurant ainsi un réglage indépendant de débit du réfrigérant. En mode de climatisation, le système de régulation sélectionne de façon automatique le nombre de puits (évaporateur) convenable au bon fonctionnement de la pompe DX. Des capteurs de pression et de température, calibrés, sont installés convenablement dans le circuit (voir Figure-A II-3). L'ensemble du système de

commande, d'acquisition, d'enregistrement des données est géré dans l'environnement du logiciel Labview.

Nous faisons fonctionner le système pendant environ une heure afin d'assurer que le régime quasi permanent est atteint. Les valeurs retenues pour le traitement des données sont les moyennes des dix dernières minutes.

Le circuit de distribution est muni d'une valve de mélange dont le signal d'ouverture est entièrement contrôlé par le système d'acquisition et permet de réguler la température d'entrée de l'eau dans le condenseur.

Tableau-A II-1 Les niveaux des paramètres de l'étude

Paramètres	Désignation	Unité	Niveaux		
			1	2	3
$T_{wi}$	A	°C	29	31	35
$\dot{m}_w$	B	kg/s	0,19	0,38	0,63
L <sub>H</sub>	C	m	30	60	90

Tableau-A II-2 Résultats expérimentaux

Nº des essais	Ordre des essais	$T_{wi}$ (°C)	$\dot{m}_w$ (kg/s)	L <sub>H</sub> (m)	COP <sub>1</sub>	COP <sub>2</sub>	Q <sub>h1</sub> (W)	Q <sub>h2</sub> (W)
1	9	29	0,19	30	2,20	2,17	4635,40	4715,41
2	1	29	0,38	60	2,78	2,87	6941,66	7631,33
3	7	29	0,63	90	2,93	3,06	8646,43	9403,38
4	8	31	0,19	60	2,50	2,46	6522,50	6929,82
5	2	31	0,38	90	2,80	2,93	8285,20	8795,86
6	6	31	0,63	30	2,19	2,36	4577,10	5217,96
7	4	35	0,19	90	2,35	2,15	7827,85	7636,80
8	3	35	0,38	30	2,25	2,27	4925,25	5114,31
9	5	35	0,63	60	2,79	2,75	7125,66	7422,25

## 2.2 Matrice expérimentale de Taguchi

Le Tableau-A II-1 montre les différents niveaux des paramètres pris en compte dans cette étude. Les réponses étudiées sont le coefficient de performance COP et la puissance extraite du condenseur  $Q_h$ .

En négligeant les interactions entre les paramètres, le plan orthogonal de Taguchi L9 (3\*3) a été choisi pour conduire les essais avec une répétition. Au total, nous avons exécuté 18 essais dans un ordre aléatoire. Le Tableau-A II-2 présente la matrice d'expérience de Taguchi.

## 2.3 Expression des réponses et critère d'optimisation de Taguchi

Le COP thermodynamique est évalué par :

$$COP = \frac{Q_h}{W_C} \quad (\text{A II-1})$$

La capacité de chauffage est :

$$Q_h = \dot{m}_w C p_w (T_{wi} - T_{wo}) \quad (\text{A II-2})$$

Les critères d'optimisation sont basés sur l'évaluation du ratio signal/bruit (SB) selon que l'on souhaite maximiser, minimiser la réponse étudiée ou atteindre une valeur nominale donnée:

Pour maximiser,

$$SB = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{Y_i^2} \right) \quad (\text{A II-3})$$

Pour minimiser,

$$SB = -10 \log \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i^2 \right) \quad (\text{A II-4})$$

Pour atteindre une valeur nominale,

$$SB = -10 \log(\sigma^2) \quad (\text{A II-5})$$

Dans cette étude, c'est le critère de maximisation qui est retenue.

### 3 Analyse des résultats

Les résultats des essais obtenus avec une répétition sont consignés dans le Tableau-A II-2 (les indices 1 et 2 correspondent aux mesures 1 et 2 respectivement).

L'analyse des données se présente en deux volets: l'analyse du rapport signal/bruit ou coefficient de performance (SB) pour non seulement déterminer les paramètres les plus influents mais surtout de déterminer les niveaux optimaux des paramètres (Comakli, et al, 1999) et l'analyse de régression (Coşkun et al., 2012) pour établir un modèle de prédiction des résultats. Le traitement statistique de données est effectué dans l'environnement du logiciel Minitab 15.

#### 3.1 Analyse du rapport signal/bruit (SB)

Le critère d'optimisation pour les réponses étudiées étant de maximiser les réponses, le choix du meilleur paramètre correspond à un rapport SB le plus grand selon Taguchi. La Figure-A II-4 représente le rapport SB statistique pour le coefficient de performance COP de la pompe à chaleur et la figure 5 celui de la puissance de chauffage extraite du condenseur.

Prenons le paramètre  $T_{wi}$  (Paramètre A) (Figure-A II-4), la valeur du rapport signal/bruit correspondant, par exemple, au premier point, celui dont la température est de 29°C (niveau 1), est la moyenne des rapports SB, calculée avec l'équation (4) de toutes les expériences dans lesquelles le niveau 1 apparaît, c'est-à-dire les expériences 1, 2 et 3 (Tableau-A II-2). De même pour le paramètre  $\dot{m}_w$  (Paramètre B), la valeur du rapport signal/bruit correspondant par exemple au deuxième point (celui dont le débit est de 0,38 kg/s (niveau 2)), est la moyenne des rapports SB, calculée avec l'équation (4), de toutes les expériences dans

lesquelles le niveau B apparaît pour ce paramètre, c'est-à-dire les expériences 2, 5 et 8 (voir Figure-A II-2). Et ainsi de suite pour tous les paramètres, pour tous les points et pour les deux réponses étudiées.

La figure 4 montre les variations du rapport SB en fonction des niveaux de chaque paramètre. Les tendances observées permettent de conclure que le COP baisse en fonction de la température d'entrée au condenseur, augmente avec le débit du condenseur mais atteint un maximum puis baisse légèrement avec la longueur des puits géothermiques. De même, la puissance extraite baisse légèrement avec la température d'entrée mais augmente avec le débit et la longueur des échangeurs souterrains. En effet une augmentation de la température d'entrée de l'eau au condenseur, réduit le transfert de chaleur entre le réfrigérant et l'eau entraînant ainsi une augmentation de la température de condensation. Ce qui a pour effet de baisser le COP du système (Wang, Ma et Lu, 2009). Par contre, l'augmentation de la longueur de l'échangeur géothermique augmente la surface d'échange de l'évaporateur favorisant davantage les échanges thermiques entre le sol et le réfrigérant conduisant à l'augmentation de la température et la pression du réfrigérant à la sortie d'évaporation faisant ainsi moins travailler le compresseur contribuant à une hausse du COP. Cependant il faut signaler que dans une pompe à chaleur DX, c'est le compresseur qui doit faire circuler le mélange réfrigérant-huile de lubrification dans le circuit. Ainsi une surdimensionnement de la longueur de l'échangeur souterrain augmente les forces d'ascension gravitationnelles limitant de fait le retour d'huile de lubrification vers le compresseur et par conséquent baisse sa performance : le COP se trouve ainsi diminué (Guo et al., 2012). C'est pourquoi l'augmentation de la longueur de l'échangeur souterrain n'est pas souvent bénéfique pour les systèmes de pompes à chaleur DX. Lorsque la surface d'échange de l'évaporateur augmente due à une augmentation de longueur, la chaleur extraite dans ce dernier augmente et en vertu de principe de conservation de l'énergie dans le système ( $Q_h = W_C + Q_{evap}$ ,  $Q_{evap}$  étant la puissance extraite du sol), la puissance extraite du condenseur augmente.

En se basant sur le critère de SB le plus grand de Taguchi pour les paramètres et pour les deux réponses (Comakli et al., 1999), on déduit (voir Figure-A II-4 et Figure-A II-5) par ordre

croissant de grandeur d'influence : la longueur de l'échangeur souterrain, suivi du débit d'eau du condenseur et enfin la température d'entrée de l'eau au condenseur. Les niveaux des paramètres qui maximisent le COP de la pompe à chaleur DX sont : 29 °C pour la température d'entrée de l'eau, 0,63 kg/s pour le débit d'eau et 60 m pour la longueur des puits géothermiques. Ces valeurs optimales correspondent à l'expérience A1B3C2 qui, on peut le constater, n'est pas dans les essais réalisés (voir Tableau-A II-2). En faisant la même analyse, la plus grande puissance de chauffage est obtenue pour l'expérience A1B3C3. Le choix de l'expérience ou des conditions optimales de fonctionnement qui maximise les deux réponses pourrait dépendre des considérations économiques: prix du forage et coût de l'électricité. Afin de valider ces résultats, les conditions de fonctionnement optimales obtenues sont testées expérimentalement. Les résultats obtenus (moyennes de deux essais) sont comparés avec le modèle linéaire de prédiction de Taguchi (voir Tableau-A II-3). Il en ressort que les résultats expérimentaux sont bien en accord avec les prédictions et que l'approche d'optimisation de Taguchi peut être utilisée pour optimiser aussi les pompes à chaleur géothermique à expansion directe.

### Tableau-A II-3 Validation des résultats

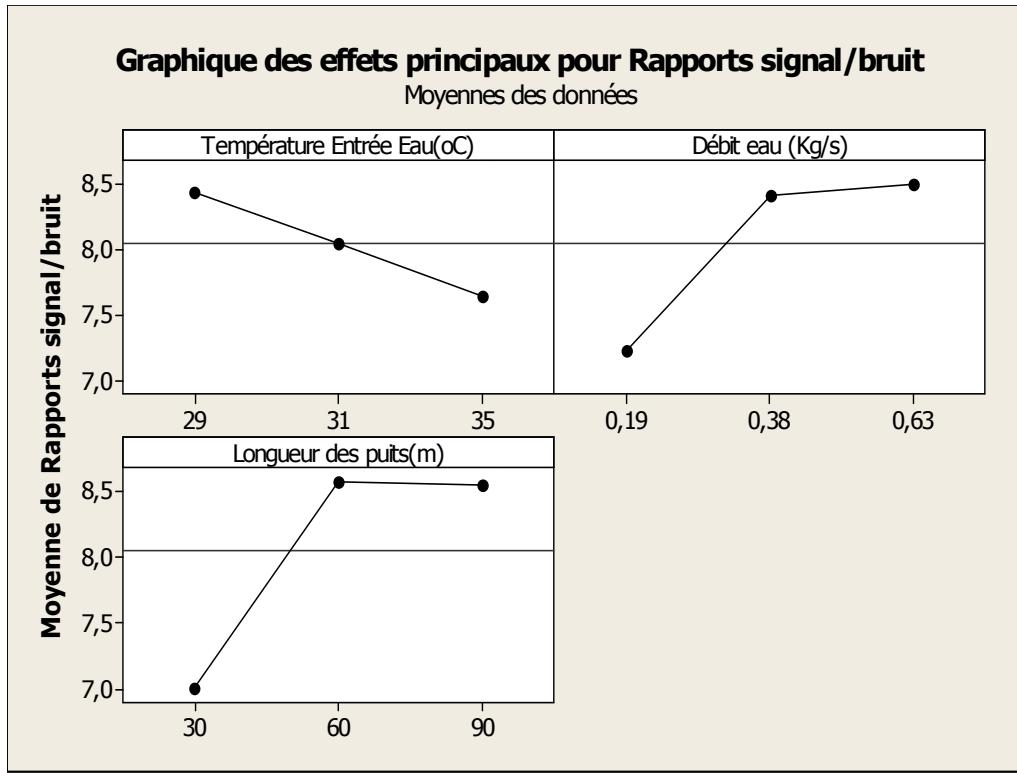
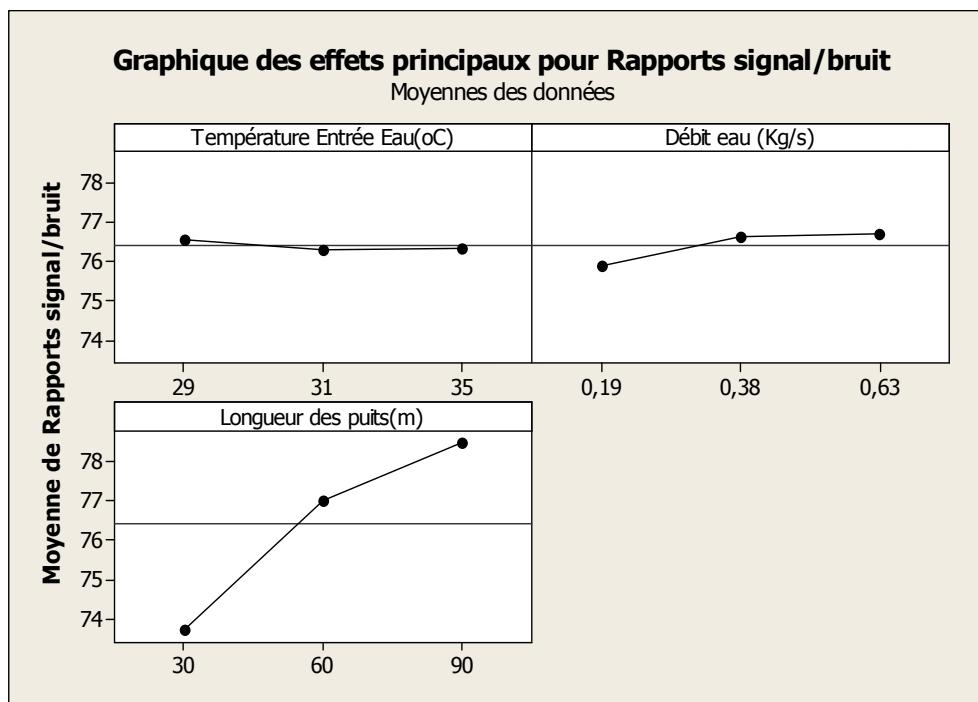


Figure-A II-4 Moyenne des effets rapport signal/bruit pour le COP

Figure-A II-5 Moyenne des effets rapport SB pour Q<sub>H</sub>

### 3.2 Analyse de régression

Une analyse de régression du COP et de la puissance de chauffage en fonction de la température d'entrée et du débit du fluide secondaire au condenseur et de la longueur des puits géothermique a été réalisée avec les coefficients de corrélation de l'ordre de 74,1 % pour le COP et 96,5 % pour la puissance de chauffage. Les équations (6) et (7) présentent les modèles simplifiés de régression obtenus qui pourront servir dans une étude de préfaisabilité au dimensionnement de la pompe à chaleur à expansion directe DX. Le Tableau-A II-4 montre une comparaison entre les résultats expérimentaux et les modèles de régression. Les moyennes des écarts sont de l'ordre de 5,6 % pour le coefficient de performance COP et de 4,1 % pour la puissance extraite Q<sub>Ch</sub>.

$$COP = 2,98 - 0,0386 * T_{wi} + 0,815 * \dot{m}_w + 0,00772 * L_H \quad (\text{A II-6})$$

$$Q_h = 4127 - 47,4 * T_{wi} + 1506 * \dot{m}_w + 59,5 * L_H \quad (\text{A II-7})$$

Tableau-A II-4 Comparaison des résultats

N° des essais	COP			Q <sub>h</sub>		
	Réel -	Modèle -	Erreur  (%)	Réel (W)	Modèle (W)	Erreur  (%)
1	2,19	2,25	3,1	4675,41	4823,54	3,1
2	2,83	2,66	6,4	7286,50	6909,74	5,5
3	3,00	3,09	3,1	9024,91	9056,18	0,3
4	2,48	2,41	3,0	6726,16	6513,74	3,3
5	2,87	2,80	2,3	8540,53	8584,88	0,5
6	2,28	2,55	10,8	4897,53	5391,38	9,2
7	2,25	2,49	9,5	7732,33	8109,14	4,6
8	2,26	2,18	3,5	5019,78	4825,28	4,0
9	2,77	2,54	8,9	7273,96	6836,18	6,4

#### 4 Incertitude de mesure

En se basant sur l'analyse statistique des données expérimentales, le COP et la puissance de chauffage sont respectivement connus à 3,14 % et 4,97 %.

#### 5 Conclusion

Cette étude, une première du genre pour les systèmes de pompe à chaleur géothermique à expansion directe nous a permis de mettre en évidence l'approche Taguchi dans l'étude et l'analyse de cette nouvelle technologie, de déterminer les conditions optimales de fonctionnement pour un chauffage domestique utilisant l'énergie gratuite du sol, de proposer des outils simplifiés de dimensionnement en accord avec les résultats expérimentaux. On peut retenir entre autre :

- La performance d'une pompe à chaleur DX décroît avec l'augmentation de la température de l'eau dans le condenseur,
- La longueur des puits géothermiques a une forte influence sur la performance du système et que l'augmentation de la longueur de l'échangeur souterrain n'entraîne pas forcément une augmentation de performance.

Ces résultats obtenus sur les plans de l'analyse et du dimensionnement, constituent une contribution importante pouvant aider les concepteurs et les analystes des systèmes de pompe à chaleur DX dans les conditions de sol similaire (Température du sol à 30 m entre 13 °C et 15 °C, conductivité thermique du sol entre 2,4 à 3 W·m<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>). Cette méthode pourra donc être utilisée pour tester les pompes à chaleur DX fonctionnant avec les fluides de remplacement du R22 comme le R404A, R407C, etc.

## LISTE DES RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIES

- (IGSHPA), International Ground Source Heat Pump Association. « International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA) ». < <http://www.igshpa.okstate.edu/about/> >.
- Arcaklıoğlu, Erol, Abdullah Çavuşoğlu et Ali Erişen. 2004. « Thermodynamic analyses of refrigerant mixtures using artificial neural networks ». *Applied Energy*, vol. 78, n° 2, p. 219-230.
- ASHRAE. 2003. « GEOTHERMAL ENERGY ». In *ASHRAE Applications Handbook*.
- Austin, Brian T., et K. Sumathy. 2011. « Parametric study on the performance of a direct-expansion geothermal heat pump using carbon dioxide ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 17–18, p. 3774-3782.
- Bandos, Tatjana V., Álvaro Montero, Esther Fernández, Juan Luis G. Santander, José María Isidro, Jezabel Pérez, Pedro J. Fernández de Córdoba et Javier F. Urchueguía. 2009. « Finite line-source model for borehole heat exchangers: effect of vertical temperature variations ». *Geothermics*, vol. 38, n° 2, p. 263-270.
- Basheer, I. A., et M. Hajmeer. 2000. « Artificial neural networks: fundamentals, computing, design, and application ». *Journal of Microbiological Methods*, vol. 43, n° 1, p. 3-31.
- Bauchamp, B. 2011. « Modeling and experimental validation of a direct expansion geothermal heat pump ». CANADA, École de Technologie Supérieure, Université du Québec, 473 p.
- Bauchamp, B., L. Lamarche et S. Kajl. 2009a. « Experimental evaluation of a direct expansion evaporator using multiple U-tube heat exchangers in parallel ». In *VIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, CIFQ*. (Krakow, Poland, 28 June-03 July).
- Bauchamp, B., L. Lamarche et S. Kajl. 2009b. « Pompe à chaleur géothermique à expansion directe: Analyse du comportement dynamique par expérimentation ». In *VIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes, CIFQ*. (Lille, France, 18-20 mai).
- Bauchamp, Benoit, Louis Lamarche et Stanislaw Kajl. 2013. « A Numerical Model of a U-Tube Vertical Ground Heat Exchanger Used as an Evaporator ». *Journal of Energy and Power Engineering*, vol. 7, p. 237-249.

- Benazza, A., E. Blanco, M. Aichouba, José Luis Río et S. Laouedj. 2011. « Numerical Investigation of Horizontal Ground Coupled Heat Exchanger ». *Energy Procedia*, vol. 6, n° 0, p. 29-35.
- Blunier, B., G. Cirrincione, Y. Hervé et A. Miraoui. 2009. « A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, n° 5, p. 874-891.
- Byrne, Paul, Redouane Ghoubali et Jacques Miriel. 2014. « Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 41, n° 0, p. 1-13.
- Calm, James M. 2008. « The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, n° 7, p. 1123-1133.
- Canada, National Ressources. 2011. « Energy Efficiency Trends in Canada 1990 to 2009 ». Canada, 58 p.
- Canada, Natural Ressources. 2004. « Heating and Cooling With a Heat Pump ». Canada: Natural Resources Canada's Office of Energy Efficiency, 55 p.
- Capozza, Antonio, Michele De Carli et Angelo Zarrella. 2012. « Design of borehole heat exchangers for ground-source heat pumps: A literature review, methodology comparison and analysis on the penalty temperature ». *Energy and Buildings*, vol. 55, n° 0, p. 369-379.
- Castaign-Lasvignottes, Jean, et Stéphane Gibout. 2010. « Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, n° 2, p. 381-389.
- Cerit, Emine, et L. Berrin Erbay. 2013. « Investigation of the effect of rollbond evaporator design on the performance of direct expansion heat pump experimentally ». *Energy Conversion and Management*, vol. 72, n° 0, p. 163-170.
- Chen, Yu, Nils P. Halm, James E. Braun et Eckhard A. Groll. 2002a. « Mathematical modeling of scroll compressors — part II: overall scroll compressor modeling ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n° 6, p. 751-764.
- Chen, Yu, Nils P. Halm, Eckhard A. Groll et James E. Braun. 2002b. « Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n° 6, p. 731-750.

- Comakli, K., F. Simsek, O. Comakli et B. Sahin. 2009. « Determination of optimum working conditions R22 and R404A refrigerant mixtures in heat-pumps using Taguchi method ». *Applied Energy*, vol. 86, n° 11, p. 2451-2458.
- Çomakli, Ömer, Cafer Çelik et Sadik Erdogan. 1999. « Determination of optimum working conditions in heat-pumps using nonazeotropic refrigerant mixtures ». *Energy Conversion and Management*, vol. 40, n° 2, p. 193-203.
- Coşkun, Salih, Ali Riza Motorcu, Nurettin Yamankaradeniz et Erhan Pulat. 2012. « Evaluation of control parameters' effects on system performance with Taguchi method in waste heat recovery application using mechanical heat pump ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, n° 4, p. 795-809.
- COSTIC (124). 2009. *Les pompes à chaleur géothermiques très basses énergies, Guide de l'installateur*.
- Cuevas, Cristian, et Jean Lebrun. 2009. « Testing and modelling of a variable speed scroll compressor ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n° 2-3, p. 469-478.
- Cui Ping, Hongxing Yang et Zhaohong Fang. 2006. « Heat transfer analysis of ground heat exchangers with inclined boreholes ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 11-12, p. 1169-1175.
- Cui, Ping, Hongxing Yang et Zhaohong Fang. 2006. « Heat transfer analysis of ground heat exchangers with inclined boreholes ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 11-12, p. 1169-1175.
- Demba, Nduaye. 2007. « Étude numériquie et expérimentale de la performance en régime transitoire de pompes à chaleur eau-air en cyclage ». Montréal, École polytechnique de Montréal, 400 p.
- Doherty, P. S., S. Al-Huthaili, S. B. Riffat et N. Abodahab. 2004. « Ground source heat pump—description and preliminary results of the Eco House system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, n° 17-18, p. 2627-2641.
- Douglas, J. D., J. E. Braun, E. A. Groll et D. R. Tree. 1999. « A cost-based method for comparing alternative refrigerants applied to R-22 systems: Remplacement du R22: méthode de comparaison des frigorigènes candidats ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, n° 2, p. 107-125.
- Duprez, Marie-Eve, Eric Dumont et Marc Frère. 2007. « Modelling of reciprocating and scroll compressors ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, n° 5, p. 873-886.
- Eames, Ian W., Adriano Milazzo et Graeme G. Maidment. 2014. « Modelling thermostatic expansion valves ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, n° 0, p. 189-197.

- Edwards, J. A., R. R. Johnson, P. Safemazandarani et Y. Mohammadzadeh. 1998. « Performance test of a direct expansion heat pump system ». In *ASHRAE Transactions*. (Dallas, TX), sous la dir. de ASHRAE. Vol. 94. ASHRAE.
- Energy, U.S. Department Of. 2010. *Geothermal Heat Pump Manufacturing Activities 2009*. US, Washington, D.C. 20585: U.S. Department Of Energy, 27 p.
- Esen, Hikmet, et Mustafa Inalli. 2009. « Modelling of a vertical ground coupled heat pump system by using artificial neural networks ». *Expert Systems with Applications*, vol. 36, n° 7, p. 10229-10238.
- Esen, Hikmet, et Mustafa Inalli. 2010. « ANN and ANFIS models for performance evaluation of a vertical ground source heat pump system ». *Expert Systems with Applications*, vol. 37, n° 12, p. 8134-8147.
- Esen, Hikmet, Mustafa Inalli, Abdulkadir Sengur et Mehmet Esen. 2008. « Modelling a ground-coupled heat pump system using adaptive neuro-fuzzy inference systems ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, n° 1, p. 65-74.
- Eskilson, P. 1987. « Thermal analysis of heat extraction boreholes ». Sweden, University of Lund.
- Eslami-Nejad, Parham, Mohamed Ouzzane et Zine Aidoun. 2014. « Modeling of a two-phase CO<sub>2</sub>-filled vertical borehole for geothermal heat pump applications ». *Applied Energy*, vol. 114, n° 0, p. 611-620.
- Fannou, Jean-Louis Comlan, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Stanislaw Kajl. « A comparative performance study of a direct expansion geothermal evaporator using R410A and R407C as refrigerant alternatives to R22 ». *Applied Thermal Engineering*, n° 0.
- Fannou, Jean-Louis, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Kajl Stanislaw. 2013a. « Optimisation d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe(DX) par la méthode Taguchi ». In. (France), sous la dir. de SFGP Vol. 104.
- Fannou, Jean-Louis, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Kajl Stanislaw. 2013b. « Optimisation d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe(DX) par la méthode Taguchi ». *Récents Progrès en Génie des Procédés*, vol. 104.
- Fatouh, M., Talaat A. Ibrahim et A. Mostafa. 2010. « Performance assessment of a direct expansion air conditioner working with R407C as an R22 alternative ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 2–3, p. 127-133.

- Florides, Georgios, et Soteris Kalogirou. 2007. « Ground heat exchangers--A review of systems, models and applications ». *Renewable Energy*, vol. 32, n° 15, p. 2461-2478.
- Francois, Serge. 2008. « Système R22: A quels fluides frigorigène les convertir ? ». *TECHNIQUE*, vol. 714, n° p. 46-51.
- Fu, Long, Guoliang Ding et Chunlu Zhang. 2003. « Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, n° 13, p. 1629-1645.
- Gang, Wenjie, et Jinbo Wang. 2013. « Predictive ANN models of ground heat exchanger for the control of hybrid ground source heat pump systems ». *Applied Energy*, vol. 112, n° 0, p. 1146-1153.
- García-Valladares, O., C. D. Pérez-Segarra et J. Rigola. 2004. « Numerical simulation of double-pipe condensers and evaporators ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, n° 6, p. 656-670.
- Gardner, M. W., et S. R. Dorling. 1998. « Artificial neural networks (the multilayer perceptron)—a review of applications in the atmospheric sciences ». *Atmospheric Environment*, vol. 32, n° 14–15, p. 2627-2636.
- Garimella, S., et R. N. Christensen. 1995a. « Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I—Hydrodynamics ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, n° 1, p. 54-60.
- Garimella, S., et R. N. Christensen. 1995b. « Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part II—Heat Transfer ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, n° 1, p. 61-68.
- Gervais, M., S. Kajl, C. Schweigler et J. Paris. 2007. « Design and operating parameters of a district heating network ». In *8th Interuniversity Symposium France-Québec on Thermal Systems, Montréal, CANADA*. ( ), p. 323-328.
- Ghorbanian, K., et M. Gholamrezaei. 2009. « An artificial neural network approach to compressor performance prediction ». *Applied Energy*, vol. 86, n° 7–8, p. 1210-1221.
- Greco, A. 2008. « Convective boiling of pure and mixed refrigerants: An experimental study of the major parameters affecting heat transfer ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, n° 3–4, p. 896-909.
- Guang-Bin, Huang, Zhu Qin-Yu et Siew Chee-Kheong. 2006. « Real-time learning capability of neural networks ». *Neural Networks, IEEE Transactions on*, vol. 17, n° 4, p. 863-878.

- Gunes, Sibel, Eyuphan Manay, Ercan Senyigit et Veysel Ozceyhan. 2011. « A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 14–15, p. 2568-2577.
- Guo, J. J., J. Y. Wu, R. Z. Wang et S. Li. 2011. « Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater ». *Applied Energy*, vol. 88, n° 11, p. 4128-4138.
- Guo, Yonghui, Guoqiang Zhang, Jin Zhou, Jiasheng Wu et Wei Shen. 2012. « A techno-economic comparison of a direct expansion ground-source and a secondary loop ground-coupled heat pump system for cooling in a residential building ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 35, n° 0, p. 29-39.
- H.S. Carslaw, et J.C. Jaeger. 1946. *Conduction of heat in solids*. Oxford UK Claremore Press.
- Halozan, H., et R. Rieberer. 2005a. « Direct-expansion ground-coupled heat pumps ». In., sous la dir. de Pump, IEA Heat. IEA Heat Pump
- Halozan, H., et R. Rieberer. 2008. « Ground source heat pumps – overcoming market and technical barriers ». In *IEA heat pump programme Annex 29*. (Zuerich).
- Halozan, Hermann, et René Rieberer. 2005b. « Direct-expansion ground-coupled heat pumps ». *IEA Heat Pump Center Newsletter*, vol. 23, n° 4, p. 30-32.
- Hepbasli, Arif, Ozay Akdemir et Ebru Hancioglu. 2003. « Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system ». *Energy Conversion and Management*, vol. 44, n° 4, p. 527-548.
- Högberg, M., L. Vamling et T. Berntsson. 1993. « Calculation methods for comparing the performance of pure and mixed working fluids in heat pump applications ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 16, n° 6, p. 403-413.
- Huang, Long, Vikrant Aute et Reinhard Radermacher. 2014. « A finite volume coaxial heat exchanger model with moving boundaries and modifications to correlations for two-phase flow in fluted annuli ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 40, n° 0, p. 11-23.
- Hughes, Patrick J. 2008. « Geothermal(Ground-Source) Heat Pumps: Market Status, Barriers to Adoption, and Actions to Overcome Barriers ». office of Scientific and Technical Information, 40 p.
- Hunt, K. J., D. Sbarbaro, R. Źbikowski et P. J. Gawthrop. 1992. « Neural networks for control systems—A survey ». *Automatica*, vol. 28, n° 6, p. 1083-1112.

- Ingersoll, L.R., et Plass H.J. 1948. « Theory of ground pipe source for the heat pump. ». *Heating, Piping and Air Conditioning*, vol. 20, n° 7, p. 119-122.
- Jadhav, S. S, et K. V Mali. 2008. « Evaluation of a Refrigerant R410A as Substitute for R22 in Window Air-conditioner ». *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, p. 23-32.
- Johnson, William S. 2002. « Field tests of two residential direct exchange geothermal heat pumps ». In *ASHRAE Transactions*. sous la dir. de ASHRAE. Vol. vol. 108, pt. 2. ASHRAE.
- Jung, Dongsoo, Chong-Bo Kim, Soo-Min Hwang et Kyung-Ki Kim. 2003. « Condensation heat transfer coefficients of R22, R407C, and R410A on a horizontal plain, low fin, and turbo-C tubes ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, n° 4, p. 485-491.
- JW., Lund. 2000. « Ground-source (geothermal) heat pumps. In: Lineau PJ, editor. Course on heating with geothermal energy: conventional and new schemes. ». *World Geothermal Congress 2000 Short Courses. Kazuno, Tohoku District, Japan: 2000*, p. 209-236.
- Kalogirou, S. A. 1999. « Applications of artificial neural networks in energy systems ». *Energy Conversion and Management*, vol. 40, n° 10, p. 1073-1087.
- Kang, Yong Tae, Weibo Chen et Richard N. Christensen. 1996. « Design of Ammonia-Water Condenser with a Fluted Tube ». In *Ashrae Transaction*. (San Antonio). Vol. 102, p. 587-596.
- Kara, Yusuf Ali. 2007. « Experimental performance evaluation of a closed-loop vertical ground source heat pump in the heating mode using energy analysis method ». *International Journal of Energy Research*, vol. 31, n° 15, p. 1504-1516.
- Karagoz, S., M. Yilmaz, O. Comakli et O. Ozyurt. 2004. « R134a and various mixtures of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps ». *Energy Conversion and Management*, vol. 45, n° 2, p. 181-196.
- Katsura, Takao, Katsunori Nagano, Shigeaki Narita, Sayaka Takeda, Yasushi Nakamura et Atsushi Okamoto. 2009. « Calculation algorithm of the temperatures for pipe arrangement of multiple ground heat exchangers ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n° 5–6, p. 906-919.
- CAVANAUGH, S.P., et K. RAFFERTY. 1997a. *Ground-Source Heat Pumps:Design of Geothermal Systems For Commercial And Institutional Buildings*. American Society of Heating, Refrigeration And Air-Conditionning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

Kavanaugh, SP, et K Rafferty. 1997b. *Ground-source heat pumps: design of geothermal systems for commercial and institutional buildings.* 167 p.

Kim, S. G., M. S. Kim et S. T. Ro. 2002. « Experimental investigation of the performance of R22, R407C and R410A in several capillary tubes for air-conditioners ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n° 5, p. 521-531.

Koyama, Shigeru, Akio Miyara, Hiroshi Takamatsu et Tetsu Fujii. 1990. « Condensation heat transfer of binary refrigerant mixtures of R22 and R114 inside a horizontal tube with internal spiral grooves ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 13, n° 4, p. 256-263.

Kumar, Rajesh, R. K. Aggarwal et J. D. Sharma. 2013. « Energy analysis of a building using artificial neural network: A review ». *Energy and Buildings*, vol. 65, n° 0, p. 352-358.

Lamarche, Louis. 2009. « A fast algorithm for the hourly simulations of ground-source heat pumps using arbitrary response factors ». *Renewable Energy*, vol. 34, n° 10, p. 2252-2258.

Lamarche, Louis, et Benoit Beauchamp. 2007a. « A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes ». *Energy and Buildings*, vol. 39, n° 2, p. 188-198.

Lamarche, Louis, et Benoit Beauchamp. 2007b. « New solutions for the short-time analysis of geothermal vertical boreholes ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, n° 7-8, p. 1408-1419.

Lamarche, Louis, Stanislaw Kajl et Benoit Beauchamp. 2010. « A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems ». *Geothermics*, vol. 39, n° 2, p. 187-200.

Lemire, Nicolas. 1999. « Étude sur les systèmes de pompes à chaleurs Géothermiques ». CANADA, École Polytechnique de Montréal  
189 p.

Lenarduzzi, F. J., et T. J. Bennett. 1991. « A Direct-Expansion Ground-Source Heat Pump with Spiral Ground Coil-Heating Mode ». *Ashrae Transaction, New York*, vol. 97, n° pt 1.

Li, Xinguo, Yan Chen, Zhihao Chen et Jun Zhao. 2006. « Thermal performances of different types of underground heat exchangers ». *Energy and Buildings*, vol. 38, n° 5, p. 543-547.

Li, Zhongjian. 2012. « A new constant heat flux model for vertical U-tube ground heat exchangers ». *Energy and Buildings*, vol. 45, n° 0, p. 311-316.

- Li, Zhongjian , et Maoyu Zheng. 2009. « Development of a numerical model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n° 5-6, p. 920-4.
- Linton, J.W., W.K Snelson, P.F. Hearty, R.E. Low, B.E. Gilbert et F.T. Murphy. 1996. « Comparaison of R-407C and R-410A with R-22 in a 10.5 kW (3.0 TR) residential central heat pump. ». In *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. sous la dir. de University, Purdue, et Purdue e-Pubs.
- Liu, Zhiqiang, Xiaolin Li, Hanqing Wang et Wangming Peng. 2008. « Performance comparison of air source heat pump with R407C and R22 under frosting and defrosting ». *Energy Conversion and Management*, vol. 49, n° 2, p. 232-239.
- Lohani, S. P., et D. Schmidt. 2010. « Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system ». *Renewable Energy*, vol. 35, n° 6, p. 1275-1282.
- Madani, Hatef, Joachim Claesson et Per Lundqvist. 2011. « Capacity control in ground source heat pump systems part II: Comparative analysis between on/off controlled and variable capacity systems ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, n° 8, p. 1934-1942.
- Marcotte, D., et P. Pasquier. 2008. « On the estimation of thermal resistance in borehole thermal conductivity test ». *Renewable Energy*, vol. 33, n° 11, p. 2407-2415.
- McLinden, M. O., et R. Radermacher. 1987. « Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapour compression cycle ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 10, n° 6, p. 318-325.
- Mei, V.C., et V.D Baxter. 1991. « Experimental Analysis of Direct-Expansion Ground-Coupled Heat Pump Systems ». *Oak Ridge National Laboratory, Tennessee*.
- Mei, V.C., et V.D. Baxter. 1990. « Experimental Study of Direct-Expansion Ground Coil Heat Exchangers ». *Ashrae Transaction*, vol. 96, n° 1, p. 821-825.
- Messineo, Antonio, Vincenzo La Rocca et Giuseppe Panno. 2012. « On-site Experimental Study of HCFC-22 Substitution with HFCs Refrigerants ». *Energy Procedia*, vol. 14, n° 0, p. 32-38.
- Michopoulos, A., et N. Kyriakis. 2009. « A new energy analysis tool for ground source heat pump systems ». *Energy and Buildings*, vol. 41, n° 9, p. 937-941.

- Mohanraj, M., S. Jayaraj et C. Muraleedharan. 2009. « Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants—A review ». *International Journal of Greenhouse Gas Control*, vol. 3, n° 1, p. 108-119.
- Mohanraj, M., S. Jayaraj et C. Muraleedharan. 2010. « Exergy Assessment of a Direct Expansion Solar-Assisted Heat Pump Working with R22 and R407C/LPG Mixture ». *International Journal of Green Energy*, vol. 7, n° 1, p. 65-83.
- Mohanraj, M., S. Jayaraj et C. Muraleedharan. 2012. « Applications of artificial neural networks for refrigeration, air-conditioning and heat pump systems—A review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n° 2, p. 1340-1358.
- Mohanraj, M., C. Muraleedharan et S. Jayaraj. 2011. « A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units ». *International Journal of Energy Research*, vol. 35, n° 8, p. 647-669.
- Montagud, C., J. M. Corberán, Á Montero et J. F. Urchueguía. 2011. « Analysis of the energy performance of a ground source heat pump system after five years of operation ». *Energy and Buildings*, vol. 43, n° 12, p. 3618-3626.
- Nagano, Katsunori, Takao Katsura et Sayaka Takeda. 2006. « Development of a design and performance prediction tool for the ground source heat pump system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 14–15, p. 1578-1592.
- Nam, Yujin, Ryozo Ooka et Suckho Hwang. 2008. « Development of a numerical model to predict heat exchange rates for a ground-source heat pump system ». *Energy and Buildings*, vol. 40, n° 12, p. 2133-2140.
- Navarro, E., E. Granryd, J. F. Urchueguía et J. M. Corberán. 2007. « A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, n° 7, p. 1254-1265.
- Ndiaye, Demba, et Michel Bernier. 2010. « Dynamic model of a hermetic reciprocating compressor in on-off cycling operation (Abbreviation: Compressor dynamic model) ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 8–9, p. 792-799.
- Ndiaye, Demba, et Michel Bernier. 2012. « Transient model of a geothermal heat pump in cycling conditions – Part A: The model ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, n° 8, p. 2110-2123.
- Omer, Abdeen Mustafa. 2013. « Development and evaluation of a direct expansion heat pump system ». *Journal of Advances in Mathematics*, vol. 2, n° 2, p. 86-99.

- Ozgener, Onder, et Arif Hepbasli. 2007. « Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems ». *Energy and Buildings*, vol. 39, n° 1, p. 66-75.
- PATANKAR, S.V. (197). 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow*, Xiii. Washington, : Corp. McGraw-Hill.
- Patrice Pinel. 2003. « Amelioration, validation et implantation d'un algorithme de calcul pour evaluer le transfert thermique dans les puits verticaux de systemes de pompes a chaleur géothermiques ». M.Sc.A. dissertation. Ecole Polytechnique, Montreal (Canada), 155 p. < <http://proquest.umi.com/pqdweb?did=766472541&sid=1&Fmt=14&clientId=46962&RQT=309&VName=PQD> >.
- Percebois, J. 2011. *The guide of geothermal heating*, Eyrolles. 170 p.
- Phillips, David (176). 1990. *The Climates of Canada*. Ottawa, Canada Environment Canada, 176 p.
- Pierre, Roblin, Sorin Fabrice et Broussard Lionel. 2001. « Régulation d'un processus industriel par réseaux de neurones ». *Techniques de l'ingénieur Automatique avancée*, vol. base documentaire : TIB393DUO, n° ref. article : s7582.
- Prapainop, Rotchana, et K. O. Suen. 2012. « Effects of refrigerant properties on refrigerant performance comparison: A review ». *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)* vol. 2, n° 4, p. 486-493.
- R.N.Canada (41). 2003. *Les systèmes géothermiques résidentiels, Guide de l'acheteur*. CANADA.
- Raffety, Kevin. 2003. « Geothermal Heat Pump Systems: An Introduction ». *Water Well Journal*, vol. 57, n° 8, p. 24-28.
- Raja, B., S. Joseph Sekhar, D. Mohan Lal et A. Kalanidhi. 2003. « A numerical model for thermal mapping in a hermetically sealed reciprocating refrigerant compressor ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, n° 6, p. 652-658.
- Rakhesh, B., G. Venkatarathnam et S. Srinivasa Murthy. 2003. « Experimental Studies on a Heat Pump Operating With R22, R407C and R407A: Comparison From an Exergy Point of View ». *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 125, n° 2, p. 101-112.
- Reinhard , Radermacher , et Hwang Yunho. 2005. « Introduction ». In *Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures*. p. 1-16. CRC Press. < <http://dx.doi.org/10.1201/9781420037579.ch1> >. Consulté le 2014/03/25.

- Rigola, J., C. D. Pérez-Segarra et A. Oliva. 2005. « Parametric studies on hermetic reciprocating compressors ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, n° 2, p. 253-266.
- Robert, Félix, et Louis Gosselin. 2014. « New methodology to design ground coupled heat pump systems based on total cost minimization ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, n° 2, p. 481-491.
- Rousseau, Clément , Jean-Louis Fannou, Louis Lamarche et Mohamed Ouzzane. 2012. « Modeling and Analyse of a Direct Expansion Geothermal Heat Pump (DX) : part 1 Modeling of Ground Heat Exchanger ». In *Comsol conference* (Boston, USA).
- Rousseau, P. G., M. van Eldik et G. P. Greyvenstein. 2003. « Detailed simulation of fluted tube water heating condensers ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, n° 2, p. 232-239.
- Sanaye, Sepehr, et Behzad Niroomand 2009. « Thermal-economic modeling and optimization of vertical ground-coupled heat pump ». *Energy Conversion and Management*, vol. 50, n° 4, p. 1136-1147.
- Self, Stuart J., Bale V. Reddy et Marc A. Rosen. 2013. « Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options ». *Applied Energy*, vol. 101, n° 0, p. 341-348.
- Sharqawy, Mostafa H., Esmail M. Mokheimer et Hassan M. Badr. 2009. « Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers ». *Geothermics*, vol. 38, n° 2, p. 271-277.
- Spilker, Elliott H. 1998. « Ground-coupled heat pump loop design using thermal conductivity testing and the effet of different backfil materials on vertical bore length ». *Ashrae Transaction, San Francisco*, vol. 104, n° Part 1A.
- TAKAMATSU, #160, H., MIYARA, A., KOYAMA, S., FUJII, T., YONEMOTO et K. 1990. *Forced convective boiling of monazeotropic refrigerant mixtures of R22 and R114 inside a horizontal tube*, 19. 3. Silver Spring, MD, ETATS-UNIS: Scripta Technica, 15 p.
- Teeter, J., et Chow Mo-Yuen. 1998. « Application of functional link neural network to HVAC thermal dynamic system identification ». *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 45, n° 1, p. 170-176.
- V.C., Mei. 1998. « Effet of backfilling material on ground coil performance ». *Ashrae Transaction, Toronto*, vol. Part 2.

- Wang, Huajun, Chengying Qi, Hongpu Du et Jihao Gu. 2009. « Thermal performance of borehole heat exchanger under groundwater flow: A case study from Baoding ». *Energy and Buildings*, vol. 41, n° 12, p. 1368-1373.
- Wang, Huajun, Qian Zhao, Juntao Wu, Bin Yang et Zhihao Chen. 2013. « Experimental investigation on the operation performance of a direct expansion ground source heat pump system for space heating ». *Energy and Buildings*, vol. 61, n° 0, p. 349-355.
- Wang, Xiaotao, Chongfang Ma et Yuanwei Lu. 2009. « An experimental study of a direct expansion ground-coupled heat pump system in heating mode ». *International Journal of Energy Research*, vol. 33, n° 15, p. 1367-1383.
- Winandy, Eric, Claudio Saavedra O et Jean Lebrun. 2002. « Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor ». *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 41, n° 2, p. 183-192.
- Yana Motta, S.F., et P.A Domanski. 2000. « Performance of R-22 and Its Alternatives Working at High Outdoor Temperatures ». In *8th International Refrigeration Conference at Purde University*. (USA, July 25-28), p. 47-54.
- Yang, Bin, Craig R. Bradshaw et Eckhard A. Groll. 2013. « Modeling of a semi-hermetic CO<sub>2</sub> reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, n° 7, p. 1925-1937.
- Yang, H., P. Cui et Z. Fang. 2009. « Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems ». *Applied Energy*, vol. 87, n° 1, p. 16-27.
- Yang, Wei. 2013. « Experimental performance analysis of a direct-expansion ground source heat pump in Xiangtan, China ». *Energy*, vol. 59, n° 0, p. 334-339.
- Yang, Weibo, Mingheng Shi, Guangyuan Liu et Zhenqian Chen. 2009. « A two-region simulation model of vertical U-tube ground heat exchanger and its experimental verification ». *Applied Energy*, vol. 86, n° 10, p. 2005-2012.
- Yavuzturk, Cenk. 1999. « Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems ». Ph. D Thesis. Oklahoma State University.
- Yonghui, Guo, Zhang Guoqiang, Zhou Jin, Wu Jiasheng et Shen Wei. 2011. « The Refrigerant Oil Return Speed Influence on the Design of Vertical U-Tube Ground Heat Exchanger in the Direct Expansion Ground-Source Heat Pumps ». In *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2011 Asia-Pacific*. (25-28 March 2011), p. 1-4.
- Yuefen, Gao, T. Roskilly, G. Baker, Zhao Honglei et Peng Yingxin. 2012. « Comparison of the Thermodynamic Performance of Direct Expansion Ground Source Heat Pump

- Using Hydrofluoroolefins (HFOs) Based on Theoretical Analysis ». In *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2012 Asia-Pacific*. (27-29 March 2012), p. 1-5.
- Yuefen, Gao, Peng Yingxin et Liu Juanjuan. 2013. « Comprehensive benefit analysis of direct expansion ground source heat pump system ». *Energy and Power Engineering*, vol. 5, p. 76-81.
- Yunho, Hwang, et R. Radermacher. 2002. « Opportunities with alternative refrigerants ». In *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2002. ITHERM 2002. The Eighth Intersociety Conference on*. (2002), p. 777-784.
- Zaghoudi, M.C., S. Maalej, Y. Saad et M. Bouchaala. 2010. « A comparative study of the performance and Environmental characteristics of alternatives to R22 in residential air conditioners for Tunisian market ». *Journal of Environmental Science and Engineering, USA*, vol. 4, n° 12, p. 37-56.
- Zeng, H.Y., Nairen R. Diao et H. Zhaohong Fang. 2002. « A finite line-source model for boholes in Géothermal Heat Exchangers ». *Heat Transfert- Asian Research*, vol. 31, n° 7.
- Zeng, Heyi, Nairen Diao et Zhaohong Fang. 2003. « Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, n° 23, p. 4467-81.
- Zhang, Hui-Yong, Jun-Ming Li, Na Liu et Bu-Xuan Wang. 2012. « Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, n° 13-14, p. 3522-3532.
- Zhao, L. 2004. « Experimental evaluation of a non-azeotropic working fluid for geothermal heat pump system ». *Energy Conversion and Management*, vol. 45, n° 9–10, p. 1369-1378.
- Zhao, P. C., G. L. Ding, C. L. Zhang et L. Zhao. 2003. « Simulation of a geothermal heat pump with non-azeotropic mixture ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, n° 12, p. 1515-1524.
- Zheng, Zonghe, Weixiao Wang et Chao Ji. 2011. « A Study on the Thermal Performance of Vertical U-Tube Ground Heat Exchangers ». *Energy Procedia*, vol. 12, n° 0, p. 906-914.

(IGSPA), International Ground Source Heat Pump Association. « International Ground Source Heat Pump Association (IGSPA) ».

- < <http://www.igshpa.okstate.edu/about/> >. Consulté le 08-08-2014.
- Arcaklıoğlu, Erol, Abdullah Çavuşoğlu et Ali Erişen. 2004. « Thermodynamic analyses of refrigerant mixtures using artificial neural networks ». *Applied Energy*, vol. 78, n° 2, p. 219-230.
- ASHRAE. 2003. « Geothermal Energy ». In *ASHRAE Applications Handbook*.
- ASHRAE. 2009. « ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition) ».
- Austin, Brian T., et K. Sumathy. 2011. « Parametric study on the performance of a direct-expansion geothermal heat pump using carbon dioxide ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 17–18, p. 3774-3782.
- Bandos, Tatjana V., Álvaro Montero, Esther Fernández, Juan Luis G. Santander, José María Isidro, Jezabel Pérez, Pedro J. Fernández de Córdoba et Javier F. Urchueguía. 2009. « Finite line-source model for borehole heat exchangers: effect of vertical temperature variations ». *Geothermics*, vol. 38, n° 2, p. 263-270.
- Basheer, I. A., et M. Hajmeer. 2000. « Artificial neural networks: fundamentals, computing, design, and application ». *Journal of Microbiological Methods*, vol. 43, n° 1, p. 3-31.
- Beauchamp, B. 2011. « Modélisation et validation expérimentale d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe ». CANADA, Thèse de doctorat. École de Technologie Supérieure, Université du Québec, 473 p.
- Beauchamp, B., L. Lamarche et S. Kajl. 2009a. « Experimental evaluation of a direct expansion evaporator using multiple U-tube heat exchangers in parallel ». In *VIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes*. (Kkow, Poland, 28 June-03 July).
- Beauchamp, B., L. Lamarche et S. Kajl. 2009b. « Pompe à chaleur géothermique à expansion directe: Analyse du comportement dynamique par expérimentation ». In *VIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes*. (Lille, France, 18-20 mai).
- Beauchamp, Benoit, Louis Lamarche et Stanislaw Kajl. 2013. « A Numerical Model of a U-Tube Vertical Ground Heat Exchanger Used as an Evaporator ». *Journal of Energy and Power Engineering*, vol. 7, p. 237-249.
- Benazza, A., E. Blanco, M. Aichouba, José Luis Río et S. Laouedj. 2011. « Numerical Investigation of Horizontal Ground Coupled Heat Exchanger ». *Energy Procedia*, vol. 6, n° 0, p. 29-35.

- Blunier, B., G. Cirrincione, Y. Hervé et A. Miraoui. 2009. « A new analytical and dynamical model of a scroll compressor with experimental validation ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, n° 5, p. 874-891.
- Byrne, Paul, Redouane Ghoubali et Jacques Miriel. 2014. « Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 41, p. 1-13.
- Calm, James M. 2008. « The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, n° 7, p. 1123-1133.
- Canada, National Ressources. 2011. « Energy Efficiency Trends in Canada 1990 to 2009 ». Canada, 58 p.
- Canada, Natural Ressources. 2004. « Heating and Cooling With a Heat Pump ». Canada: Natural Resources Canada's Office of Energy Efficiency, 55 p.
- Capozza, Antonio, Michele De Carli et Angelo Zarrella. 2012. « Design of borehole heat exchangers for ground-source heat pumps: A literature review, methodology comparison and analysis on the penalty temperature ». *Energy and Buildings*, vol. 55, p. 369-379.
- Castaign-Lasvignottes, Jean, et Stéphane Gibout. 2010. « Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, n° 2, p. 381-389.
- Cerit, Emine, et L. Berrin Erbay. 2013. « Investigation of the effect of rollbond evaporator design on the performance of direct expansion heat pump experimentally ». *Energy Conversion and Management*, vol. 72, p. 163-170.
- Chen, Yu, Nils P. Halm, James E. Braun et Eckhard A. Groll. 2002a. « Mathematical modeling of scroll compressors — part II: overall scroll compressor modeling ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n° 6, p. 751-764.
- Chen, Yu, Nils P. Halm, Eckhard A. Groll et James E. Braun. 2002b. « Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n° 6, p. 731-750.
- Comakli, K., F. Simsek, O. Comakli et B. Sahin. 2009. « Determination of optimum working conditions R22 and R404A refrigerant mixtures in heat-pumps using Taguchi method ». *Applied Energy*, vol. 86, n° 11, p. 2451-2458.

- Çomaklı, Ömer, Cafer Çelik et Sadık Erdoğa. 1999. « Determination of optimum working conditions in heat-pumps using nonazeotropic refrigerant mixtures ». *Energy Conversion and Management*, vol. 40, n° 2, p. 193-203.
- Coşkun, Salih, Ali Riza Motorcu, Nurettin Yamankaradeniz et Erhan Pulat. 2012. « Evaluation of control parameters' effects on system performance with Taguchi method in waste heat recovery application using mechanical heat pump ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, n° 4, p. 795-809.
- COSTIC. 2009. Les Pompes à chaleur géothermique très basse énergies. 124 p.
- Cuevas, Cristian, et Jean Lebrun. 2009. « Testing and modelling of a variable speed scroll compressor ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n° 2-3, p. 469-478.
- Cui Ping, Hongxing Yang et Zhaohong Fang. 2006. « Heat transfer analysis of ground heat exchangers with inclined boreholes ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 11-12, p. 1169-1175.
- Cui, Ping, Hongxing Yang et Zhaohong Fang. 2006. « Heat transfer analysis of ground heat exchangers with inclined boreholes ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 11-12, p. 1169-1175.
- Demba, Nduaye. 2007. « Étude numuréique et expérimentale de la performance en régime transitoire de pompes à chaleur eau-air en cyclage ». Montréal, École polytechnique de Montréal, 400 p.
- Doherty, P. S., S. Al-Huthaili, S. B. Riffat et N. Abodahab. 2004. « Ground source heat pump—description and preliminary results of the Eco House system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, n° 17-18, p. 2627-2641.
- Douglas, J. D., J. E. Braun, E. A. Groll et D. R. Tree. 1999. « A cost-based method for comparing alternative refrigerants applied to R-22 systems: Remplacement du R22: méthode de comparaison des frigorigènes candidats ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, n° 2, p. 107-125.
- Duprez, Marie-Eve, Eric Dumont et Marc Frère. 2007. « Modelling of reciprocating and scroll compressors ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, n° 5, p. 873-886.
- Eames, Ian W., Adriano Milazzo et Graeme G. Maidment. 2014. « Modelling thermostatic expansion valves ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 38, p. 189-197.
- Edwards, J. A., R. R. Johnson, P. Safemazandarani et Y. Mohammadzadeh. 1998. « Performance test of a direct expansion heat pump system ». *ASHRAE Transactions*, Dallas, TX., vol. 94.

Energy, U.S. Department Of. 2010. Geothermal Heat Pump Manufacturing Activities 2009. US, Washington, D.C. 20585: U.S. Department Of Energy, 27 p

Esen, Hikmet, et Mustafa Inalli. 2009. « Modelling of a vertical ground coupled heat pump system by using artificial neural networks ». *Expert Systems with Applications*, vol. 36, n° 7, p. 10229-10238.

Esen, Hikmet, et Mustafa Inalli. 2010. « ANN and ANFIS models for performance evaluation of a vertical ground source heat pump system ». *Expert Systems with Applications*, vol. 37, n° 12, p. 8134-8147.

Esen, Hikmet, Mustafa Inalli, Abdulkadir Sengur et Mehmet Esen. 2008. « Modelling a ground-coupled heat pump system using adaptive neuro-fuzzy inference systems ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, n° 1, p. 65-74.

Eslami-Nejad, Parham, Mohamed Ouzzane et Zine Aidoun. 2014. « Modeling of a two-phase CO<sub>2</sub>-filled vertical borehole for geothermal heat pump applications ». *Applied Energy*, vol. 114, p. 611-620.

Fannou, Jean-Louis, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Kajl Stanislaw. 2014. « Experimental analysis of a direct expansion geothermal heat pump in heating mode ». *Energy and Buildings*, vol. 75, n° 0, p. 290-300.

Fannou, Jean-Louis, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Kajl Stanislaw. 2012. « Optimisation d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe(DX) par la méthode Taguchi ». In. (France), sous la dir. de SFGP Vol. 104.

Fannou, Jean-Louis, Clément Rousseau, Louis Lamarche et Kajl Stanislaw. 2013. « Optimisation d'une pompe à chaleur géothermique à expansion directe(DX) par la méthode Taguchi ». *Récents Progrès en Génie des Procédés*, vol. 104.

Fatouh, M., Talaat A. Ibrahim et A. Mostafa. 2010. « Performance assessment of a direct expansion air conditioner working with R407C as an R22 alternative ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 2–3, p. 127-133.

Florides, Georgios, et Soteris Kalogirou. 2007. « Ground heat exchangers--A review of systems, models and applications ». *Renewable Energy*, vol. 32, n° 15, p. 2461-2478.

Francois, Serge. 2008. « Système R22: A quels fluides frigorigène les convertir ? ». *Technique*, vol. 714, p. 46-51.

Fu, Long, Guoliang Ding et Chunlu Zhang. 2003. « Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, n° 13, p. 1629-1645.

- Gang, Wenjie, et Jinbo Wang. 2013. « Predictive ANN models of ground heat exchanger for the control of hybrid ground source heat pump systems ». *Applied Energy*, vol. 112, p. 1146-1153.
- García-Valladares, O., C. D. Pérez-Segarra et J. Rigola. 2004. « Numerical simulation of double-pipe condensers and evaporators ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, n° 6, p. 656-670.
- Gardner, M. W., et S. R. Dorling. 1998. « Artificial neural networks (the multilayer perceptron)—a review of applications in the atmospheric sciences ». *Atmospheric Environment*, vol. 32, n° 14–15, p. 2627-2636.
- Garimella, S., et R. N. Christensen. 1995a. « Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part I—Hydrodynamics ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, n° 1, p. 54-60.
- Garimella, S., et R. N. Christensen. 1995b. « Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Fluted Annuli: Part II—Heat Transfer ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 117, n° 1, p. 61-68.
- Gervais, M., S. Kajl, C. Schweigler et J. Paris. 2007. « Design and operating parameters of a district heating network ». In *8th Interuniversity Symposium France-Québec on Thermal Systems, Montréal, Canada*. p. 323-328.
- Ghorbanian, K., et M. Gholamrezaei. 2009. « An artificial neural network approach to compressor performance prediction ». *Applied Energy*, vol. 86, n° 7–8, p. 1210-1221.
- Greco, A. 2008. « Convective boiling of pure and mixed refrigerants: An experimental study of the major parameters affecting heat transfer ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, n° 3–4, p. 896-909.
- Guang-Bin, Huang, Zhu Qin-Yu et Siew Chee-Kheong. 2006. « Real-time learning capability of neural networks ». *Neural Networks, IEEE Transactions on*, vol. 17, n° 4, p. 863-878.
- Gunes, Sibel, Eyuphan Manay, Ercan Senyigit et Veysel Ozceyhan. 2011. « A Taguchi approach for optimization of design parameters in a tube with coiled wire inserts ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 14–15, p. 2568-2577.
- Guo, J. J., J. Y. Wu, R. Z. Wang et S. Li. 2011. « Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater ». *Applied Energy*, vol. 88, n° 11, p. 4128-4138.
- Guo, Yonghui, Guoqiang Zhang, Jin Zhou, Jiasheng Wu et Wei Shen. 2012. « A techno-economic comparison of a direct expansion ground-source and a secondary loop

- ground-coupled heat pump system for cooling in a residential building ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 35, p. 29-39.
- Halozan, H., et R. Rieberer. 2005a. « Direct-expansion ground-coupled heat pumps ». In., sous la dir. de Pump, IEA Heat. IEA Heat Pump.
- Halozan, H., et R. Rieberer. 2008. « Ground source heat pumps – overcoming market and technical barriers ». In *IEA heat pump programme Annex 29*. (Zuerich).
- Halozan, Hermann, et René Rieberer. 2005b. « Direct-expansion ground-coupled heat pumps ». *IEA Heat Pump Center Newsletter*, vol. 23, n° 4, p. 30-32.
- Hellstrom, G., B. Sanner, M. Klugescheid, T. Ganka et S. Martensson. 1997. « Experiences with the borehole heat exchanger softaware EED ». Megastock Sapporo, Japan.
- Hepbasli, Arif, Ozay Akdemir et Ebru Hancioglu. 2003. « Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system ». *Energy Conversion and Management*, vol. 44, n° 4, p. 527-548.
- Högberg, M., L. Vamling et T. Berntsson. 1993. « Calculation methods for comparing the performance of pure and mixed working fluids in heat pump applications ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 16, n° 6, p. 403-413.
- Huang, Long, Vikrant Aute et Reinhard Radermacher. 2014. « A finite volume coaxial heat exchanger model with moving boundaries and modifications to correlations for two-phase flow in fluted annuli ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 40, p. 11-23.
- Hughes, Patrick J. 2008. « Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps: Market Status, Barriers to Adoption, and Actions to Overcome Barriers ». Office of Scientific and Technical Information, 40 p.
- Hunt, K. J., D. Sbarbaro, R. Źbikowski et P. J. Gawthrop. 1992. « Neural networks for control systems—A survey ». *Automatica*, vol. 28, n° 6, p. 1083-1112.
- Ingersoll, L.R., et Plass H.J. 1948. « Theory of ground pipe source for the heat pump ». *Heating, Piping and Air Conditioning*, vol. 20, n° 7, p. 119-122.
- Jadhav, S. S, et K. V Mali. 2008. « Evaluation of a Refrigerant R410A as Substitute for R22 in Window Air-conditioner ». *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, p. 23-32.
- Johnson, William S. 2002. « Field tests of two residential direct exchange geothermal heat pumps ». In *ASHRAE Transactions*, vol. 108, pt. 2.

- Jung, Dongsoo, Chong-Bo Kim, Soo-Min Hwang et Kyung-Ki Kim. 2003. « Condensation heat transfer coefficients of R22, R407C, and R410A on a horizontal plain, low fin, and turbo-C tubes ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, n° 4, p. 485-491.
- JW., Lund. 2000. « Ground-source (geothermal) heat pumps. In: Lineau PJ, editor. Course on heating with geothermal energy: conventional and new schemes. ». *World Geothermal Congress 2000 Short Courses. Kazuno, Tohoku District, Japan: 2000*, p. 209-236.
- Kalogirou, S. A. 1999. « Applications of artificial neural networks in energy systems ». *Energy Conversion and Management*, vol. 40, n° 10, p. 1073-1087.
- Kang, Yong Tae, Weibo Chen et Richard N. Christensen. 1996. « Design of Ammonia-Water Condenser with a Fluted Tube ». *Ashrae Transaction*, San Antonio. Vol. 102, p. 587-596.
- Kara, Yusuf Ali. 2007. « Experimental performance evaluation of a closed-loop vertical ground source heat pump in the heating mode using energy analysis method ». *International Journal of Energy Research*, vol. 31, n° 15, p. 1504-1516.
- Karagoz, S., M. Yilmaz, O. Comakli et O. Ozuyurt. 2004. « R134a and various mixtures of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps ». *Energy Conversion and Management*, vol. 45, n° 2, p. 181-196.
- Katsura, Takao, Katsunori Nagano, Shigeaki Narita, Sayaka Takeda, Yasushi Nakamura et Atsushi Okamoto. 2009. « Calculation algorithm of the temperatures for pipe arrangement of multiple ground heat exchangers ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n° 5-6, p. 906-919.
- Kavanaugh, S.P., et K. Rafferty. 1997a. *Ground-Source Heat Pumps:Design of Geothermal Systems For Commercial And Institutional Buildings*. American Society of Heating, Refrigeration And Air-Conditionning Engineers, Inc., Atlanta, GA.
- Kavanaugh, SP, et K Rafferty. 1997b. *Ground-source heat pumps: design of geothermal systems for commercial and institutional buildings*. 167 p.
- Kim, S. G., M. S. Kim et S. T. Ro. 2002. « Experimental investigation of the performance of R22, R407C and R410A in several capillary tubes for air-conditioners ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n° 5, p. 521-531.
- Koyama, Shigeru, Akio Miyara, Hiroshi Takamatsu et Tetsu Fujii. 1990. « Condensation heat transfer of binary refrigerant mixtures of R22 and R114 inside a horizontal tube with internal spiral grooves ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 13, n° 4, p. 256-263.

- Kumar, Rajesh, R. K. Aggarwal et J. D. Sharma. 2013. « Energy analysis of a building using artificial neural network: A review ». *Energy and Buildings*, vol. 65, p. 352-358.
- Lamarche, Louis. 2009. « A fast algorithm for the hourly simulations of ground-source heat pumps using arbitrary response factors ». *Renewable Energy*, vol. 34, n° 10, p. 2252-2258.
- Lamarche, Louis, et Benoit Beauchamp. 2007a. « A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes ». *Energy and Buildings*, vol. 39, n° 2, p. 188-198.
- Lamarche, Louis, et Benoit Beauchamp. 2007b. « New solutions for the short-time analysis of geothermal vertical boreholes ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, n° 7-8, p. 1408-1419.
- Lamarche, Louis, Stanislaw Kajl et Benoit Beauchamp. 2010. « A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems ». *Geothermics*, vol. 39, n° 2, p. 187-200.
- Lemire, Nicolas. 1999. « Étude sur les systèmes de pompes à chaleurs Géothermiques ». CANADA, École Polytechnique de Montréal, 189 p.
- Lenarduzzi, F. J., et T. J. Bennett. 1991. « A Direct-Expansion Ground-Source Heat Pump with Spiral Ground Coil-Heating Mode ». *Ashrae Transaction, New York*, vol. 97, n° pt 1.
- Li, Xinguo, Yan Chen, Zhihao Chen et Jun Zhao. 2006. « Thermal performances of different types of underground heat exchangers ». *Energy and Buildings*, vol. 38, n° 5, p. 543-547.
- Li, Zhongjian. 2012. « A new constant heat flux model for vertical U-tube ground heat exchangers ». *Energy and Buildings*, vol. 45, p. 311-316.
- Li, Zhongjian , et Maoyu Zheng. 2009. « Development of a numerical model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n° 5-6, p. 920-4.
- Linton, J.W., W.K Snelson, P.F. Hearty, R.E. Low, B.E. Gilbert et F.T. Murphy. 1996. « Comparaison of R-407C and R-410A with R-22 in a 10.5 kW (3.0 TR) residential central heat pump. ». In *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. University Purdue, et Purdue e-Pubs.
- Liu, Zhiqiang, Xiaolin Li, Hanqing Wang et Wangming Peng. 2008. « Performance comparison of air source heat pump with R407C and R22 under frosting and defrosting ». *Energy Conversion and Management*, vol. 49, n° 2, p. 232-239.

- Lohani, S. P., et D. Schmidt. 2010. « Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system ». *Renewable Energy*, vol. 35, n° 6, p. 1275-1282.
- Machado, L., P. Haberschill et M. Lallemand. 1998. « Masse du fluide frigorigène dans un évaporateur en fonctionnement permanent ou transitoire: Refrigerant mass inside an evaporator in a steady or non-steady state ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n° 6, p. 430-439.
- Madani, Hatef, Joachim Claesson et Per Lundqvist. 2011. « Capacity control in ground source heat pump systems part II: Comparative analysis between on/off controlled and variable capacity systems ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, n° 8, p. 1934-1942.
- Marcotte, D., et P. Pasquier. 2008. « On the estimation of thermal resistance in borehole thermal conductivity test ». *Renewable Energy*, vol. 33, n° 11, p. 2407-2415.
- Marcotte, Denis, et Philippe Pasquier. 2009. « The effect of borehole inclination on fluid and ground temperature for GLHE systems ». *Geothermics*, vol. 38, n° 4, p. 392-398.
- McLinden, M. O., et R. Radermacher. 1987. « Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapour compression cycle ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 10, n° 6, p. 318-325.
- Mei, V.C. 1998. « Effet of backfilling material on ground coil performance ». *Ashrae Transaction, Toronto*, vol. Part 2.
- Mei, V.C., et V.D Baxter. 1991. « Experimental Analysis of Direct-Expansion Ground-Coupled Heat Pump Systems ». *Oak Ridge National Laboratory, Tennessee*.
- Mei, V.C., et V.D. Baxter. 1990. « Experimental Study of Direct-Expansion Ground Coil Heat Exchangers ». *Ashrae Transaction*, vol. 96, n° 1, p. 821-825.
- Messineo, Antonio, Vincenzo La Rocca et Giuseppe Panno. 2012. « On-site Experimental Study of HCFC-22 Substitution with HFCs Refrigerants ». *Energy Procedia*, vol. 14, p. 32-38.
- Michopoulos, A., et N. Kyriakis. 2009. « A new energy analysis tool for ground source heat pump systems ». *Energy and Buildings*, vol. 41, n° 9, p. 937-941.
- Mohanraj, M., S. Jayaraj et C. Muraleedharan. 2009. « Environment friendly alternatives to halogenated refrigerants—A review ». *International Journal of Greenhouse Gas Control*, vol. 3, n° 1, p. 108-119.

- Mohanraj, M., S. Jayaraj et C. Muraleedharan. 2010. « Exergy Assessment of a Direct Expansion Solar-Assisted Heat Pump Working with R22 and R407C/LPG Mixture ». *International Journal of Green Energy*, vol. 7, n° 1, p. 65-83.
- Mohanraj, M., S. Jayaraj et C. Muraleedharan. 2012. « Applications of artificial neural networks for refrigeration, air-conditioning and heat pump systems—A review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, n° 2, p. 1340-1358.
- Mohanraj, M., C. Muraleedharan et S. Jayaraj. 2011. « A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units ». *International Journal of Energy Research*, vol. 35, n° 8, p. 647-669.
- Montagud, C., J. M. Corberán, Á Montero et J. F. Urchueguía. 2011. « Analysis of the energy performance of a ground source heat pump system after five years of operation ». *Energy and Buildings*, vol. 43, n° 12, p. 3618-3626.
- Nagano, Katsunori, Takao Katsura et Sayaka Takeda. 2006. « Development of a design and performance prediction tool for the ground source heat pump system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, n° 14–15, p. 1578-1592.
- Nam, Yujin, Ryozo Ooka et Suckho Hwang. 2008. « Development of a numerical model to predict heat exchange rates for a ground-source heat pump system ». *Energy and Buildings*, vol. 40, n° 12, p. 2133-2140.
- Navarro, E., E. Granryd, J. F. Urchueguía et J. M. Corberán. 2007. « A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, n° 7, p. 1254-1265.
- Ndiaye, Demba, et Michel Bernier. 2010. « Dynamic model of a hermetic reciprocating compressor in on-off cycling operation (Abbreviation: Compressor dynamic model) ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 8–9, p. 792-799.
- Ndiaye, Demba, et Michel Bernier. 2012. « Transient model of a geothermal heat pump in cycling conditions – Part A: The model ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, n° 8, p. 2110-2123.
- Omer, Abdeen Mustafa. 2013. « Development and evaluation of a direct expansion heat pump system ». *Journal of Advances in Mathematics*, vol. 2, n° 2.
- Ozgener, Onder, et Arif Hepbasli. 2007. « Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems ». *Energy and Buildings*, vol. 39, n° 1, p. 66-75.

Patankar, S.V. (197). 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow*, Xiii. Washington, Corp. McGraw-Hill.

Patrice Pinel. 2003. « Amelioration, validation et implantation d'un algorithme de calcul pour evaluer le transfert thermique dans les puits verticaux de systemes de pompes a chaleur géothermiques ». M.Sc.A. dissertation. École Polytechnique, Montreal (Canada),155p.

Percebois, J. 2011. *The guide of geothermal heating*, Eyrolles. 170 p.

Phillips, David. 1990. *The Climates of Canada*. Ottawa, Canada Environment Canada, 176 p.

Pierre, Roblin, Sorin Fabrice et Broussard Lionel. 2001. « Régulation d'un processus industriel par réseaux de neurones ». *Techniques de l'ingénieur Automatique avancée*, base documentaire : TIB393DUO, n° ref. article : s7582.

Prapainop, Rotchana, et K. O. Suen. 2012. « Effects of refrigerant properties on refrigerant performance comparison: A review ». *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)* vol. 2, n° 4, p. 486-493.

R.N.Canada. 2003. *Les systèmes géothermiques résidentiels, Guide de l'acheteur*. CANADA.

Raffety, Kevin. 2003. « Geothermal Heat Pump Systems: An Introduction ». *Water Well Journal*, vol. 57, n° 8, p. 24-28.

Raja, B., S. Joseph Sekhar, D. Mohan Lal et A. Kalanidhi. 2003. « A numerical model for thermal mapping in a hermetically sealed reciprocating refrigerant compressor ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, n° 6, p. 652-658.

Rakhesh, B., G. Venkatarathnam et S. Srinivasa Murthy. 2003. « Experimental Studies on a Heat Pump Operating With R22, R407C and R407A: Comparison From an Exergy Point of View ». *Journal of Energy Resources Technology*, vol. 125, n° 2, p. 101-112.

Reinhard , Radermacher , et Hwang Yunho. 2005. « Introduction ». In *Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures*.p.1-16.CRC Press.  
[<http://dx.doi.org/10.1201/9781420037579.ch1>](http://dx.doi.org/10.1201/9781420037579.ch1). Consulté le 2014/03/25.

Rigola, J., C. D. Pérez-Segarra et A. Oliva. 2005. « Parametric studies on hermetic reciprocating compressors ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, n° 2, p. 253-266.

Robert, Félix, et Louis Gosselin. 2014. « New methodology to design ground coupled heat pump systems based on total cost minimization ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 62, n° 2, p. 481-491.

- Rousseau, Clément , Jean-Louis Fannou, Louis Lamarche et Mohamed Ouzzane. 2012. « Modeling and Analyse of a Direct Expansion Geothermal Heat Pump (DX) : part 1 Modeling of Ground Heat Exchanger ». In *Comsol conference* (Boston, USA).
- Rousseau, P. G., M. van Eldik et G. P. Greyvenstein. 2003. « Detailed simulation of fluted tube water heating condensers ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 26, n° 2, p. 232-239.
- Sanaye, Sepehr, et Behzad Niroomand 2009. « Thermal-economic modeling and optimization of vertical ground-coupled heat pump ». *Energy Conversion and Management*, vol. 50, n° 4, p. 1136-1147.
- Self, Stuart J., Bale V. Reddy et Marc A. Rosen. 2013. « Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options ». *Applied Energy*, vol. 101, n° 0, p. 341-348.
- Sharqawy, Mostafa H., Esmail M. Mokheimer et Hassan M. Badr. 2009. « Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers ». *Geothermics*, vol. 38, n° 2, p. 271-277.
- Spilker, Elliott H. 1998. « Ground-coupled heat pump loop design using thermal conductivity testing and the effet of different backfil materials on vertical bore length ». *Ashrae Transaction, San Francisco*, vol. 104, Part 1A.
- Takamatsu, H., A. Miyara, S. Koyama, T. Fujii et K. Yonemoto. 1990. *Forced convective boiling of monazeotropic refrigerant mixtures of R22 and R114 inside a horizontal tube*, 19. 3. Silver Spring, MD, ETATS-UNIS: Scripta Technica, 15 p.
- Teeter, J., et Chow Mo-Yuen. 1998. « Application of functional link neural network to HVAC thermal dynamic system identification ». *Industrial Electronics, IEEE Transactions on*, vol. 45, n° 1, p. 170-176.
- Wang, Huajun, Chengying Qi, Hongpu Du et Jihao Gu. 2009. « Thermal performance of borehole heat exchanger under groundwater flow: A case study from Baoding ». *Energy and Buildings*, vol. 41, n° 12, p. 1368-1373.
- Wang, Huajun, Qian Zhao, Juntao Wu, Bin Yang et Zhihao Chen. 2013. « Experimental investigation on the operation performance of a direct expansion ground source heat pump system for space heating ». *Energy and Buildings*, vol. 61, p. 349-355.
- Wang, Xiaotao, Chongfang Ma et Yuanwei Lu. 2009. « An experimental study of a direct expansion ground-coupled heat pump system in heating mode ». *International Journal of Energy Research*, vol. 33, n° 15, p. 1367-1383.

- Winandy, Eric, Claudio Saavedra O et Jean Lebrun. 2002. « Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor ». *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 41, n° 2, p. 183-192.
- Yana Motta, S.F., et P.A Domanski. 2000. « Performance of R-22 and Its Alternatives Working at High Outdoor Temperatures ». In *8th International Refrigeration Conference at Purde University*. (USA, July 25-28), p. 47-54.
- Yang, Bin, Craig R. Bradshaw et Eckhard A. Groll. 2013. « Modeling of a semi-hermetic CO<sub>2</sub> reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, n° 7, p. 1925-1937.
- Yang, H., P. Cui et Z. Fang. 2009. « Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems ». *Applied Energy*, vol. 87, n° 1, p. 16-27.
- Yang, Wei. 2013. « Experimental performance analysis of a direct-expansion ground source heat pump in Xiangtan, China ». *Energy*, vol. 59, p. 334-339.
- Yang, Weibo, Mingheng Shi, Guangyuan Liu et Zhenqian Chen. 2009. « A two-region simulation model of vertical U-tube ground heat exchanger and its experimental verification ». *Applied Energy*, vol. 86, n° 10, p. 2005-2012.
- Yavuzturk, Cenk. 1999. « Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems ». Ph. D Thesis. Oklahoma State University.
- Yonghui, Guo, Zhang Guoqiang, Zhou Jin, Wu Jiasheng et Shen Wei. 2011. « The Refrigerant Oil Return Speed Influence on the Design of Vertical U-Tube Ground Heat Exchanger in the Direct Expansion Ground-Source Heat Pumps ». In *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2011 Asia-Pacific*. (25-28 March 2011), p. 1-4.
- Yuefen, Gao, T. Roskilly, G. Baker, Zhao Honglei et Peng Yingxin. 2012. « Comparison of the Thermodynamic Performance of Direct Expansion Ground Source Heat Pump Using Hydrofluoroolefins (HFOs) Based on Theoretical Analysis ». In *Power and Energy Engineering Conference (APPEEC), 2012 Asia-Pacific*. (27-29 March 2012), p. 1-5.
- Yuefen, Gao, Tony Roskilly et Liu Juanjuan. 2013. « Comprehensive benefit analysis of direct expansion ground source heat pump system ». *Energy and Power Engineering*, vol. 5, p. 76-81.
- Yunho, Hwang, et R. Radermacher. 2002. « Opportunities with alternative refrigerants ». In *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, 2002. ITHERM 2002. The Eighth Intersociety Conference on*. (2002), p. 777-784.

- Zaghoudi, M.C., S. Maalej, Y. Saad et M. Bouchaala. 2010. « A comparative study of the performance and Environmental characteristics of alternatives to R22 in residential air conditioners for Tunisian market ». *Journal of Environmental Science and Engineering, USA*, vol. 4, n° 12, p. 37-56.
- Zeng, H.Y., Nairen R. Diao et H. Zhaohong Fang. 2002. « A finite line-source model for boholes in Géothermal Heat Exchangers ». *Heat Transfert- Asian Research*, vol. 31, n° 7.
- Zeng, Heyi, Nairen Diao et Zhaohong Fang. 2003. « Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, n° 23, p. 4467-81.
- Zhang, Hui-Yong, Jun-Ming Li, Na Liu et Bu-Xuan Wang. 2012. « Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, n° 13–14, p. 3522-3532.
- Zhao, L. 2004. « Experimental evaluation of a non-azeotropic working fluid for geothermal heat pump system ». *Energy Conversion and Management*, vol. 45, n° 9–10, p. 1369-1378.
- Zhao, P. C., G. L. Ding, C. L. Zhang et L. Zhao. 2003. « Simulation of a geothermal heat pump with non-azeotropic mixture ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, n° 12, p. 1515-1524.
- Zheng, Zonghe, Weixiao Wang et Chao Ji. 2011. « A Study on the Thermal Performance of Vertical U-Tube Ground Heat Exchangers ». *Energy Procedia*, vol. 12, p. 906-914.