

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE CRITIQUE DE LA LITTÉRATURE.....	5
1.1 Les collecteurs solaires hybrides PV/T.....	5
1.1.1 Les collecteurs solaires PV .....	7
1.1.2 Les échangeurs de chaleur .....	8
1.1.3 La couverture vitrée .....	10
1.1.4 La cellule PV.....	11
1.1.5 Le fluide caloporteur.....	12
1.1.6 Le prototype de collecteur solaire développé .....	14
1.2 Les pompes à chaleur.....	17
1.2.1 Les particularités des systèmes au CO <sub>2</sub> .....	19
1.2.2 Le prototype de pompe à chaleur développé .....	24
1.2.3 Le modèle de compresseur.....	32
1.2.4 Le modèle d'échangeur de chaleur intermédiaire.....	37
CHAPITRE 2 A 2-D TRANSIENT NUMERICAL HEAT TRANSFER MODEL OF THE SOLAR ABSORBER PLATE TO IMPROVE PV/T SOLAR COLLECTOR SYSTEMS.....	45
2.1 Abstract.....	45
2.2 Nomenclature.....	46
2.3 Introduction.....	47
2.3.1 Context.....	47
2.3.2 The project .....	50
2.4 Mathematical models.....	53
2.4.1 Thermal model.....	53
2.4.2 Optical model.....	57
2.4.3 Electrical model .....	59
2.4.4 Multi-physics model .....	61
2.5 Discretization details.....	63
2.5.1 Domain discretization .....	63
2.5.2 Discretization equations.....	64
2.5.3 Solution of the discretization equations .....	65
2.5.4 Solution algorithm .....	65
2.6 Experimental setup description.....	66
2.7 Validation and results .....	69
2.7.1 The solar thermal absorber plate.....	69
2.7.2 The standard PV plate.....	72
2.7.3 The thermally enhanced PV plate.....	74

2.7.4	Temperature distribution.....	76
2.8	Conclusion.....	78
2.9	Acknowledgments.....	79
2.10	References.....	79
2.11	Appendix A.....	80
2.12	Appendix B.....	81
CHAPITRE 3 ONE-DIMENSIONAL MODEL OF A STRATIFIED THERMAL STORAGE TANK WITH SUPERCRITICAL COILED HEAT EXCHANGER.....		83
3.1	Abstract.....	83
3.2	Nomenclature.....	84
3.3	Introduction.....	85
3.3.1	Context.....	85
3.3.2	The project.....	87
3.3.3	Heat transfer in supercritical state.....	89
3.4	Storage tank geometry.....	92
3.5	Mathematical model.....	97
3.5.1	Tank.....	97
3.5.2	Domestic cold water heat exchanger.....	98
3.5.3	CO <sub>2</sub> heat exchanger.....	100
3.5.4	Thermal loss.....	102
3.6	Solution method.....	103
3.7	TRNSYS comparison.....	105
3.8	Supercritical heat exchanger comparison.....	107
3.9	Thermal stratification results using the CO <sub>2</sub> heat exchanger.....	109
3.10	Simulation results under the nominal operating conditions.....	115
3.11	Conclusion.....	119
3.12	Acknowledgments.....	120
3.13	References.....	120
3.14	Appendix A.....	120
3.15	Appendix B: Solution algorithms.....	121
3.16	Appendix C: Time step dependency analysis of selected results.....	124
CHAPITRE 4 A HYBRID PV/T SOLAR EVAPORATOR USING CO <sub>2</sub> : NUMERICAL HEAT TRANSFER MODEL AND SIMULATION RESULTS.....		127
4.1	Abstract.....	127
4.2	Nomenclature.....	128
4.3	Introduction.....	130
4.3.1	Context.....	130
4.3.2	Contribution of this work.....	131
4.3.3	Literature review.....	134

4.4	Mathematical models .....	136
4.4.1	Solar absorber plate model.....	136
4.4.2	Two-phase flow model .....	137
4.4.3	Coupling model.....	143
4.4.4	Angular temperature variation of the pipe .....	144
4.4.5	Global solution algorithm .....	148
4.5	Results.....	150
4.5.1	Validation.....	150
4.5.2	Steady state numerical results of the evaporator.....	150
4.5.2.1	Overall performance .....	151
4.5.2.2	Temperature field.....	152
4.5.2.3	Electrical performance of the solar absorber plate .....	154
4.5.2.4	Flow variables along the tube .....	155
4.5.2.5	Evolution in the P-h diagram .....	157
4.6	Conclusion .....	158
4.7	Acknowledgments.....	159
4.8	References.....	159
	CONCLUSION.....	161
	RECOMMANDATIONS .....	167
ANNEXE I	FICHE TECHNIQUE DU COMPRESSEUR .....	169
ANNEXE II	FICHE TECHNIQUE DU REFROIDISSEUR DE GAZ.....	173
	LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	175



## LISTE DES TABLEAUX

		Page
Tableau 1.1	Comparaison des cellules de silicium .....	12
Tableau 1.2	Résumé des caractéristiques de la station météo .....	25
Tableau 1.3	Résumé des caractéristiques de l'instrumentation du banc d'essai .....	29
Tableau 1.4	Données des essais de performance du manufacturier .....	34
Tableau 1.5	Coefficients des polynômes de régression .....	35
Table 2.1	Standard PV plate specification .....	60
Table 2.2	Statistical indicators for the thermal plate model .....	70
Table 2.3	Statistical indicators for the standard PV plate model .....	72
Table 2.4	Statistical indicators for the thermally enhanced PV plate model .....	74
Table 2.5	Example of numerical model performances .....	78
Table 2.6	Physical and optical properties of the different layers .....	80
Table 2.7	Example of the data acquisition for the 2016-10-07 around noon .....	81
Table 3.1	Physical characteristics of the tank .....	94
Table 3.2	Reference operating conditions .....	95
Table 3.3	Scale analysis .....	96
Table 3.4	Characteristics of the exchanger and experimental conditions of Yu, Lin et Wang (2014) .....	107
Table 3.5	Thermophysical parameters of material .....	120
Table 4.1	Electrical performance of the solar absorber plate at reference conditions .....	133
Table 4.2	Summary of the literature related to the SAHP .....	134
Table 4.3	Summary of the equations of the two-phase flow model .....	140
Table 4.4	Operating conditions and weather parameters .....	150

Table 4.5 Comparison results of the evaporator with and without cooling under fixed electrical load or MPPT .....151

## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1	Potentiel de production thermique et électrique d'une cellule de silicium cristallin tirée de Dupeyrat, Ménézo et Fortuin (2014).....6
Figure 1.2	Vue en coupe d'un collecteur solaire PV tirée de Krauter (2007) : (a) encapsulé, (b) laminé.....7
Figure 1.3	Géométrie d'échangeur en harpe (à gauche) et serpentin (à droite) tirée de Fortuin et Stryi-Hipp (2012) .....8
Figure 1.4	(a) Échangeur « roll-bond » développé dans le cadre du projet Bionicol (Hermann, 2011); (b) Échangeur de chaleur embossé développé par DUALSUN (2015).....9
Figure 1.5	Courbe caractéristique courant-tension d'une cellule PV tirée de Krauter (2007).....11
Figure 1.6	Impacts environnementaux de différents réfrigérants selon leur famille...13
Figure 1.7	Géométrie des collecteurs solaires.....15
Figure 1.8	Problème de délaminage du serpentin .....16
Figure 1.9	Banc d'essai des collecteurs solaires .....17
Figure 1.10	Identification des composants principaux d'une pompe à chaleur et la représentation du cycle de référence tirée de Meunier, Rivet et Terrier (2010).....18
Figure 1.11	Comparaison des cycles sous-critique et transcritique tirée de Austin et Sumathy (2011).....19
Figure 1.12	Diagramme pression-enthalpie du CO <sub>2</sub> .....21
Figure 1.13	Comparaison du rejet de chaleur entre le cycle sous-critique (a) et transcritique (b) tirée de Austin et Sumathy (2011).....22
Figure 1.14	Évolution des performances de la pompe à chaleur au CO <sub>2</sub> en fonction de la pression de refoulement du compresseur inspirée de Guitari (2005).....23
Figure 1.15	Cycle transcritique à différentes pressions de refoulement .....24
Figure 1.16	Banc d'essai de la pompe à chaleur et localisation des sondes.....30

Figure 1.17	Modélisation en 3-D de la pompe à chaleur .....	31
Figure 1.18	Géométrie du compresseur .....	32
Figure 1.19	Représentation du cycle lors des mesures de performance du compresseur .....	33
Figure 1.20	Évolution associée au compresseur dans le diagramme pression-enthalpie du CO <sub>2</sub> .....	37
Figure 1.21	Géométrie de l'échangeur intermédiaire à tubes coaxiaux.....	38
Figure 1.22	Modèle thermique de l'échangeur intermédiaire.....	40
Figure 1.23	Résultats des champs de pression, enthalpie, vitesse et température au long de l'échangeur intermédiaire.....	41
Figure 1.24	Évolution associée à l'échangeur intermédiaire dans le diagramme pression-enthalpie du CO <sub>2</sub> .....	43
Figure 2.1	Schematic representation of different hybrid PV/T systems: (a) Serpentine heat exchanger bonded to the back of the PV plate; (b) Air plenum between the PV collectors and the wall of the building; (c) Fin heat exchanger to enhance convective heat transfer .....	48
Figure 2.2	Glazed and unglazed types of PV/T solar collector.....	49
Figure 2.3	Layers identification of the thermally enhanced PV plate or PV/T plate (plate 2) .....	51
Figure 2.4	Heat transfer representation and notation on an infinitesimal control volume $dV = dx dy \Delta z_p$ of the PV plate .....	54
Figure 2.5	Effective absorptivity of the thermally enhanced PV plate for: 1) thermal absorption of the cell, $(\tau\alpha)_c$ ; 2) thermal absorption of the back sheet, $(\tau\alpha)_{bs}$ and 3) electrical production of the cell, $(\tau)_c$ .....	59
Figure 2.6	Geometry of the PV plate (a) front view of the 3-D model (b) results from the mesh identification .....	63
Figure 2.7	The three solar absorber plates installed in the experimental setup.....	67
Figure 2.8	Equivalent electrical circuit of the PV module including the electrical circuit used to monitor the electrical performances of the PV plates .....	68
Figure 2.9	Validation results for the thermal plate model.....	71



Figure 2.10 Validation results for the standard PV plate model .....73

Figure 2.11 Validation results for the thermally enhanced PV plate model .....75

Figure 2.12 Example of the computed temperature field for a particular time step.....76

Figure 2.13 Validation of the temperature field: (a) Thermal imaging;  
(b) Numerical result .....77

Figure 3.1 Variation of the thermophysical properties of CO<sub>2</sub> in the pseudo-critical region for a constant pressure of 110 [bars] .....90

Figure 3.2 3-D representation of the tank geometry including the heat exchangers.....93

Figure 3.3 Energy balance representation and notation on an infinitesimal control volume of the tank .....97

Figure 3.4 Schematic representation of the DCW heat exchanger for the  $j^{\text{th}}$  tank control volume .....99

Figure 3.5 Schematic representation of the CO<sub>2</sub> heat exchanger for the  $j^{\text{th}}$  tank control volume .....100

Figure 3.6 Thermal stratification model comparison .....106

Figure 3.7 CO<sub>2</sub> heat exchanger model comparison .....108

Figure 3.8 Temperature distribution of SHW in the tank along the height for 6 different time steps using the CO<sub>2</sub> HX only (top figure); Evolution of the temperature of SHW in the tank for 3 different heights using the CO<sub>2</sub> HX only (bottom figure).....111

Figure 3.9 CO<sub>2</sub> variables and properties field along the heat exchanger axis using the CO<sub>2</sub> HX only .....112

Figure 3.10 Gas cooler evolution using the CO<sub>2</sub> HX only in the CO<sub>2</sub> pressure/enthalpy diagram .....113

Figure 3.11 Temperature distribution of SHW in the tank along the height for 6 different time steps using nominal operating conditions (top figure); Evolution of the temperature of SHW in the tank for 3 different heights and the outlet temperature of the DCW HX using the nominal operating conditions (bottom figure) .....116

Figure 3.12 CO<sub>2</sub> variables and properties field along the heat exchanger axis using nominal operating conditions .....117

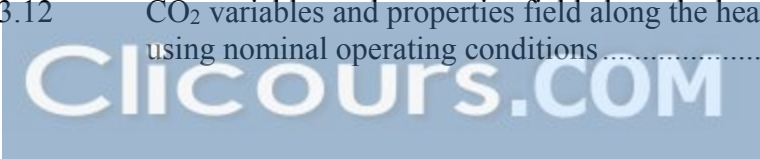


Figure 3.13	Gas cooler evolution using nominal operating conditions in CO <sub>2</sub> pressure/enthalpy diagram .....	118
Figure 3.14	Main algorithm.....	121
Figure 3.15	DCW algorithm.....	122
Figure 3.16	CO <sub>2</sub> algorithm .....	123
Figure 3.17	Mixing algorithm .....	124
Figure 3.18	Time step dependency results .....	125
Figure 4.1	Hybrid solar evaporator geometry .....	133
Figure 4.2	Heat transfer representation and notation on an infinitesimal control volume of finite thickness.....	136
Figure 4.3	Schematic representation of the serpentine CO <sub>2</sub> heat exchanger.....	139
Figure 4.4	Serpentine tube heat exchanger sub-algorithm .....	142
Figure 4.5	“Y-Δ” thermal resistances equivalent network .....	143
Figure 4.6	Numerical comparison of the tube angular temperature variation a) Edges and faces labels, b) Temperature and heat flux results for a stainless steel tube, c) Temperature and heat flux results for a copper tube .....	146
Figure 4.7	Straight fin model with asymmetrical convection conditions and adiabatic tip.....	147
Figure 4.8	Main algorithm.....	149
Figure 4.9	Temperature field of the solar absorber plate a) MPPT with cooling b) Fixed resistive load with cooling c) MPPT without cooling d) Fixed resistive load without cooling.....	153
Figure 4.10	Electrical point of operation of the solar absorber plate .....	154
Figure 4.11	Flow conditions along the tube .....	156
Figure 4.12	Thermodynamic evolution in the P-h diagram .....	158

## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

EVA	Copolymère composé d'éthylène/vinyle/acétate
CO <sub>2</sub>	Dioxyde de carbone
COP	Coefficient de performance
CFC	Chlorofluorocarbure
HCFC	Hydrochlorofluorocarbure
HFC	Hydrofluorocarbure
HC	Hydrocarbure
HFO	Hydrofluorooléfine
PV	Photovoltaïque
PV/T	Photovoltaïque/thermique
PVF	Polyfluorure de vinyle
MPPT	Acronyme anglais pour « maximum power point tracking »
HP	Associé à l'écoulement haute pression dans l'échangeur intermédiaire
BP	Associé à l'écoulement basse pression dans l'échangeur intermédiaire



## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

Les symboles et unités de mesure sont intégrés directement au début de chaque chapitre afin d'éviter toute confusion avec la nomenclature des articles. Les symboles utilisés dans le reste du document sont résumés dans ce qui suit.

### Symboles

$q$	Taux de transfert de chaleur, [W]
$h$	Enthalpie, [kJ/kg]
$W$	Puissance électrique, [W]
$T$	Température, [K]
$N$	Vitesse de rotation, [rpm] / Nombre de nœuds, [nœuds]
$C$	Coefficients des polynômes de régression, [-]
$P$	Pression, [kPa]
$r$	Rayon, [m]
$g_z$	Accélération gravitationnelle, [m/s <sup>2</sup> ]
$L$	Longueur, [m]

### Lettres grecques

$\rho$	Masse volumique, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\alpha$	Absorptivité au rayonnement solaire, [-]
$\eta_0$	Rendement photovoltaïque aux conditions de référence, [-]

### Indices et exposants

$cond$	Transfert de chaleur par conduction
$conv$	Transfert de chaleur par convection
$iso$	Isolant thermique
$\infty$	Associé à l'air ambiant
$HP$	Associé au réfrigérant haute pression
$BP$	Associé au réfrigérant basse pression
$loss$	Associé aux pertes de chaleur de l'échangeur intermédiaire
$w$	À la paroi



## INTRODUCTION

De façon générale, les recherches sur l'énergie solaire sont justifiées par les problématiques environnementales et socioéconomiques issues de la prépondérance du trio fossile dans le mix énergétique mondial (GIEC, 2013; International Energy Agency, 2017). Le Québec possède toutefois des particularités qui le distinguent au niveau énergétique tel que la disponibilité d'énergie électrique non polluante d'origine hydraulique (Whitmore et Pineau, 2018). La politique de transition énergétique à l'horizon 2030 du gouvernement du Québec a entre autres pour but de mettre en valeur de façon optimale nos ressources énergétiques (Gouvernement du Québec, 2016). Parmi les cibles identifiées, on désire améliorer de 15 [%] l'efficacité avec laquelle l'énergie est utilisée ainsi qu'augmenter de 25 [%] la production totale d'énergies renouvelables en misant notamment sur les sources d'énergie décentralisées tels que la géothermie et le solaire. Le présent projet porte sur le couplage entre une pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub> et des collecteurs solaires hybrides photovoltaïques/thermiques (PV/T). Il concerne à la fois les deux cibles précédentes puisqu'il porte à la fois sur une meilleure utilisation de l'électricité ainsi que sur la production décentralisée d'énergie solaire.

En effet, les pompes à chaleur sont plus efficaces que les plinthes électriques typiquement employées pour le chauffage au Québec. Historiquement, le coût de l'électricité ainsi que le faible coût des plinthes électriques ont favorisé leur installation à grande échelle pour le chauffage résidentiel au détriment des systèmes centralisés à eau ou à air qui offrent une plus grande flexibilité au niveau du choix de la source d'énergie (biomasse, solaire thermique, géothermie, etc.) (Lanoue et Mousseau, 2014). Le rendement d'une plinthe électrique est limité à 100 [%] alors que le rendement d'une pompe à chaleur, lorsqu'exprimé en termes de son coefficient de performance (COP), est généralement supérieur à 100 [%]. Ainsi, l'utilisation des pompes à chaleur permet d'utiliser plus efficacement l'électricité québécoise en améliorant les performances énergétiques autant au niveau du chauffage des espaces que de la production d'eau chaude domestique qui sont les principaux postes de consommation énergétique résidentielle (Whitmore et Pineau, 2018). Les pompes à chaleur sont déjà largement utilisées pour le chauffage et la climatisation, mais aussi pour les mesures d'économie d'énergie basées

sur la récupération de chaleur dans les bâtiments institutionnels et commerciaux. Toutefois, en mode chauffage, les performances d'une pompe à chaleur qui puise sa chaleur dans l'air ambiant extérieur ne sont pas constantes. À mesure que la température de l'air diminue, les performances se détériorent. L'énergie solaire peut apporter une solution à la détérioration des performances en chauffage des pompes à chaleur en climat nordique. En effet, l'utilisation de collecteurs solaires permet un apport de chaleur supplémentaire au système qui au lieu de puiser son énergie dans l'air froid extérieur a accès à une source de chaleur à une température plus élevée, le collecteur solaire.

Zondag (2008) présente une revue exhaustive des recherches sur les collecteurs photovoltaïques (PV) et plus particulièrement sur les collecteurs hybrides photovoltaïques/thermiques. Les collecteurs solaires photovoltaïques possèdent de nombreux avantages en comparaison des systèmes thermiques. Parmi ces avantages, figure certainement le niveau d'exergie qu'ils produisent. En effet, les collecteurs PV ont la capacité de produire de l'électricité qui est une énergie de meilleure qualité que la chaleur. Ils ont toutefois un rendement de conversion de l'énergie solaire plus faible que celui des collecteurs solaires thermiques. Le rendement des collecteurs PV varie entre 6 et 22 [%] en fonction de la technologie photovoltaïque alors que le rendement des collecteurs solaires thermiques peut atteindre 80 [%] et même plus s'ils opèrent à haut débit. L'énergie solaire qui n'est pas convertie en électricité augmente la température des cellules solaires et réduit leur rendement de conversion photovoltaïque. Le collecteur solaire PV peut alors être couplé à un échangeur de chaleur afin de refroidir les cellules photovoltaïques et maintenir du même coup ses performances électriques. Parallèlement, il est possible d'utiliser la chaleur récupérée pour servir une quelconque application thermique telle que le chauffage des espaces ou la production d'eau chaude domestique. Il est alors question de collecteurs solaires hybrides PV/T. Le rendement global de tels collecteurs solaires cumulant la production d'électricité et de chaleur est ainsi majoré.

Dans ce contexte, le présent projet propose de coupler des collecteurs solaires hybrides PV/T à une pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> dans le but d'améliorer simultanément les performances des



deux systèmes. Le couplage permet de maintenir la capacité de chauffage des pompes à chaleur en milieu nordique tout en maximisant la production d'électricité des collecteurs solaires.

Le système utilise un réfrigérant naturel, le dioxyde de carbone ( $\text{CO}_2$ ), qui est moins dommageable pour l'environnement que les réfrigérants typiquement utilisés dans les pompes à chaleur. Ce choix s'accorde avec l'engagement formalisé en Octobre 2016 par la signature de l'Amendement de Kigali. Alors que le Protocole de Montréal avait pour objectif initial de protéger la couche d'ozone, l'Amendement de Kigali vise à limiter le potentiel de réchauffement climatique des fluides réfrigérants utilisés dans les pompes à chaleur.

Cette thèse comprend quatre chapitres. Le premier présente une revue de la littérature pertinente ainsi que le montage expérimental développé au cours du projet. Par la suite, les chapitres 2, 3 et 4 présentent les trois contributions scientifiques réalisées sous forme d'articles :

- Le premier article concerne un modèle détaillé d'absorbeur solaire hybride PV/T qui intègre de façon détaillée les aspects thermique, électrique et optique;
- Le second article présente un modèle de réservoir de stockage de la chaleur, stratifié, qui sert de refroidisseur de gaz dans un cycle transcritique au  $\text{CO}_2$ . Un modèle d'écoulement de réfrigérant à l'intérieur d'un tuyau y est décrit;
- Enfin, dans le troisième article, le modèle d'écoulement de réfrigérant du deuxième article est combiné au modèle d'absorbeur solaire du premier article pour simuler les performances globales de l'évaporateur solaire hybride PV/T.

Finalement, des recommandations sur les possibilités de travaux futurs suivent la conclusion.



## CHAPITRE 1

### REVUE CRITIQUE DE LA LITTÉRATURE

Ce chapitre a pour objectif de présenter le cadre théorique pertinent à la compréhension du projet. Chacun des articles qui suit le présent chapitre s'appuie sur la littérature afin de justifier la contribution de chaque publication. Afin de ne pas dédoubler l'information, l'emphase est mise ici sur les éléments qui permettent de comprendre les choix faits lors du développement des prototypes qui composent le banc d'essai :

- Les collecteurs solaires;
- La pompe à chaleur au CO<sub>2</sub>.

#### 1.1 Les collecteurs solaires hybrides PV/T

Un collecteur solaire hybride photovoltaïque/thermique (PV/T) est un collecteur solaire dont les cellules photovoltaïques servent d'absorbeur solaire. Elles convertissent le rayonnement solaire en chaleur en plus de produire de l'électricité. De cette façon, ce type de collecteur produit simultanément de la chaleur et de l'électricité (Zondag, 2008). Puisqu'environ 90 [%] du rayonnement solaire incident sur les cellules photovoltaïques de silicium cristallin est absorbé et que le rendement de conversion électrique est d'environ 15 [%], il existe un potentiel de production de chaleur d'environ 75 [%] de l'énergie incidente du soleil (Dupeyrat, Ménézo et Fortuin, 2014). La Figure 1.1 présente ces différents potentiels en fonction de la longueur d'onde comparés au spectre solaire.

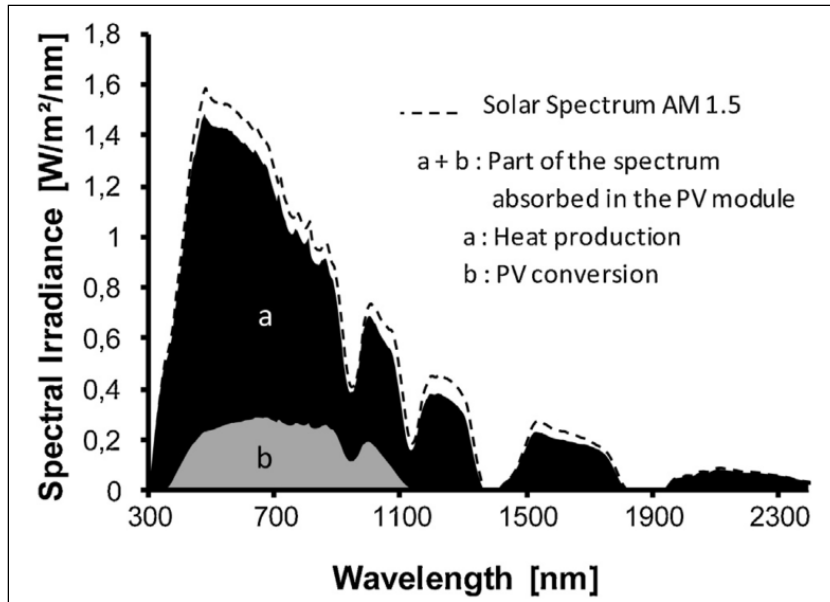


Figure 1.1 Potentiel de production thermique et électrique d'une cellule de silicium cristallin tirée de Dupeyrat, Ménézo et Fortuin (2014)

La Figure 1.1 présente le spectre solaire AM 1,5 (coefficient d'épaisseur de l'atmosphère traversée par le rayonnement solaire) en pointillé. La partie « b » représente l'énergie électrique produite et la partie « a », la partie thermique. La quantité d'énergie qu'un collecteur PV/T peut théoriquement produire est donc la somme de « a » et « b ». La méthode la plus simple pour la fabrication d'un collecteur solaire hybride PV/T consiste à fixer un échangeur à l'arrière d'un collecteur PV (Dupeyrat et al., 2011a). Les performances thermiques de ce genre d'assemblage ne sont par contre pas très élevées puisqu'il est difficile voire impossible d'obtenir un bon contact thermique entre le module PV et l'échangeur que ce soit par pressage mécanique ou à l'aide d'une colle (Dupeyrat et al., 2011a). Il est toutefois possible de laminier directement les cellules sur l'échangeur ce qui procure un meilleur contact et une plus faible résistance thermique (Dupeyrat et al., 2011a).

### 1.1.1 Les collecteurs solaires PV

Il existe deux types de collecteurs solaires PV, les modules peuvent être encapsulés entre deux lames de verre comme illustré à la Figure 1.2(a) ou encore laminés en utilisant un matériau blanc réfléchissant à l'arrière du module tel que présenté à la Figure 1.2(b).

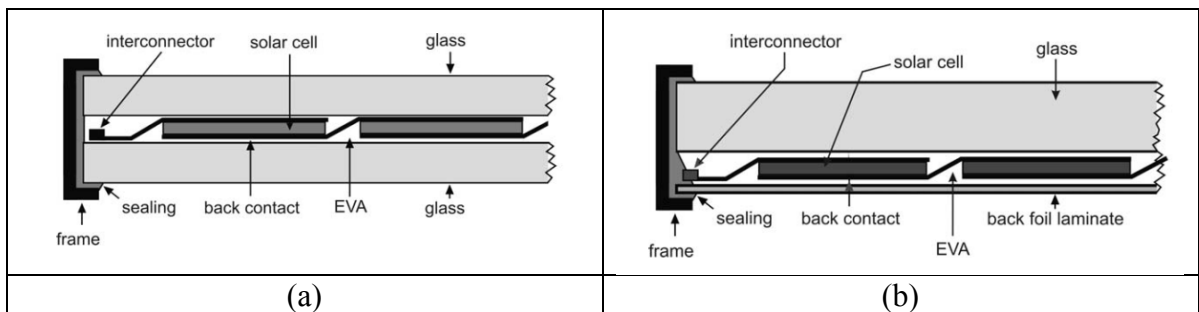


Figure 1.2 Vue en coupe d'un collecteur solaire PV tirée de Krauter (2007) :  
(a) encapsulé, (b) laminé

Un module PV est formé de plusieurs matériaux assemblés sous vide où toutes les couches sont solidaires les unes des autres. La lame de verre apporte le support mécanique nécessaire en plus de protéger les cellules des conditions météo. L'EVA est un copolymère composé d'éthylène/vinyle/acétate, un plastique transparent et souple qui isole électriquement les cellules et sert de colle. Dans le cas des collecteurs laminés, l'arrière du collecteur est habituellement composé d'une feuille à base de polyfluorure de vinyle (PVF). On réfère généralement à cette feuille sous le nom de « Tedlar » qui est une marque de commerce déposée. Un cadre en aluminium incluant un scellant peut ou non entourer les modules afin de faciliter le montage (Krauter, 2007) et protéger les collecteurs durant le transport. Les collecteurs laminés sont mieux adaptés pour une utilisation hybride PV/T. La feuille arrière typiquement de couleur blanche peut alors être remplacée par une feuille de couleur noire afin de favoriser l'absorption solaire.

### 1.1.2 Les échangeurs de chaleur

Différents types d'échangeurs de chaleur sont utilisés dans les collecteurs solaires en général. L'échangeur est fixé à l'arrière de l'absorbeur qui convertit le rayonnement solaire en chaleur. Fortuin et Stryi-Hipp (2012) présentent différentes géométries d'échangeurs dont les plus populaires en forme de harpe ou de serpentin (Figure 1.3).

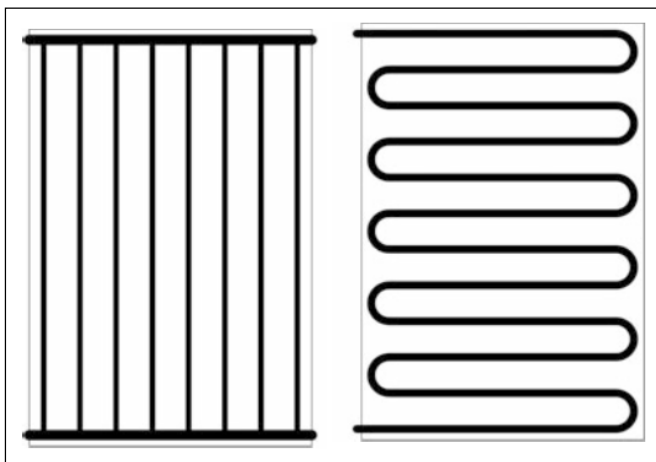


Figure 1.3 Géométrie d'échangeur en harpe (à gauche) et serpentin (à droite) tirée de Fortuin et Stryi-Hipp (2012)

La géométrie en forme de harpe a l'avantage de causer peu de pertes de charge, mais il est difficile d'obtenir un débit uniforme dans toutes les branches du collecteur. Il existe alors des points chauds sur l'absorbeur solaire qui augmentent localement les pertes thermiques et réduisent les performances globales. Dans le cas de la géométrie en forme de serpentin, le débit est uniforme. Toutefois, cette géométrie cause plus de pertes de charge que sa contrepartie en forme de harpe (Fortuin et Stryi-Hipp, 2012).

Dans les collecteurs solaires hybrides PV/T, un problème majeur est associé au contact thermique entre l'échangeur de chaleur et l'absorbeur solaire composé du collecteur solaire photovoltaïque tel que mentionné par (Dupeyrat et al., 2011a). Le procédé de fabrication des collecteurs solaires PV nécessite une surface plane afin de laminier les cellules solaires. Ainsi,

si l'échangeur implique des tubes tel que présenté sur la Figure 1.3, il faut les fixer sur la face arrière une fois le collecteur fabriqué. Le défi consiste à ne pas endommager le collecteur tout en obtenant un bon contact thermique.

Une autre possibilité repose sur l'utilisation d'échangeurs suffisamment plats pour être intégrés dans le procédé de fabrication du collecteur solaire PV. C'est le cas des échangeurs de type « roll-bond » et des échangeurs embossés tels que présentés respectivement à la Figure 1.4(a) et la Figure 1.4(b).

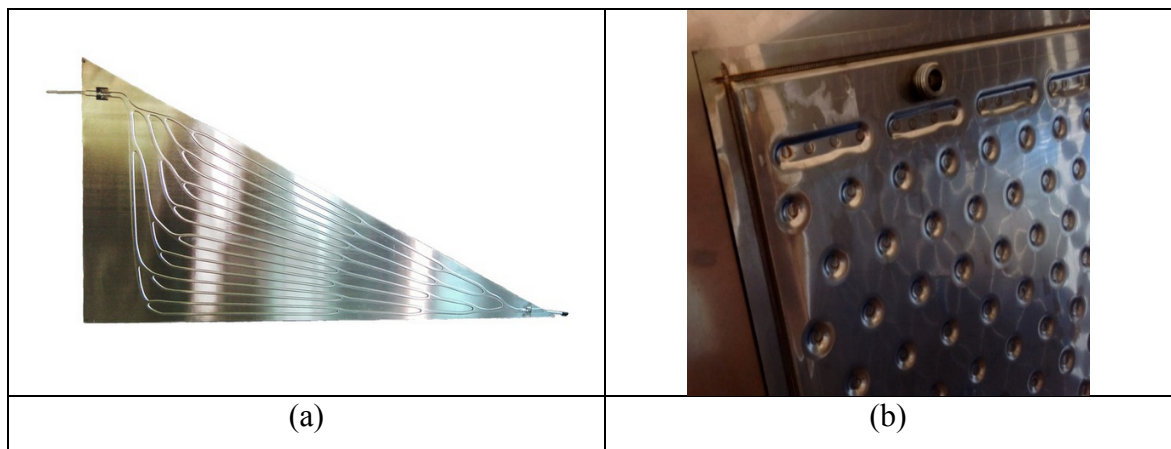


Figure 1.4 (a) Échangeur « roll-bond » développé dans le cadre du projet Bionicol (Hermann, 2011); (b) Échangeur de chaleur embossé développé par DUALSUN (2015)

Pour les échangeurs « roll-bond », deux feuilles typiquement en aluminium sont laminées à chaud avec de l'encre spéciale qui empêche l'adhésion des deux feuilles métalliques selon un certain tracé. Le tracé est ensuite gonflé et constitue les canalisations où circule le fluide caloporteur. Leur utilisation a été examinée récemment pour la récupération de chaleur des collecteurs solaires PV par Bombarda et al. (2016). Il est aussi possible d'utiliser des feuilles métalliques pressées en tant qu'échangeur. C'est d'ailleurs ce type d'échangeur qui a été développé par l'entreprise française Dualsun (DUALSUN, 2015) qui commercialise des collecteurs PV/T non-vitrés. L'échangeur de Dualsun est présenté à la Figure 1.4(b). Il est composé de tôles d'acier inoxydable soudées par points. L'acier inoxydable a l'avantage de limiter les problèmes d'expansion thermique comparativement à l'aluminium. Chacun de ces

échangeurs est suffisamment mince pour être intégré au processus de fabrication. Ils procurent une surface lisse pour laminer les cellules directement dessus ce qui permet un bon contact thermique entre les cellules PV et l'échangeur de chaleur.

En conclusion, l'intégration de l'échangeur de chaleur n'est pas simple et ne se limite pas seulement aux 4 scénarios présentés. Wu et al. (2017) présentent d'ailleurs une revue récente des différents absorbeurs thermiques et leur intégration aux collecteurs solaires hybrides PV/T.

### 1.1.3 La couverture vitrée

Dans le cas des collecteurs solaires hybrides PV/T, il est possible de distancer la couverture vitrée de l'encapsulation des cellules photovoltaïques (EVA + cellules PV) ou même d'en ajouter une supplémentaire. Les performances thermiques du collecteur solaire sont ainsi majorées par l'ajout d'une lame d'air augmentant la résistance thermique entre le milieu ambiant et les cellules PV qui augmentent en température à mesure qu'elles absorbent l'énergie solaire. On passe alors d'une géométrie sans couverture vitrée (« unglazed ») à une géométrie avec couverture vitrée (« glazed »). Les deux géométries sont présentées à la Figure 2.2. Toutefois, selon Dupeyrat et al. (2010) les fonctions photovoltaïque et thermique ne sont pas tout à fait complémentaires et plusieurs défis restent à relever afin d'intégrer les 2 technologies en un même produit. Ainsi, si la couverture vitrée du collecteur solaire PV est distancée de l'encapsulation d'EVA qui entoure les cellules photovoltaïques, l'efficacité optique du collecteur diminue dû à l'ajout d'un milieu d'indice de réfraction différent (la lame d'air). L'amélioration des performances thermiques du collecteur solaire hybride PV/T se fait donc dans une certaine mesure au détriment des performances électriques à travers l'augmentation des pertes optiques. Il faut aussi veiller à ne pas faire surchauffer le collecteur solaire durant les épisodes de stagnation (lorsque le débit de fluide caloporteur est nul) ce qui pourrait endommager les connexions électriques si la température augmente trop.



### 1.1.4 La cellule PV

Il existe différents types de cellules photovoltaïques. La plus commune est la cellule de silicium. Chaque technologie possède un rendement de conversion différent de même que des propriétés optiques différentes. Au niveau électrique, les cellules sont généralement caractérisées par leur courant de court-circuit et leur tension en circuit ouvert. La Figure 1.5 illustre en trait continu la courbe caractéristique courant-tension d'une cellule PV.

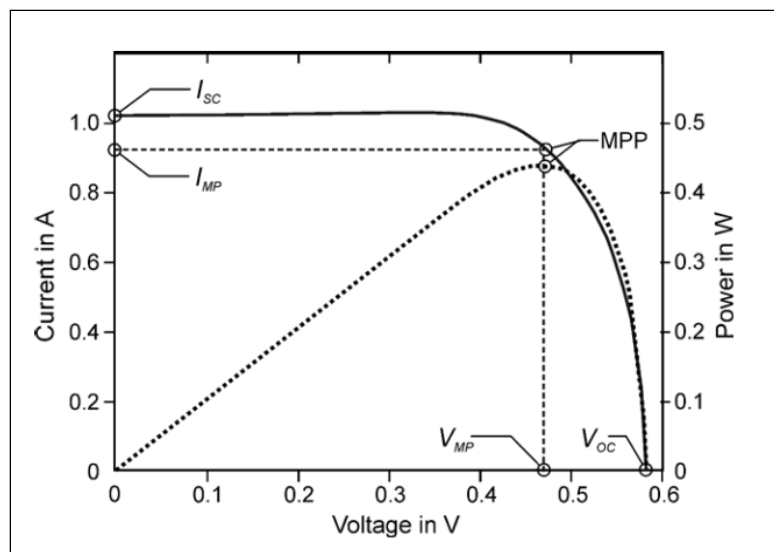


Figure 1.5 Courbe caractéristique courant-tension d'une cellule PV tirée de Krauter (2007)

Sur la Figure 1.5 le courant de court-circuit est indiqué de même que la tension en circuit ouvert. Ces deux points constituent le croisement de la courbe en trait continu avec les axes respectifs du courant et de la tension. La courbe pointillée indique la puissance correspondant au point d'opération de la cellule. Cette courbe atteint un maximum avant de retourner brusquement à 0. Finalement, le point d'opération indiquant le maximum de puissance est identifié par l'acronyme anglais MPP pour « maximum power point ». Dans le cas du silicium, l'épaisseur des cellules est d'environ 0,2 à 0,3 [mm] (Krauter, 2007). Le Tableau 1.1 présente une comparaison entre les cellules PV de silicium monocristallin et polycristallin au niveau de

leur absorptivité au rayonnement solaire et de leur rendement de conversion PV. Les données sont tirées de Dupeyrat et al. (2011a).

Tableau 1.1 Comparaison des cellules de silicium

	<b>Polycristallin</b>	<b>Monocristallin</b>
Absorptivité, $\alpha$	0,85	0,90
Rendement PV, $\eta_0$	0,13	0,15

La cellule de silicium monocristallin possède des caractéristiques qui maximisent les performances des collecteurs hybrides PV/T. En effet, son absorptivité au rayonnement solaire est plus élevée ce qui permet d'obtenir de meilleures performances au niveau thermique. De plus, son rendement de conversion PV dans les conditions de référence est aussi plus élevé.

### 1.1.5 Le fluide caloporteur

L'eau et l'air sont les fluides caloporteurs les plus utilisés lorsqu'il est question de collecteurs solaires hybrides PV/T (Zondag, 2008). D'une part, ils sont utilisés dans les systèmes de production d'eau chaude domestique. D'autre part, ils peuvent être intégrés à l'architecture des bâtiments. Il est alors question de collecteurs BIPVT un acronyme anglais pour « Building integrated photovoltaic/thermal » qui est une généralisation de la tendance de l'intégration du photovoltaïque aux bâtiments qui était désignée à l'origine par BIPV pour « Building integrated photovoltaic » (Delisle et Kummert, 2014). Quelques études démontrent l'utilisation de collecteurs solaires hybrides comme évaporateur d'une pompe à chaleur. C'est le cas des nombreux travaux de Ji et al. (2008a); Ji et al. (2008b); Keliang et al. (2009) qui ont développé un évaporateur solaire hybride PV/T combiné à une pompe à chaleur au R22. Plus récemment, similairement au projet présenté dans cette thèse, les travaux de Rullof et al. (2017) portent sur le développement d'un collecteur solaire hybride PV/T utilisé comme source de chaleur d'une pompe à chaleur au CO<sub>2</sub>. Ces auteurs prétendent d'ailleurs tester l'unique prototype d'évaporateur hybride au CO<sub>2</sub> dans le monde.

Le CO<sub>2</sub> possède plusieurs avantages en tant que fluide caloporteur. Il est faiblement toxique, ininflammable et n'est pas corrosif (Austin et Sumathy, 2011). De plus, le CO<sub>2</sub> est peu dommageable pour l'environnement, peu visqueux et moins coûteux que les réfrigérants traditionnels. De façon générale, on caractérise les impacts environnementaux des réfrigérants (fluides caloporteurs utilisés dans les pompes à chaleur) en fonction de leur potentiel de réchauffement climatique (« Global warming potential » ou GWP) et de leur potentiel d'appauvrissement de l'ozone (« Ozone depletion potential » ou ODP). La Figure 1.6 compare les réfrigérants les plus courants en fonction de ces deux indices. Les réfrigérants sont regroupés selon leur famille respective (CFC, HCFC, HFC, etc.)

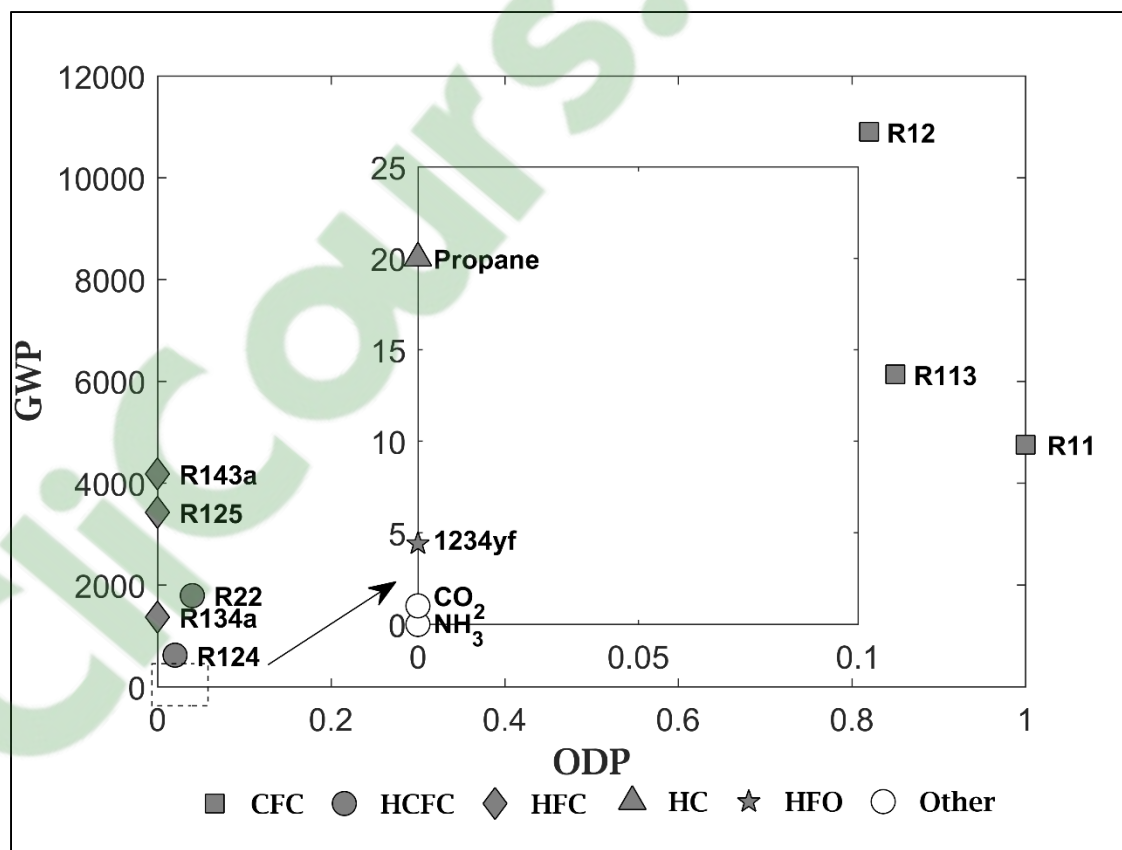


Figure 1.6 Impacts environnementaux de différents réfrigérants selon leur famille

Sur la Figure 1.6, l'axe des x représente le potentiel d'appauvrissement de l'ozone qui compare les réfrigérants en utilisant le R11 comme référence. L'axe des y est associé au potentiel de

réchauffement climatique sur un horizon d'intégration de 100 ans (ASHRAE standard comitee, 2013). Les réfrigérants naturels tels que le CO<sub>2</sub> (identifiés par la catégorie « other ») répondent non seulement aux exigences du Protocole de Montréal qui a pour but de protéger la couche d'ozone mais aussi aux exigences de l'Amendement de Kigali qui vise à réduire l'impact des réfrigérants sur le réchauffement climatique.

### **1.1.6 Le prototype de collecteur solaire développé**

Le collecteur solaire hybride développé a été fabriqué en France par la compagnie alsacienne Voltec Solar. Deux types de collecteurs ont été achetés. Chacun est composé de 60 cellules de silicium monocristallin. Le premier est un collecteur solaire PV standard avec une feuille de Tedlar blanc laminé à l'arrière. Le second intègre un Tedlar noir. Il est laminé à même une tôle d'acier inoxydable de 1 [mm]. Une feuille d'EVA supplémentaire sert à faire la jonction entre le Tedlar et la tôle. Un tube en acier inoxydable est ensuite collé à l'arrière du laminé photovoltaïque qui intègre la tôle et le Tedlar noir. Le tube est maintenu en place à l'aide de cornières de renforts. Un collecteur thermique composé uniquement d'une tôle peinte en noir, du tube serpentin collé et des renforts fait aussi partie du banc d'essai. Les différents éléments des trois collecteurs solaires sont identifiés sur la Figure 1.7 qui est tirée d'un article soumis à la conférence IHTC16 tenue en août 2018.

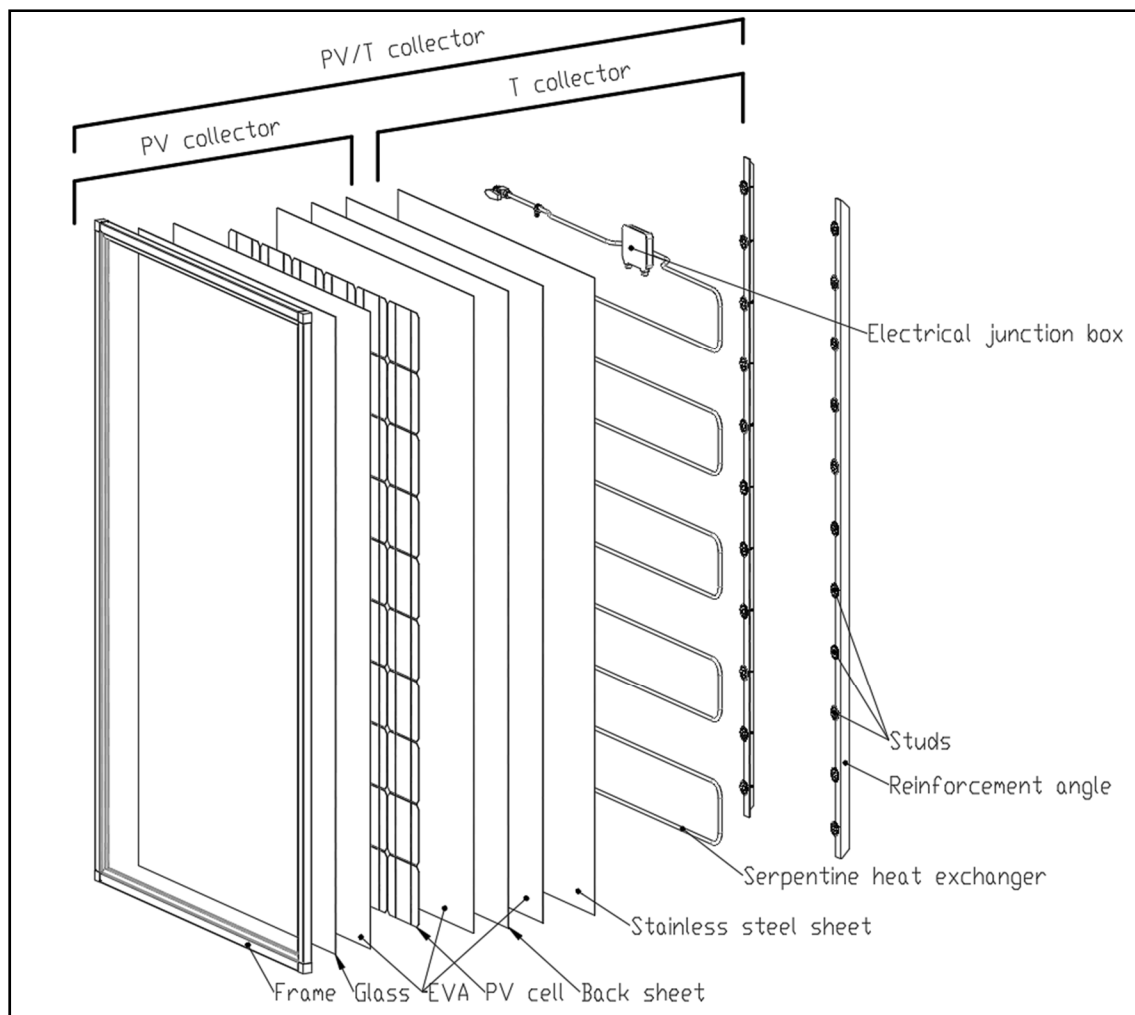


Figure 1.7 Géométrie des collecteurs solaires

La tôle d'acier inoxydable a pour objectif de faciliter la fixation de l'échangeur de chaleur et d'améliorer les propriétés thermo-physiques moyennes du laminé photovoltaïque. Elle a aussi l'avantage d'offrir une surface lisse suffisamment mince pour passer directement dans le laminoir lors du processus de fabrication des collecteurs solaires photovoltaïques. La conductivité thermique de l'acier inoxydable est nettement inférieure à celle de l'aluminium mais ce matériau se dilate moins avec une variation de la température. Cette approche a été retenue en réponse aux nombreux problèmes de contact thermique répertoriés dans la littérature entre l'échangeur de chaleur et les cellules PV.

Afin d'utiliser les collecteurs solaires directement comme évaporateur, l'échangeur doit être en mesure de soutenir la pression élevée associée à l'utilisation du CO<sub>2</sub>. De cette façon, un tube d'acier inoxydable en forme de serpentín a été sélectionné. La tôle et les tubes sont donc tous les deux en acier inoxydable ce qui élimine les risques de corrosion galvanique au point de contact. Une colle époxy intégrant des particules d'aluminium afin d'en augmenter la conductivité thermique permet de fixer le tube à l'arrière de la tôle. Des cornières de renfort ont dû être ajoutées suite à la défaillance de la colle. Après un certain temps, un délaminage aux interfaces entre la colle et l'acier inoxydable a été observé tel qu'illustré sur Figure 1.8.



Figure 1.8 Problème de délaminage du serpentín

La Figure 1.9 présente l'installation des 3 collecteurs développés au cours du projet. Le collecteur T est composé d'une tôle d'acier inoxydable peinte en noir, de renforts et d'un tube en forme de serpentín tel que mentionné précédemment et présenté à la Figure 1.7. Ce collecteur solaire sert de référence pour la production d'énergie thermique. Le collecteur PV standard inclut une feuille de Tedlar blanc et sert de référence pour la production d'énergie électrique. Finalement, le collecteur PV/T est une combinaison des deux collecteurs précédents

à la différence qu'il inclut une feuille de Tedlar noir afin de favoriser l'absorption du soleil. Le sens de l'écoulement de réfrigérant est présenté sur la Figure 1.9. Les collecteurs T et PV/T sont raccordés en parallèle et constituent l'évaporateur de la pompe à chaleur.

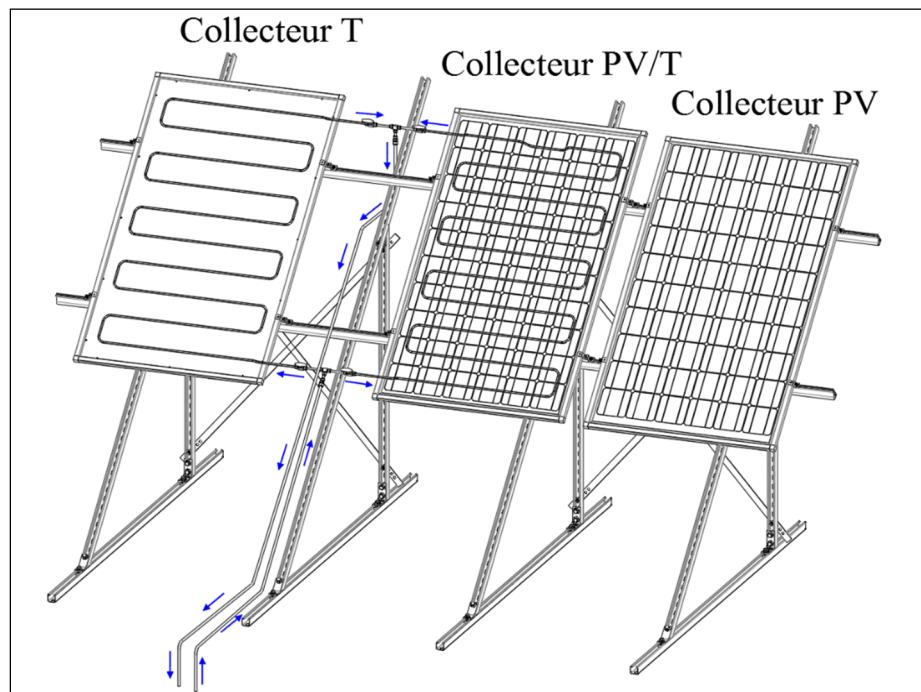


Figure 1.9 Banc d'essai des collecteurs solaires

L'arrière des collecteurs n'est pas isolé et aucune couverture vitrée n'a été ajoutée. Cette géométrie a l'avantage de ne pas mettre en danger de surchauffe les connexions électriques lors des épisodes de stagnation. Toutefois, les collecteurs sont plus sensibles aux conditions environnementales telles que le vent et la température ambiante : les pertes convectives et radiatives peuvent être élevées.

## 1.2 Les pompes à chaleur

Une pompe à chaleur est un système qui comprend quatre composants principaux (dans sa forme conceptuelle) dans lesquels circule un fluide caloporteur nommé réfrigérant : un compresseur, un robinet de détente, un évaporateur et un condenseur. Ces deux derniers

composants sont tout simplement des échangeurs de chaleur. Le fonctionnement de ce système est basé sur le cycle à compression mécanique de vapeur. La Figure 1.10 tirée de Meunier, Rivet et Terrier (2010) présente les éléments d'une pompe à chaleur de même que le cycle idéal de réfrigération dans les diagrammes  $T-s$  et  $P-h$ .

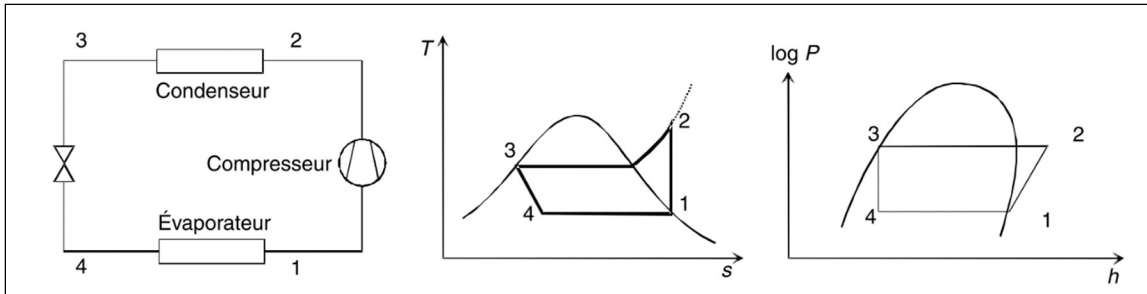


Figure 1.10 Identification des composants principaux d'une pompe à chaleur et la représentation du cycle de référence tirée de Meunier, Rivet et Terrier (2010)

Sur la Figure 1.10, quatre états sont identifiés par les chiffres 1 à 4. Ces états bornent quatre évolutions. Chacune d'entre elles est associée à un composant de la pompe à chaleur :

- 1 à 2 : compression isentropique / compresseur;
- 2 à 3 : échange de chaleur (condensation) isobare / condenseur;
- 3 à 4 : détente isenthalpique / robinet de détente;
- 4 à 1 : échange de chaleur (évaporation) isobare / évaporateur.

Plus spécifiquement, l'état 1 se trouve à la sortie de l'évaporateur (qui correspond à l'entrée du compresseur). Dans l'évaporateur, le réfrigérant est complètement vaporisé à basse pression et la vapeur peut même être légèrement surchauffée (évolution 4 à 1). La surchauffe du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur permet d'éviter que des gouttelettes de réfrigérant se retrouvent dans le compresseur et l'endommagent. La surchauffe est habituellement contrôlée par le robinet de détente qui gère le débit de la boucle de réfrigérant en fonction des conditions d'entrée du compresseur (ou de sortie de l'évaporateur). Les pertes de charge sont négligées dans le cycle de référence, c'est-à-dire que l'évaporation se fait à pression constante.



À l'état 2, le fluide sort du compresseur à haute pression et haute température. Dans le cycle de référence, la compression est considérée isentropique. Tel qu'il est possible de l'observer sur le graphique  $T-s$  (droite verticale 1 à 2). L'enthalpie du fluide a augmenté et la variation correspond au travail mécanique du compresseur qui est transféré au réfrigérant.

À l'état 3, le fluide sort du condenseur à l'état de liquide saturé, il est toujours à haute pression, mais il a libéré de l'énergie lors de la condensation. Le réfrigérant est donc admis en phase liquide au robinet de détente qui agit comme un orifice de petit diamètre. Cet orifice cause une perte de charge et abaisse la pression du réfrigérant à la pression de l'évaporateur. Cette détente est isenthalpique.

Finalement, à l'état 4 le réfrigérant se retrouve à la sortie du robinet de détente (entrée de l'évaporateur). Une partie du réfrigérant s'évapore alors spontanément à cause de la chute de pression.

### 1.2.1 Les particularités des systèmes au $\text{CO}_2$

Austin et Sumathy (2011) présentent une revue de la littérature sur les pompes à chaleur au  $\text{CO}_2$ . Ils décrivent entre autres les particularités du cycle transcritique. Le cycle est appelé de cette façon parce qu'il encadre le point critique du  $\text{CO}_2$ . La Figure 1.11 présente une comparaison entre le cycle sous-critique standard et le cycle transcritique.

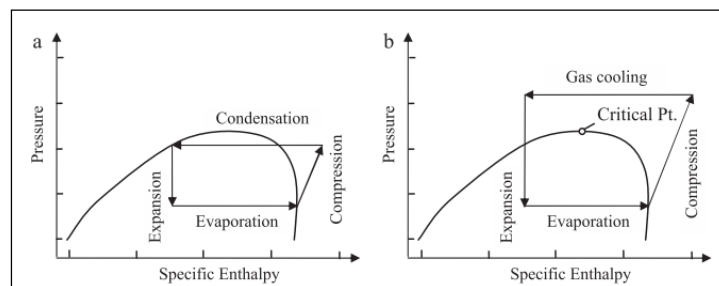


Figure 1.11 Comparaison des cycles sous-critique et transcritique tirée de Austin et Sumathy (2011)

Selon Refprop (Lemmon, Huber et McLinden, 2013), le point critique du CO<sub>2</sub> se situe à une pression de 7 377 [kPa] (73,77 [bars]) et une température de 31 [°C]. Au-delà de ces conditions, le CO<sub>2</sub> se comporte comme un fluide supercritique. Son comportement s'éloigne alors de celui d'un gaz parfait. En effet, ses propriétés thermodynamiques (masse volumique, capacité calorifique, conductivité thermique, viscosité, etc.) subissent alors d'importantes variations en fonction de la température pour une pression donnée. À l'état supercritique, les propriétés passent brusquement des valeurs typiques de la phase liquide (lorsque le fluide est à basse température) vers les valeurs typiques du gaz lorsqu'il est chauffé (Meunier, Rivet et Terrier, 2010). Daley et Redlund (2012) présentent une analyse de la variation des propriétés du CO<sub>2</sub> autour de la température pseudo-critique (la température où la chaleur massique atteint son maximum). La Figure 3.1 présente une analyse similaire.

Les propriétés du CO<sub>2</sub> peuvent être représentées dans un diagramme pression-enthalpie tel qu'illustré à la Figure 1.12. La courbe enveloppe est illustrée en bleu et en rouge avec le point critique du CO<sub>2</sub> en son sommet. La courbe en bleu représente la courbe de saturation liquide (correspond à un titre thermodynamique de vapeur nul) et la courbe en rouge illustre la courbe de saturation vapeur (titre thermodynamique de vapeur unitaire). Les courbes en vert foncé représentent les isotitres, en noir les isothermes, en violet les isentropes et en vert fluo les isochores. Les droites horizontales représentent des isobares et les droites verticales des isenthalpes.

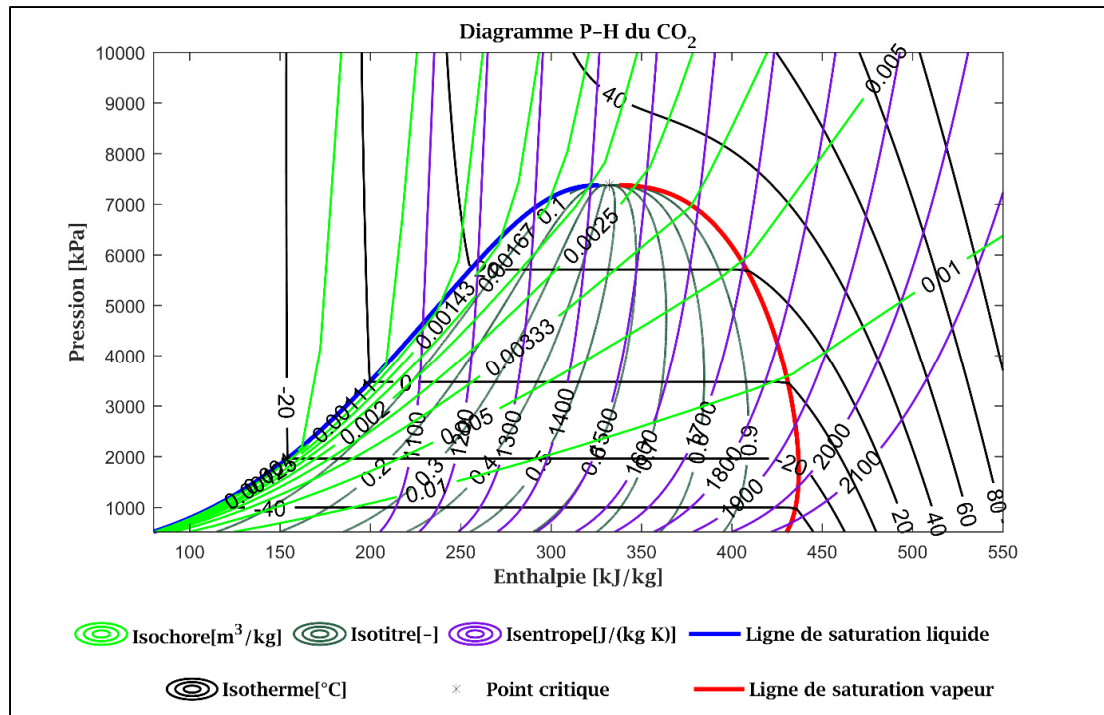


Figure 1.12 Diagramme pression-enthalpie du CO<sub>2</sub>

Le CO<sub>2</sub> est un réfrigérant aux caractéristiques uniques. Il nécessite des composants spécifiquement adaptés à ses contraintes. Par exemple, les niveaux de pression nécessaires pour opérer le cycle constituent à la fois un obstacle (Pearson, 2005) et un avantage. En effet, la masse volumique du CO<sub>2</sub> à forte pression procure une capacité de transfert de la chaleur relativement élevée. Cela permet de réduire le débit et la taille des composants tout en atteignant la même capacité calorifique qu'un système utilisant un autre réfrigérant. De plus, le CO<sub>2</sub> se prête bien à l'utilisation d'échangeur utilisant des microcanaux puisque ses propriétés thermodynamiques et les niveaux de pression du cycle réduisent les problèmes d'uniformité du débit et de pertes de charge (Austin et Sumathy, 2011).

Dans un système au CO<sub>2</sub> qui opère selon le cycle transcritique, la condensation n'a plus lieu au même titre que dans le cycle sous-critique standard. Le rejet de chaleur tel qu'illustré à la Figure 1.13 ne se fait plus à température constante et il a plutôt les caractéristiques d'un échange de chaleur sensible. Les auteurs réfèrent à cette variation de température comme un

glissement (« température glide ») qui se produit entre l'entrée et la sortie du condenseur (Austin et Sumathy, 2011; Stene, 2007).

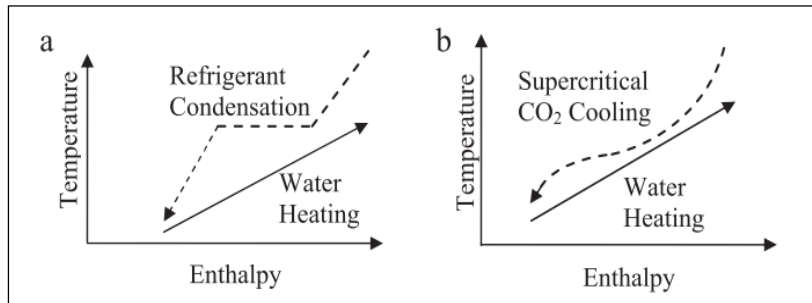


Figure 1.13 Comparaison du rejet de chaleur entre le cycle sous-critique (a) et transcritique (b) tirée de Austin et Sumathy (2011)

De façon générale, plus le glissement est grand, meilleures sont les performances de la pompe à chaleur. Le terme « condenseur » est remplacé par « refroidisseur de gaz » à cause de la nature sensible de l'échange de chaleur. Un échangeur de chaleur intermédiaire peut être utilisé (en supplément des quatre composants fondamentaux) afin d'augmenter le glissement et les performances du système au CO<sub>2</sub>. Il permet de mettre en contact le réfrigérant à la sortie du refroidisseur de gaz avec le réfrigérant qui sort de l'évaporateur. En effet, Daley et Redlund (2012) expliquent que la température du réfrigérant à la sortie du refroidisseur de gaz est directement reliée aux performances (COP) de la pompe à chaleur puisque l'enthalpie (et donc la chaleur rejetée par le refroidisseur de gaz) varie rapidement avec une variation de température dans la zone pseudo critique. L'utilisation d'un échangeur de chaleur intermédiaire ou d'un refroidisseur de gaz possédant une grande surface d'échange font donc partie des stratégies qui permettent d'améliorer les performances des systèmes au CO<sub>2</sub>.

Guitari (2005) explique qu'il existe une pression de refoulement du compresseur qui maximise les performances de la pompe à chaleur. Il présente alors des courbes analogues à celles présentées à la Figure 1.14.

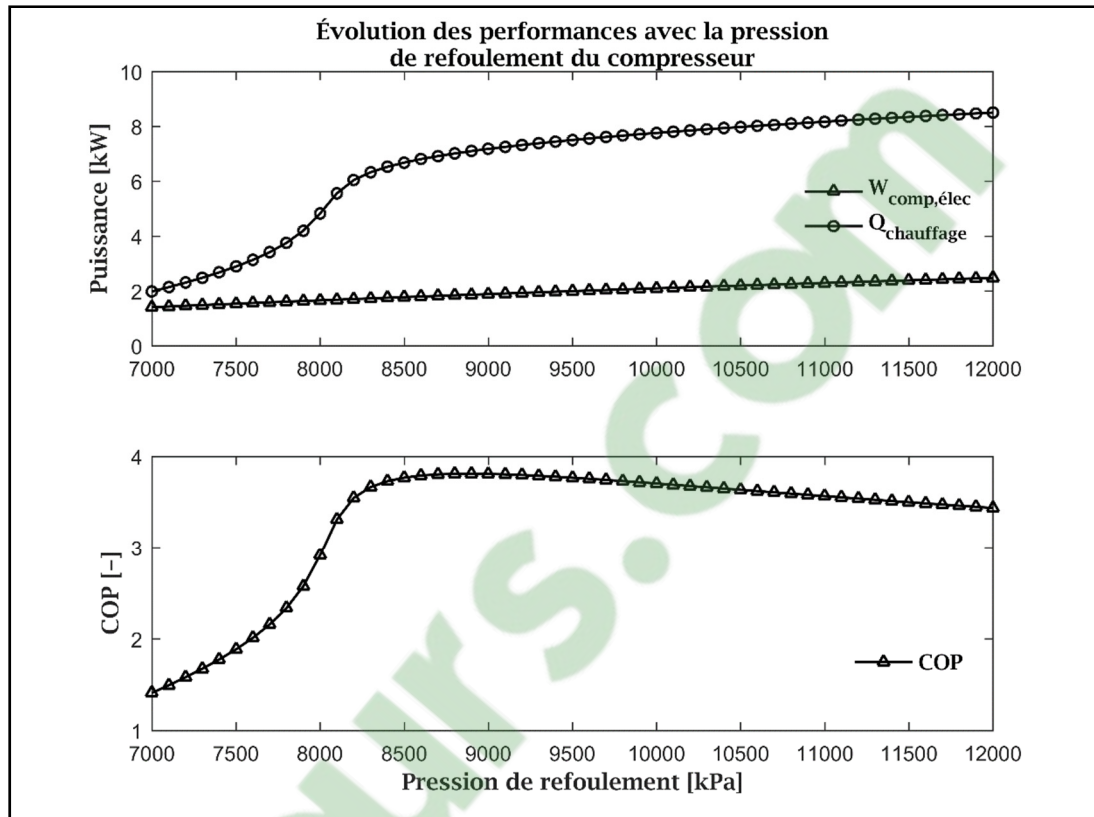


Figure 1.14 Évolution des performances de la pompe à chaleur au  $\text{CO}_2$  en fonction de la pression de refoulement du compresseur inspirée de Guitari (2005)

Cette figure est obtenue en simulant le fonctionnement d'une machine idéale fonctionnant sans pincement entre une source froide à  $-5$  [°C] et une source chaude à  $35$  [°C]. La pression à l'aspiration est alors fixée et la surchauffe à la sortie de l'évaporateur est nulle. La pression au refoulement du compresseur est successivement variée entre  $7\ 000$  et  $12\ 000$  [kPa]. Les pertes de charge dans les échangeurs de chaleur (évaporateur et refroidisseur de gaz) sont négligées. La compression est isentropique. Le cycle ainsi obtenu à différentes pressions de refoulement est présenté à la Figure 1.15. Sur la Figure 1.14, le COP est maximum pour une pression d'environ  $8750$  [kPa]. De même, le travail du compresseur augmente de façon plutôt linéaire avec l'augmentation de pression, alors que la chaleur rejetée augmente rapidement dans la zone pseudo-critique avant de se stabiliser.

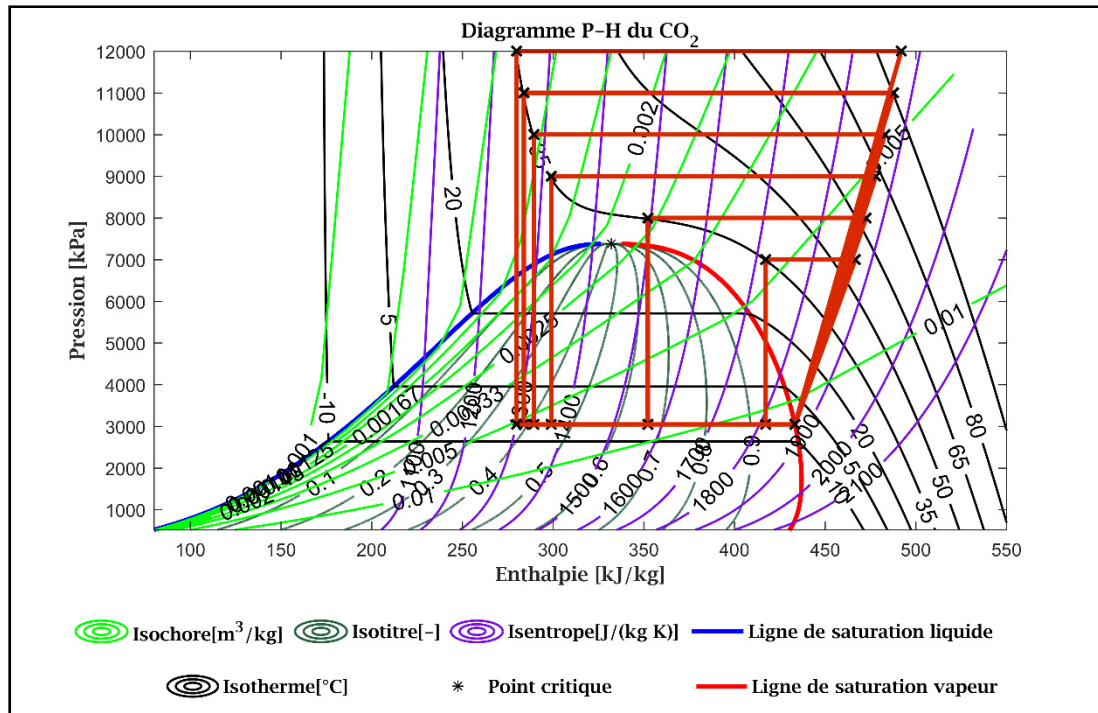


Figure 1.15 Cycle transcritique à différentes pressions de refoulement

### 1.2.2 Le prototype de pompe à chaleur développé

Le montage expérimental a été présenté lors de la 26<sup>ème</sup> édition du congrès annuel de la Société Française de Thermique en mai 2018. Le banc d'essai inclut les trois collecteurs solaires présentés précédemment, une station météo ainsi qu'une pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub>. Le système est installé à Montréal, sur le toit du pavillon A de l'École de technologie supérieure (45° de latitude Nord).

La station météo permet de mesurer les conditions environnementales. La vitesse de vent est mesurée à l'aide d'un anémomètre/girouette à hélice et vanne de direction de l'entreprise R.M. Young. Deux pyranomètres Kipp & Zonen à thermopile mesurent le rayonnement solaire total hémisphérique horizontal et dans le plan incliné des collecteurs solaires. Une sonde combinée Siemens permet de mesurer la température sèche de l'air à l'aide d'une résistance de platine 1 000 [Ω] et l'humidité relative. Ce capteur possède un écran radiatif pour limiter l'influence du rayonnement solaire sur la mesure de température. Finalement, la pression barométrique est

mesurée à l'aide d'un capteur Vaisala. Le Tableau 1.2 résume les caractéristiques de la station météo.

Tableau 1.2 Résumé des caractéristiques de la station météo

Paramètre	Variable	Unité	Sonde	Précision
Vitesse de vent	$WS$	[m/s]	Wind Monitor 05103L	$\pm 0,3$ [m/s]
Rayonnement solaire total horizontal	$G$	[W/m <sup>2</sup> ]	CMP3	$\pm 10$ [%]
Rayonnement solaire total incliné	$G_T$	[W/m <sup>2</sup> ]	CMP3	$\pm 10$ [%]
Température sèche	$T_a$	[°C]	QFA3171	$\pm 1$ [°C]
Humidité relative	$RH$	[%]	QFA3171	$\pm 2$ [%]
Pression barométrique	$BP$	[kPa]	PTB110	$\pm 0,03$ [kPa]

La Figure 1.16, impérative à consulter pour comprendre la description suivante, présente de façon schématique l'ensemble du montage expérimental conçu, construit et mis au point lors de ce projet. Le système comprend un compresseur hermétique à piston rotatif (Qingan modèle QHG-E033Y3) qui possède un volume balayé de 3,3 [cm<sup>3</sup>/révolution] et une vitesse de rotation nominale de 2855 [rpm]. Un variateur de fréquence permet de moduler la vitesse de rotation du compresseur. À la sortie du compresseur, une soupape de surpression proportionnelle réglée à une pression de 120 [bars] protège le système. Le réfrigérant est par la suite acheminé à un séparateur d'huile par coalescence (Temprite modèle 131) qui retourne l'huile à l'aspiration du compresseur à travers un robinet à pointe. Une vanne actionnée électroniquement (en série avec le robinet à pointe) permet le retour d'huile à intervalle régulier.

Le réfrigérant haute pression se dirige ensuite dans un échangeur à plaques brasé CO<sub>2</sub>/eau qui sert de refroidisseur de gaz. La surface d'échange est de 2,28 [m<sup>2</sup>] répartie sur 16 plaques. La chaleur est rejetée dans un réseau d'eau dont la température à l'entrée est d'environ 25 [°C] et le débit de 0,2 [kg/s]. Ce réseau d'eau est connecté à la boucle d'eau mitigée du bâtiment et la chaleur est réutilisée durant l'hiver où rejetée à l'extérieur durant l'été via les équipements de rejet de chaleur de l'école. La capacité thermique de cette boucle est très grande ainsi, les conditions expérimentales du côté « eau » du refroidisseur de gaz sont relativement peu influencées par le fonctionnement du banc d'essai.

La sortie du refroidisseur de gaz est connectée sur un échangeur de chaleur intermédiaire de 0,82 [m] de long. Cet échangeur contre-courant est formé de deux tubes coaxiaux. Il relie les écoulements de réfrigérant haute et basse pression. D'un côté, il permet de réduire la température du réfrigérant haute pression en sortie du refroidisseur de gaz. De l'autre, il surchauffe la vapeur de réfrigérant qui sort de l'évaporateur.

Le réfrigérant passe ensuite à travers le robinet de détente  $V_B$ . Il s'agit d'un robinet à pointeau motorisé (Carel modèle E2V-C). Ce robinet a pour fonction de maintenir une certaine pression,  $P_B$ , du côté du refroidisseur de gaz dans le but de maximiser les performances de la machine. La consigne de pression est calculée en fonction de la température du réfrigérant à la sortie du refroidisseur de gaz,  $T_B$ . Une bouteille sépare ensuite la phase liquide de la phase gazeuse. Le liquide, accumulé au fond de la bouteille traverse un voyant et un filtre de 25 [ $\mu\text{m}$ ] avant d'atteindre le robinet de détente  $V_A$ . Ce robinet alimente l'évaporateur (les collecteurs solaires et la gaine chauffante) afin de maintenir une surchauffe constante du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur. Cette surchauffe est calculée en continu à partir de la pression du côté basse pression,  $P_A$  et de la température à la sortie de l'évaporateur,  $T_A$ . Cette température est mesurée à l'aide d'une thermistance (10 [k $\Omega$ ] à 25 [°C],  $\beta = 3435$ ) à coefficient de température négatif (sonde NTC) fixée à l'extérieur de la tuyauterie. Une gaine chauffante électrique est enroulée autour du tuyau entre la sortie des collecteurs solaires et la mesure de température,  $T_A$ . Cette gaine chauffante sert d'auxiliaire électrique. Elle a pour fonction de faciliter le démarrage du système de même qu'offrir la possibilité de faire fonctionner le système lorsque l'ensoleillement est faible. Le réfrigérant gazeux à la sortie de l'évaporateur est ensuite mélangé avec la vapeur instantanée provenant de la bouteille à pression intermédiaire à travers le robinet  $V_C$ . Le réfrigérant traverse ensuite le côté basse pression de l'échangeur intermédiaire pour finalement retourner à l'aspiration du compresseur.

Le montage est équipé d'un ensemble de capteurs permettant de recueillir de l'information sur le système lors de l'opération. La Figure 1.16 présente aussi la localisation des sondes qui servent à la prise des mesures expérimentales. Le contrôle de la pompe à chaleur est



indépendant de l'acquisition des données. Chacun des trois robinets de détente électroniques ( $V_A, V_B, V_C$ ) possède donc ses propres capteurs de température ( $T_A, T_B, T_C$ ) et de pression ( $P_A, P_B, P_C$ ). Les robinets fonctionnent de façon autonome à partir de contrôleurs dédiés, conçus pour l'opération d'une pompe à chaleur.

Au niveau de l'acquisition de données, des thermocouples de type K sont insérés à l'intérieur des conduites de réfrigérant afin de mesurer la température de l'écoulement de CO<sub>2</sub> en différents points ( $T_1$  à  $T_8$ ). Ces thermocouples ont été calibrés à l'aide d'un four de calibration sur une plage de -10 à 120 [°C]. Les mesures ont été comparées à celles d'une sonde de précision Omega DP97 qui possède une précision de  $\pm 0,04$  [°C]. Un thermocouple type K a été fabriqué et collé sur la face arrière de chacun des collecteurs solaires ( $T_T, T_{PV}, T_{PV/T}$ ). Ces trois sondes ne sont pas calibrées. L'incertitude de base des thermocouples de type K est d'environ  $\pm 1,1$  [°C]. Compte-tenu de la calibration des sondes  $T_1$  à  $T_8$ , il est raisonnable de considérer une incertitude de  $\pm 0,5$  [°C] sur les valeurs de température du fluide et l'incertitude de base pour la température des collecteurs solaires. Les températures  $T_{in}$  et  $T_{out}$ , du réseau d'eau dans lequel la chaleur est rejetée sont mesurées avec des RTD de nickel 1 000 [ $\Omega$ ] de la compagnie Johnson Control. Ces sondes ne sont pas calibrées et sont fixées à l'intérieur de puits en acier inoxydable intégrés au réseau d'eau. Toutes ces sondes de température sont connectées à une carte d'acquisition Agilent 34901A de 20 canaux et un module de commutation Agilent 34970a. Ce système intègre une mesure de la température de jonction froide (nécessaire pour les thermocouples) et conditionne les signaux. Les données sont ensuite transmises à chaque seconde à l'ordinateur principal sur un protocole de communication RS-232.

La pression du réfrigérant est mesurée à trois endroits : du côté haute pression à l'entrée du refroidisseur de gaz, au niveau de la bouteille à pression intermédiaire et du côté basse pression à la sortie de l'évaporateur (après la gaine chauffante). Ces sondes (Omega PX309-2KGI) sont identifiées à la Figure 1.16 successivement par  $P_1, P_2$  et  $P_3$ . Elles mesurent la pression relative. Les mesures sont donc combinées avec la pression barométrique de la station météo de façon à obtenir la pression absolue.

Un débitmètre Micro Motion F025 à effet Coriolis mesure le débit de CO<sub>2</sub> à l'entrée du compresseur. À cet endroit, le réfrigérant est généralement sous forme de vapeur surchauffée. Malgré la présence d'une boucle de gestion de l'huile, il est possible qu'une certaine quantité d'huile circule dans le réseau. La circulation d'huile affecte la mesure de débit. Cet impact est toutefois très difficile à évaluer. Le débit d'eau est mesuré à l'entrée du refroidisseur de gaz avec un débitmètre Grundfos à effet vortex. Ce débitmètre est équipé d'une sonde de température ce qui permet de vérifier la cohérence de la mesure  $T_{in}$ .

Le variateur de fréquence Optidrive E2 renseigne sur la vitesse de rotation du compresseur,  $N_{comp}$ . L'incertitude sur cette mesure est toutefois inconnue.

La puissance électrique du compresseur est mesurée à l'aide d'un wattmètre Extech modèle 382065. Cette sonde possède son propre module de communication qui fonctionne via un protocole RS-232. L'appareil est toutefois largement surdimensionné puisque l'incertitude de mesure est plus grande que la puissance nominale du compresseur. La puissance électrique de la gaine chauffante est mesurée à l'aide d'un capteur intelligent de l'entreprise EKM Metering. Ce capteur mesure la tension AC d'alimentation de la gaine de même que l'intensité du courant électrique à l'aide d'un capteur de courant à effet Hall (modèle SCT-013-200). Ce capteur communique les données à l'ordinateur principal via un protocole RS-485. Finalement, la puissance électrique produite par les collecteurs solaires PV et PV/T est mesurée. L'intensité du courant continu est mesurée à l'aide de sondes CR5210. Chacun des collecteurs solaires (PV et PV/T) est branché sur une résistance électrique de 8 [Ω]. La tension produite est mesurée à l'aide d'un diviseur de tension et l'incertitude globale est d'environ ±6 [W] tel qu'expliqué par Paradis et al. (2017) au CHAPITRE 2.

La station météo fonctionne de façon décentralisée. Ses sondes décrites au Tableau 1.2 sont connectées sur une carte d'acquisition National Instrument USB-6218 qui possède une résolution de 16 bits. La fréquence d'échantillonnage est réglée à 10 [kHz]. Les données sont moyennées sur une fenêtre glissante d'une seconde et acheminées vers l'ordinateur principal à

travers le réseau Ethernet de l'ÉTS. Les mesures de pression, de débit et de puissance électrique des collecteurs solaires sont connectées à une carte d'acquisition National Instrument USB-6343 qui possède une résolution de 16 bits. Cette carte est directement connectée à l'ordinateur principal. La fréquence d'échantillonnage de cette carte est de 1 [kHz]. Le logiciel Labview gère la communication entre tous les instruments (incluant la station météo). Les données provenant des protocoles de communication série (RS-232 et RS-485) sont récupérées à chaque seconde. La fréquence de la boucle d'acquisition de l'ordinateur principal est donc globalement de 1 [Hz]. Une moyenne glissante sur une fenêtre d'une minute est effectuée. Les données moyennées sont finalement enregistrées dans un fichier texte. Le Tableau 1.3 résume les principales caractéristiques de l'instrumentation utilisée pour analyser les performances du système.

Tableau 1.3 Résumé des caractéristiques de l'instrumentation du banc d'essai

Paramètre	Variable	Unité	Sonde	Précision
Températures du réfrigérant	$T_1$ à $T_8$	[°C]	KQSS-18U-6	$\pm 0,5$ [°C]
Températures de l'eau	$T_{in}$ et $T_{out}$	[°C]	TE-6312P-1	$\pm 1,9$ [°C]
Températures des collecteurs solaires	$T_T$ , $T_{PV}$ , $T_{PV/T}$	[°C]	EXPP-K-20-SLE	$\pm 1,1$ [°C]
Pressions du réfrigérant	$P_1$ à $P_3$	[kPa]	PX309-2KGI	$\pm 34,5$ [kPa]
Débit de réfrigérant	$\dot{m}_{CO_2}$	[kg/s]	F025	$\pm 0,000\ 65$ [kg/s]
Débit d'eau	$\dot{m}_{eau}$	[L/min]	VFS QT 2-40	$\pm 0,6$ [L/min]
Puissance du compresseur	$W_{comp}$	[W]	Extech 382065	$\pm 1\ 200$ [W]
Puissance de la gaine chauffante	$W_{GC}$	[W]	OmniMeter Iv.3	$\pm 144$ [W]
Puissances électriques des collecteurs solaires	$W_{PV}$ et $W_{PV/T}$	[W]	CR5210	$\pm 6$ [W]
Vitesse de rotation du compresseur	$N_{comp}$	[rpm]	ODE-2-22015-1H042-01	Inconnue

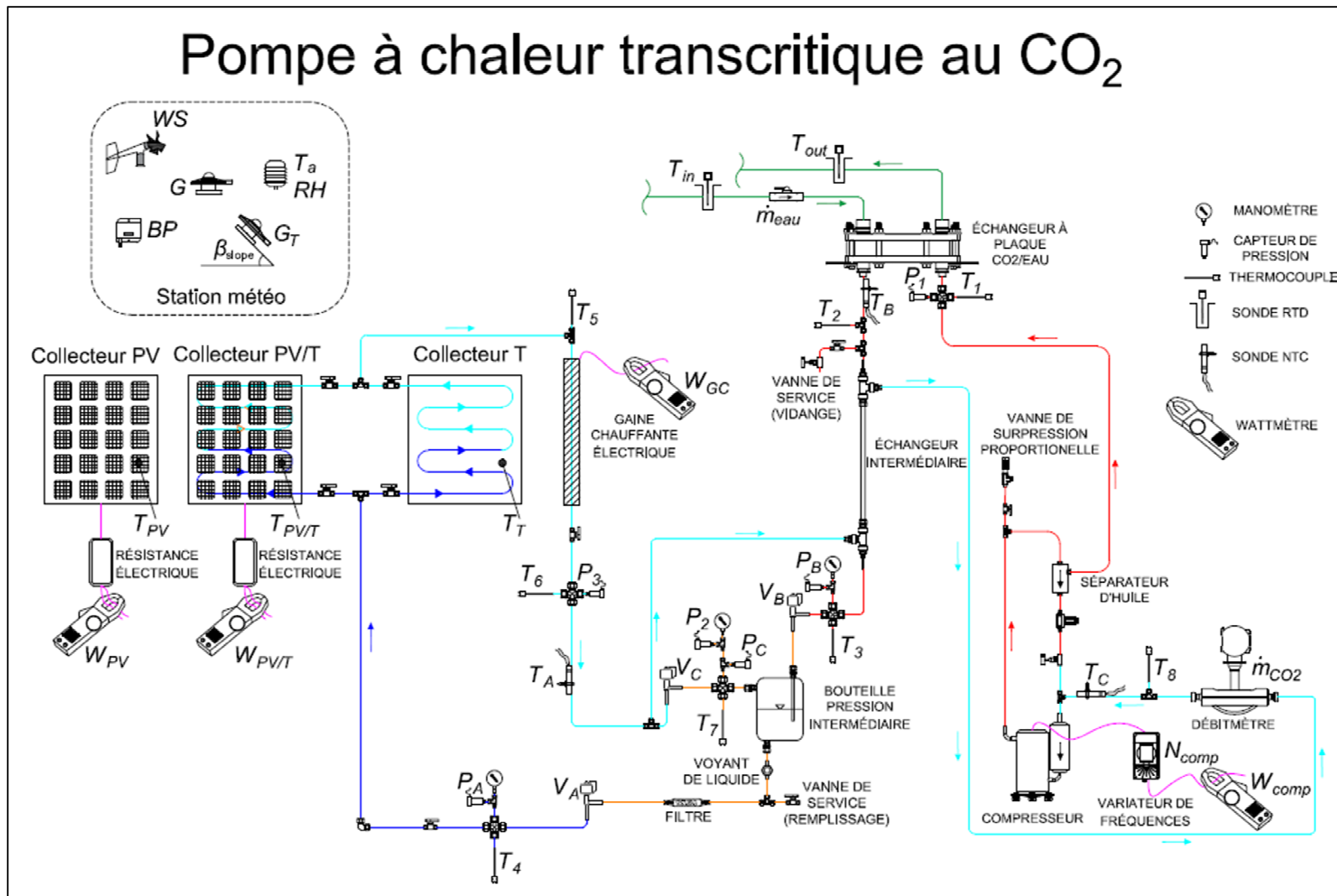


Figure 1.16 Banc d'essai de la pompe à chaleur et localisation des sondes

Un modèle 3-D de la pompe à chaleur présenté à la Figure 1.17 a été réalisé afin de positionner les composants les uns par rapport aux autres. Le modèle 3-D a aussi servi lors de l'assemblage du prototype. Le montage a alors été séparé en sous-assemblages. Les principaux éléments comprennent le compresseur, le débitmètre, l'échangeur à plaque qui sert de refroidisseur de gaz, la bouteille à pression intermédiaire, l'échangeur de chaleur intermédiaire et les trois robinets de détente. La pompe à chaleur est montée sur quatre amortisseurs de vibration et des raccords flexibles sont utilisés pour la relier aux lignes de CO<sub>2</sub> rigides qui arrivent des collecteurs solaires installés sur le toit.

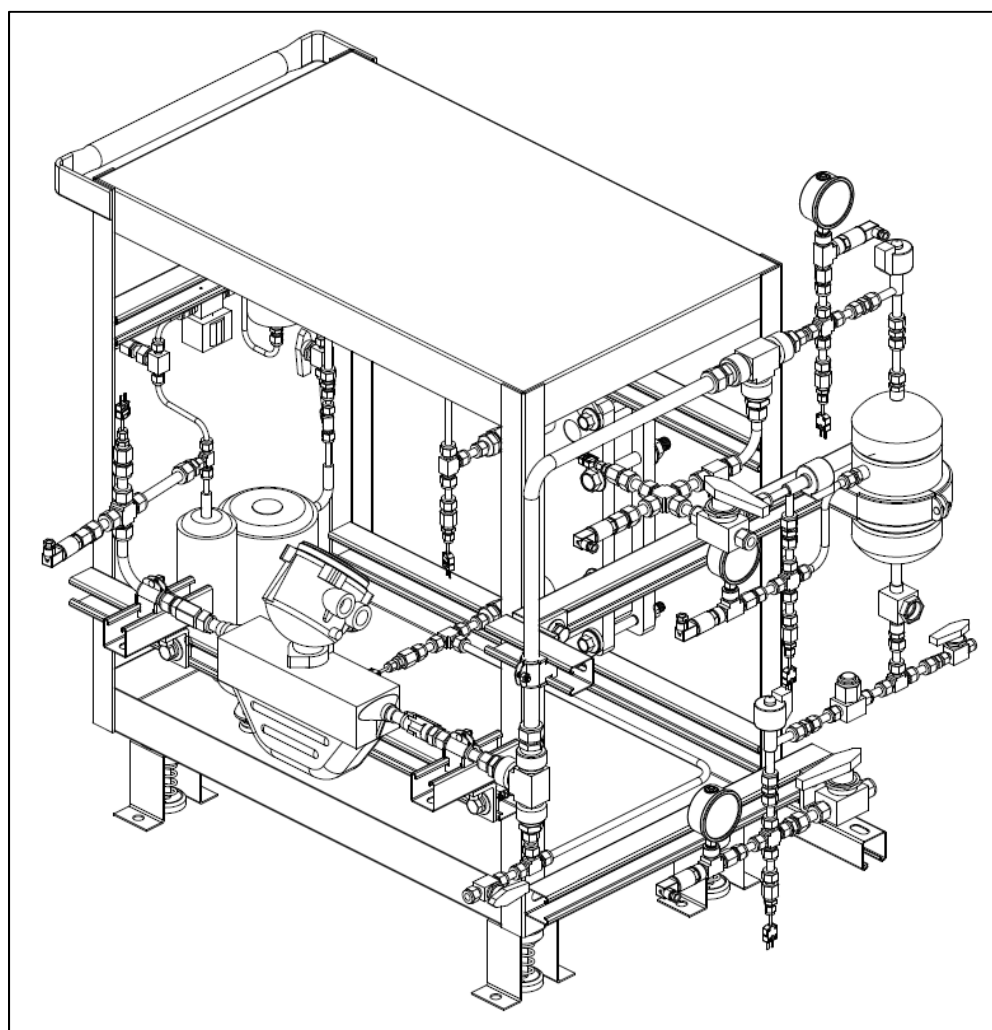


Figure 1.17 Modélisation en 3-D de la pompe à chaleur

### 1.2.3 Le modèle de compresseur

Les principaux éléments de la fiche technique ainsi que les courbes de performance du compresseur Qingan modèle QHG-E033Y3 sont disponibles à l'ANNEXE I. Il s'agit d'un compresseur hermétique à piston rotatif possédant un moteur monophasé de 800 [W]. Sa vitesse de rotation nominale est de 2855 [rpm] et le volume balayé par le piston est de 3,3 [cm<sup>3</sup>/révolution]. La Figure 1.18 présente la géométrie du compresseur.

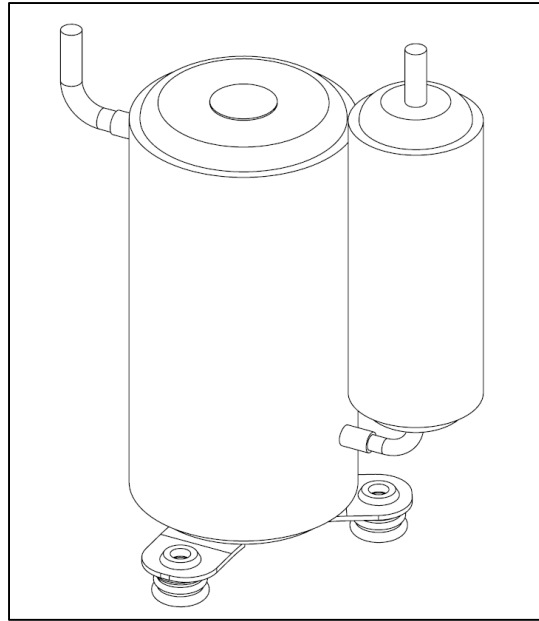


Figure 1.18 Géométrie du compresseur

L'aspiration se fait à travers une canette cylindrique (à droite sur la Figure 1.18) qui sert d'accumulateur de succion et protège le compresseur des gouttelettes de réfrigérant liquide. Le fabricant fournit différentes courbes de performance qui sont obtenues à une température d'aspiration constante de 20 [°C]. Lors des essais, le compresseur est situé dans une enceinte où la température de l'air est maintenue à 35 [°C] et la température de sortie du refroidisseur de gaz est maintenue à 22 [°C]. Les résultats de performance incluent la puissance électrique,  $W_{comp}$ , nécessaire au compresseur pour différentes pressions d'aspiration,  $P_{evap}$ , et de refoulement,  $P_{gc}$ . De même, la puissance frigorifique,  $q_c$ , est aussi donnée ainsi que le COP qui

représente simplement un ratio des deux grandeurs précédentes tel que spécifié par l'équation (1.1).

$$\text{COP} = \frac{q_c}{W_{comp}} \quad (1.1)$$

Les courbes de performance reposent sur le Standard ANSI/AHRI 571 (Air-Conditioning Heating & Refrigeration Institute, 2012) qui porte sur les mesures de performance des compresseurs à déplacement positif utilisés pour le CO<sub>2</sub>. Les conditions de test sont aussi présentées sur la Figure 1.19.

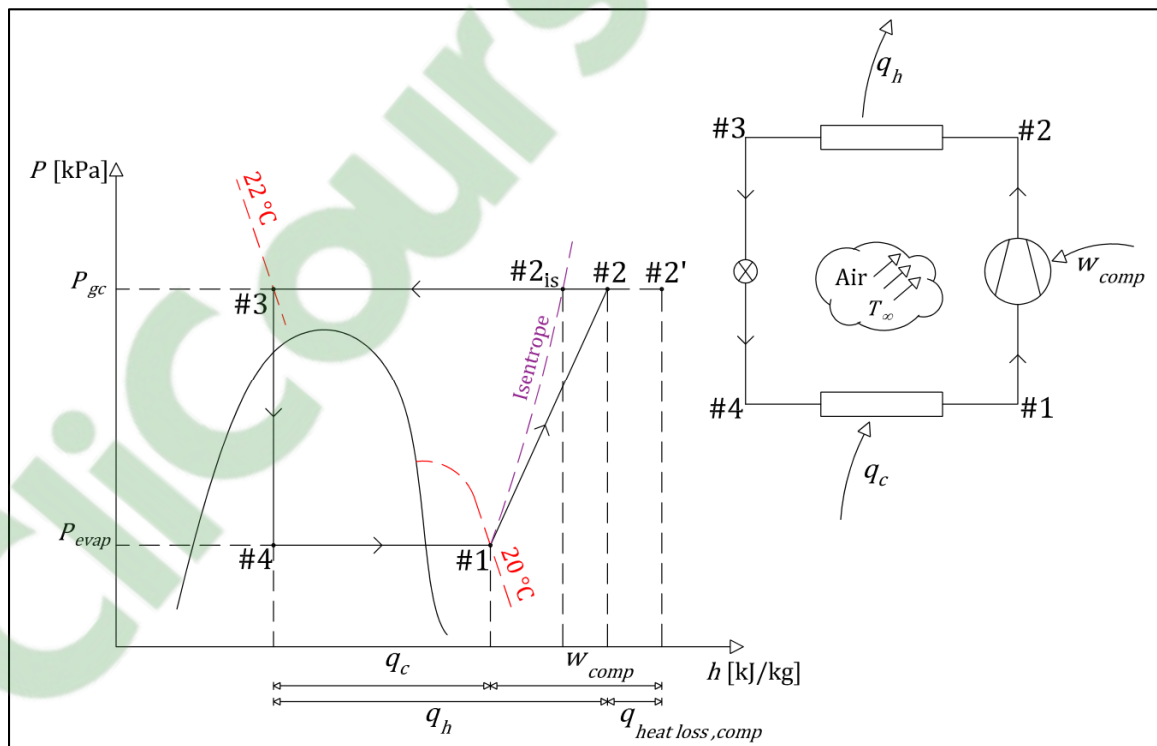


Figure 1.19 Représentation du cycle lors des mesures de performance du compresseur

Sur la Figure 1.19, les points 1, 3 et 4 sont toujours connus considérant la détente isenthalpique. Il est plus difficile de localiser le point 2' puisque les pertes thermiques du compresseur sont

difficiles à évaluer et qu'elles dépendent du régime de fonctionnement. En première approximation, ces pertes sont négligées. Le débit de réfrigérant est déduit à partir de la capacité frigorifique.

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{q_c}{h_4 - h_1} \quad (1.2)$$

À partir des courbes de performance du manufacturier (disponibles à l'ANNEXE I), il est possible d'extraire les points présentés au Tableau 1.4.

Tableau 1.4 Données des essais de performance du manufacturier

$P_{evap}$	$P_{gc}$	$W_{comp}$	$q_c$	$\dot{m}_{CO_2}$
[MPa]	[MPa]	[W]	[W]	[kg/s]
3	9	855,1	1 982,8	0,009 1
3,5	9	839,4	2 447,6	0,011 6
4	9	816,9	2 912,4	0,014 4
4,5	9	785,8	3 377,2	0,017 5
5	9	743,6	3 842,0	0,021 1
3	10	936,4	1 931,8	0,008 8
3,5	10	930,0	2 396,6	0,011 2
4	10	914,2	2 861,4	0,014 0
4,5	10	888,0	3 326,2	0,017 0
5	10	852,8	3 791,0	0,020 6
3	11	1 022,9	1 795,0	0,008 1
3,5	11	1 022,1	2 259,8	0,010 5
4	11	1 011,4	2 724,6	0,013 2
4,5	11	990,0	3 189,4	0,016 2
5	11	961,3	3 654,2	0,019 6
3	12	1 116,5	1 726,2	0,007 7
3,5	12	1 109,5	2 191,0	0,010 1
4	12	1 103,3	2 655,8	0,012 8
4,5	12	1 089,2	3 120,6	0,015 7
5	12	1 069,5	3 585,4	0,019 1

Des polynômes de degré 3 servent de modèle empirique (Air-Conditioning Heating & Refrigeration Institute, 2012; 2015). Les coefficients des polynômes sont obtenus par régression.



$$X = C_1 + C_2 P_{evap} + C_3 P_{gc} + C_4 P_{evap}^2 + C_5 P_{evap} P_{gc} + C_6 P_{gc}^2 + C_7 P_{evap}^3 + C_8 P_{evap}^2 P_{gc} + C_9 P_{evap} P_{gc}^2 + C_{10} P_{gc}^3 \quad (1.3)$$

Dans l'équation (1.3),  $X$  représente alternativement la puissance frigorifique, la puissance électrique ou le débit et les  $C_i$  sont les coefficients de régression tel que présenté au Tableau 1.5.

Tableau 1.5 Coefficients des polynômes de régression

	$W_{comp}$	$q_c$	$\dot{m}_{CO_2}$
$C_1$	991,060 003	-29 583,711 512	-0,148 158
$C_2$	-18,907 617	929,588 016	0,008 644
$C_3$	-148,712 420	8 428,111 082	0,040 832
$C_4$	-26,672 498	0,000 000	-0,001 262
$C_5$	18,914 694	0,000 000	-0,000 035
$C_6$	17,663 447	-811,867 038	-0,003 935
$C_7$	-1,290 046	0,000 000	0,000 183
$C_8$	2,454 270	0,000 000	-0,000 023
$C_9$	-1,320 360	0,000 000	0,000 005
$C_{10}$	-0,393 373	25,632 334	0,000 124

Les essais de performance sont réalisés avec une température constante du réfrigérant à l'entrée du compresseur. Lorsque la surchauffe augmente, la masse volumique du réfrigérant diminue et par conséquent le débit diminue lui aussi. En calculant le débit à partir des pressions d'entrée et de sortie du compresseur, le polynôme ne tient pas compte de cet effet. Dabiri et Rice (1981) proposent de corriger le débit à l'aide d'un facteur de correction. Ce facteur de correction est aussi appliqué dans la norme ANSI/AHRI 540 (Air-Conditioning Heating & Refrigeration Institute, 2015) et est implémenté par l'équation (1.4).

$$\dot{m}_{\text{corrigé}} = \left\{ 1 + F_v \left[ \left( \frac{\rho_{\text{corrigée}}}{\rho_{\text{nominale}}} \right) - 1 \right] \right\} \dot{m}_{\text{nominal}} \quad (1.4)$$

Dans cette équation,  $F_v$  est un facteur de correction de l'efficacité volumétrique qu'on suppose égal à 1. Aucun détail n'est donné sur la façon de l'obtenir. Le ratio des masses volumiques dépend du couple pression-température à l'entrée du compresseur. Dans les conditions nominales la température d'aspiration est fixe à 20 [°C] tel qu'identifié au point 1 sur la Figure 1.19.

Finalement, les essais de performance sont réalisés à vitesse de rotation nominale soit 2 855 [rpm]. Afin de tenir en compte l'utilisation d'un variateur de fréquence qui permet de varier la vitesse de rotation du compresseur, la Loi des ventilateurs (White, 2011) est utilisée pour ajuster le débit et la puissance électrique du compresseur.

$$\dot{m}_{\text{corrigé}} = \dot{m}_{\text{nominal}} \left( \frac{N_{\text{corrigé}}}{N_{\text{nominale}}} \right) \quad (1.5)$$

$$W_{\text{corrigée}} = W_{\text{nominale}} \left( \frac{N_{\text{corrigée}}}{N_{\text{nominale}}} \right)^3 \quad (1.6)$$

Il est ensuite possible d'évaluer le comportement du compresseur dans différentes conditions. Afin de faciliter l'intégration du modèle dans un modèle global de la pompe à chaleur, il est plus facile de spécifier les conditions d'entrée à l'aide d'un couple pression-enthalpie. La Figure 1.20 présente la courbe de compression du compresseur pour une pression à l'évaporateur de 4 500 [kPa], une enthalpie à l'entrée du compresseur de 435 [kJ/kg] et une pression au refroidisseur de gaz de 10 000 [kPa]. La surchauffe correspondante est de 5,4 [°C]. Le débit calculé avec le modèle est de 0,018 [kg/s]. On remarque que ce débit est légèrement supérieur au débit identifié dans le Tableau 1.4 cela vient de la correction de surchauffe qui est plus faible dans le résultat de la Figure 1.20 que dans les conditions normalisées de test du

Tableau 1.4. Le compresseur fonctionne à vitesse de rotation nominale. La courbe continue en vert foncée représente la compression calculée avec le modèle. La courbe en pointillé correspond à une compression isentropique. Les rendements volumétrique et isentropique associés à ces conditions sont respectivement de 92,7 [%] et 64,7 [%].

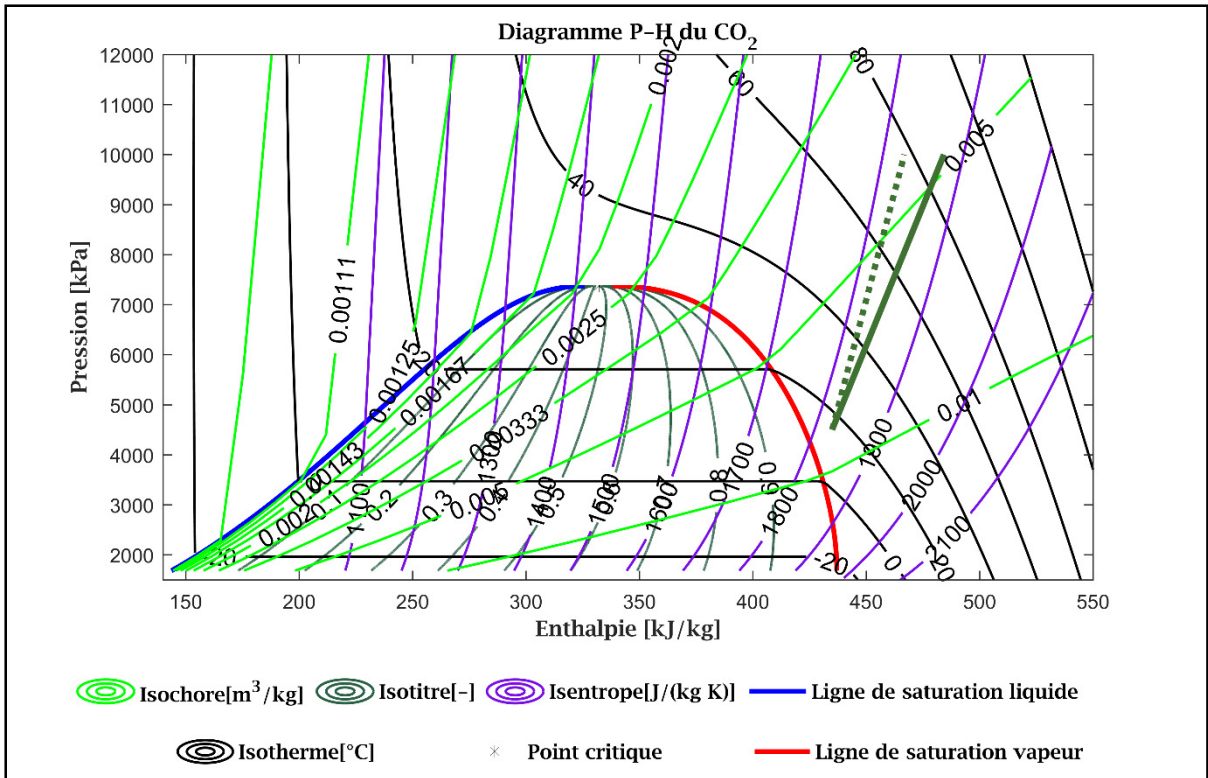


Figure 1.20 Évolution associée au compresseur dans le diagramme pression-enthalpie du CO<sub>2</sub>

#### 1.2.4 Le modèle d'échangeur de chaleur intermédiaire

Un échangeur de chaleur à tubes coaxiaux sert d'échangeur intermédiaire dans le système. Le réfrigérant haute pression (HP) circule dans le tube intérieur et le réfrigérant basse pression (BP) dans l'espace annulaire. La Figure 1.21 présente la géométrie de l'échangeur ainsi que le sens de chacun des écoulements. Le raccordement est réalisé de façon à ce que les écoulements soient à contre-courant.

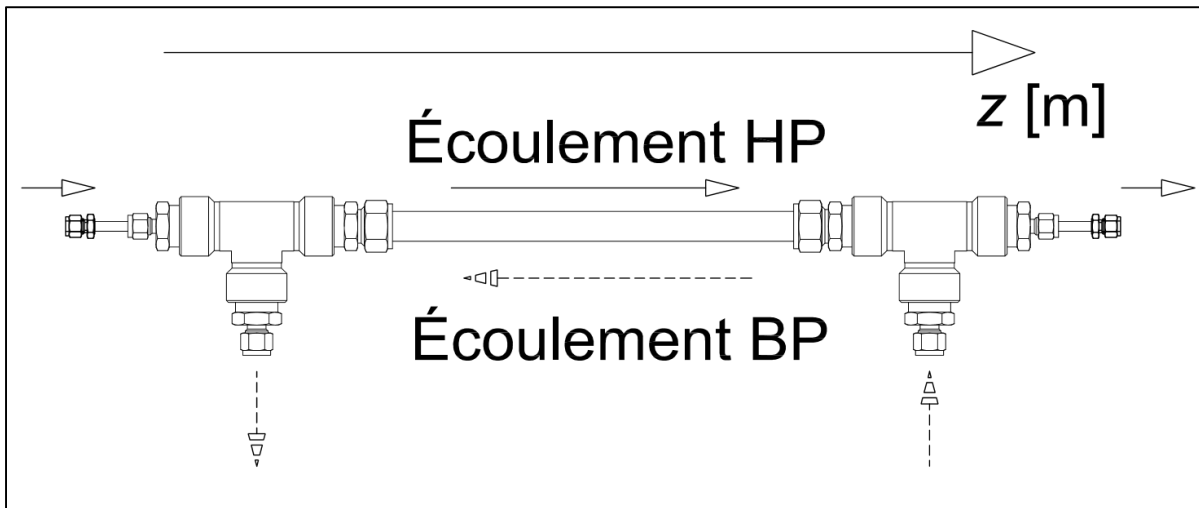


Figure 1.21 Géométrie de l'échangeur intermédiaire à tubes coaxiaux

De façon générale, les échangeurs de chaleur sont des éléments de mécanique du bâtiment bien connus qui ont pour fonction de transférer la chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid. Plusieurs topologies existent : les échangeurs à plaques et les échangeurs à tubes et calandre sont parmi les plus connus. Les écoulements chaud et froid peuvent se croiser perpendiculairement, être à contre-courant ou encore évoluer en parallèle dans l'échangeur. La méthode  $\varepsilon$ - $NTU$  (Incropera et al., 2013) est généralement utilisée pour évaluer les performances thermiques de ces composants. Cette méthode repose sur les hypothèses suivantes (Incropera et al., 2013) :

- Les pertes thermiques avec l'environnement sont faibles en comparaison de l'énergie échangée entre les deux écoulements;
- Les pertes de charge sont négligées;
- Le coefficient global d'échange de chaleur entre les deux écoulements est constant au long de l'échangeur;
- Les propriétés thermodynamiques sont constantes au long de l'échangeur.

Ces hypothèses conduisent à une méthode de résolution rapide et efficace. Elle n'est toutefois pas adaptée à toutes les situations. Dans le cas de l'échangeur intermédiaire d'une pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub>, certains aspects sont à considérer :

- Lorsque la pompe à chaleur fonctionne en mode transcritique, les propriétés thermodynamiques du fluide supercritique varient brusquement et par conséquent le coefficient de transfert de chaleur entre les écoulements HP et BP n'est pas constant au long de l'échangeur;
- L'écoulement BP traverse la ligne de saturation gazeuse quelque part au long de l'échangeur si le réfrigérant n'est pas surchauffé à la sortie de l'évaporateur;
- Les pertes de chaleur de l'échangeur dans l'air ambiant de la salle mécanique peuvent être importantes, particulièrement si l'échangeur n'est pas isolé et si la pompe à chaleur opère à basse pression.

Sur la base de ces considérations, la méthode  $\varepsilon$ - $NTU$  ne représente pas adéquatement la réalité. Il est possible de discrétiser l'échangeur au long de l'axe de l'écoulement afin de tenir en compte ces aspects. La Figure 1.22 présente le modèle thermique de l'échangeur de chaleur. Un maillage unidimensionnel est utilisé et sur chaque maille discrète, les propriétés thermodynamiques sont considérées constantes. Des volumes de contrôle de 5 [mm] de long se sont avérés suffisamment petits pour assurer l'indépendance de la solution au maillage employé. Les différents modes de transfert de chaleur (convection forcée, conduction et convection naturelle) sont aussi représentés à l'aide de l'analogie thermique/électrique sur la Figure 1.22. Le modèle de l'échangeur repose sur le modèle d'écoulement de CO<sub>2</sub> présenté au CHAPITRE 3. Un algorithme combine le modèle d'écoulement pour chacun des écoulements (HP et BP) et met à jour le calcul du flux de chaleur échangé à chaque itération à partir des nouveaux champs de température du fluide au long de l'échangeur. Les pertes de chaleur avec l'air ambiant dans la chambre mécanique sont aussi considérées. Finalement, les champs des variables (pression, vitesse, température, etc.) sont initialisés au départ à partir des conditions d'entrée de chaque écoulement.

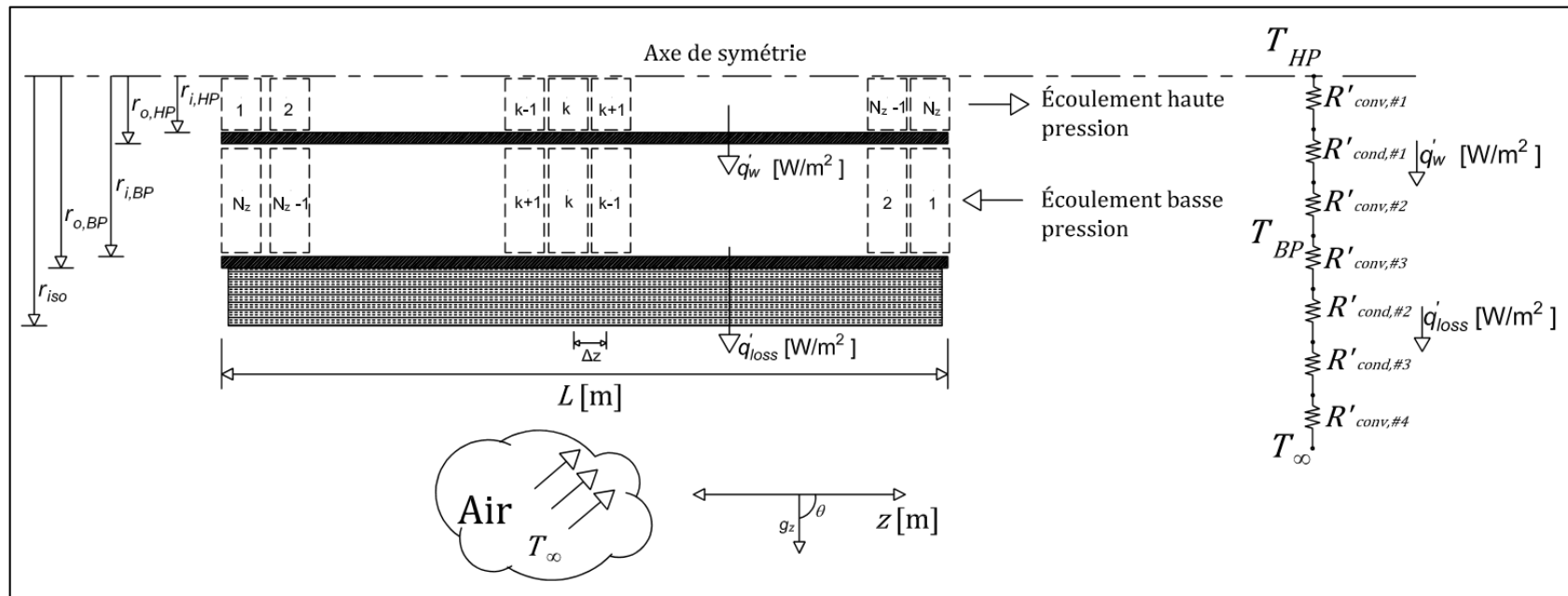


Figure 1.22 Modèle thermique de l'échangeur intermédiaire

Une simulation est réalisée sur un échangeur intermédiaire en acier inoxydable de 8 [m] de long. Le diamètre extérieur du tube extérieur de l'échangeur est de 19 [mm] et le diamètre extérieur du tube intérieur est de 9,5 [mm]. Un débit de 0,0198 [kg/s] de CO<sub>2</sub> circule dans l'échangeur. La pression à l'entrée du côté BP est de 4 000 [kPa] et l'enthalpie est fixée à 430 [kJ/kg]. Du côté HP la pression et l'enthalpie à l'entrée sont respectivement 9 000 [kPa] et 325 [kJ/kg]. Les Figure 1.23 et Figure 1.24 présentent les résultats de la simulation. Les résultats associés à l'écoulement HP (dans le tube intérieur) sont représentés avec une ligne continue tandis que les résultats de l'écoulement BP (dans l'espace annulaire) sont représentés en pointillé. Sur la Figure 1.23 l'écoulement HP circule de gauche à droite alors que l'écoulement BP de droite à gauche.

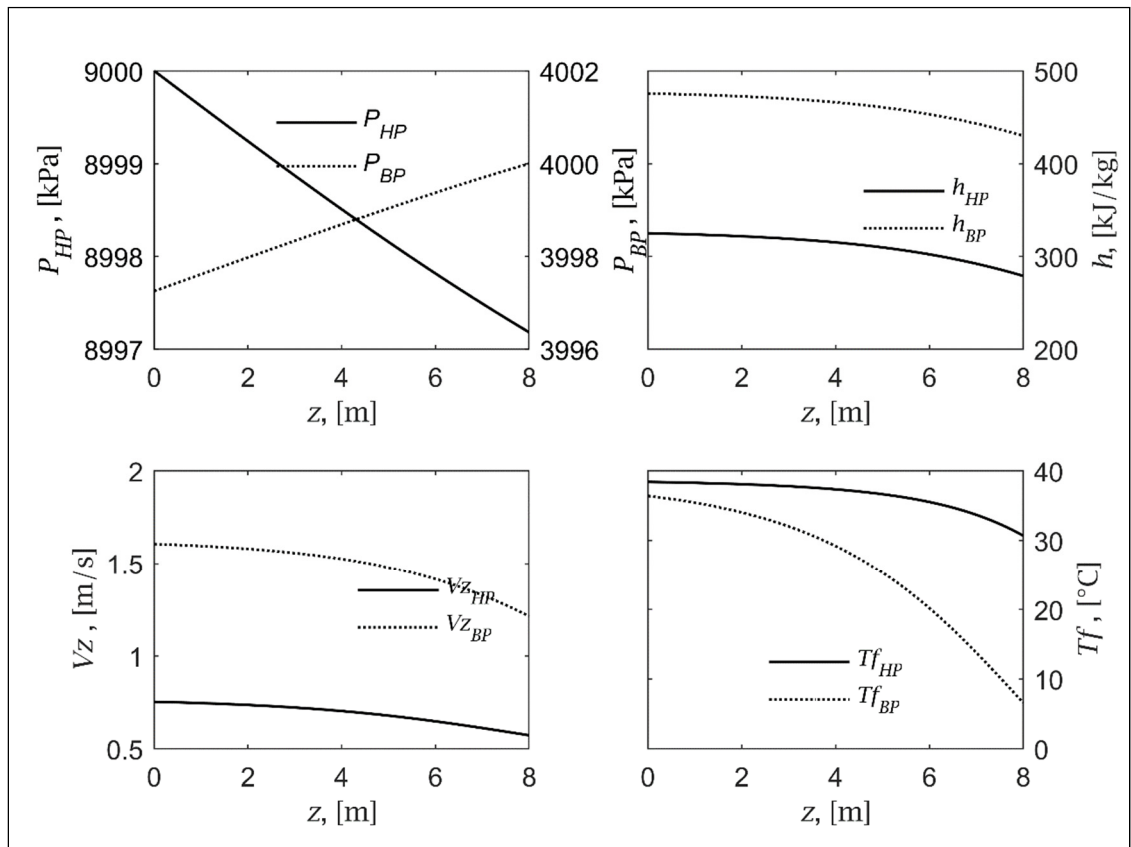


Figure 1.23 Résultats des champs de pression, enthalpie, vitesse et température au long de l'échangeur intermédiaire

Dans la Figure 1.23, le graphique en haut à gauche présente l'évolution de la pression au long de l'échangeur. La pression du côté HP est lue sur l'ordonnée de gauche alors que la pression du côté BP sur l'ordonnée de droite. Les pertes de charge de chaque côté sont d'environ 3 [kPa]. Le graphique en haut à droite présente l'évolution de l'enthalpie de chacun des écoulements. La variation est très similaire. En effet, comme le débit est le même des deux côtés, la variation doit être identique à conditions de négliger les pertes de chaleur de l'échangeur. Ici, les pertes sont tenues en compte mais elles sont faibles (environ 6 [W] ou 0,5 [%]) à cause de l'isolation de l'échangeur. En comparaison, le taux de transfert de chaleur entre les écoulements est d'environ 912 [W]. Le graphique en bas à gauche présente l'évolution des vitesses au long de l'échangeur. La variation de vitesse est associée ici à une variation de la masse volumique du fluide à mesure qu'il se réchauffe ou qu'il se refroidit. On remarque aussi que l'écoulement BP se déplace plus rapidement. Un ensemble de raisons explique ce phénomène. Malgré que la section annulaire de tuyau du côté BP soit environ 3 fois plus petite que la section de tuyau du côté HP, la masse volumique de l'écoulement HP est 6,6 fois plus grande que celle de l'écoulement BP. Ces deux effets se compensent partiellement mais pas exactement. Le graphique en bas à droite présente l'évolution de la température. La variation est plus grande du côté basse pression car la chaleur massique moyenne de cet écoulement est plus petite. La température de sortie de l'écoulement BP est aussi plus grande que la température de sortie de l'écoulement HP. Ce phénomène est possible seulement parce que l'échangeur est raccordé à contre-courant.

Sur la Figure 1.24, l'évolution associée à l'écoulement HP (trait continu) se fait de droite à gauche. À l'inverse, l'évolution associée à l'écoulement BP (trait pointillé) se fait de gauche à droite. On remarque que l'échangeur intermédiaire permet de sous-refroidir le réfrigérant à la sortie du refroidisseur de gaz et diminue la production de vapeur instantanée (passage spontané de la phase liquide à la phase gazeuse causé par une perte de pression) lors de la détente. Par contre, du côté BP la vapeur produite par l'évaporateur est largement surchauffée. Le volume massique du gaz à l'entrée du compresseur augmente ce qui affecte les performances du compresseur à piston rotatif.



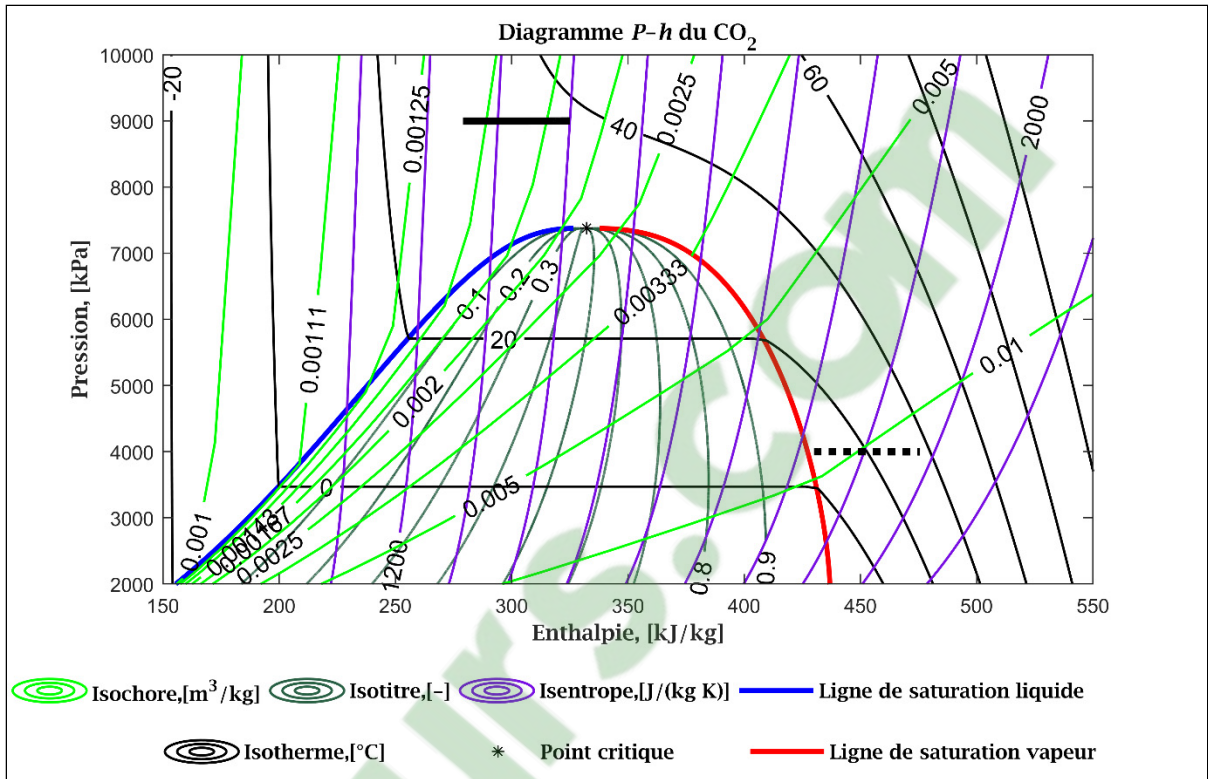


Figure 1.24 Évolution associée à l'échangeur intermédiaire dans le diagramme pression-enthalpie du CO<sub>2</sub>

En conclusion, ce chapitre traite du cadre théorique entourant le développement du montage expérimental. La première partie concerne les collecteurs solaires hybrides PV/T et leurs différentes composantes. Le second volet traite des pompes à chaleur et plus particulièrement des pompes à chaleur transcritiques au CO<sub>2</sub> et de leurs spécificités.

Les chapitres suivants s'intéressent en détail à l'analyse de l'évaporateur solaire (CHAPITRE 2 et CHAPITRE 4) ainsi qu'au refroidisseur de gaz (CHAPITRE 3).



## CHAPITRE 2

### A 2-D TRANSIENT NUMERICAL HEAT TRANSFER MODEL OF THE SOLAR ABSORBER PLATE TO IMPROVE PV/T SOLAR COLLECTOR SYSTEMS

Pierre-Luc Paradis<sup>a</sup>, Daniel R. Rousse<sup>a</sup>, Louis Lamarche<sup>b</sup>, Hakim Nesreddine<sup>c</sup>

<sup>a</sup> Industrial Research Group in Energy Technologies and Energy Efficiency (t3e),  
École de technologie supérieure, Université du Québec, 1100, rue Notre-Dame  
Ouest, Montréal (Québec), Canada, H3C 1K3

<sup>b</sup> École de technologie supérieure, Université du Québec, 1100, rue Notre-Dame  
Ouest, Montréal (Québec), Canada, H3C 1K3

<sup>c</sup> Laboratoire des technologies de l'énergie (LTE), Hydro-Québec, 600 rue de la Montagne,  
Shawinigan (Québec), Canada, G9N 7N5

Published in Solar Energy, September 2017.

#### 2.1 Abstract

This paper presents a genuine 2-D transient numerical model to evaluate the temperature field and the dependent electrical performance of different solar absorber plates. It can readily be adapted for solar thermal absorber plates, standard PV plates or thermally enhanced PV plates that can be used in PV/T solar collectors. The model can also be combined with the appropriate heat exchanger equations to simulate a complete solar collector. A simple optical model is combined with the well-known five parameters PV module electrical model and the 2-D heat conduction equation to compute the temperature field of the PV plate and the electrical power generated for every time step of the simulation. The resulting differential equation is solved through finite volume discretization using an implicit time discretization scheme. The model relies on widely available weather parameters such as total horizontal solar radiation, ambient temperature, wind speed, etc. Validation of the electrical model is first carried out in real outdoor weather conditions comparing simulated and measured electrical current. During this process, measured temperature of the plate and incident solar radiation are used as inputs. Then, the global multi-physic model is validated using a temperature measurement at a selected

point and the measured electrical performance. In the multi-physic model, measurements of the incident solar radiation, air temperature, wind speed and relative humidity are used as inputs. The validation results for the temperature showed a maximum discrepancy of the numerical predictions with respect to the measurements of less than 2 [°C] and a discrepancy below 7 [%] for the electric power production both over a complete day of simulation.

**Keywords:** Photovoltaic, solar absorber plate, 2-D heat conduction, five parameters electrical model, PV/T.

## 2.2 Nomenclature

### Symbols

$L_x$	Collector width, [m]
$dx$	Length of a differential control volume along the “x” axis, [m]
$L_y$	Collector length, [m]
$dy$	Length of a differential control volume along the “y” axis, [m]
$q$	Heat transfer rate, [W]
$c_p$	Specific heat capacity at constant pressure, [J/kg K]
$k$	Thermal conductivity, [W/m K]
$K$	Absorption coefficient, [m <sup>-1</sup> ]
$n$	Refraction index, [-]
$h$	Convection coefficient, [W/m <sup>2</sup> K] / Enthalpy, [kJ/kg]
$u$	Air velocity, [m/s]
$T$	Temperature, [K]
$N_x$	Number of nodes along the “x” axis
$N_y$	Number of nodes along the “y” axis

### Greek symbols

$\Delta x$	Length of a control volume along the “x” axis, [m]
$\delta x$	Length between two adjacent nodes along the “x” axis, [m]
$\Delta y$	Length of a control volume along the “y” axis, [m]
$\delta y$	Length between two adjacent nodes along the “y” axis, [m]
$\Delta z_k$	Thickness of the “k <sup>th</sup> ” layer, [m]
$\beta_{slope}$	Solar collector inclination, [°]
$\theta$	Incidence angle of the solar radiation, [°]
$\theta_{sun}$	Solar zenith angle, [°]
$\rho$	Density, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	Emissivity, [-]
$\alpha$	Absorptivity, [-]
$\sigma$	Stefan–Boltzmann constant, [W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]

### Subscripts and superscripts

<i>a</i>	Related to the ambient temperature
<i>b</i>	Beam component of solar radiation
<i>c</i>	Related to the PV cell
<i>d</i>	Sky diffuse component of solar radiation
<i>i</i>	Node identification along the spatial “ <i>x</i> ” axis
<i>j</i>	Node identification along the spatial “ <i>y</i> ” axis
<i>m</i>	Node identification along the time “ <i>t</i> ” axis
<i>p</i>	Related to the plate
<i>g</i>	Related to the glass layer
<i>ar</i>	Related to the antireflective coating layer
<i>EVA</i>	Related to the EVA layer
<i>bs</i>	Related to the back sheet layer
<i>s</i>	Related to the stainless steel sheet layer
<i>paint</i>	Related to the paint layer
<i>elec</i>	Related to the photovoltaic electric production
<i>cond</i>	Conductive heat transfer
<i>conv</i>	Convective heat transfer
<i>rad</i>	Radiative heat transfer
<i>st</i>	Stored energy
<i>sky</i>	Related to the sky temperature
<i>bot</i>	Related to the bottom of the solar absorber plate
<i>top</i>	Related to the top of the solar absorber plate
<i>wind</i>	Related to the wind speed

### Abbreviations

ADI	Alternate direction implicit scheme
BIPVT	Building integrated photovoltaic/thermal
FVM	Finite Volume Method
PV	Photovoltaic
PV/T	Photovoltaic/thermal
NOCT	Normal operating cell temperature
TDMA	Tridiagonal matrix algorithm or Thomas’ algorithm

## 2.3 Introduction

### 2.3.1 Context

Most of the incident solar radiation on the cells of a photovoltaic (PV) solar collector is converted into heat (Dupeyrat et al., 2011b). This heat increases the PV cells temperature and

reduces the electric power generation. In order to enhance the electrical performance, hybrid solar collectors able to generate simultaneously heat and electricity, commonly named photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors, are developed since the mid-1970s (Zondag, 2008). This type of collectors uses the PV plate as a solar thermal absorber combined with various types of heat exchangers as shown in Figure 2.1.

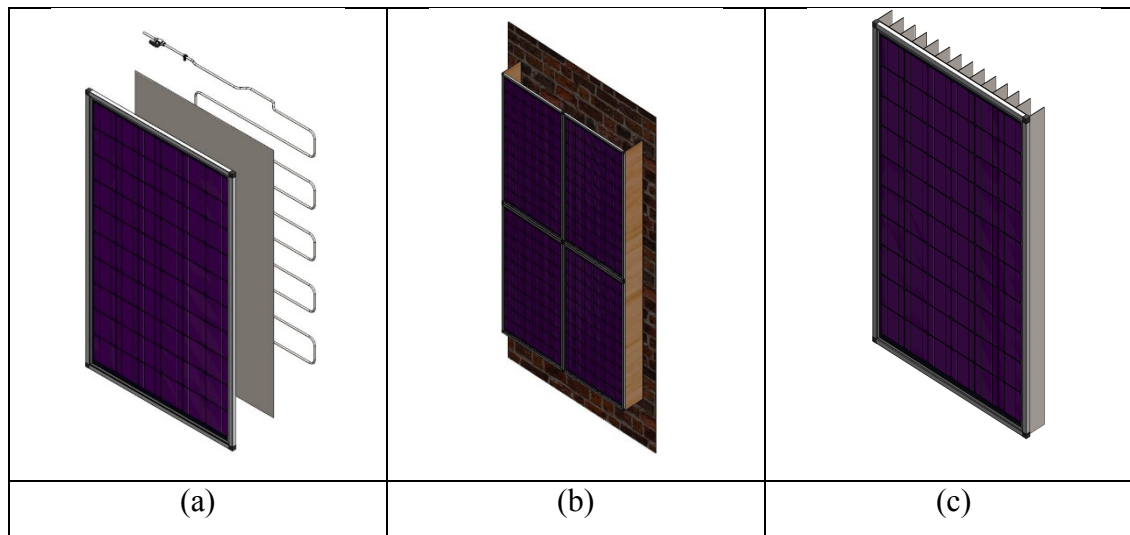


Figure 2.1 Schematic representation of different hybrid PV/T systems: (a) Serpentine heat exchanger bonded to the back of the PV plate; (b) Air plenum between the PV collectors and the wall of the building; (c) Fin heat exchanger to enhance convective heat transfer

In this way, the parasitic heat can be recovered reducing the cells temperature and improving their efficiency. The classification of the different systems (Zondag, 2008) is usually based on the most common heat transfer fluids used which are either water or air. The former is generally used for domestic hot water applications with a stratified storage tank as in the case of some commercialized products (DUALSUN, 2015). Concerning the latter, it is often used in large building integrated photovoltaic/thermal (BIPVT) systems to preheat fresh air. However, even though the heat and electric production could seem complementary, the reality is somewhat more subtle (Dupeyrat et al., 2011b). For example, in solar domestic hot water using hybrid PV/T solar collectors, the PV plate needs to be hotter than the storage tank in order to recover useful heat. Then, the heat is generally well removed from the collector in the morning, when

the storage tank is cold, but the cooling effect gradually decreases as the temperature of the tank increases throughout the day.

The concept of PV/T solar collectors has been sketched more than four decades ago and many studies are already available in the literature. Zondag (2008) presented in 2008 an exhaustive literature review covering 30 years of development in solar hybrid PV/T until year 2005. The work of Chow (2010) and Charalambous et al. (2007) also gives a summary of all the studies related to this technology. Figure 2.2 presents the two most common designs for PV/T solar collectors: glazed and unglazed types.

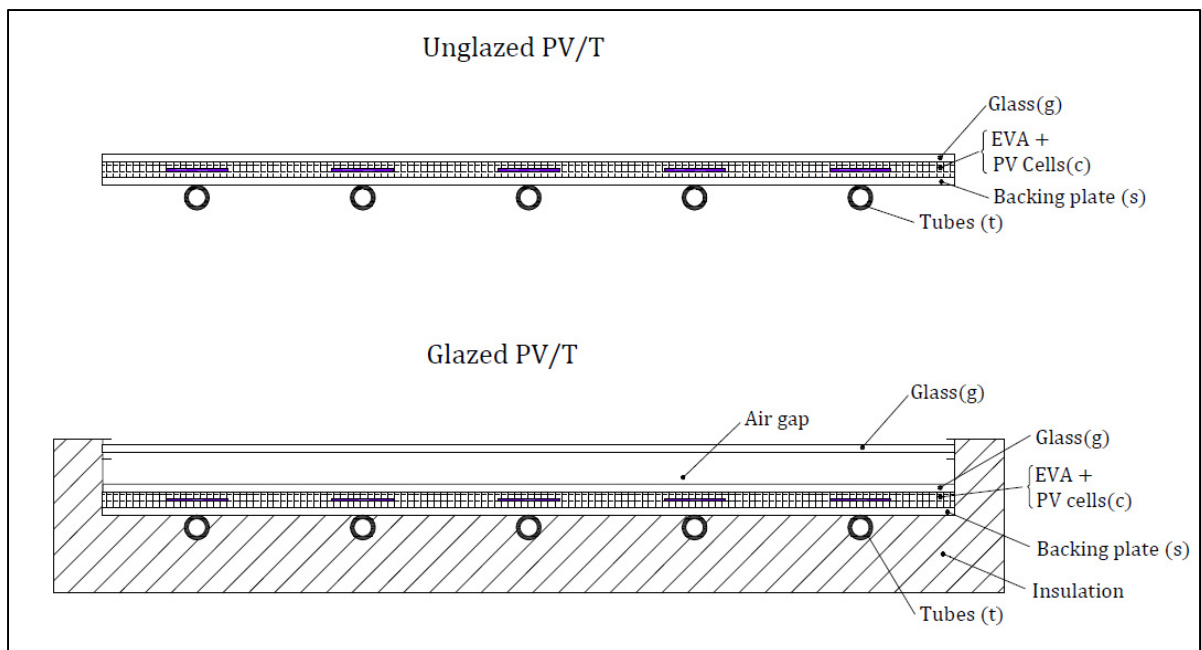


Figure 2.2 Glazed and unglazed types of PV/T solar collector

In the unglazed type, a heat exchanger is bonded underneath a typical PV collector while the PV plate replaces the solar absorber of a common flat plate solar thermal collector. One of the major drawbacks of the glazed type is the increased optical losses that decrease the electricity generation. Overheating issues could also be encountered during stagnation episodes. However, the thermal performance of this design is generally a lot better than the one obtained

with the unglazed design. Otherwise, very few data are available regarding the lifespan of these collectors.

### 2.3.2 The project

The main goal of the present study is to get a better understanding of the heat transfer phenomena taking place within a PV plate using simple thermal, optical and electrical models. A multi-physics model is proposed to predict the temperature field of PV plates and its impact on electricity generation. It is intended to help in the performance analysis of different hybrid PV/T systems in order to improve their design and operation. A model of the various designs of heat exchanger can be combined to this absorber plate model through the use of the appropriate source term in the energy balance equation of the PV plate. This will be the aim of a following paper. It's not readily included in this one to avoid making it overly lengthy.

In this paper, the performance analysis is conducted on three different plate compositions excluding the heat exchanger:

1. A standard PV plate which includes a white reflective back sheet;
2. A thermally enhanced PV plate or PV/T plate with a black absorbing back sheet and a 1 [mm] stainless steel plate to improve heat transfer along  $x$  and  $y$  axis (Figure 2.3);
3. A solar thermal absorber plate or thermal plate built with a black painted stainless steel sheet.

For the two first cases (plate 1 and plate 2), the composition holds a 2 [mm] glass pane and EVA encapsulation for the cells array. EVA is also used between the back sheet and the stainless steel sheet in the thermally enhanced composition. This thermally enhanced PV plate is a first step to efficiently solve an issue raised by several authors in the literature (Zondag, 2008): the thermal contact problem at the interface between the PV plate and the heat exchanger bound in the back of the plate. The PV plate compositions are commercially laminated through the usual process of PV fabrication. All the different layers of the thermally enhanced composition are shown in Figure 2.3 for an infinitesimally small area.



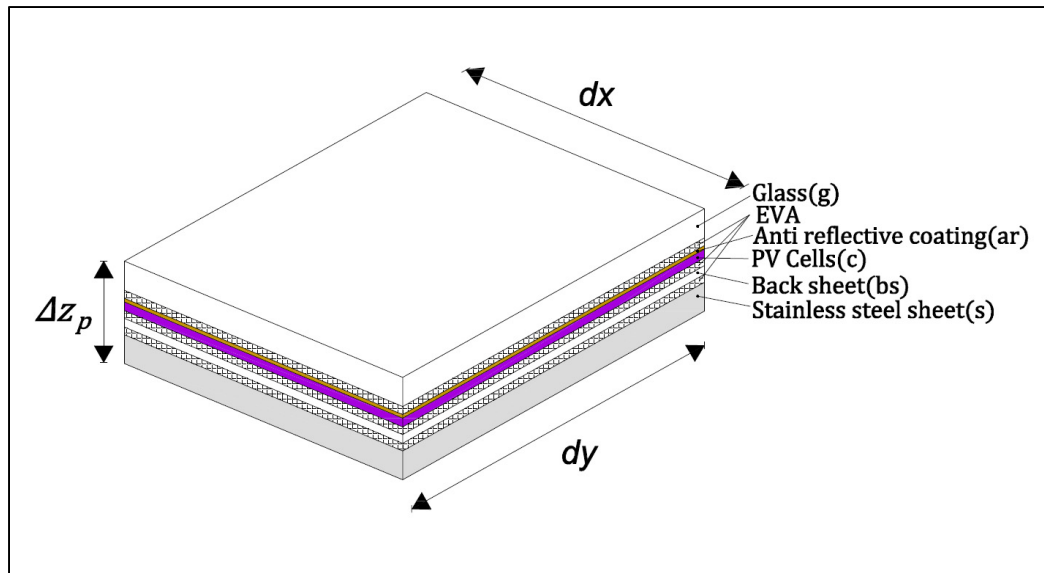


Figure 2.3 Layers identification of the thermally enhanced PV plate or PV/T plate (plate 2)

The solar thermal absorbing materials can be the PV cells, the back sheet or the black painted stainless steel sheet. In this context, the cells, the back sheet and the paint are considered as opaque materials and the solar absorption is supposed to occur at the surface of each of these layers when exposed to solar radiation. EVA, antireflective coating and glass are considered semi-transparent media for solar radiation. Table 2.6 of Section 2.11 provides a concise summary of the physical and optical properties of each layer. Since the optical properties are wavelength dependent, a mean value is computed as the weighted average using the AM 1.5 solar spectrum (Duffie et Beckman, 2006).

To the best knowledge of the authors, this research work involving both experimental and numerical work on three types of solar absorber plate is unique. Even if it relies on well-known models (optical, electrical and heat diffusion equations), it has the advantage to efficiently combine them providing a new useful tool able to accurately predict the detailed temperature field and the electrical performance of the PV plate. It aims to produce a model closer to real life condition.

For example, several authors (Assoa et al., 2007; Rejeb, Dhaou et Jemni, 2015b; Zondag et al., 2003) with a focus more oriented on the thermal side of the modeling of the PV/T solar collectors, make the assumption that the collector operates at maximum power point (Evans, 1981). Instead, the proposed multi-physics model includes the effect of the electrical load connected to the solar collector and its impact on the electrical power generated through the resolution of the five parameters electrical model. Literature is also available on the modelling of photovoltaic solar collectors and the resolution of the five parameters PV module model that involves a set of five coupled non-linear equations. The focus of these papers (Bahgat et al., 2004; Villalva, Gazoli et Filho, 2009; Wolf et Benda, 2013; Zagrouba et al., 2010) is more oriented on the electrical side and the operating temperature of the collector is usually an input parameter of the model. In contrast, the model gives a detailed temperature distribution of the plate obtained through the resolution of the 2-D heat diffusion equation.

Furthermore, the optical model accounts for the impact of the incidence angle of the solar radiation which is important early in the morning and during the evening (Krauter, 2007) instead of neglecting its effect. This work also allows for a detailed understanding of heat transfer phenomena occurring in the plate giving the opportunities to analyze different designs of heat exchanger combined with the plate. Finally, while this model can provide results with an extensive level of detail, it remains simple enough to provide fast computation time and is able to handle transient simulations with short time steps.

This paper first presents the multi-physics model that combines a thermal, an optical and an electrical model. The following section discusses the numerical method adopted to solve the problem. Finally, transient simulation results are validated with experimental data.

## 2.4 Mathematical models

### 2.4.1 Thermal model

An infinitesimally small element,  $p$ , from the collectors – with volume  $dV = dxdy\Delta z_p$  – is schematically depicted in Figure 2.4 along with related thermal resistances, temperatures and boundary heat fluxes. The thermal heat transfer phenomena are represented including 2-D heat conduction (along the  $x$  and  $y$  axes that will later be used in the discretization procedure), incident solar radiation (top), convection heat transfer (top and bottom), radiative heat transfer with the sky (surroundings), the electric generation and the thermal storage associated with the transient nature of the model. Radiative heat transfer underneath the collector is neglected. In fact, the roof is supposed to be at an unknown temperature close to the temperature of the collector producing only a small radiative exchange on that side of the collector.

The small control volume is supposed to be at the uniform temperature  $T_p$  and the temperature gradient along  $z$  axis (thickness) is neglected since the plate is very thin. The plate total thickness,  $\Delta z_p$  is defined (neglecting the antireflection coating and paint thickness) by the sum of the thicknesses of each component of the thermally enhanced laminated plate according to the following equation:

$$\Delta z_p = \Delta z_g + 3\Delta z_{EVA} + \Delta z_c + \Delta z_{bs} + \Delta z_s \quad (2.1)$$

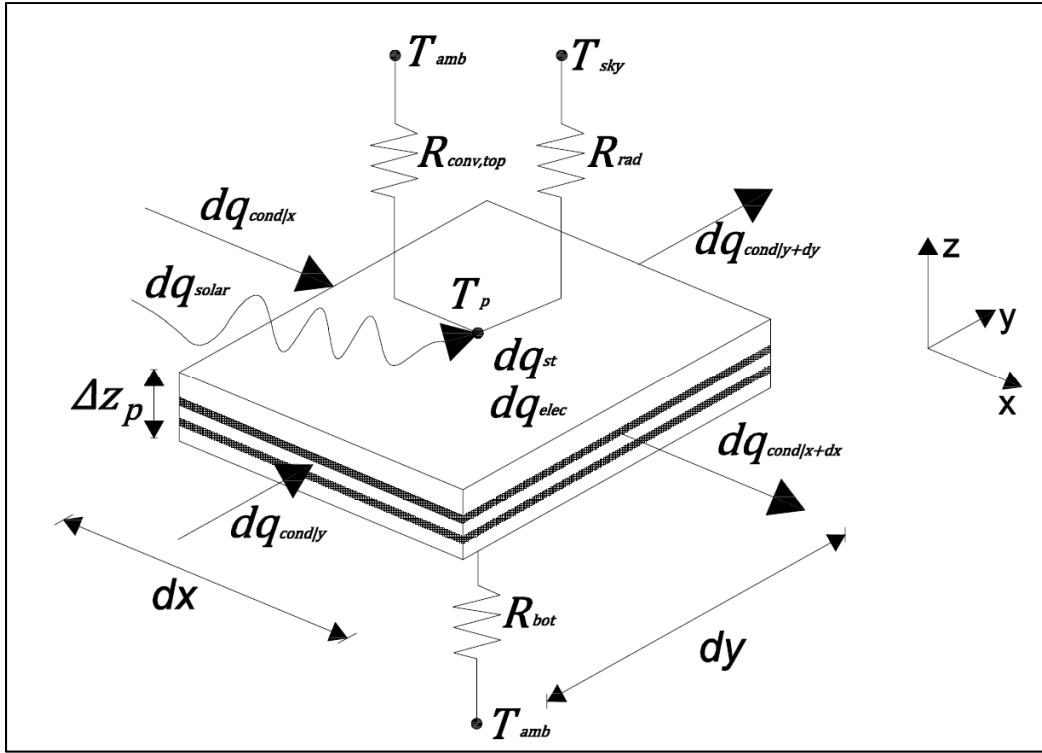


Figure 2.4 Heat transfer representation and notation on an infinitesimal control volume  $dV = dxdy\Delta z_p$  of the PV plate

Furthermore, the physical properties of this control volume  $(\rho c_p)_p$  and  $k_p$  are taken as a weighted average according to the thickness of each layer. This yields the following expression for thermal conductivity of the control volume associated with node  $p$ :

$$k_p = \frac{k_g \Delta z_g + 3k_{EVA} \Delta z_{EVA} + k_c \Delta z_c + k_{bs} \Delta z_{bs} + k_s \Delta z_s}{\Delta z_p} \quad (2.2)$$

The preceding parameters  $(\Delta z_p, (\rho c_p)_p, k_p)$  can be defined for the three different types of plates, according to their materials and assemblies. The standard PV plate composition holds only two layers of EVA and the thickness of every layer, except the stainless steel, is set to 0 for the thermal plate. The parameters can also be defined for a control volume that involves a PV cell or not (for example, if the control volume is located in the gap between two adjacent cells,  $\Delta z_c$  would equal 0 and EVA would replace the thickness of the cell).

$$(\Delta z_c + 3\Delta z_{EVA}) \rightarrow 3\Delta z_{EVA} \quad (2.3)$$

According to the first law of thermodynamics, an energy balance on the infinitesimal volume leads to:

$$\underbrace{dq_{st}}_{\text{Transient term}} = \underbrace{dq_{cond/x} - dq_{cond/x+dx} + dq_{cond/y} - dq_{cond/y+dy}}_{\text{2 dimensional heat conduction terms}} + \underbrace{dq_{solar} - dq_{conv,top} - dq_{conv,bot} - dq_{rad} - dq_{elec}}_{\text{Source terms (can be temperature dependent)}} \quad (2.4)$$

This equation is similar to a 2-D transient thermal conduction problem with temperature dependant source terms that can be linearized in the case of  $dq_{rad}$ . Using Fourier's Law to express the heat conduction terms and the variation of internal energy for the transient term, the energy balance, Equation (2.4) for node  $p$  becomes:

$$\underbrace{(\rho c_p)_p \frac{\partial T_p}{\partial t}}_{\text{Transient Term}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[ k_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial y} \right) \right]}_{\text{Diffusion Terms}} + \underbrace{\frac{dq_{solar} - dq_{rad} - dq_{conv,top} - dq_{conv,bot} - dq_{elec}}{dxdy\Delta z_p}}_{\text{Source terms (can be temperature dependent)}} \quad (2.5)$$

Computation of the incident thermal energy from the sun on the solar collector requires the use of a “sky” model. Distinction is made between beam, sky diffuse and ground reflected components of the incident solar radiation through the use of the isotropic sky model developed by Liu et Jordan (1963) or the anisotropic HDKR sky model from Klucher (Klucher, 1979). Equation (2.6) represents the mathematical formulation of  $dq_{solar}$  using the isotropic sky model. Both models were tested as it is known that the isotropic model underestimates the incident radiation on tilted planes.

$$dq_{solar} = \left[ \begin{aligned} &(\tau\alpha)_{p,\theta} G_b \frac{\cos\theta}{\cos\theta_{sun}} + (\tau\alpha)_{p,\theta_{sky}} G_d \left( \frac{1 + \cos\beta_{slope}}{2} \right) \\ &+ (\tau\alpha)_{p,\theta_{ground}} \rho_{albedo} G \left( \frac{1 - \cos\beta_{slope}}{2} \right) \end{aligned} \right] dx dy \quad (2.6)$$

The collector is assumed to be a small object surrounded by a large enclosure at a constant temperature. This standard approximation is used to estimate radiative heat transfer between the collector and the “sky” (Incropera et al., 2013). Furthermore, since the collector is tilted, the heat transfer occurs partly with the “sky” and partly with the surrounding environment. The surrounding environment is considered at ambient temperature. Each of the radiative exchange is weighted using the view factor used in the isotropic sky model such that:

$$dq_{rad} = \varepsilon_g \sigma \left[ \left( \frac{1 + \cos\beta_{slope}}{2} \right) (T_p^4 - T_{sky}^4) + \left( \frac{1 - \cos\beta_{slope}}{2} \right) (T_p^4 - T_a^4) \right] dx dy \quad (2.7)$$

Only the emissivity of glass,  $\varepsilon_g$ , is considered for the standard and thermally enhanced PV plates while that of the black paint is accounted for the thermal plate. A quite simple model proposed by Swinbank (1963) can be used to evaluate the “sky” temperature through the use of Equation (2.8). This relatively widespread model in the literature (Ji et al., 2008a; Rejeb, Dhaou et Jemni, 2015a) takes solely the ambient temperature into account.

$$T_{sky} = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (2.8)$$

Since barometric pressure and relative humidity are measured in the vicinity of the experimental setup located on the roof of the Michel-Trottier t3e HeliOLAB, a second correlation from Martin et Berdahl (1984) is also implemented using information about the dew point temperature to accordingly increase the accuracy of the model. This second correlation (Martin et Berdahl, 1984) originates from extensive data collected in the United States and it can be found in reference textbooks such as Duffie et Beckman (2006).

The convection losses with the surrounding air are given by (Incropera et al., 2013):

$$dq_{conv,top} = dq_{conv,bot} = h_{conv} (T_p - T_a) dx dy \quad (2.9)$$

The top convection coefficient (front of the plate) depends on the wind speed and is given by Equation (2.10) (Duffie et Beckman, 2006). The bottom convection coefficient (back of the plate) is considered constant and a low value of 7 [W/m<sup>2</sup>K] is used. Since the convection heat losses appear in the equation as a source term, it is assumed that wind direction is oriented on one side of the plate. Thus the other side should be in a recirculation zone hence it would have less convective heat losses.

$$h_{conv,top} = 2.8 + 3.4u_{wind} \quad (2.10)$$

#### 2.4.2 Optical model

Equation (2.6) calls for the knowledge of the plates' optical properties. The effective absorptivity is estimated using the sky model in combination with Erbs' correlation reported by Duffie et Beckman (2006). Erbs' correlation is used because only the total horizontal solar radiation ( $G$ ) is available in our experimental setup. Furthermore,  $(\tau\alpha)_{p,\theta}$  represents the effective absorptivity in multiple transparent layer that is dependent on the incidence angle of the solar radiation ( $\theta$ ). The following equation is used to estimate this characteristic for a control volume including a PV cell (a similar equation can be obtained for solar absorption on the back sheet replacing  $\alpha_{c,\theta}$  by  $\alpha_{bs,\theta}$ ):

$$(\tau\alpha)_{p,\theta} = \alpha_{g,\theta} + \tau_{g,\theta}\alpha_{EVA,\theta} + \tau_{g,\theta}\tau_{EVA,\theta}\alpha_{ar,\theta} + \tau_{g,\theta}\tau_{EVA,\theta}\tau_{ar,\theta}\alpha_{c,\theta} \quad (2.11)$$

The optical model used to obtain the transmittance of the  $k^{\text{th}}$  layer,  $\tau_{k,\theta}$  is a simplified version of the model developed by Krauter (2007) neglecting the multiple internal reflections. This

assumption provides more conservative estimates of the absorbed incident solar radiation by each layer. This model (Krauter, 2007) separates the transmittance due to absorption and reflection. The subscript  $\theta$  is used to emphasize the incidence angle dependency of the transmittance. The absorptance of the  $k^{\text{th}}$  layer is a function of the absorption coefficient, and the distance travelled by light in the layer. It is obtained from Bouguer's Law (Duffie et Beckman, 2006). The incidence angle of solar radiation is calculated with standard solar geometric relations and an equivalent incidence angle is considered for the sky diffuse and the ground reflected component. The refracted angle used as the incident angle of the  $k^{\text{th}}+1$  layer is obtained with Snell's Law (Duffie et Beckman, 2006). Details on the above-mentioned relations can be found in Duffie et Beckman (2006) textbook. They are not repeated here to avoid making this paper overly lengthy.

The incidence angle dependency of the absorptivity of the cell, the back sheet and the paint, which are considered as opaque, is taken into account through a polynomial relation that weights the normal absorptivity (Duffie et Beckman, 2006). Results obtained with the use of the optical model are displayed on Figure 2.5. The effective absorptivity is shown to be relatively constant until an incidence angle of about 70 [°] where it begins to sharply decrease to zero at 90 [°].



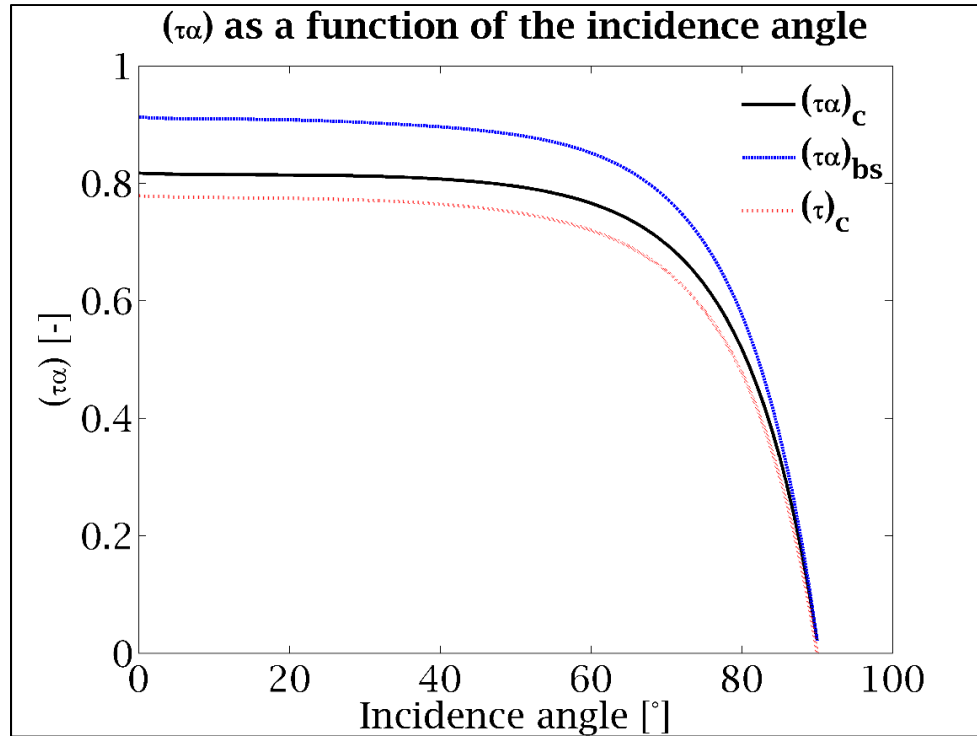


Figure 2.5 Effective absorptivity of the thermally enhanced PV plate for: 1) thermal absorption of the cell,  $(\tau\alpha)_c$ ; 2) thermal absorption of the back sheet,  $(\tau\alpha)_{bs}$  and 3) electrical production of the cell,  $(\tau)_c$

### 2.4.3 Electrical model

Finally, the photovoltaic generation of electricity is given by:

$$dq_{elec} = \frac{P_{elec}}{A_{PV,cells}} dx dy \quad (2.12)$$

In this equation  $P_{elec}$  is obtained through the use of the five parameters model of a solar PV collector (Duffie et Beckman, 2006). The equivalent electrical circuit is shown in Figure 2.8. It includes a current source, a diode, and two resistances. The parameters of the electrical model (namely the light current, the diode reverse saturation current, the diode modified ideality factor, the series and shunt resistances) are first identified using the collector performance (at

short circuit conditions, open circuit conditions and maximum power conditions) printed on the label of the collector provided by the PV module manufacturer. Each module is usually tested at the end of the assembly line at reference conditions: incident solar radiation of 1000 [W/m<sup>2</sup>], ambient temperature of 25 [°C] and AM = 1.5. The five reference parameters of the electrical model are calculated solving a non-linear system of five equations using iteratively Nelder-Meads Simplex method built-in Matlab until a converged solution is obtained. Further details on the system of equations can be found in reference textbooks such as Duffie et Beckman (2006).

Table 2.1 gives the manufacturer performances and the calculated electrical reference parameters of the standard PV plate. During the validation process of the electrical model, multiple comparisons were carried out between simulated and measured electrical current using the measured temperature of the plate and incident solar radiation as inputs. At first, systematic overestimations up to 20 [%] were observed with the model for the generated current. The explanation was found to be related to the reference temperature which is usually 25 [°C]. Indeed, the collectors were manufactured in an unheated facility during fall in the north of France. The reference temperature has been set to 15 [°C] to efficiently overcome the issue related to the systematic overestimation.

Table 2.1 Standard PV plate specification

<b>Performances</b>	
Short-circuit current at reference conditions	$I_{sc,ref} = 9.09$ [A]
Open-circuit voltage at reference conditions	$V_{oc,ref} = 38.39$ [V]
Maximum power current at reference conditions	$I_{mp,ref} = 8.62$ [A]
Maximum power voltage at reference conditions	$V_{mp,ref} = 31.32$ [V]
Current temperature coefficient	$\beta_I = 0.027$ [%/°C]
Voltage temperature coefficient	$\beta_V = -0.32$ [%/°C]
<b>Parameters identification at reference conditions</b>	
Light current	$I_L = 9.09$ [A]
Diode reverse saturation current	$I_0 = 1.99 \text{ e-}11$ [A]
Diode modified ideality factor	$a = 1.43$ [-]
Series resistance	$R_s = 0.31$ [Ω]
Shunt resistance	$R_{sh} = 760.49$ [Ω]

In the experimental setup as shown on Figure 2.8, the electrical power is dissipated through a fixed electrical resistance,  $R_{load}$ , given by:

$$P_{elec} = R_{load} I^2 \quad (2.13)$$

The electrical current generated by the PV plate is given by Kirchoff's Law combined with Ohm's Law and the diode model as explained by Duffie et Beckman (2006).

$$I = I_L - I_0 \left[ \exp\left(\frac{R_{load} I + R_s I}{a}\right) - 1 \right] - \frac{R_{load} I + R_s I}{R_{sh}} \quad (2.14)$$

The solar collector electrical parameters given for reference conditions in Table 2.1 are influenced by the irradiation level and the operating temperature of the cells. The incident solar radiation in the electrical model is calculated with a similar approach than the incident solar radiation  $dq_{solar}$  although a spectral coefficient is introduced to account for the modified spectral distribution for large air mass ratio (in the morning and evening) (Duffie et Beckman, 2006). The non-linear Equation (2.14) is solved for  $I$ , using the bisection algorithm available in the Matlab's functions library.

#### 2.4.4 Multi-physics model

By combining the thermal, optical and electrical models, the final differential equation can be written as:

$$\begin{aligned}
& (\rho c_p)_p \frac{\partial T_p}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ k_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k_p \left( \frac{\partial T_p}{\partial y} \right) \right] + \\
& \left[ \begin{aligned}
& (\tau\alpha)_{p,\theta} G_b \frac{\cos \theta}{\cos \theta_{sun}} + (\tau\alpha)_{p,\theta_{sky}} G_d \left( \frac{1 + \cos \beta_{slope}}{2} \right) \\
& + (\tau\alpha)_{p,\theta_{ground}} \rho_{albedo} G \left( \frac{1 - \cos \beta_{slope}}{2} \right) - [h_{conv,top} + h_{conv,bot}] (T_p - T_a) \\
& - \varepsilon_g \sigma \left[ \left( \frac{1 + \cos \beta_{slope}}{2} \right) (T_p^4 - T_{sky}^4) + \left( \frac{1 - \cos \beta_{slope}}{2} \right) (T_p^4 - T_a^4) \right] - \frac{P_{elec,collector}}{A_{PV,cells}}
\end{aligned} \right] \frac{1}{\Delta z_p} \quad (2.15)
\end{aligned}$$

Equation (2.15) is a non-linear differential equation of second order in space and first order regarding time where the unknown variable is the plate temperature,  $T_p$ , space distribution (along  $x$  and  $y$ ) and its transient evolution in time,  $t$ . Initial and boundary conditions need to be specified for mathematical closure. During the data collection, care is taken to start the simulation at night to ensure that the temperature field of the absorber plate is close to the ambient temperature.

$$T_p(x, y, t) \Big|_{t=0} = T_a \quad (2.16)$$

Convection heat transfer flux between ambient air and the collector's top surface is imposed as a boundary condition. The thermal resistance of the aluminum frame around the collector is neglected. The boundary conditions along the  $x$ -axis are given by the following equations and similar expressions are used along  $y$ .

$$k_p \frac{\partial T_p}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_{conv,top} (T_p \Big|_{x=0} - T_a) \quad (2.17)$$

$$-k_p \frac{\partial T_p}{\partial x} \Big|_{x=L_x} = h_{conv,top} (T_p \Big|_{x=L_x} - T_a) \quad (2.18)$$

## 2.5 Discretization details

### 2.5.1 Domain discretization

A Finite Volume Method (FVM) (Patankar, 1980) is used to compute two-dimensional conductive heat transfer in the plane of the collector. The domain discretization is conveniently performed using Cartesian coordinates. Figure 2.6 presents the schematic geometry of the complete PV plates modelled to adequately represent the PV modules installed on the experimental set-up. These modules involve 60 monocrystalline silicon cells arranged in a  $10 \times 6$  matrix. Each cell is square and 156 [mm] wide. The mesh of the geometry is realized using a “mask matrix” combining 0 and 1 in order to allocate the properties to each of the control volume.

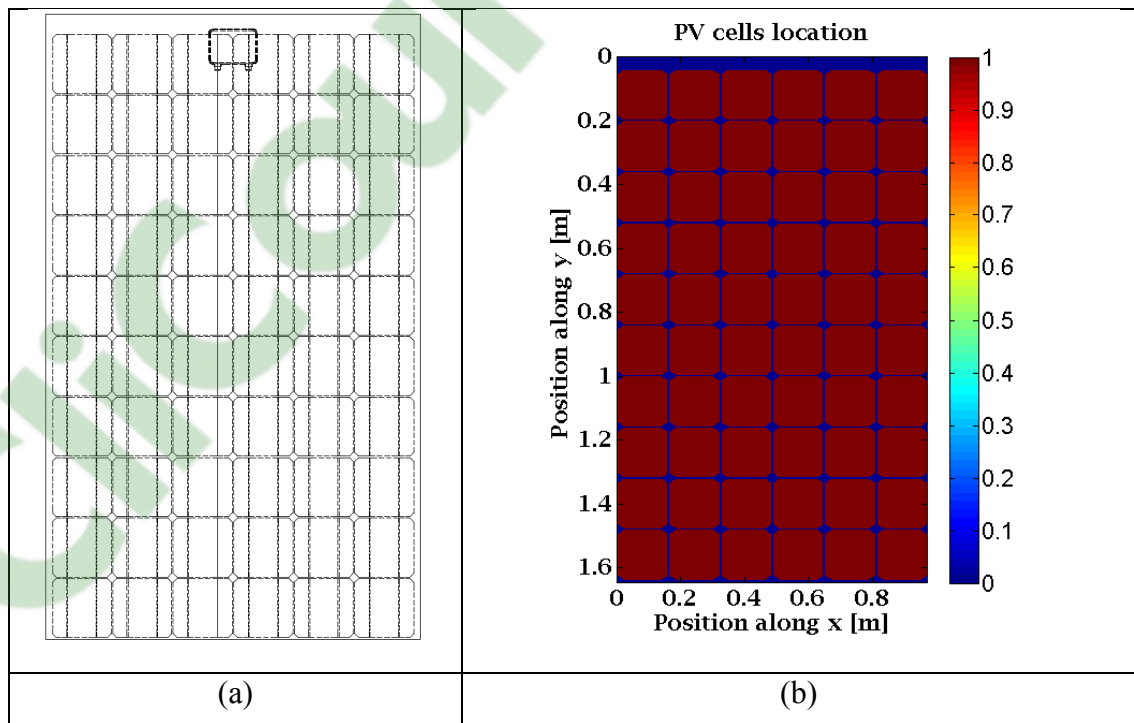


Figure 2.6 Geometry of the PV plate (a) front view of the 3-D model  
(b) results from the mesh identification

### 2.5.2 Discretization equations

The discrete form of the differential equation has been obtained using an implicit time formulation such as that proposed by Patankar (1980). Each term needs to be integrated over space and time.

The final form of the discretized equation is akin to what is presented in Patankar (1980). But here, for the sake of completeness, the source terms,  $S_C$  and  $S_P$ , are expressed such that:

$$S_P^{i,j||m} = \left[ -h_{conv,top}^{||m} - h_{conv,bot}^{||m} - 4\varepsilon_g \sigma (T_p^{i,j||m*})^3 \right] \frac{1}{\Delta z_p} \quad (2.19)$$

$$S_C^{i,j||m} = \left[ \begin{aligned} & (\tau\alpha)_{p,\theta}^{i,j||m} G_b^{||m} \frac{\cos\theta^{||m}}{\cos\theta_{sun}^{||m}} + (\tau\alpha)_{p,\theta_{sky}}^{||m} G_d^{||m} \left( \frac{1 + \cos\beta_{slope}}{2} \right) \\ & + (\tau\alpha)_{p,\theta_{ground}} \rho_{albedo} G^{||m} \left( \frac{1 - \cos\beta_{slope}}{2} \right) + h_{conv,top}^{||m} T_a^{||m} + h_{conv,bot}^{||m} T_a^{||m} \\ & + \varepsilon_g \sigma \left( \frac{1 + \cos\beta_{slope}}{2} \right) T_{sky}^{4||m-1} + \varepsilon_g \sigma \left( \frac{1 - \cos\beta_{slope}}{2} \right) T_a^{4||m-1} \\ & + 3\varepsilon_g \sigma T_p^{4||m*} - \frac{P_{elec,collector}}{A_{PV,cells}} \end{aligned} \right] \frac{1}{\Delta z_p} \quad (2.20)$$

In the preceding equations, the superscripts  $i, j$  and  $m$  are used to identify how each of the variables varies in space and time, respectively. The \* symbol is associated with the non-linear radiative term and refers to the preceding iteration of the variable. Using similar expressions for each node of the computational domain creates a linearized system of equations  $[A][T] = [b]$  (Patankar, 1980). A standard treatment is needed for the implementation of boundary conditions, for more details refer to Patankar's (Patankar, 1980) textbook.

### 2.5.3 Solution of the discretization equations

As a result of discretization, a penta-diagonal matrix of coefficients  $[A]$  is obtained. The Tri-Diagonal Matrix Algorithm (TDMA) is generally used in conjunction with an alternating direction implicit (ADI) scheme to get the temperature field decomposing the 2-D problem in 1-D problems (respectively along  $x$  and  $y$ ). A rich discussion about the TDMA algorithm is provided by Anderson Jr. (1995). This was the first solution method implemented involving also a Gauss-Seidel scheme and a Successive Line Over-Relaxation method to maximise the resolution speed (Rycroft, 2007). The computation was still time consuming especially for fine meshes. In fact, since this method relies partly on exact matrix inversion (TDMA algorithm), the calculation performance decrease sharply with the growing size of unknowns. This method has the advantage that the analyst does not have to write the full matrix of coefficients  $[A]$ . In other words, one can only manipulate vectors containing the diagonal coefficients of  $[A]$  and because the solution improves iteration after iteration, it implicitly accounts for the non-linearity of the radiative term. Nevertheless, Matlab powerful capabilities to solve linear system are used in this work: the matrix coefficients are calculated and stored using the sparse notation (saving memory space), and the Matlab function “mldivide” is used to solve the temperature field iteratively since  $P_{elec}$  (part of the vector of constants,  $[b]$ ) is temperature dependent. The “mldivide” function is internally parallelized and gives faster results than the already implemented iterative resolution methods such as conjugated gradient and generalized minimum residual. Finally, with this resolution procedure, calculation time remains reasonable even if the number of control volumes and time step is large. Here, the thermal conductivity at a given volume boundary is commonly calculated as the harmonic mean of the conductivities at two adjacent nodes located on both sides of the boundary (Patankar, 1980).

### 2.5.4 Solution algorithm

The following algorithm is designed to solve the numerical model.

1. Problem setup (Geometry, Properties, Constants, etc.);

2. Computation of the electrical model parameters at reference conditions;
3. Weather data treatment including the computation of the incidence angle of the sun for every time step;
4. Meshing of the geometry;
5. Temperature field initialization (using converged preceding time step or the ambient temperature for the first time step);
6. Resolution of the electrical model for the current temperature field,  $P_{elec}$ ;
7. Construction of coefficient matrix  $[A]$ ;
8. Construction of vector of constants  $[b]$ ;
9. Solution of the linearized system,  $T_P$ ;
10. Calculation of the temperature field convergence criteria;
11. Loop to step # 6 if the temperature field has not converged;
12. Incrementation of the time step;
13. Loop to step # 5 until the last time step.

## 2.6 Experimental setup description

An experimental setup is especially designed to validate the model. In this setup, a solar thermal absorber plate, a standard PV solar collector and a thermally enhanced one are installed facing south at a 45 [°] slope on the roof of the Michel-Trottier t3e HelioLAB located at École de technologie supérieure in Montréal (45 [°] north latitude, 73 [°] west longitude). Figure 2.7 presents the solar absorber plates installed in the experimental setup.





Figure 2.7 The three solar absorber plates installed in the experimental setup

The collectors are manufactured with 60 monocrystalline silicon solar cells and the collector maximum power is approximately 270 [W]. A fixed 300 [W] resistive load of 8 [ $\Omega$ ] is connected to each of the solar collector. The current produced (0–10 [A] range) is measured using CR5210 DC current transducer from CR Magnetics with a basic accuracy of 1 [% FS] as shown on Figure 2.8. The produced voltage is measured directly on the 0–10 [V] channel input of the monitoring system using a voltage divider combining in series 2 resistances of 100 [k $\Omega$ ] and 20 [k $\Omega$ ] in parallel with the resistive 8 [ $\Omega$ ] load according to Figure 2.8. This gives a calculated basic accuracy of the produced voltage  $V$  (in the range 0–30 [V]) of around 1.1 [% FS]. This result is obtained using the uncertainty propagation method (Kline et McClintock, 1953; Moffat, 1988). The current and voltage measurement accuracy gives a 2.1 [% FS] accuracy on the electric power (which gives an uncertainty of about  $\pm 6$  [W]).

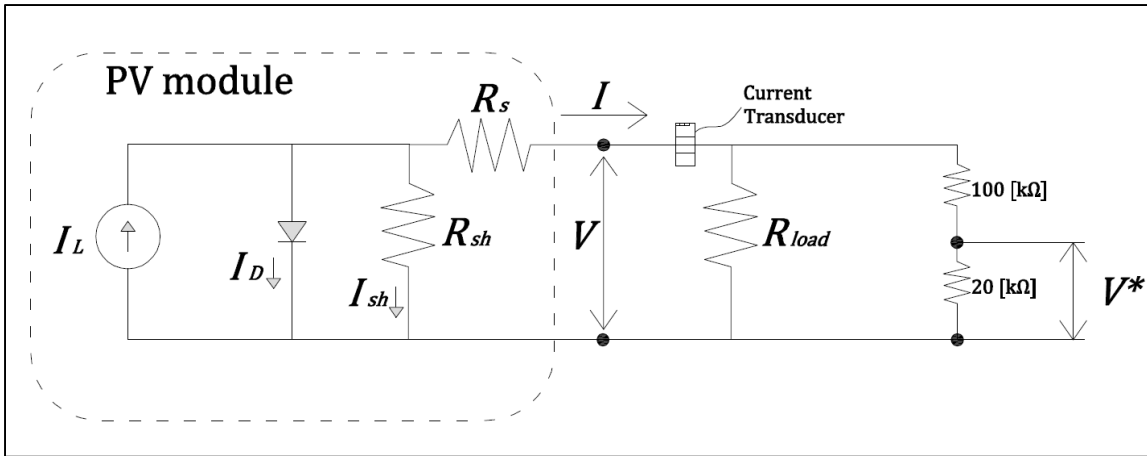


Figure 2.8 Equivalent electrical circuit of the PV module including the electrical circuit used to monitor the electrical performances of the PV plates

The current in the monitoring branch is assumed to be low since the resistance is very high. In this context, Joule effect in the voltage divider resistances should be low and their resistance values are assumed to be constant. Since the load resistance will dissipate virtually all the electrical power produced through Joule effect, its temperature can become very high and could influence the  $8\text{ [}\Omega\text{]}$  value. To manage this issue, the load resistance value is logged since it can easily be calculated with the current and voltage measurements. A local temperature measurement of each solar absorber plate is taken using a calibrated type K thermocouple fixed behind the plate. The calibration curve was obtained using a high accuracy digital thermometer Omega DP97, which has an accuracy as high as  $\pm 0.04\text{ [}^\circ\text{C]}$ . Although, this calibration procedure enhanced the basic accuracy of the thermocouple (around  $2.2\text{ [}^\circ\text{C]}$ ), it is reasonable to use an uncertainty of  $\pm 1\text{ [}^\circ\text{C]}$  due to the numerous error sources like the imperfect thermal contact between the PV plate and the temperature sensor. Thermal imaging is used to get the surface temperature distribution of the standard PV plate using E40 Flir camera. Weather parameters are also measured as they are needed as an input for the numerical model. Wind speed is measured using a wind monitor model RMY-05103 from R. M. Young Company. Ambient temperature and relative humidity are measured with a QFA3171 sensor from Siemens. Eppley pyranometers are used to get total horizontal solar radiation and total tilted solar radiation in the plane of the solar collectors. These sensors are CMP3 model from Kipp & Zonen. The interested reader is referred to the data sheet of the weather parameter sensors

for more information such as the measurement range and the accuracy. The monitoring system uses a 16-bit resolution National Instrument USB-6343 DAQ system, an Agilent 34970a switch unit combined with a 34901A 20-Channel Armature Multiplexer monitoring device with a built-in thermocouple reference junction and Labview Software. Sampling frequency is set to 1 [kS/s] and a 5 minutes moving average value is calculated and logged in a text file. An example of the measured data is given in Table 2.7 of Section 2.12.

## 2.7 Validation and results

A measurement campaign was conducted in order to validate the proposed numerical model. During this campaign, the following weather parameters were logged during several days.

- Total horizontal solar radiation,  $G$ ;
- Wind speed,  $WS$ ;
- Ambient temperature,  $T_a$ ;
- Relative humidity,  $RH$ ;
- Barometric pressure,  $BP$ .

These parameters were used as inputs to the numerical model to simulate the transient PV plate temperature field and the associated electrical power generated. In order to validate the model, simulation results and measured data are compared.

### 2.7.1 The solar thermal absorber plate

The comparison between numerical and experimental results is shown in Figure 2.9 for the thermal plate (Case 3). The first (top) graph presents the temperature variations with respect to time for the fixed location of the thermocouple. Measured temperature variation is shown in blue and the numerical result in black while the ambient and sky temperatures, actual boundary conditions, are shown in red and green, respectively. Experimental weather conditions are also given on the second and third graphs. These conditions are the same for the validation of the standard PV plate and the thermally enhanced one.

Figure 2.9 reveals that the numerical model (black curve) slightly underestimates the measured temperature (blue curve) during the night and slightly overestimates it during the day. These differences can be explained by the relative accuracy of the correlation used for the sky temperature, convection coefficient and thermal parameters, say the long wave emissivity and the absorptivity of the black paint that are not documented with precision.

Table 2.2 presents the root mean square error (RMSE) and the mean bias difference (MBD) as standard statistical indicators to compare the experimental data and the numerical results. The relative values are obtained dividing the absolute indicator by the difference between the maximum and the minimum value of the data set. The negative value of the MBD indicates that the numerical results underestimate the experimental measurement most of the time. Since the solar collector is meant to be used during the day (when the sun is shining), it's interesting to compute different statistical indicators for day and night. Those results are also shown in Table 2.2. The MBD and the RMSE for either day or night are very close to one another. It means almost constant underestimation during night ( $MBD < 0$ ) and overestimation during day.

Table 2.2 Statistical indicators for the thermal plate model

$RMSE_{T_p}$	1.77 [°C]	3.78 [%]
$MBD_{T_p}$	-0.69 [°C]	-1.47 [%]
$RMSE_{T_p}$ (Day time)	1.87 [°C]	3.98 [%]
$MBD_{T_p}$ (Day time)	0.53 [°C]	1.13 [%]
$RMSE_{T_p}$ (Night time)	1.69 [°C]	3.61 [%]
$MBD_{T_p}$ (Night time)	-1.60 [°C]	-3.41 [%]

Despite several differences, the maximum discrepancy observed is below 5 [%] between the numerical and experimental results (for  $RMSE_{T_p}$  (Day time)) indicating a good agreement between predictions and measurements. The two other graphs in Figure 2.9 show the variation of the solar radiation (middle) and wind speed (bottom), respectively. The beam (continuous

black curve) and diffuse (dash-dot black curve) components of the solar radiation are given on the solar radiation graphs. The total tilted solar radiation is also shown for the isotropic (continuous red curve) and HDKR (dash-dot red curve) sky model.

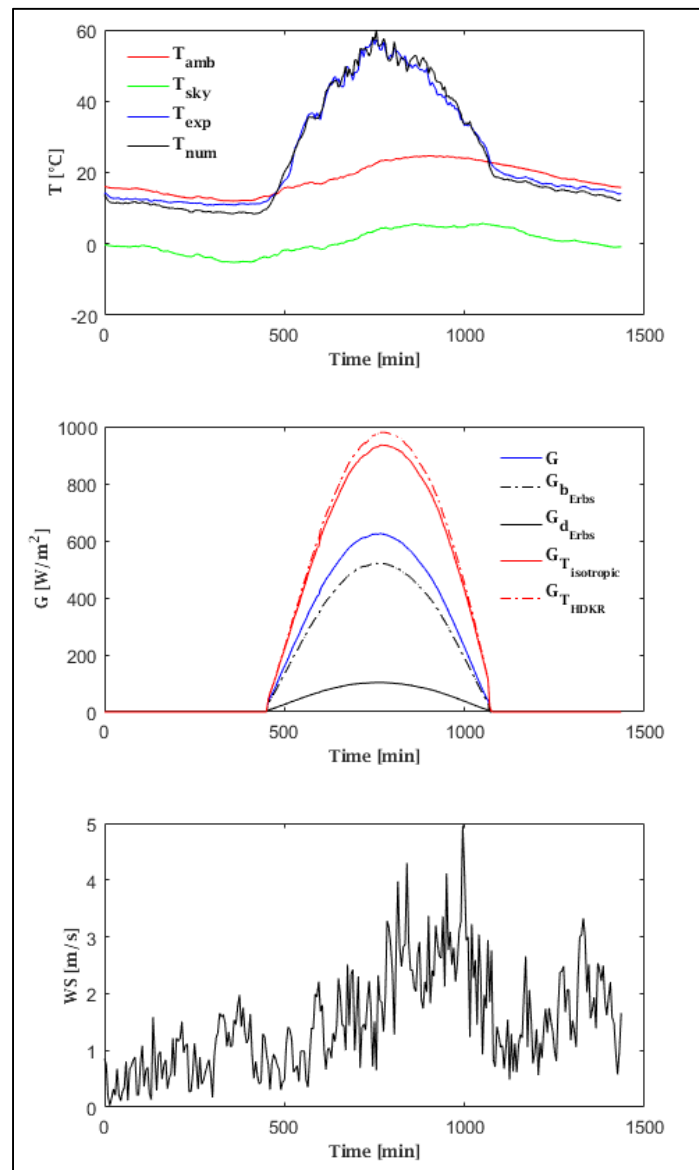


Figure 2.9 Validation results for the thermal plate model

### 2.7.2 The standard PV plate

The comparison for the standard PV plate is shown in Figure 2.10. The first graph presents the temperature comparison for the fixed location of the thermocouple. Experimental data are presented in all graphs with a blue curve and the numerical result with a black curve. Electrical performances are shown on the second (current) and third (electric power) graphs. A slight underestimation of the plate temperature is still observed during the night but the model seems very accurate during the day. For the electrical performances, there is a glitch in the measured values in the morning. It is explained by some shading that occurs in a short period of time from an experimental setup installed beside the standard PV plate.

Table 2.3 presents statistical indicators that were presented for the thermal plate in Table 2.2. Based on these figures, the numerical results and the experimental measurements are found to be in good agreement as the maximum discrepancy between experimental and predicted results is below 7 [%]. The highest difference between the simulated and measured results is due to the shading of the experimental setup occurring in the morning.

Table 2.3 Statistical indicators for the standard PV plate model

$RMSE_I$	0.20 [A]	4.83 [%]
$MBD_I$	0.05 [A]	1.16 [%]
$RMSE_{P_{elec}}$	9.41 [W]	6.97 [%]
$MBD_{P_{elec}}$	2.65 [W]	1.97 [%]
$RMSE_{T_p}$	1.43 [°C]	3.46 [%]
$MBD_{T_p}$	-0.54 [°C]	-1.32 [%]

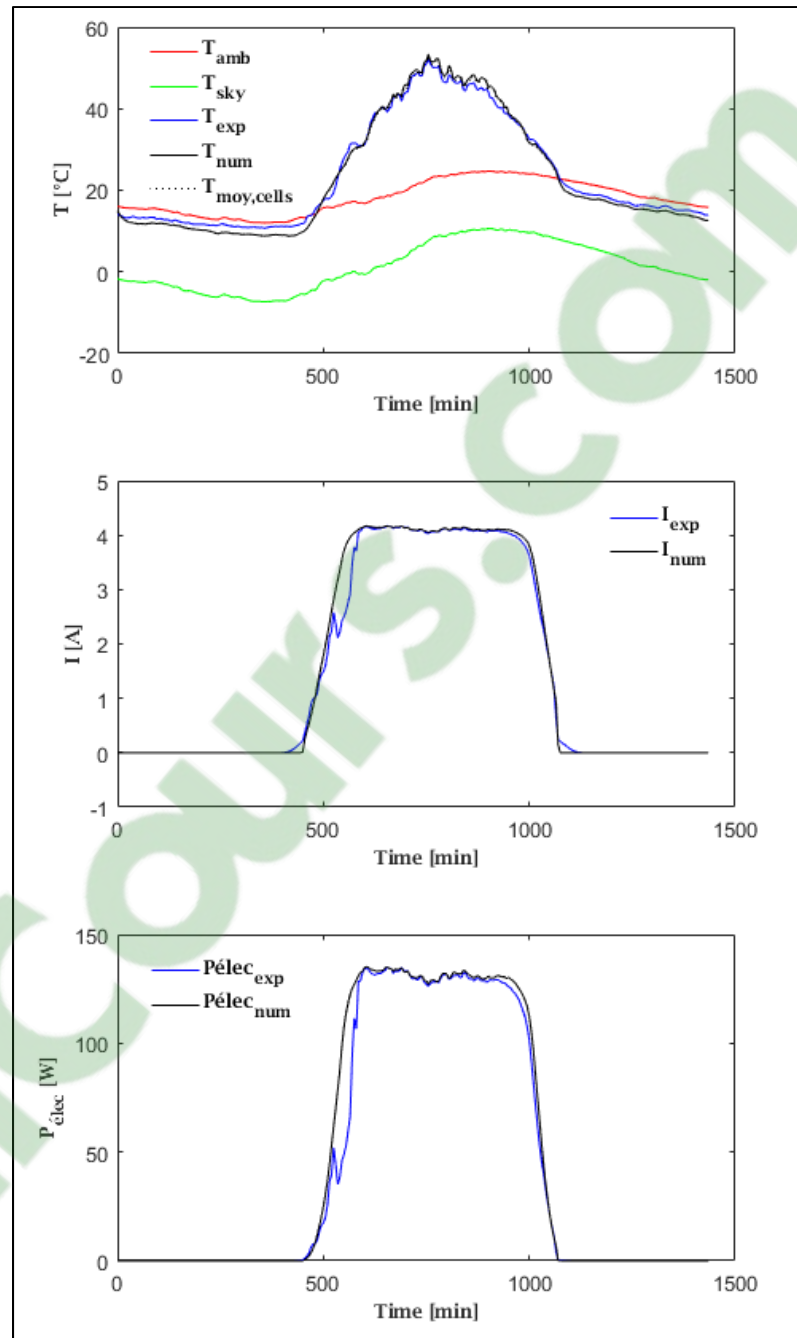


Figure 2.10 Validation results for the standard PV plate model

### 2.7.3 The thermally enhanced PV plate

The comparison for the thermally enhanced PV plate is shown in Figure 2.11. The numerical result for temperature underestimates the experimental measurement even during the day as opposed to what was shown in Figure 2.10 for the standard PV plate. This explains why the electrical performances predicted with the model are slightly above the experimental measurements. The shading problem is less important during the morning on this plate and as a result, a smaller overestimation of the electrical performance during morning (when sun rises) is obtained.

Table 2.4 shows the statistics related to the thermally enhanced PV plate. The overall results are in better agreement than those for the PV absorber plate since the morning shading problem is less pronounced. A 3.5 [%] maximum discrepancy is then observed for the plate temperature.

Table 2.4 Statistical indicators for the thermally enhanced PV plate model

$RMSE_I$	0.10 [A]	2.33 [%]
$MBD_I$	0.02 [A]	0.43 [%]
$RMSE_{P_{elec}}$	3.51 [W]	2.65 [%]
$MBD_{P_{elec}}$	1.21 [W]	0.91 [%]
$RMSE_{T_p}$	1.57 [°C]	3.50 [%]
$MBD_{T_p}$	-1.23 [°C]	-2.74 [%]



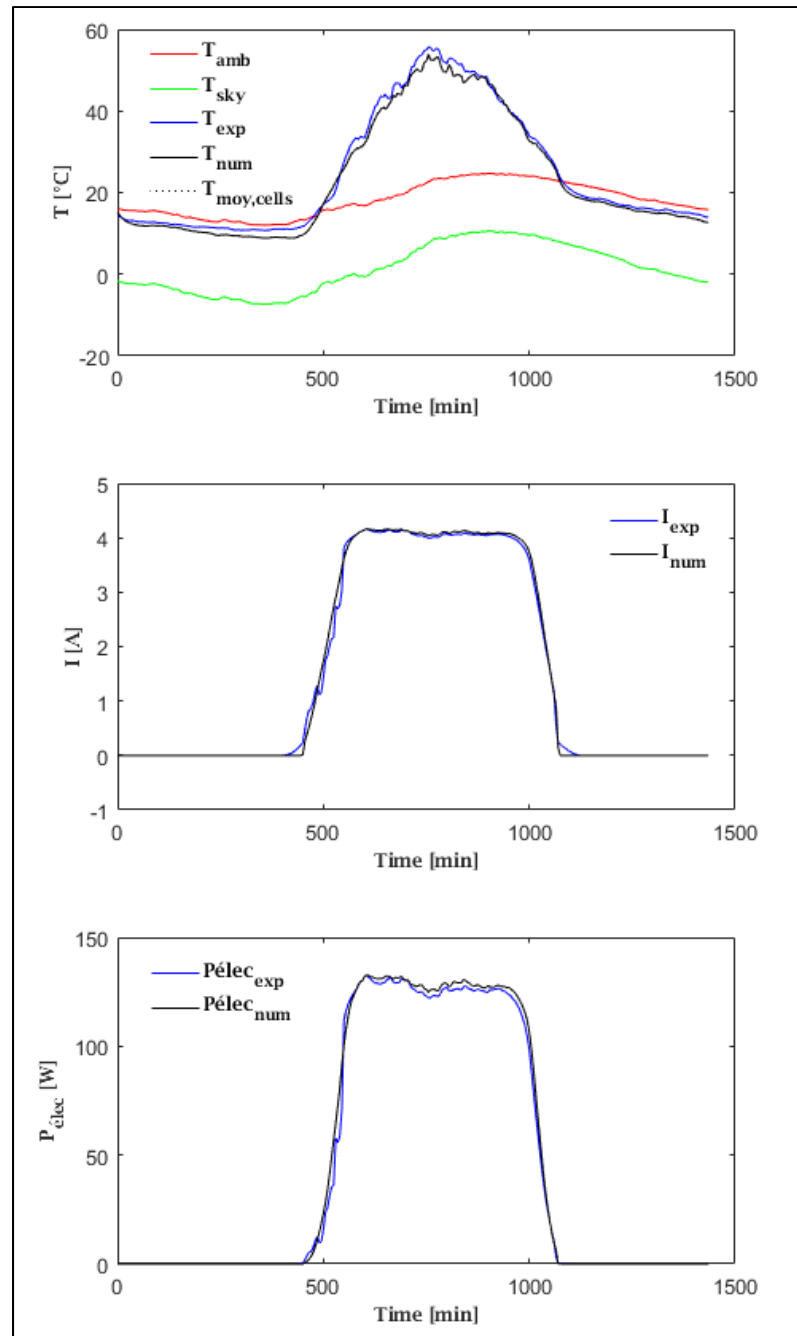


Figure 2.11 Validation results for the thermally enhanced PV plate model

### 2.7.4 Temperature distribution

The plate temperature field is predicted using the 2-D heat conduction equation. Figure 2.12 shows an example of the predicted temperature field of the standard PV plate. The upper part of the collector is colder since there is a portion of the collector without PV cells at the top to allow space for the electrical connections. The back sheet of the standard plate is white and naturally, it does not absorb incident solar radiation as much as the PV cells. It also explains why the temperature in the gap between PV cells is not as high as the temperature of the cells.

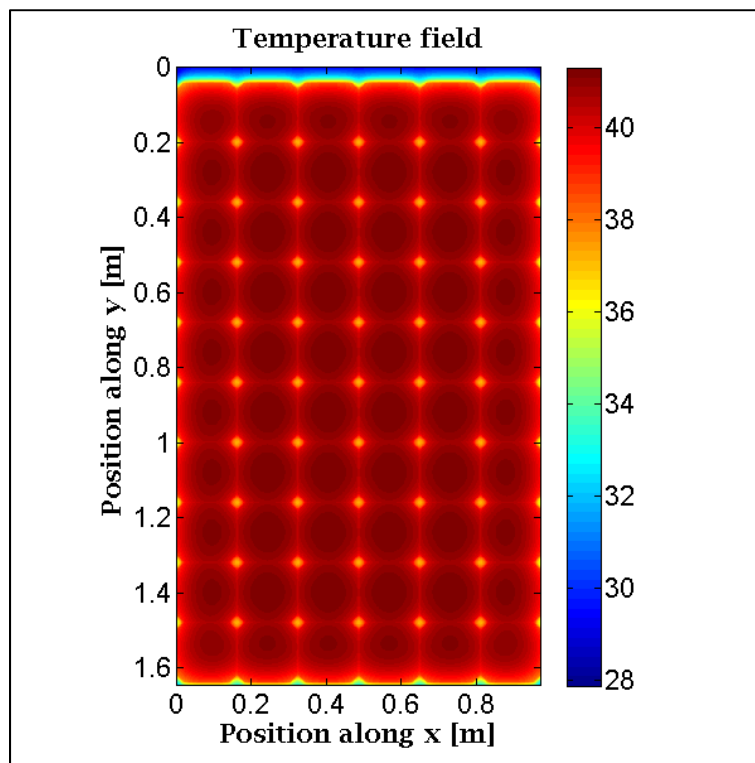


Figure 2.12 Example of the computed temperature field for a particular time step

It is possible to validate the temperature field through the use of thermal imaging of the back of the standard PV plate. In the case of the thermally enhanced composition, the reflectivity of the stainless steel sheet makes the measurement difficult. It's also a challenge to measure the temperature of the front of the plate with an infrared camera because of the glass layer. The

measurement is then done for a particular cell and the qualitative comparison with the numerical results is shown in Figure 2.13. As the model neglects the temperature gradient in the thickness of the plate, thermal imaging of the back of the plate should be an adequate representation of the temperature of the plate.

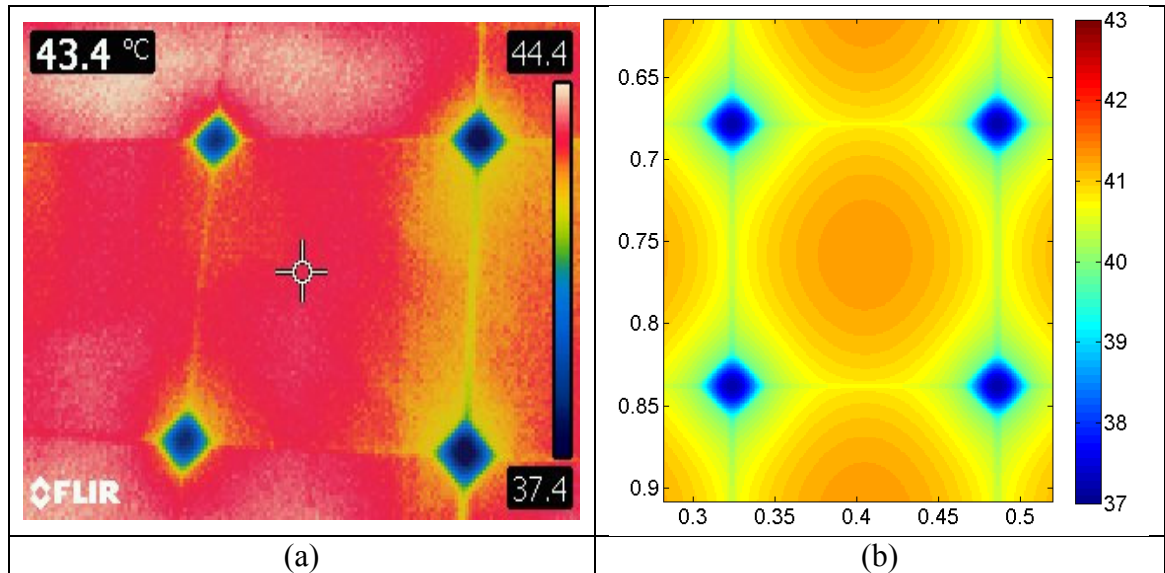


Figure 2.13 Validation of the temperature field:  
(a) Thermal imaging; (b) Numerical result

These results clearly indicate the ability of the model to adequately predict the temperature distribution of the PV plate.

It is interesting to test the capabilities of the model. Most of the simulations were performed with a fine mesh to get a good geometric discretization between the location of the PV cells and the gap between cells. Table 2.5 provides some statistics about the numerical model and the associated calculation time. Some simulations were also done on a coarser mesh to investigate the computational time requirements and to ensure the mesh independency of the results. A 1 [mm] X 1 [mm] mesh increases the number of control volumes per time step to 1 597 968 and needs around 1.5 [h] to calculate the required 288 time steps.

Finally, the results (Figure 2.9, Figure 2.10 and Figure 2.11) shown in this paper are valid for a clear sunny day. The model was also tested for overcast weather. The RMSE are generally below 10 [%] even in rapidly changing solar radiation level. A good way to deal with this kind of weather could be to decrease the time step length, which is currently fixed to 5 minutes for both the data acquisition system and the numerical simulation.

Table 2.5 Example of numerical model performances

$\Delta x$	3	[mm]
$\Delta y$	2	[mm]
$\Delta t$	300	[s]
Simulation duration	86 400	[s]
Number of control volumes	266 328	[control volumes]
Number of time steps	288	[time steps]
Calculation time	13.7	[min]
Number of processors	8	[processors]

## 2.8 Conclusion

This paper presents a genuine 2-D transient numerical model to evaluate the temperature field and the electrical performance of three different plates: a solar thermal absorber plate, a standard PV plate and a genuine thermally enhanced PV plate. A simple optical model is combined with the well-known five parameters PV module electrical model and the 2-D finite volume method to solve the heat conduction equation in order to obtain the temperature distribution over the PV plate and the electrical power generated for every time step of the simulation.

The combined model is solved using a finite volume discretization approach with an implicit scheme. The model relies on widely available weather parameters like the total horizontal solar radiation, the ambient temperature, wind speed, etc.

Validation of the electrical model is first carried out in real outdoor weather conditions comparing simulated and measured electrical current. During this process, measured temperature of the plate and incident solar radiation are used as inputs. Then, the global multi-

physic model is validated using a temperature measurement at a selected point and the measured electrical performances. In the multi-physic model, measurements of the incident solar radiation, air temperature, wind speed and relative humidity are used as inputs. The results for the temperature showed a maximum discrepancy of the numerical predictions with respect to the measurements of less than 2 [°C] over a complete day of simulation and that for the thermal collector. Regarding the electric power generation, the largest discrepancy between the numerical model and the experimental measurements has been observed in the case of the standard PV plate with an overestimation of no more than 7 [%] largely due to the morning shading problem on this absorber plate. Simulations of the plate temperature distribution were also compared with infrared thermography measurements calibrated with k-type thermocouples: results showed good agreement as well.

Finally, this model is a first step towards the analysis of different heat exchanger designs. The plate temperature field and its associated electric production is function of the heat removal method. Once the heat exchanger layer will be combined to the actual multi-physic model, cooling will produce non uniform thermal gradient across the plate, reduce the overall mean cell temperature and increase the plate electricity production.

## **2.9 Acknowledgments**

The first author would like to thank the Vanier Canada Graduate Scholarships for its financial support. We also thank Lucas Weiss and Vitalie Burlac from Voltinov who produced the solar collectors. Authors would like to thank Mr. Michel Trottier for his invaluable support that permitted the construction of the Michel-Trottier t3e HelioLAB.

## **2.10 References**

Available at the end of the thesis.

## 2.11 Appendix A

Table 2.6 Physical and optical properties of the different layers

	<b>Glass</b>		<b>EVA</b>
$c_{p,g}$	480 [J/(kg K)]	$c_{p,EVA}$	2090 [J/(kg K)]
$k_g$	1.1 [W/(m K)]	$k_{EVA}$	0.35 [W/(m K)]
$\rho_g$	2200 [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{EVA}$	1080 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\Delta z_g$	0.004 [m]	$\Delta z_{EVA}$	0.000 46 [m]
$K_g$	4.0833 [m <sup>-1</sup> ]	$K_{EVA}$	52.6025 [m <sup>-1</sup> ]
$n_g$	1.5194 [-]	$n_{EVA}$	1.4536 [-]
$\varepsilon_g$	0.85 [-]		
	<b>Back sheet (White)</b>		<b>Back sheet (black)</b>
$c_{p,bs}$	1010 [J/(kg K)]	$c_{p,bs}$	1010 [J/(kg K)]
$k_{bs}$	0.167 [W/(m K)]	$k_{bs}$	0.167 [W/(m K)]
$\rho_{bs}$	1450 [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_{bs}$	1450 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\Delta z_{bs}$	0.000 1 [m]	$\Delta z_{bs}$	0.000 1 [m]
$\alpha_{bs}$	0,4 [-]	$\alpha_{bs}$	0,95 [-]
$\varepsilon_{bs}$	0.9 [-]	$\varepsilon_{bs}$	0.9 [-]
	<b>PV cell</b>		<b>Stainless steel sheet</b>
$c_{p,c}$	700 [J/(kg K)]	$c_{p,s}$	477 [J/(kg K)]
$k_c$	148 [W/(m K)]	$k_s$	14.9 [W/(m K)]
$\rho_c$	2330 [kg/m <sup>3</sup> ]	$\rho_s$	7900 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\Delta z_c$	0.000 2 [m]	$\Delta z_s$	0.001 [m]
$\alpha_c$	0,9 [-]		
	<b>Antireflective coating</b>		<b>Black Paint</b>
$n_{ar}$	2.3817 [-]	$\alpha_{paint}$	0,85 [-]
$\Delta z_{ar}$	~0 [m]	$\varepsilon_{paint}$	0.95 [-]
		$\Delta z_{paint}$	~0 [m]

2.12 Appendix B

Table 2.7 Example of the data acquisition for the 2016-10-07 around noon

<u>Time</u>			<u>Weather parameters</u>					<u>Standard PV plate</u>					<u>Thermally enhanced plate</u>					<u>Solar thermal absorber plate</u>
yyyy-mm-dd	[h]	[min]	$T_a$ [°C]	$G$ [W/m <sup>2</sup> ]	$WS$ [m/s]	$RH$ [%]	$BP$ [kPa]	$I_{PV}$ [A]	$V_{PV}$ [V]	$R_{load,PV}$ [Ω]	$P_{elec,PV}$ [W]	$T_{PV}$ [°C]	$I_{PVT}$ [A]	$V_{PVT}$ [V]	$R_{load,PVT}$ [Ω]	$P_{elec,PVT}$ [W]	$T_{PVT}$ [°C]	$T_T$ [°C]
2016-10-07	12	0	21,0	611	1,5	54	101,918	4,1	31,8	7,8	130	48	4,1	31,1	7,7	126	51	52
2016-10-07	12	5	21,3	611	1,4	53	101,913	4,1	31,7	7,8	129	49	4,0	31,0	7,7	125	52	55
2016-10-07	12	10	21,7	613	1,9	52	101,907	4,1	31,7	7,8	129	49	4,0	30,9	7,6	125	53	55
2016-10-07	12	15	21,7	616	2,2	52	101,903	4,1	31,8	7,8	130	48	4,0	30,9	7,6	125	54	55
2016-10-07	12	20	21,7	619	1,7	52	101,900	4,1	31,8	7,8	130	48	4,0	30,9	7,6	125	54	56
2016-10-07	12	25	22,1	623	0,7	50	101,898	4,1	31,5	7,8	128	50	4,0	30,8	7,6	124	55	58
2016-10-07	12	30	22,4	623	1,5	49	101,888	4,0	31,4	7,8	127	51	4,0	30,7	7,6	123	55	56
2016-10-07	12	35	22,6	623	0,6	48	101,879	4,0	31,3	7,8	126	52	4,0	30,6	7,6	122	56	57
2016-10-07	12	40	22,9	622	2,3	47	101,869	4,0	31,4	7,8	127	51	4,0	30,6	7,6	122	56	56
2016-10-07	12	45	23,2	625	1,9	46	101,860	4,1	31,6	7,8	128	50	4,0	30,7	7,6	123	55	54
2016-10-07	12	50	23,4	625	1,8	45	101,848	4,1	31,5	7,8	128	50	4,0	30,7	7,6	123	55	54
2016-10-07	12	55	23,3	623	1,3	46	101,841	4,1	31,6	7,8	128	50	4,0	30,7	7,6	123	55	57
2016-10-07	13	0	23,5	621	1,9	45	101,841	4,1	31,5	7,8	128	50	4,0	30,7	7,6	123	55	55





## CHAPITRE 3

### ONE-DIMENSIONAL MODEL OF A STRATIFIED THERMAL STORAGE TANK WITH SUPERCRITICAL COILED HEAT EXCHANGER

Pierre-Luc Paradis<sup>a</sup>, Daniel R. Rousse<sup>a</sup>, Louis Lamarche<sup>b</sup>,  
Hakim Nesreddine<sup>c</sup>, Marie-Hélène Talbot<sup>b</sup>

<sup>a</sup> Industrial Research Group in Energy Technologies and Energy Efficiency (t3e),  
École de technologie supérieure, Université du Québec, 1100, rue Notre-Dame  
Ouest, Montréal (Québec), Canada, H3C 1K3

<sup>b</sup> École de technologie supérieure, Université du Québec, 1100, rue Notre-Dame  
Ouest, Montréal (Québec), Canada, H3C 1K3

<sup>c</sup> Laboratoire des technologies de l'énergie (LTE), Hydro-Québec, 600 rue de la Montagne,  
Shawinigan (Québec), Canada, G9N 7N5

Published in Applied Thermal Engineering, April 2018.

#### 3.1 Abstract

This paper presents a semi-transient model of the thermal stratification in a hot water storage tank used as a gas cooler in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system. It includes two different kinds of coiled heat exchangers. The first heat exchanger model is based on the analytical solution of the 1D flow in a pipe with constant thermodynamic properties and negligible pressure losses. The second coil model is discretized along the flow direction, the properties are updated along the coil and the velocity, enthalpy and pressure field are calculated. Both heat exchanger models are steady state and the axial diffusion heat transfer in the storage tank is transient. The novelty here is that the second exchanger model accounts for supercritical and two-phase CO<sub>2</sub> flow in the pipe immersed in the reservoir. This can thus be considered as a generalisation of TRNSYS Type 534. A numerical comparison is carried out between the actual model and the TRNSYS Type 534 from the TESS library to assess its validity. A validation of the CO<sub>2</sub> heat exchanger is also carried out using experimental and numerical

results of a tube-in-tube heat exchanger available in the literature. Finally, numerical results where the tank is used as a transcritical heat pump gas cooler were produced.

**Keywords:** Storage tank, TRNSYS, Direct expansion heat exchanger, CO<sub>2</sub> transcritical heat pump, Thermal stratification.

### 3.2 Nomenclature

#### Symbols

$A$	Area, [m <sup>2</sup> ]
$t$	Time, [s]
$q$	Heat transfer rate, [W]
$q'$	Heat transfer rate per unit length, [W/m]
$c_p$	Specific heat at constant pressure, [J/kg K]
$k$	Thermal conductivity, [W/m K]
$h$	Convection coefficient, [W/m <sup>2</sup> K] / Enthalpy, [kJ/kg]
$T$	Temperature, [K]
$G$	Mass flux, [kg/m <sup>2</sup> s]
$V_z$	Flow velocity, [m/s]
$p$	Pressure, [kPa]
$x_{th}$	Thermodynamic quality, [-]
$\hat{x}$	Flow quality, [-]
$L$	Length, [m]
$\dot{m}$	Mass flow, [kg/s]
$\forall$	Volume, [m <sup>3</sup> ]
$g_z$	Gravity constant, [m/s <sup>2</sup> ]
$N_y$	Number of nodes along the “y” axis (vertical axis of the tank)
$N_z$	Number of nodes along the “z” axis (longitudinal axis of the CO <sub>2</sub> heat exchanger)
$dy$	Length of a differential control volume along the “y” axis, [m]
$dz$	Length of a differential control volume along the “z” axis, [m]
$R_{tot}$	Total thermal resistance, [K/W]

#### Greek symbols

$\alpha$	Thermal diffusivity, [m <sup>2</sup> /s]
$\Delta y$	Length of a control volume along the “y” axis, [m]
$\Delta z$	Length of a control volume along the “z” axis, [m]
$\Delta T_{lm}$	Logarithmic mean temperature difference, [K]
$\varepsilon$	Void fraction, [-]
$\rho$	Density, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Dynamic viscosity, [N s/m <sup>2</sup> ]
$\theta$	Tilt angle of the pipe with reference to the vertical, [rad]

### Subscripts and superscripts

<i>k</i>	Node identification along the spatial “z” axis
<i>j</i>	Node identification along the spatial “y” axis
<i>m</i>	Node identification along the time “t” axis
<i>cond</i>	Conduction heat transfer
<i>adv</i>	Advection heat transfer
<i>st</i>	Stored energy
<i>a</i>	Related to the ambient temperature
<i>SHW</i>	Space heating water loop (water in the tank)
<i>DCW</i>	Domestic cold water preheat
<i>CO<sub>2</sub></i>	Refrigerant
<i>wall</i>	Tank / coiled heat exchanger wall
<i>f</i>	fluid mixture (liquid + gas phases)
<i>G</i>	Gas phase
<i>L</i>	Liquid phase
<i>in/out</i>	Inlet / Outlet or Inside / Outside
<i>loss</i>	Heat loss

### Abbreviations

COP	Coefficient of performance
CFD	Computational fluid dynamics
HX	Heat exchanger
LMTD	Logarithmic mean temperature difference

## 3.3 Introduction

### 3.3.1 Context

For intermittent renewable energy sources such as solar, storage is frequently an essential element of the system to overcome the non-simultaneity between production and consumption (Dincer et Rosen, 2002). Thermal storage tanks are typically used in solar domestic hot water production to manage the day/night variability. In this case, the solar collector performances are closely related to the water inlet temperature of the collector (Duffie et Beckman, 2006). The collector performances then decrease as the temperature of the tank increases throughout the day. At the same time, the temperature of the storage tank needs to be sufficiently high to provide useful heat. Stratified water tanks represent a good alternative to manage this situation. A hot water layer providing useful heat floats on top of the cold water layer feeding the solar

collectors. A mixing layer called thermocline separates the hot and cold layers. This solution minimises the volume and cost of the tank (Dincer et Rosen, 2002) in comparison to using multiple tanks with different temperature levels.

Thermal stratification in the tank can be assessed in different ways. These include 1D, 2D and 3D numerical models (Han, Wang et Dai, 2009), experimental measurements (Fernández-Seara, Uhl'á et Sieres, 2007; Karim, 2011) and analytical temperature distributions (Dincer et Rosen, 2002; Yoo, Kim et Kim, 1999). Multi-dimensional (2D, 3D) computational fluid dynamic (CFD) models are in most cases computationally intensive but very useful to assess the impact of particular aspects such as the use of an inlet diffuser (Shah et Furbo, 2003) or baffles optimum geometry (Altuntop et al., 2005). Since the thermal stratification in the tank is a function of both geometry and operating conditions, CFD studies investigating the influence of a wider range of geometrical designs and operating parameters are also available (Yaïci et al., 2013).

Energy and exergy balances in combination with analytical temperature distributions can also be used to evaluate the margin between an actual design and the optimal one as proposed by Dincer et Rosen (2002). Generally, 1D lumped numerical models need substantially less computation time than CFD models and are relatively widespread in the literature (Allard et al., 2011; Angrisani et al., 2014; Klein, Beckman et Duffie, 1976; Kleinbach, Beckman et Klein, 1993; Newton, 1995; Rahman, Fumo et Smith, 2015). Although these models cannot provide a detailed prediction of the dependent variables (temperature, velocity, pressure, etc.) in the tank, their main advantage is their ability to simulate the long-term behavior of the tank under transient operating conditions. Hence, 1D models can adequately be combined with other components such as solar collectors, heat exchangers, etc. in order to simulate the operating performance of a complete system. This is the case in the well-known transient simulation software TRNSYS (University of Wisconsin - Madison et Klein, 1979).

### 3.3.2 The project

This work presents a semi-transient 1D numerical model for the prediction of the vertical thermal stratification in a water storage tank used as a gas cooler in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system. Thermal stratification of the tank is important to maximise the performance of the heat pump. In the gas cooler, when the CO<sub>2</sub> is in supercritical state, the heat exchange occurs with a single-phase fluid (sensible transfer) instead of a latent heat transfer which is more common within the condenser of a typical heat pump (Austin et Sumathy, 2011). Moreover, when the reservoir is sufficiently cold, condensation can be accounted for in subcritical mode. The heat pump coefficient of performance (COP) of a CO<sub>2</sub> transcritical system is then related to the gas cooler outlet temperature of the CO<sub>2</sub> (Daley et Redlund, 2012). The vertical stratification in the tank tends to improve the overall heat pump performances. This model is part of a more global coupled PV/T-CO<sub>2</sub> heat pump system that is studied in our laboratory (Paradis et al., 2017).

According to the authors literature review, the tank design where the refrigerant flows in one or more submerged coils is not new. Nevertheless, the model including both a discretized coiled transcritical CO<sub>2</sub> heat exchanger and the vertical thermal stratification of the tank is unique. The proposed model is more detailed than the actual 1D model Type 534 used in TRNSYS (Newton, 1995) as it includes a discretized heat exchanger to handle the variation in properties and phase change of the heat transfer fluid along the coil. The proposed model is also flexible enough to handle supercritical heat transfer and two phase flow for the scenario where the heat pump could be subject to subcritical operation.

So far, studies in literature are conducted on two different scales. The first type is associated to component scale where the focus is oriented towards the optimization of the tank and to understand the underlying mechanisms that enhance the thermal stratification (Altuntop et al., 2005; Fernández-Seara, Uhl' a et Sieres, 2007; Karim, 2011; Kenjo, Inard et Caccavelli, 2007; Nkwetta et al., 2014; Shah et Furbo, 2003; Shin et al., 2004; Yaïci et al., 2013; Zachár, Farkas

et Szlivka, 2003). As mentioned earlier, these studies rely on different means to assess the stratification including detailed numerical and experimental studies. In each case, they apply different kinds of boundary and inlet conditions and they analyse the resulting temperature, velocity, etc. fields in the tank. The second type is conducted on a system scale and it is usually related to hot water production systems. The tank is then connected to some other components like solar collectors, heat exchangers, heat pumps, etc. Some of these studies use a secondary water loop (Fernandez, Hwang et Radermacher, 2010; Klein, Beckman et Duffie, 1976; Stene, 2005; Yokoyama et al., 2010) and available stratification models. Some others use a direct expansion coil submerged in the tank (Chow et al., 2010; Hawlader, Chou et Ullah, 2001; Kong et al., 2017; Kuang, Sumathy et Wang, 2003). In particular, Kong et al. (2017), Kuang, Sumathy et Wang (2003) and Chow et al. (2010) spent extensive efforts modelling their “water-tank condenser,” although they assumed negligible pressure loss in the refrigerant flow inside the coil and a fully mixed storage tank (thermal stratification of the tank was ignored). On the one hand, a negligible pressure loss assumption will lead to an overestimation of the heat transfer between the tank and the coil as the saturation temperature of the refrigerant is linked to the saturation pressure. On the contrary, an overestimate of the pressure drop will produce a larger heat transfer between the tank and the coil. On the other hand, the fully mixed assumption will tend to reduce the system performances since the outlet temperature of the refrigerant will be lower in the case of a stratified storage tank, which would improve the heat pump performance.

The proposed 1D model takes into account both of these phenomena: the pressure losses in the refrigerant flow inside the coiled heat exchanger and the thermal stratification along the height of the storage tank. However, it does not allow optimizing the tank geometry. The aim of the present study is to develop a reliable model of the thermal stratification in the tank and to predict the performances that can be obtained using this tank as a gas cooler of a transcritical heat pump system. It is then intended to be used in system scale analyses (Chow et al., 2010; Kong et al., 2017; Kuang, Sumathy et Wang, 2003).

### 3.3.3 Heat transfer in supercritical state

Most of the current 1D models (Allard et al., 2011; Kleinbach, Beckman et Klein, 1993; Newton, 1995; University of Wisconsin - Madison et Klein, 1979), including the different TRNSYS Types, commonly use the logarithmic mean temperature difference (LMTD) method (Incropera et al., 2013) to solve the heat transfer related to the coils immersed in the tank. This equation is related to the solution of the steady-state energy balance while the pressure drop, fluid thermophysical properties and heat transfer coefficient variations along the heat exchanger are neglected.

However, in the case of the supercritical heat transfer, the thermophysical properties variations of the fluid can no longer be neglected as shown in Figure 3.1, originally proposed by Daley et Redlund (2012). In Figure 3.1, the variation of density, specific heat, thermal conductivity and dynamic viscosity of CO<sub>2</sub> are given as a function of temperature for a constant pressure of 110 [bars] which is a typical gas cooler operating pressure.

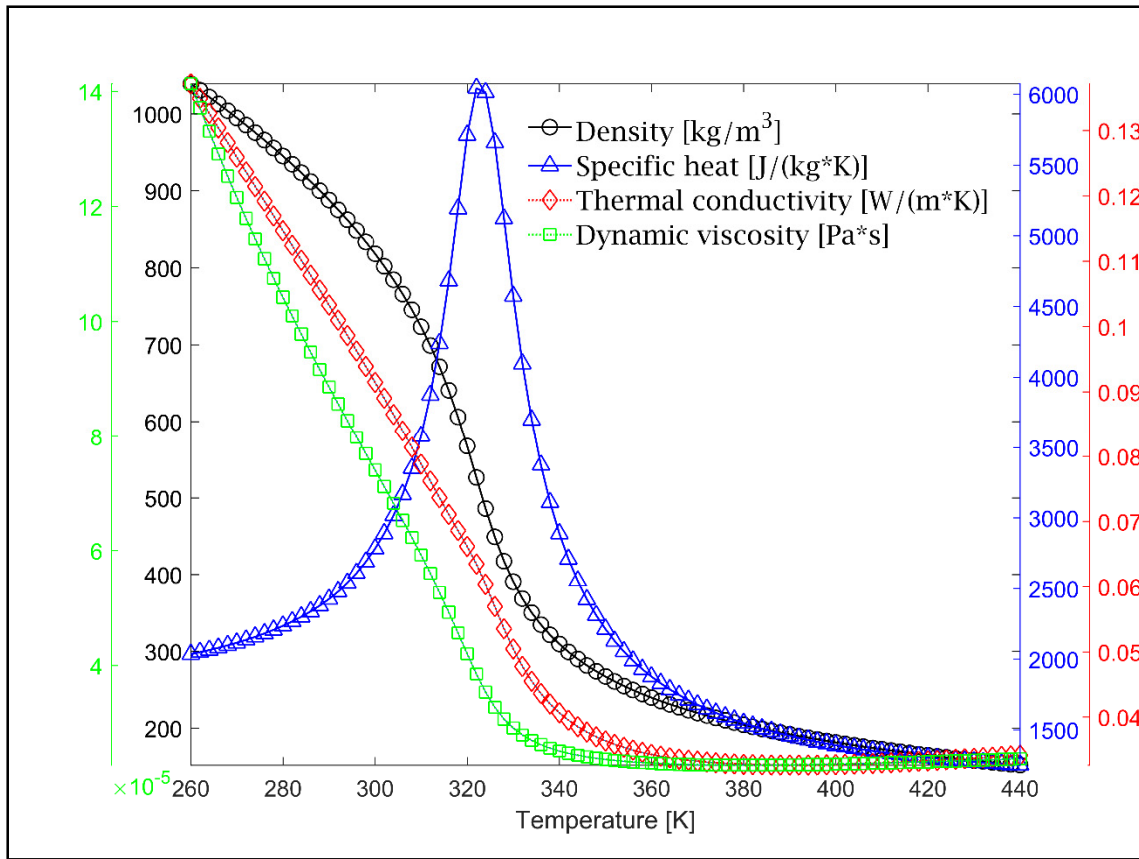


Figure 3.1 Variation of the thermophysical properties of CO<sub>2</sub> in the pseudo-critical region for a constant pressure of 110 [bars]

As the temperature increases, an abrupt change in the thermophysical properties of the CO<sub>2</sub>, switching from typical values of liquid to gas, is observed. The opposite phenomenon occurs in the gas cooler as the temperature decreases along the coil. The specific heat exhibits a completely different trend as it increases up to a maximum value around the critical temperature then decreases to the gas typical value. This peak value is approximately 3 times higher than the liquid phase specific heat at the current pressure.

Beside the property variations, forced convective heat transfer at supercritical state could also experience special regimes where deterioration or improvement of the heat transfer coefficient can occur (Pioro et Duffey, 2007). Pitla et al. (1998) presents a critical review of the heat transfer from supercritical carbon dioxide in tube flow. In general, deterioration in heat transfer



could take place during heating since improvement in heat transfer is most likely to occur during cooling (Pitla et al., 1998). Both phenomena are explained with a large variation of the properties on the tube cross section. At a large imposed wall heat flux (that could be encountered in nuclear reactors for example), a departure from thermodynamic equilibrium between the fluid close to the tube wall and the fluid around the longitudinal axis can be expected. Because of the sudden variation of the thermophysical properties in the pseudocritical region, the properties of the fluid close to the tube wall could be very different from the bulk properties on the cross section used to represent the fluid along the tube. Therefore, most of the heat transfer correlations modify standard single phase correlation introducing ratio of the properties evaluated at the bulk temperature over the properties evaluated at the wall temperature (Pitla et al., 1998). Comparisons of such enhanced correlations to standard single-phase correlations are conducted using supercritical CO<sub>2</sub> by (Pioro et Duffey, 2007; Pitla et al., 1998). In particular, Pitla et al. (1998) targeted refrigeration application where CO<sub>2</sub> is cooled. The results showed that the single-phase correlation is very close to the others and could be used as a starting point to evaluate the heat transfer coefficient since it provides a more conservative estimate than the other correlations.

This paper first presents the tank geometry while the following sections discuss the mathematical model and the resolution algorithm. A comparison with TRNSYS Type 534 is then conducted to validate the correct implementation of the thermal stratification model of the tank. A comparison using the experimental data of Yu, Lin et Wang (2014) is also carried out to validate the supercritical flow model. Finally, transient simulation results of the gas cooler tank operation are given. First, results of a simulation where the tank is initially cold and heat is rejected using the CO<sub>2</sub> HX is presented. Then, a simulation of the tank working at the reference operating conditions is realized.

### 3.4 Storage tank geometry

A 300 [L] cylindrical storage tank, depicted in Figure 3.2, is used to provide thermal energy for both the space heating water loop (SHW) and to preheat domestic hot water (DHW). The space heating water inlet is located at the bottom of the tank whereas the outlet is located at the top. Two different heat exchanger (HX) coils are installed in the tank. The first one is made of copper and is used to preheat the domestic cold water (DCW). The domestic cold water flows into this coil from the bottom to the top of the tank. The second heat exchanger is made of stainless steel and rejects heat to the tank as it cools down the supercritical CO<sub>2</sub> discharged by the heat pump compressor. The CO<sub>2</sub> inlet is located at the top of the tank and the outlet at the bottom. The coils are designed in four different sections that could be separated using baffles in order to reduce mixing and improve the thermal stratification of the tank during the operation. The tank is discretized along the vertical  $y$  axis in order to model the thermal stratification. The numbering of the nodes starts from the top of the tank to be in accordance with TRNSYS convention.

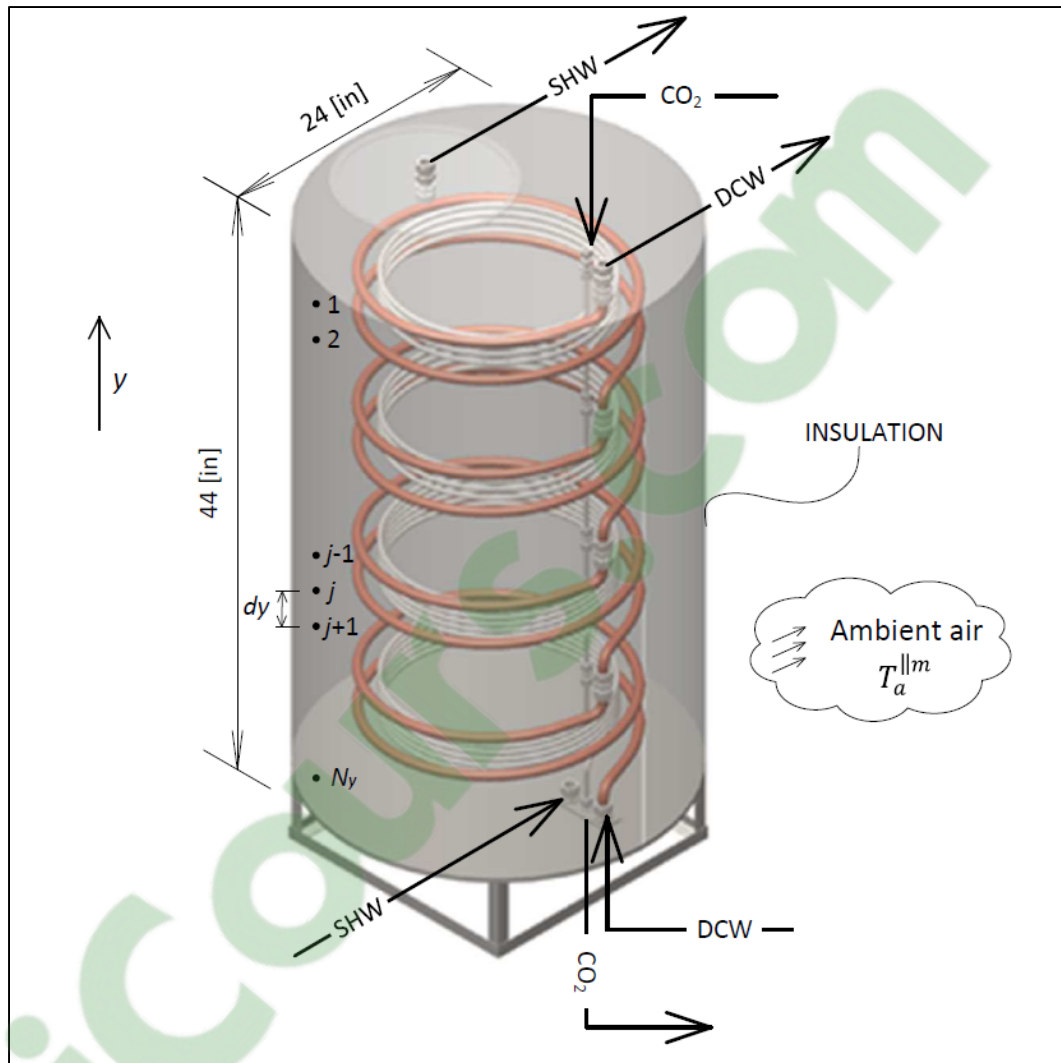


Figure 3.2 3-D representation of the tank geometry including the heat exchangers

Table 3.1 gives a brief summary of the physical characteristics of the tank including the insulation material and heat exchangers. Details on the thermophysical properties of each material are given in Table 3.5 of Section 3.14.

Table 3.1 Physical characteristics of the tank

<b>Tank</b>		
Diameter	0.610	[m]
Height	1.118	[m]
Wall thickness	4.8	[mm]
Material	Stainless steel	[-]
<b>Insulation</b>		
Thickness	50.0	[mm]
Material	Fiberglass blanket	[-]
<b>DCW HX</b>		
Pipe diameter	19.0	[mm]
Pipe wall thickness	1.2	[mm]
Coil diameter	0.508	[m]
Total length	12.600	[m]
Material	Copper	[-]
<b>CO<sub>2</sub> HX</b>		
Pipe diameter	9.5	[mm]
Pipe wall thickness	0.9	[mm]
Coil diameter	0.457	[m]
Total length	25.000	[m]
Material	Stainless steel	[-]

Stainless steel is used for the CO<sub>2</sub> heat exchanger to handle the high pressure associated with the transcritical heat pump cycle. The same material is used for the tank, as it is corrosion resistant.

Table 3.2 gives the nominal operating conditions used for the design of the tank. It includes the temperature of the mechanical room where the tank is installed, the mass flow rates and the conditions at all three inlets of the tank.

Table 3.2 Reference operating conditions

<b>Mechanical room</b>		
Ambient temperature	20	[°C]
<b>SHW</b>		
Mass flow	0.13	[kg/s]
Inlet temperature	20	[°C]
<b>DCW HX</b>		
Mass flow	0.5	[kg/s]
Inlet temperature	4	[°C]
<b>CO<sub>2</sub> HX</b>		
Mass flow	0.015	[kg/s]
Inlet enthalpy	470	[kJ/kg]
Inlet pressure	9 000	[kPa]

Based on the tank characteristics and the reference operating conditions, it is possible to conduct a scale analysis on the tank. Table 3.3 shows indication about the volume and the thermal capacity associated with each component. The different time scale related to the heat transfer taking place in the tank is also given. The transport time in the heat exchanger and tank is related to the transit time needed to replace the full water volume contained in each component with a new water volume. The transport time is computed using the nominal mass flowrate, the fluid density and the internal volume of the components. In the case of the SHW in the tank, the time associated with the thermal diffusion along the height of the tank is considered using the characteristic time associated with Fourier number (Incropera et al., 2013).

$$t_{characteristic} = \frac{(D_{in,tank})^2}{4(\alpha_{SHW})} \quad (3.1)$$

Table 3.3 Scale analysis

<b>Volume</b>		
Internal tank	0.3125	[m <sup>3</sup> ]
DCW HX	0.0036	[m <sup>3</sup> ]
CO <sub>2</sub> HX	0.0018	[m <sup>3</sup> ]
<b>Thermal capacity</b>		
SHW	1280	[kJ/K]
DCW	11	[kJ/K]
CO <sub>2</sub>	3.4/1.1/0.6	[kJ/K]
DCW HX	3.0	[kJ/K]
CO <sub>2</sub> HX	2.3	[kJ/K]
Tank wall, top and bottom	51.6	[kJ/K]
<b>Time</b>		
DCW transport	5.4	[s]
CO <sub>2</sub> transport	45.8/21.1/18.1	[s]
SHW transport	39.26	[min]
Characteristic time SHW	42.5	[h]

Three different values are given for the transport time and thermal capacity associated with the CO<sub>2</sub>. In fact, since the density of the CO<sub>2</sub> varies along the coil, the calculation is based on velocity field solutions obtained for three different time steps from a transient simulation result.

This analysis reveals that, the volume of the heat exchangers is less than 2 [%] of the internal volume of the tank and is neglected in the energy balance on the tank given by Equation (3.2). Also, the thermal capacity associated with the water in the tank is much larger than the thermal capacity of any other component of the tank. The magnitude of the transport time related to the flow in each of the heat exchangers is in the order of seconds while the transport of the SHW in the tank is in the order of minutes. In comparison, the time associated with the diffusion along the height of the tank is a matter of hours which is much more important than any other characteristic times. Consequently, the heat exchanger models are considered in steady state and appear as source terms in the transient diffusion heat transfer occurring along the height of the tank.

### 3.5 Mathematical model

#### 3.5.1 Tank

An infinitesimally small element from the tank – with volume  $d\mathcal{V}_{SHW} = A_{SHW} dy = \frac{1}{4} \pi D_{in,tank}^2 dy$  – is schematically depicted in Figure 3.3. The heat flux includes the 1D heat conduction (along  $y$  axis), advection due to SHW flow, heat loss to the mechanical room, heat transfer through heat exchangers and the heat storage associated with the transient nature of the model. The control volume is supposed to be at the uniform temperature  $T_{SHW}$  and the heat exchangers are assumed to be uniformly distributed along the tank height.

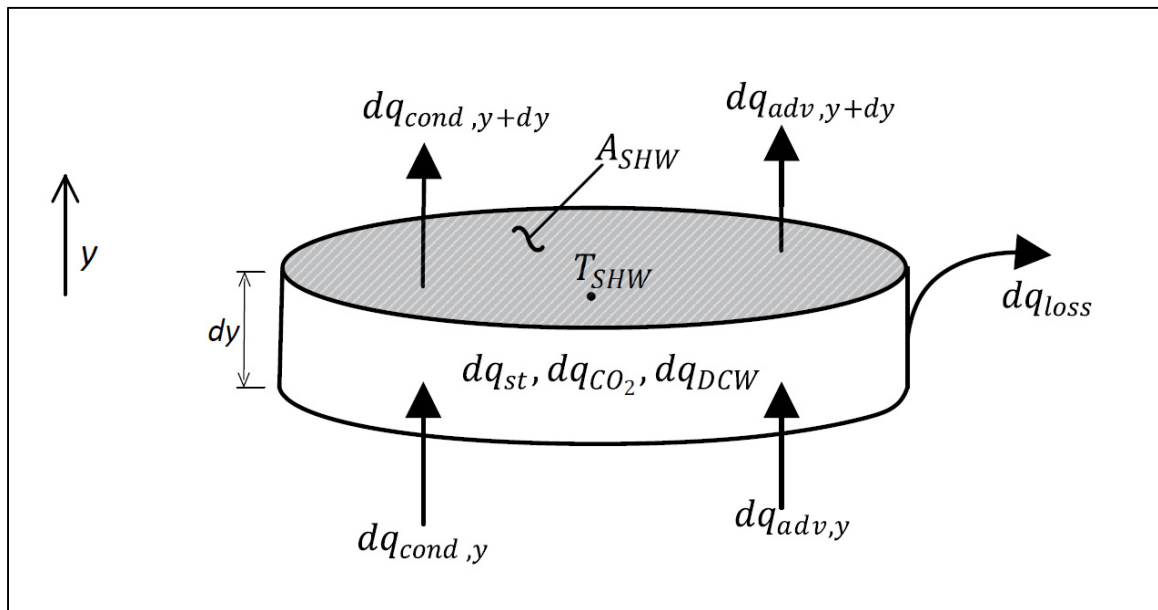


Figure 3.3 Energy balance representation and notation on an infinitesimal control volume of the tank

An energy balance on the control volume combined with Fourier's law and the variation of enthalpy leads to the following differential equation for the temperature of the water in the tank,  $T_{SHW}$ .

$$\underbrace{(\rho c_p)_{SHW} \frac{\partial T_{SHW}}{\partial t}}_{\text{Transient term}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial y} \left[ (k_{SHW} + \Delta k) \left( \frac{\partial T_{SHW}}{\partial y} \right) \right]}_{\text{1-D conduction term}} - \underbrace{\frac{\dot{m}_{SHW} (c_p)_{SHW}}{A_{SHW}} \left( \frac{\partial T_{SHW}}{\partial y} \right)}_{\text{Advection term}} + \underbrace{\frac{dq_{DCW} + dq_{CO_2} - dq_{loss}}{dV_{SHW}}}_{\text{Source terms}} \quad (3.2)$$

The thermal conductivity of the water is corrected to account for temperature homogenization effect due to axial conduction in the tank wall (Newton, 1995). The additional conductivity is computed according Equation (3.3).

$$\Delta k = k_{wall} \frac{A_{s,wall}}{A_{s,EC}} \quad (3.3)$$

An upward flow of water is produced in the tank by the space heating water flow. This is accounted for in the advection term. Finally, the source terms are related to the heat exchangers and the thermal loss of the tank. Each of them will be detailed in the following sections.

### 3.5.2 Domestic cold water heat exchanger

The domestic cold water (DCW) heat exchanger is supposed to be uniformly distributed along the tank height and is constituted of successive horizontal pipes included in each of the tank's control volume. Inlet conditions of the heat exchanger are used for the first pipe section. This corresponds to the DCW inlet at the bottom of the tank. Then, the outlet conditions of the pipe are used as the inlet condition of the next node until the outlet node is reached. The latter node coincides with the top of the tank. The outlet conditions of the DCW heat exchanger are then given by the outlet conditions of the last pipe section. A pipe section of the DCW heat exchanger is depicted for the  $j^{\text{th}}$  tank control volume in Figure 3.4. The superscript  $|j$  is used in this case to identify the control volume of the tank along the  $y$  axis. The superscript  $||m$  indicates the time step.



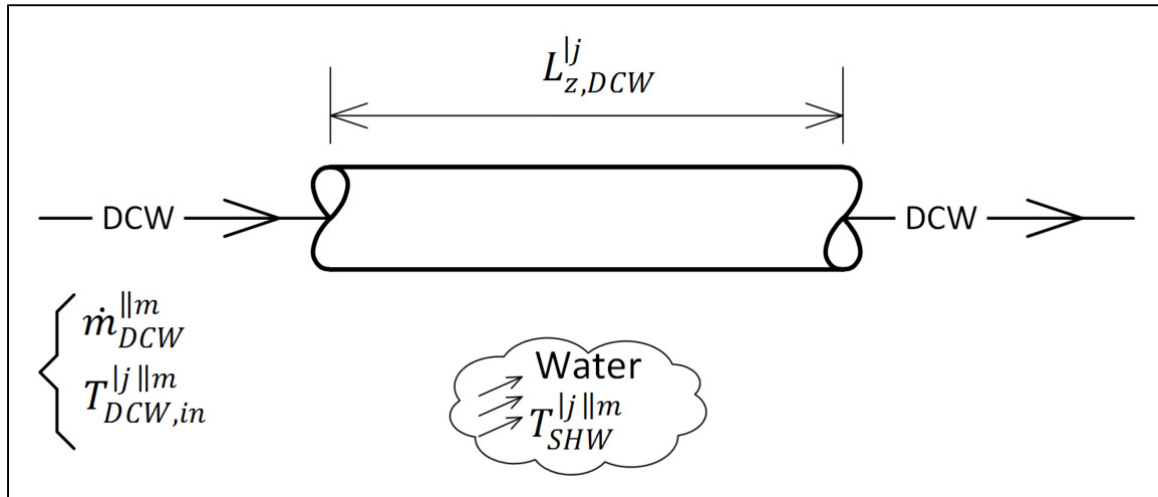


Figure 3.4 Schematic representation of the DCW heat exchanger for the  $j^{\text{th}}$  tank control volume

The solution of each section of pipe is given by the LMTD method which represents the solution of the steady state energy balance with constant properties (Incropera et al., 2013) as given by Equation (3.4). This equation represents the energy exchanged between the pipe and the corresponding tank control volume. The pipe wall heat flux is associated with the total thermal resistance,  $(R_{tot})_{DCW-SHW}$  which includes forced convection in DCW (inside the pipe) through the correlation of (Manlapaz et Churchill, 1980) for the laminar flow and a modified Dittus-Boelter correlation for a coil. These correlations are used in TRNSYS Type 534 model part of TESS Library (TESS - Thermal energy systems specialists, 2014; University of Wisconsin - Madison et Klein, 1979). Conduction across the copper wall is also considered along with natural convection in SHW water of the tank (outside the pipe) through the Churchill and Chu correlation (Churchill et Chu, 1975a).

$$dq_{DCW} = \frac{(\Delta T_{lm})_{DCW}}{(R_{tot})_{DCW-SHW}} = \frac{\frac{\Delta T_{DCW,out} - \Delta T_{DCW,in}}{\ln(\Delta T_{DCW,out} / \Delta T_{DCW,in})}}{(R_{tot})_{DCW-SHW}} \quad (3.4)$$

The inlet and outlet temperature difference with the water surrounding the pipe need to be computed. An example is given by Equation (3.5) for the pipe inlet.

$$\Delta T_{DCW,in} = T_{SHW} - T_{DCW,in} \quad (3.5)$$

### 3.5.3 CO<sub>2</sub> heat exchanger

Similarly to the DCW HX, the CO<sub>2</sub> heat exchanger is assumed to be uniformly distributed along the tank height and is considered to be constituted of successively interconnected horizontal pipes. The interconnection is made through the inlet and outlet conditions of each adjacent pipe. However, these pipes are discretized along their main axis and the superscript  $|k$  is used to locate the control volume along the  $z$  axis (see Figure 3.5).

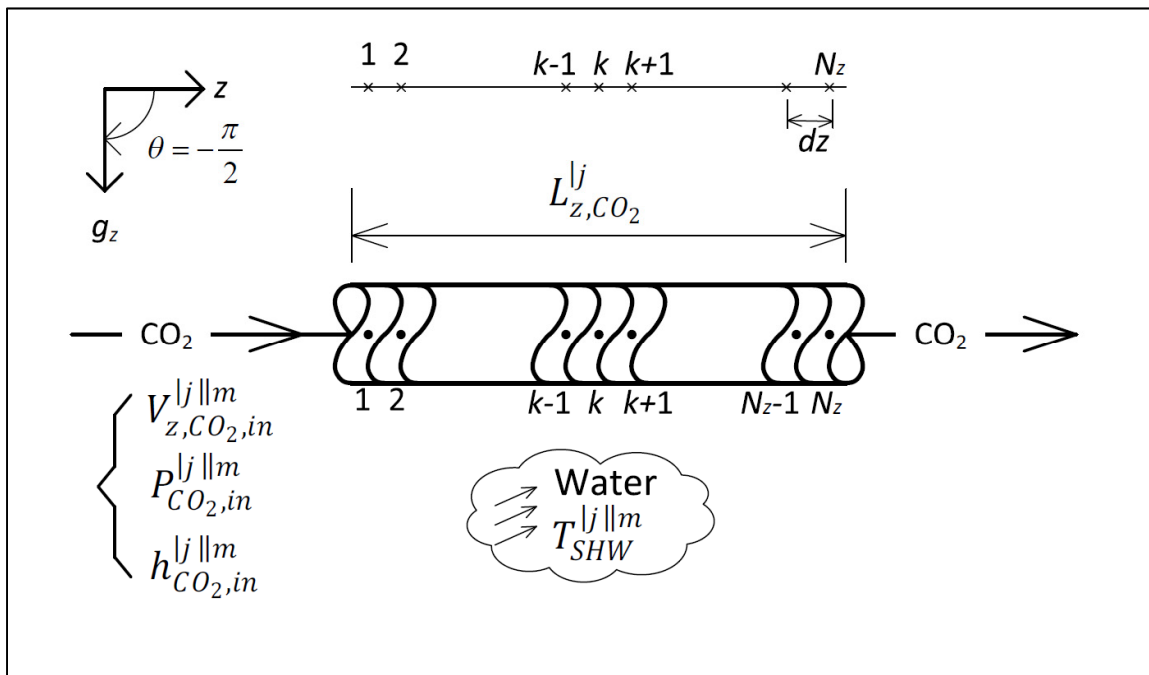


Figure 3.5 Schematic representation of the CO<sub>2</sub> heat exchanger for the  $j^{\text{th}}$  tank control volume

This model is developed to be able to handle both the transcritical and sub-critical operation of the heat pump. In the transcritical case, CO<sub>2</sub> is at a supercritical state and large variations of

the CO<sub>2</sub> properties occur along the heat exchanger as previously explained in Figure 3.1. In the sub-critical case, a certain length of the exchanger will cool the superheated vapor coming out of the compressor. Condensation will then start at some point along the coil. This transition point is a function of the tank water temperature stratification and CO<sub>2</sub> inlet conditions. The 1-D, steady state, pipe flow model relies on the continuity, momentum and energy equations.

The mass balance equation for a constant pipe section is given by Equation (3.6).

$$\frac{\partial \rho_f V_z}{\partial z} = 0 \quad (3.6)$$

The momentum conservation equation is given by Equation (3.7) where the pressure drop is evaluated using Colebrook's correlation that can be found in reference textbooks (Incropera et al., 2013) if the fluid is at supercritical state or Friedel's correlation (Friedel, 1979) for two-phase flow.

$$\frac{\partial \rho_f V_z^2}{\partial z} + \frac{\partial p}{\partial z} - \rho_f g_z \cos \theta = - \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{friction} \quad (3.7)$$

The energy balance is given by Equation (3.8) where the wall heat flux (Equation (3.9)) includes forced convection in CO<sub>2</sub> (inside the pipe). If the CO<sub>2</sub> is either in a supercritical state, a subcritical liquid or a subcritical gas, the Dittus-Boelter correlation is used (Winterton, 1998). If the flow is subcritical, condensation could occur along the heat exchanger. In that case, a specific correlation developed for two-phase CO<sub>2</sub> is used, the modified Bennet-Chen correlation (Hwang, Kim et Radermacher, 1997). Conduction in the stainless steel pipe wall and natural convection in SHW water of the tank (outside the pipe) through the Churchill and Chu correlation (Churchill et Chu, 1975a) are also included in the total thermal resistance between SHW and CO<sub>2</sub>.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[ \rho_f V_z \left( h_f + \frac{V_z^2}{2} - g_z z \cos \theta \right) \right] = \frac{q'_{wall}}{A_s} \quad (3.8)$$

$$q'_{wall} = \frac{(T_f - T_{SHW})}{(R_{tot})_{CO_2-SHW}} \quad (3.9)$$

Equation (3.10), Equation (3.11) and Equation (3.12) respectively give the mixture density, the void fraction and the thermodynamic vapor quality. The mixture density is weighted according to the void fraction which is related to the volume fraction of the vapor phase to the total volume. On the other hand, the thermodynamic vapor quality is related to the mass fraction of the vapor phase.

$$\rho_f = \varepsilon \rho_G + (1 - \varepsilon) \rho_L \quad (3.10)$$

$$\varepsilon = \frac{x_{th} \rho_L}{x_{th} \rho_L + (1 - x_{th}) \rho_G} \quad (3.11)$$

$$x_{th} = \frac{(h_f - h_L)}{(h_G - h_L)} \quad (3.12)$$

The source term, giving the heat transferred between the supercritical exchanger and the tank control volume, is then calculated using the sum of the wall heat fluxes.

$$dq_{CO_2} = \int_0^{L_z} q'_{wall} dz \quad (3.13)$$

### 3.5.4 Thermal loss

The heat loss of the tank through the top, bottom and wall takes into account the natural convection inside the tank, conduction through the stainless steel wall and insulation material and natural convection in the mechanical room. It is given by Equation (3.14). Standard free

convection correlation for vertical and horizontal plates (Churchill et Chu, 1975b; Lloyd et Moran, 1974; Radziemska et Lewandowski, 2001) are used to compute the convection heat transfer coefficients.

$$dq_{loss} = \frac{(T_{SHW} - T_a)}{(R_{tot})_{SHW-a}} \quad (3.14)$$

### 3.6 Solution method

A scenario first needs to be defined in order to solve the model and analyse the results. The scenario specifies the transient operating conditions (given in Table 3.2) for each time step of the simulation. For a given scenario, the solution of the problem includes:

- The thermal stratification of the tank given through the transient SHW temperature evolution along the  $y$  axis of the tank for each time step;
- The transient outlet DCW temperature for each time step;
- The CO<sub>2</sub> variables (pressure, enthalpy, velocity, etc.) and properties (density, specific heat, etc.) field along the  $z$  axis for each time step.

The solution of the thermal stratification involves the solution of the tank control volume energy balance, Equation (3.2), using a finite volume method (Patankar, 1980). An implicit time discretization scheme is used for the time derivative and the upwind scheme for the advection term. The matrix of coefficients obtained is then tridiagonal and the tridiagonal matrix algorithm (TDMA) (Anderson Jr., 1995) is used to compute the SHW temperature field.

Each of the source terms has to be evaluated to compute the SHW temperature field. Since these terms are at the same time a function of the SHW temperature (solution of Equation (3.2)) and the temperature of the fluid in both heat exchangers or ambient temperature in the mechanical room, an iterative solution is designed. It computes the source terms for a first

guessed SHW temperature field and then update the temperature field for the computed source terms until a converged solution is obtained. The main algorithm is provided in Section 3.15.

In the case of the DCW heat exchanger, the properties and the heat transfer coefficient are computed using the mean temperature between the HX inlet and outlet temperatures. An iterative solution is once again needed here. The outlet temperature is guessed at first to compute the properties and the heat transfer coefficient; it is then updated until the computed outlet temperature doesn't change anymore.

A compressible resolution algorithm is used to solve the CO<sub>2</sub> heat exchanger. The continuity equation is used to solve the velocity field of the flow. The momentum equation is used to compute the pressure field and the energy equation gives the enthalpy field. Refprop 7 (Lemmon, Huber et McLinden, 2013) model state is used to compute the density and the fluid temperature. The link between the pressure and velocity fields is guaranteed through the compressibility since the mixture density is part of both continuity and momentum equations. The original algorithm computes the enthalpy and the velocity field from the pipe inlet to the outlet. On the contrary, pressure is computed from the outlet to the inlet. In this way, since the enthalpy, mass flow rate and pressure are specified as inlet boundary conditions, two convergence loops are embedded one in another. The inner loop ensures the convergence of the pressure, enthalpy and velocity field while the outer loop adjusts the inlet pressure. The steady state differential equations (continuity, momentum and energy) are discretized using finite volume and the upwind scheme.

If there is a difference between the inlet temperature of the SHW and the temperature of the control volume where the inlet is located (bottom of the tank Figure 3.2), the density difference will induce mixing with the neighboring control volumes through natural convection. Also, in the case where the inlet temperature of the flow is higher than the control volume temperature, tank operation can lead to temperature inversion along the  $y$  axis. Since the SHW in the tank is limited to a 1D model, natural convection (which is multidimensional) cannot be modeled; although the temperature inversion can be used to detect this induced mixing and make an

artificial treatment of the problem through the use of a mixing algorithm. The best way to cope with these two problems would be to combine all of the mixed control volumes in one larger control volume to ensure that the energy conservation accounts for both the mixing and the energy input at the same time (Newton, 1995). However, the correct control volume height is difficult to assess and this is why the current model will use fixed and uniform control volume height. A way to solve the inversion problem is to manually mix the control volume (computing their mean temperature until the inversion is handled) once the solution has converged. This introduces an energy imbalance but the validity of the method has already been analysed by Newton (1995). This solution also makes it easy to deactivate the mixing option in order to analyse the operating condition and locate the temperature inversion problem for a given scenario.

Detailed resolution algorithms are provided in Section 3.15.

### **3.7 TRNSYS comparison**

Since the proposed model is an enhanced version of the TRNSYS Type 534, a comparison is carried out on a scenario that both models are able to solve. In this case, the simulation is started with an initial tank temperature of 60 [°C]. A fixed flow rate (0.13 [kg/s]) of SHW is drawn from the top of the tank and it's replaced in the bottom with water at an inlet temperature of 20 [°C]. A fixed flow rate (0.5 [kg/s]) of DCW with an inlet temperature of 4 [°C] circulates in the copper heat exchanger. The coil is uniformly distributed along the height of the tank. A summary of these conditions is given in Table 3.2. However, the CO<sub>2</sub> flow rate is set to 0 [kg/s] since this heat exchanger is not available in the TRNSYS model. The instantaneous mixing algorithm is activated in both models and the ambient temperature of the mechanical room is set to 20 [°C]. Figure 3.6 presents the comparison results of both models for a 1 [h] simulation using 5 [s] time steps.

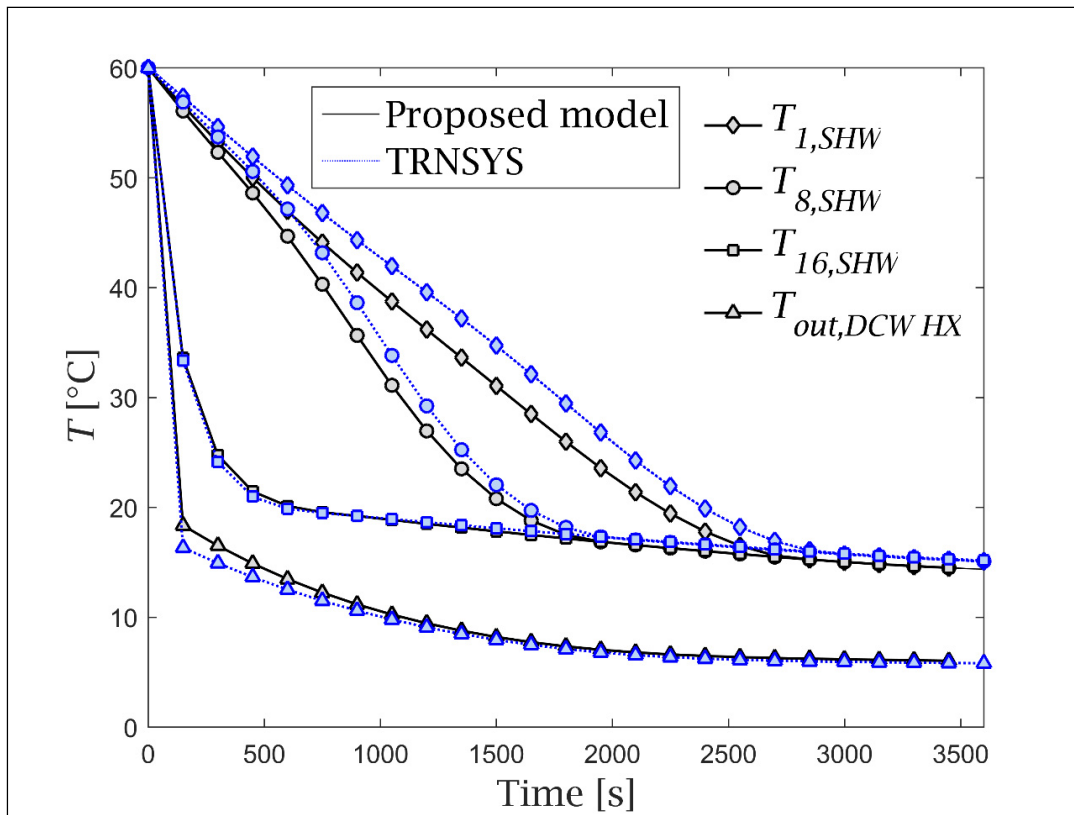


Figure 3.6 Thermal stratification model comparison

The proposed model results are shown in black while the TRNSYS results are shown in blue. The diamond, round and square markers give the evolution of the temperature of the water in the tank ( $T_{SHW}$ ) for the node number 1, 8 and 16 respectively associated with the top, middle and bottom of the tank. The triangle markers are associated with the outlet temperature of the domestic cold water ( $T_{DCW}$ ) heat exchanger.

A good agreement is found between the two models. The choice of the correlations to compute the various convection coefficients partly explains the observed differences, namely at the top of the tank. Also, TRNSYS Type 534 model uses fixed loss coefficients to compute the tank thermal losses while the proposed model evaluates the total thermal resistance including the natural convection inside and outside the tank and the conduction in the insulation material.



### 3.8 Supercritical heat exchanger comparison

In order to validate the correct implementation of the CO<sub>2</sub> heat exchanger (presented in Section 3.5.3), the model is adapted to simulate the tube-in-tube counter flow gas cooler proposed by Yu, Lin et Wang (2014). In the geometry analyzed by Yu, Lin et Wang (2014), a mass flow of CO<sub>2</sub> in supercritical state flows in the annulus space of the exchanger while water is circulated inside the inner tube. The authors present a model for the heat exchanger and experimental measurements of the outside wall temperature along the length of the exchanger. They compare the measured temperature with the simulated temperature of the CO<sub>2</sub>. Table 3.4 gives a brief summary of the characteristics of the exchanger and the experimental conditions.

Table 3.4 Characteristics of the exchanger and experimental conditions of Yu, Lin et Wang (2014)

<b>Heat exchanger geometry</b>		
Inner tube:		
Inside diameter	6.34	[mm]
Wall thickness	0.8	[mm]
Outer tube:		
Inside diameter	10	[mm]
Wall thickness	1.0	[mm]
Insulation		
Thickness	12.7	[mm]
Material	Rubber	[-]
Total length	13	[m]
Material of the tubes	Copper	[-]
<b>Experimental conditions</b>		
CO <sub>2</sub> :		
Inlet pressure	8 630	[kPa]
Inlet temperature	72.9	[°C]
Mass flow rate	0.0138	[kg/s]
Water		
Inlet temperature	15	[°C]
Mass flow rate	0.0345	[kg/s]

The compressible flow model presented in Section 3.5.3 was used to solve both sides of the exchanger (water and CO<sub>2</sub>) using an iterative procedure. To do so, the inlet pressure of the water side of the heat exchanger was set to 150 [kPa], a typical water loop pressure. In the solution process, the temperature field along the heat exchanger for both fluids is first guessed. Heat flux transferred from one fluid to the other is then evaluated. The iterative process used to solve the compressible flow is described in Section 3.6. The CO<sub>2</sub> algorithm provided in Section 3.15 is then used for each side of the tube-in-tube heat exchanger successively updating the temperature field of each fluid.

Figure 3.7 gives the result of the comparison.

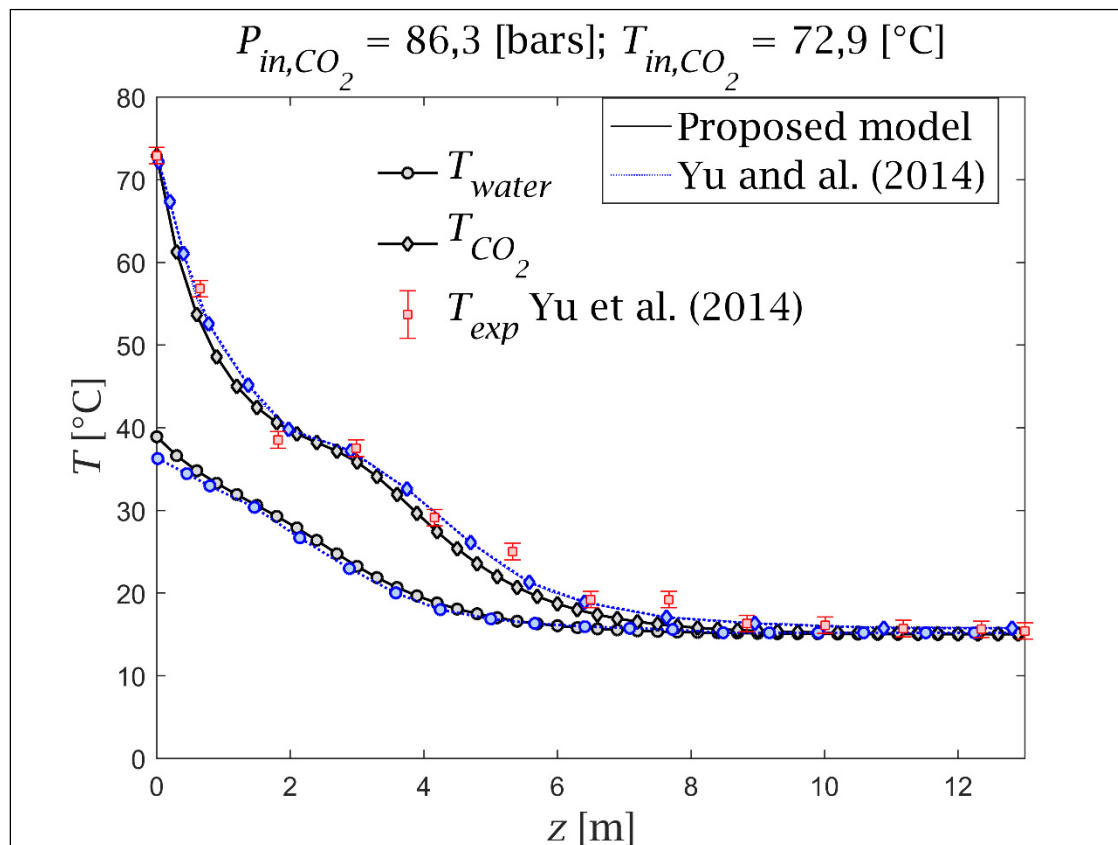


Figure 3.7 CO<sub>2</sub> heat exchanger model comparison

The experimental results of Yu, Lin et Wang (2014) are shown in red with constant error bars of  $\pm 1$  [°C] as they used type T thermocouples to make their measurements. Yu, Lin et Wang (2014) simulation results are shown in blue and the proposed model results are depicted in black. Excellent agreement is found between both models and the experimental results for the CO<sub>2</sub> temperature along the heat exchanger although the proposed model doesn't use the same heat transfer correlations and takes into account the pressure loss. Those two reasons could explain the relatively small discrepancies.

### **3.9 Thermal stratification results using the CO<sub>2</sub> heat exchanger**

The aim of the proposed model is to evaluate the performance of a stratified thermal storage tank used as a gas cooler in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system. Thus, a simulation where the CO<sub>2</sub> heat exchanger stores heat in the tank is carried out. The SHW and DCW consumption are both set to 0 [kg/s]. The CO<sub>2</sub> heat exchanger is uniformly distributed along the height of the tank and its inlet conditions are fixed in time. The inlet pressure is set to 9 000 [kPa], the inlet enthalpy to 470 [kJ/kg] (corresponding to a fixed temperature of 73.31 [°C]) and the mass flow rate is set to 0.0146 [kg/s]. The initial temperature of the tank is 20 [°C] uniform along the height. Figure 3.8, Figure 3.9 and Figure 3.10 present the results provided by the model for a 10 [h] simulation using 15 [min] time steps. The corresponding computation time is 38 [min]. The simulation was repeated using different time steps (5 different values ranging from 1 [h] to 5 [min]). The comparison given in Section 3.16 showed that reducing the time step further than 15 [min] does not produce a significant change on the results. This time step also gives a good compromise between accuracy and computation time (the corresponding computation time is comprise between 21 [min] and 72 [min]).

First, Figure 3.8 shows the vertical temperature distribution along the vertical axis of the tank for six different time steps on the top graph and the evolution in time of the temperature for three different heights on the bottom graph. The time steps in the top graph are identified as follows:

- The initial distribution using a dotted line;
- The distribution after 1 [h] using a dashed line;
- The distribution after 2 [h] using square markers;
- The distribution after 3 [h] using “+” markers;
- The halfway distribution which is after 5 [h] using a dashed-dotted line;
- The final distribution after 10 [h] using a continuous line.

On the bottom graph, the bottom of the tank is identified with the dotted line, the middle of the tank using the dashed line and the top using the continuous line.

Then, Figure 3.9 gives selected parameters distribution along the CO<sub>2</sub> heat exchanger length, namely pressure (upper left graph), enthalpy (upper right graph), temperature (middle left graph) and velocity (middle right graph). Figure 3.9 also presents the axial variations of specific heat (bottom left graph) and density (bottom right graph). Each of the graphs contains six curves for the six different time steps identified earlier for the top graph in Figure 3.8.

Finally, Figure 3.10 presents the pressure/enthalpy evolution in the CO<sub>2</sub> heat exchanger for three selected time steps, (initial, halfway and final).

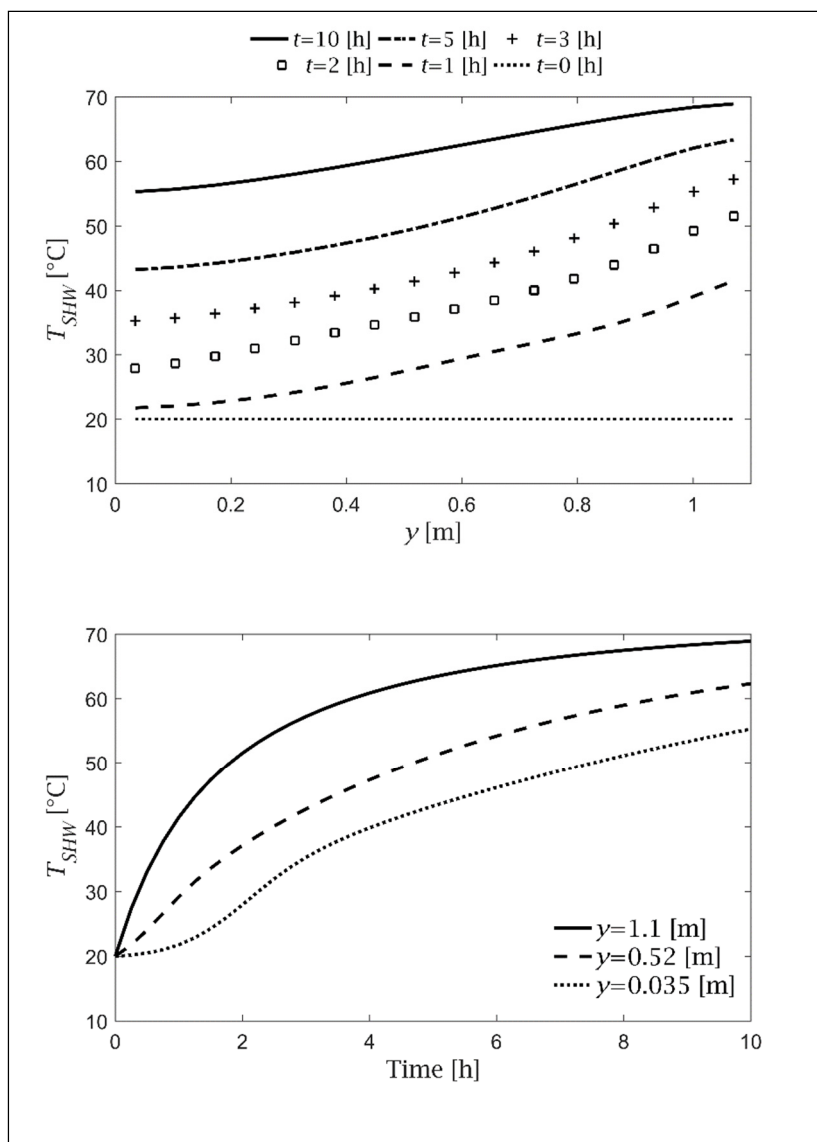


Figure 3.8 Temperature distribution of SHW in the tank along the height for 6 different time steps using the CO<sub>2</sub> HX only (top figure); Evolution of the temperature of SHW in the tank for 3 different heights using the CO<sub>2</sub> HX only (bottom figure)

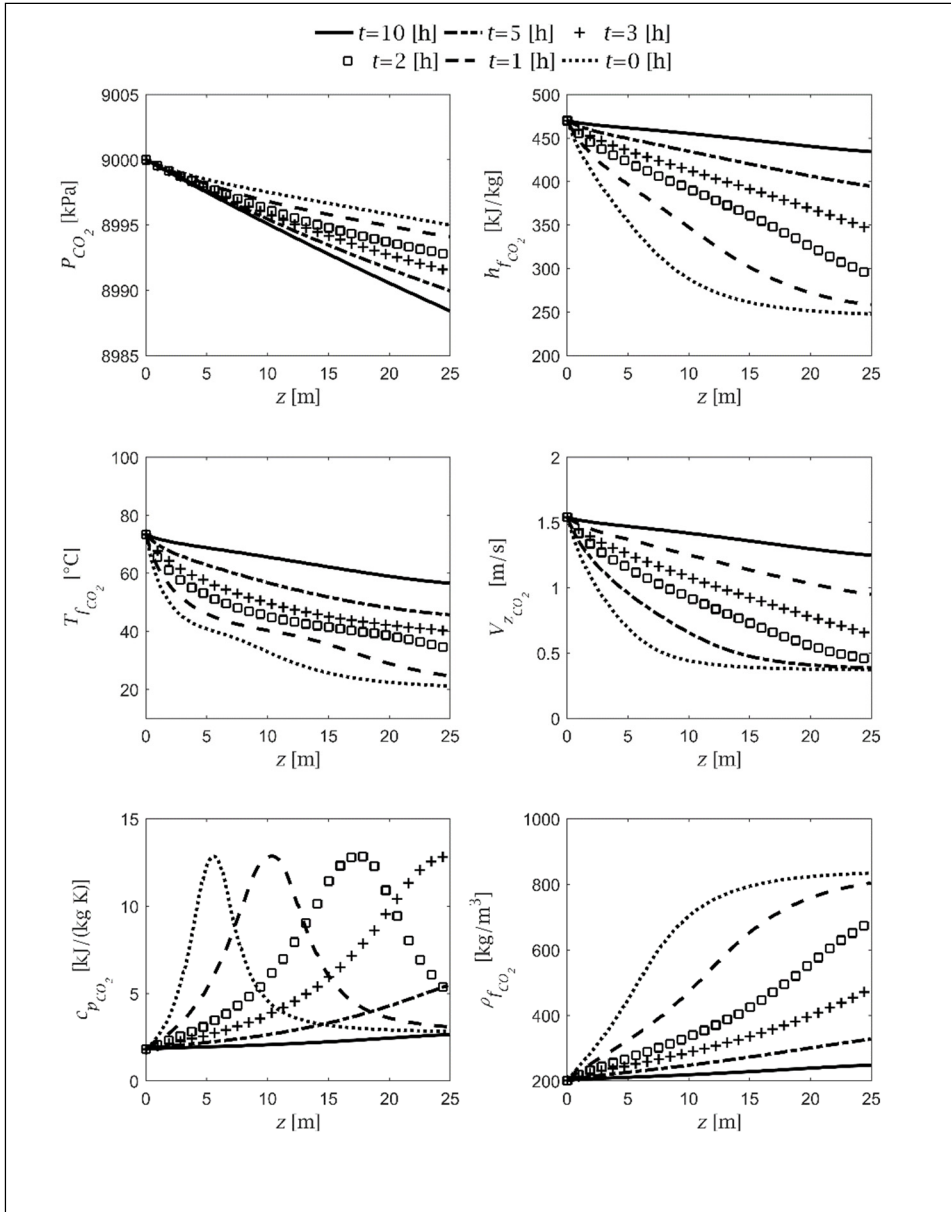


Figure 3.9 CO<sub>2</sub> variables and properties field along the heat exchanger axis using the CO<sub>2</sub> HX only

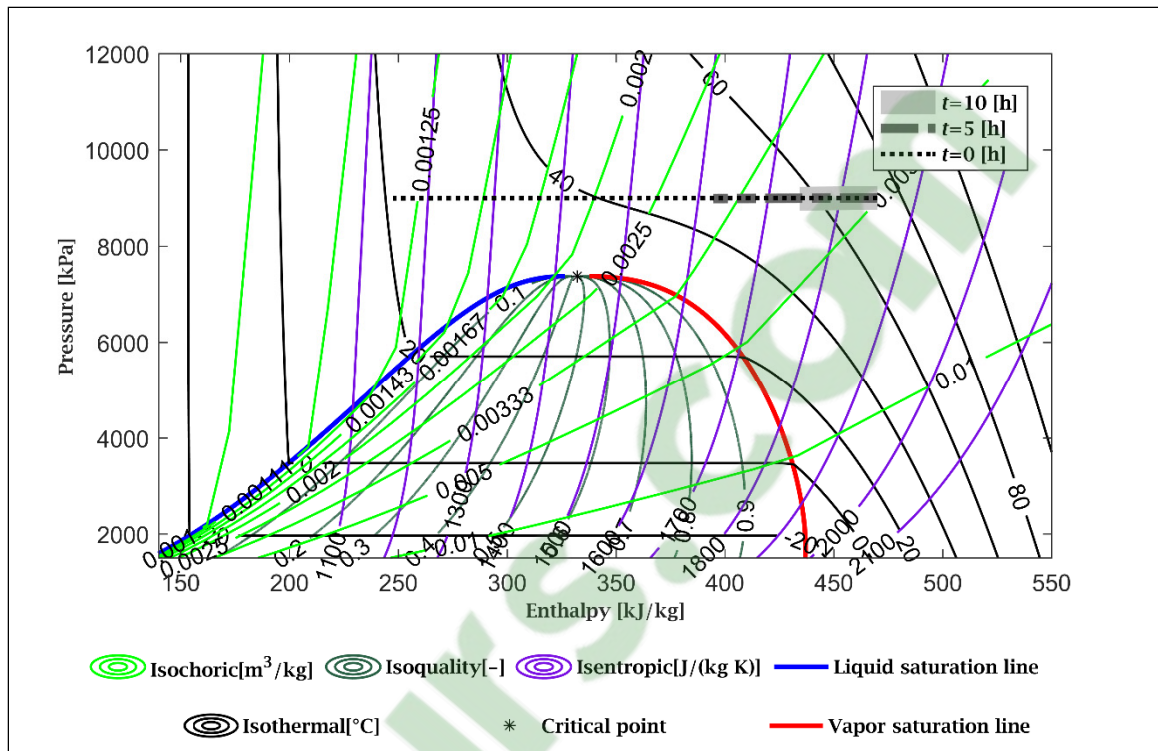


Figure 3.10 Gas cooler evolution using the CO<sub>2</sub> HX only in the CO<sub>2</sub> pressure/enthalpy diagram

Initially, a constant temperature of 20 [°C] is observed on the top graph of Figure 3.8. After 1 hour, the temperature in the top of the tank is almost 20 [°C] higher than that in the bottom. This is easily explained when the CO<sub>2</sub> temperature distribution is observed (middle left graph of Figure 3.9). The combination of both temperature distributions ( $T_{SHW}$  and  $T_{CO_2}$ ) gives an estimation of the heat flux rejected in the tank which is proportional to the difference between the two distributions. The temperature drops abruptly after the first few meters of the HX, and then the peak observed in the specific heat explains why the CO<sub>2</sub> temperature reaches a plateau. In the following hours, the mean temperature of the tank increases and the thermal stratification is relatively well maintained. In the case of a much longer simulation, the whole tank would reach a uniform temperature as seen on the bottom graph of Figure 3.8 where the three curves get closer to each other along with time. Eventually, the tank should reach an equilibrium temperature slightly below the inlet temperature of the CO<sub>2</sub> because there is heat losses to the

mechanical room maintained at a temperature of 20 [°C] along the simulation. The thermal loss depends on the temperature in the tank. At the end of the 10 hours simulation, the mean temperature in the tank is 61.8 [°C]. At this moment, summing the thermal loss over the 16 nodes including the wall, top and bottom of the tank gives a total of 65 [W] which is in the right order of magnitude comparing to the Canadian norm CAN/CSA-C191 (CSA, 2013). Maintaining these losses over an hour would lead to 0.065 [kWh] loss. In comparison, the mean temperature in the tank is 41.8 [°C] warmer than the ambient temperature in the mechanical room which represents 14.86 [kWh] of thermal energy stored in the tank.

The pressure drop in the CO<sub>2</sub> heat exchanger is relatively low but it grows slightly along with time as the tank mean temperature increases. As the CO<sub>2</sub> cools down, the density increases and the velocity of the flow in the pipe decreases. This explains why the pressure drop is initially smaller. For the last time step, the tank mean temperature is higher and the CO<sub>2</sub> remains in the supercritical gas state with a smaller density (bottom right graph on Figure 3.9). In this state, the velocity is almost three times higher than the velocity of the supercritical liquid. In Figure 3.9 the specific heat and fluid temperature graphs are shown one above the other to easily observe the plateau generated by the several order of magnitude peak in the specific heat. The same thing is seen with the density and velocity graphs. The fluid deceleration is produced by the density variation switching from a typical gas value to a liquid one.

The pressure-enthalpy evolution given in Figure 3.10 helps to picture how the heat pump cycle would look like during the operation of the whole system. The enthalpy variation in the HX is directly proportional to the gas cooler heat flux since the CO<sub>2</sub> mass flow rate is constant. The gas cooler heat output collapses with the increase of the mean temperature of the tank even if the storage tank stratification is relatively well maintained. This collapse is due to the shape of the isothermal line (black contours line in Figure 3.10) and the rapid temperature variation in the pseudo-critical region. In fact, the constant gas cooler inlet conditions are difficult to achieve in real life. In operation, the expansion valves of the system would progressively close to maintain the superheat set point at the compressor inlet. This would increase the gas cooler pressure pushing the compressor to its pressure limits. Eventually, the performances of the



system would decrease and in the case where the heat could not be rejected in the tank, the compressor temperature would increase and shutdown due to high temperature alarm. Continuous operation of the system is ensured with DCW and SHW flow rates that will help lower the tank temperature.

### **3.10 Simulation results under the nominal operating conditions**

In order to test the combined model, the tank is tested according to the reference operating conditions defined in Table 3.2. In this simulation, the inlet temperature and mass flow of every stream is fixed (CO<sub>2</sub> HX, DCW HX and SHW). The initial temperature of the tank is set to 60 [°C] uniform along the height. Figure 3.11, Figure 3.12 and Figure 3.13 present the results provided by the model for a 1 [h] simulation using 1 [min] time steps. The corresponding computation time is 36 [min]. Again, time step independency is tested (in a similar fashion than the one presented in Section 3.16) repeating the simulation using different time steps (5 different values ranging from 5 [min] to 30 [sec]). The comparison showed that reducing the time step further than 1 [min] did not produce a significant change in the results. This time step also gives a good compromise between accuracy and computational time (the corresponding computation time is between 12 [min] and 62 [min]).

The results use a layout analogous to the one used for presenting the thermal stratification results of the previous section. A curve of the DCW outlet temperature is added on the bottom graph of Figure 3.11 since the DCW HX is in operation in this simulation.

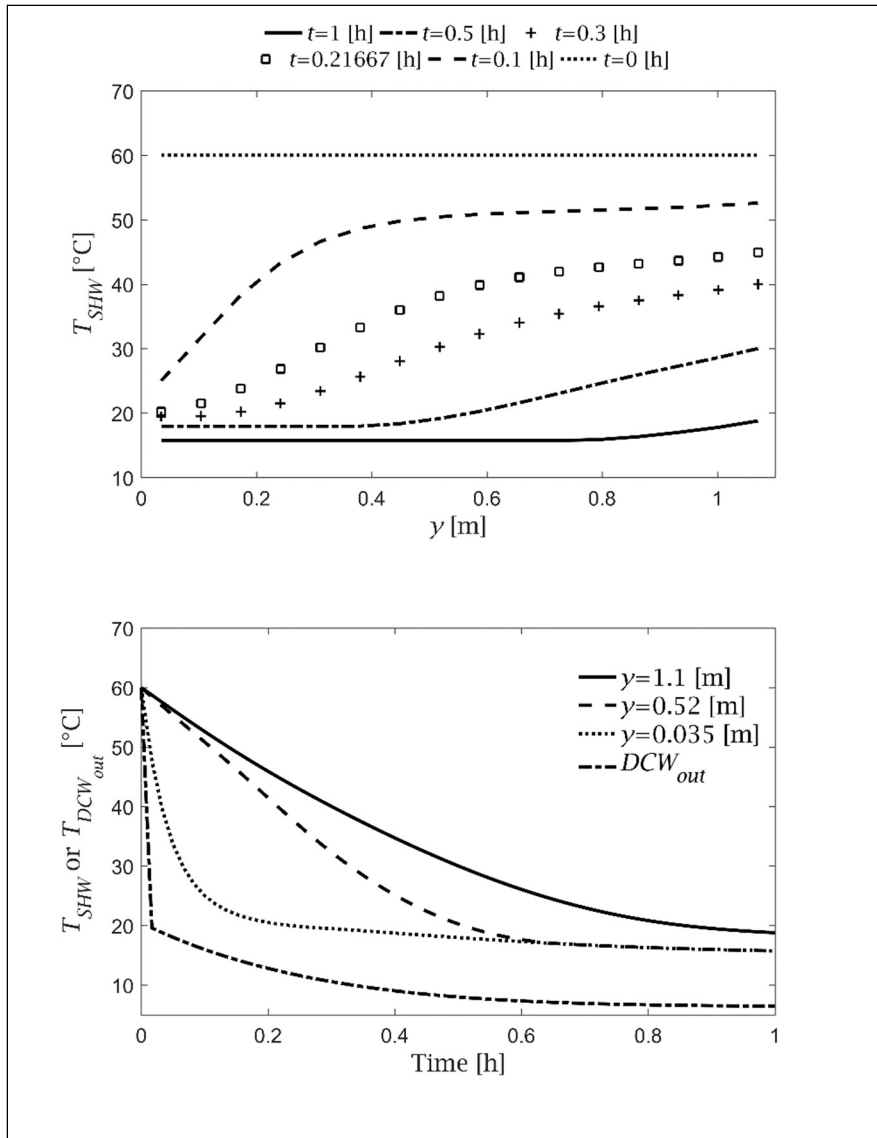


Figure 3.11 Temperature distribution of SHW in the tank along the height for 6 different time steps using nominal operating conditions (top figure); Evolution of the temperature of SHW in the tank for 3 different heights and the outlet temperature of the DCW HX using the nominal operating conditions (bottom figure)

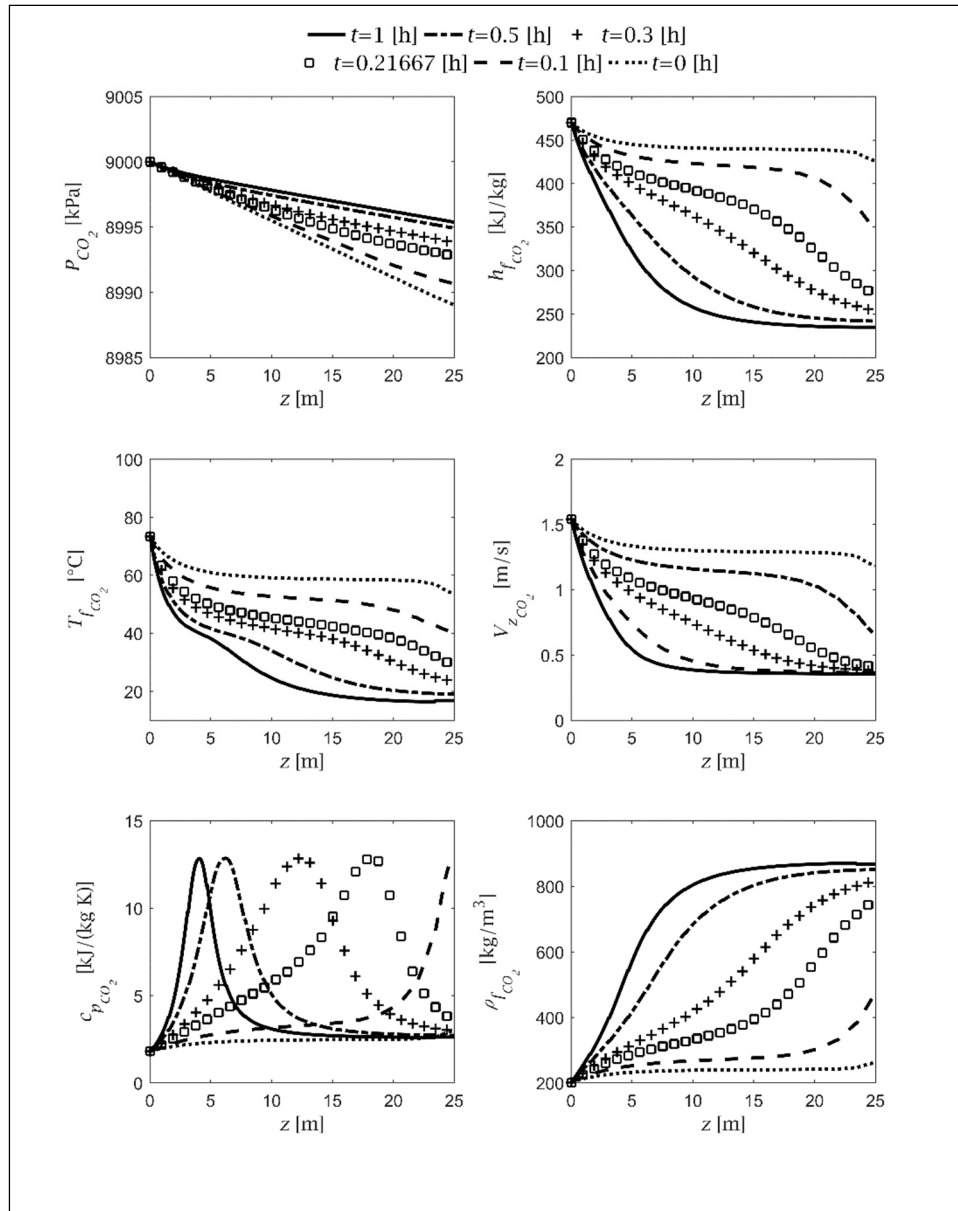


Figure 3.12 CO<sub>2</sub> variables and properties field along the heat exchanger axis using nominal operating conditions

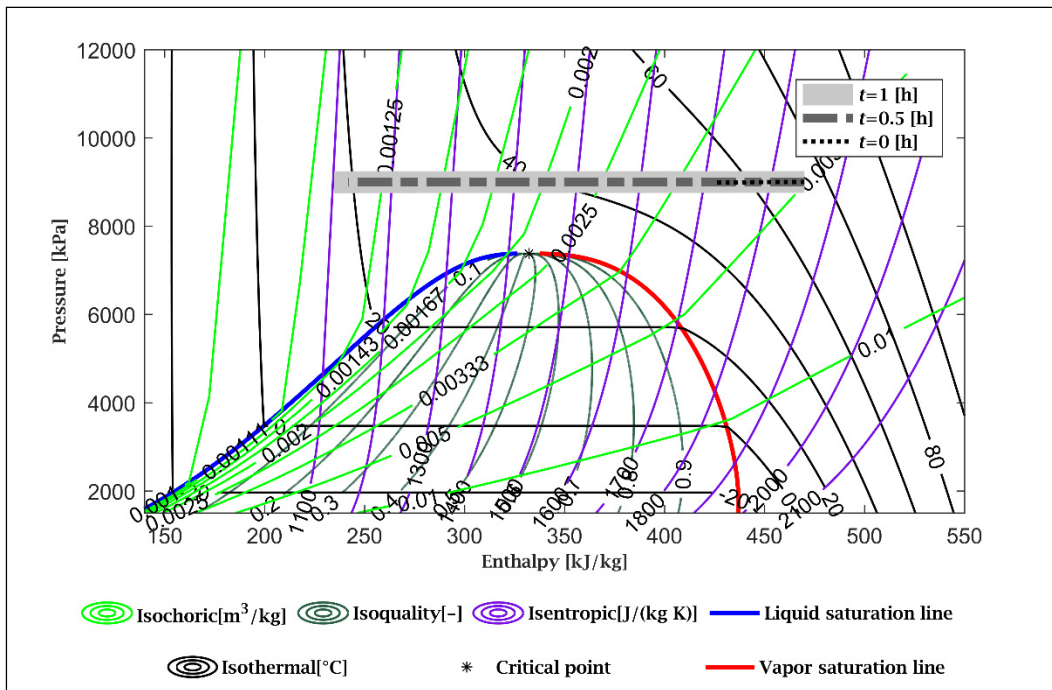


Figure 3.13 Gas cooler evolution using nominal operating conditions in CO<sub>2</sub> pressure/enthalpy diagram

In this scenario, the tank initial temperature is 60 [°C] and the mean temperature is meant to decrease over time since the CO<sub>2</sub> heat exchanger does not cover for all the heat extracted from both the SHW and DCW flows. This is an opposite scenario than the one presented in the previous section where the initial temperature is 20 [°C] and the CO<sub>2</sub> HX is providing heat to the tank. On the top graph of Figure 3.11, the thermal stratification of the tank is relatively well maintained over time. After 6 minutes, it is possible to see that the bottom of the tank is around 25 [°C] while the top is still around 50 [°C]. On the second graph of Figure 3.11, evolution in time of the temperature of the tank and the outlet temperature of DCW HX are depicted. After 0.6 [h], the water temperature in the middle and at the bottom of the tank meet each other's. This is the result of the instantaneous mixing algorithm accounting for natural convection in the tank. In this scenario, the operating conditions (from Table 3.2) lead at some point to a temperature inversion along the vertical axis of the tank. In real conditions in the tank, a colder control volume over a warmer one would induce mixing. This is accounted for in this model through the use of an instantaneous mixing algorithm that retroactively mixes the inverted

nodes at the end of a time step calculation. Figure 3.12 gives the evolution of the main variable field along the longitudinal axis of the CO<sub>2</sub> HX. Evolution of the pressure, temperature, etc. are given. It is important to note that the curve identified by  $t = 0$  [h] on Figure 3.11 and Figure 3.12 are 1 [min] apart. This explains why the CO<sub>2</sub> on Figure 3.12 leaves the tank at a temperature a bit lower than 60 [°C]. Finally, the pressure-enthalpy evolution is given for three different time steps on Figure 3.13. The evolutions from the initial time step to the final one are explained with the mean temperature of the tank that decreases over time. This is in contrast of the behavior shown on Figure 3.10 of the previous section.

### 3.11 Conclusion

This paper presents a semi-transient modelling of a stratified heat storage tank used as a gas cooler in a CO<sub>2</sub> transcritical heat pump system. The model is based on the 1D transient heat conduction equation in the tank. The heat exchangers and the tank heat losses to the environment are modeled as temperature dependent source terms. Two types of heat exchanger models are implemented. The first relies on the well-known LMTD method for a single phase water flow and the second one uses a steady state numerical solution of the continuity, momentum and energy equations for either single or two-phase flow of CO<sub>2</sub>.

Good agreement was found between the proposed developed model and the TRNSYS Type 534 component simulating a scenario compatible for solutions by both models. Nevertheless, this problem was still insufficient to validate the CO<sub>2</sub> transcritical HX.

Then, in order to validate the correct implementation of the CO<sub>2</sub> heat exchanger, the model was adapted to simulate the tube-in-tube counter flow gas cooler. In this case, an excellent agreement was obtained between simulation results and those obtained numerically and experimentally by other authors.

Finally, simulations of the gas cooler tank in different working conditions were presented. The results showed in terms of pressure-enthalpy evolution allowed to find out what the heat pump cycle would look like during the operation of the whole CO<sub>2</sub> transcritical heat pump system. Also, the temperature of the water in the tank along the vertical axis gives an overview of the thermal stratification in the tank. The discretization of the CO<sub>2</sub> HX allows for a detailed analysis of the evolution at the supercritical state of the variables such as pressure, temperature, velocity etc. along the immersed coil.

### 3.12 Acknowledgments

The first author would like to thank the Vanier Canada Graduate Scholarships for its financial support. We also thank Mathieu Castonguay from Coarchitecture and Pierre Lévesque from Ceptek who helped with this project. Authors would like to thank Mr. Michel Trottier for his invaluable support that permitted the construction of the Michel-Trottier t3e Heliolab.

### 3.13 References

Available at the end of the thesis.

### 3.14 Appendix A

Table 3.5 Thermophysical parameters of material

	<b>Stainless steel</b>	<b>Copper</b>	<b>Fiberglass blanket</b>
$k$ [W/mK]	14.9	401	0.038
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	7900	8933	32
$c_p$ [J/kgK]	477	385	835

## 3.15 Appendix B: Solution algorithms

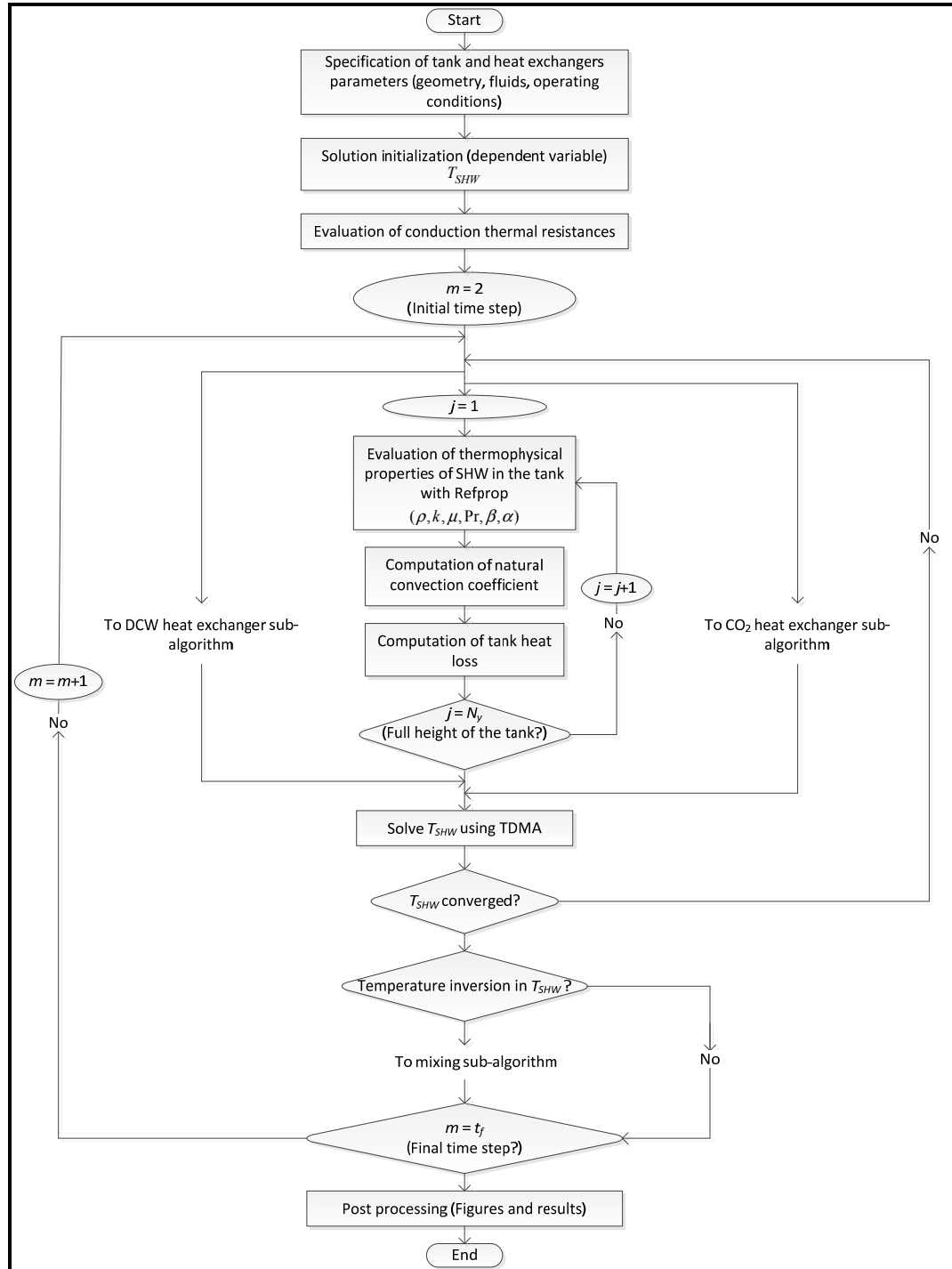


Figure 3.14 Main algorithm

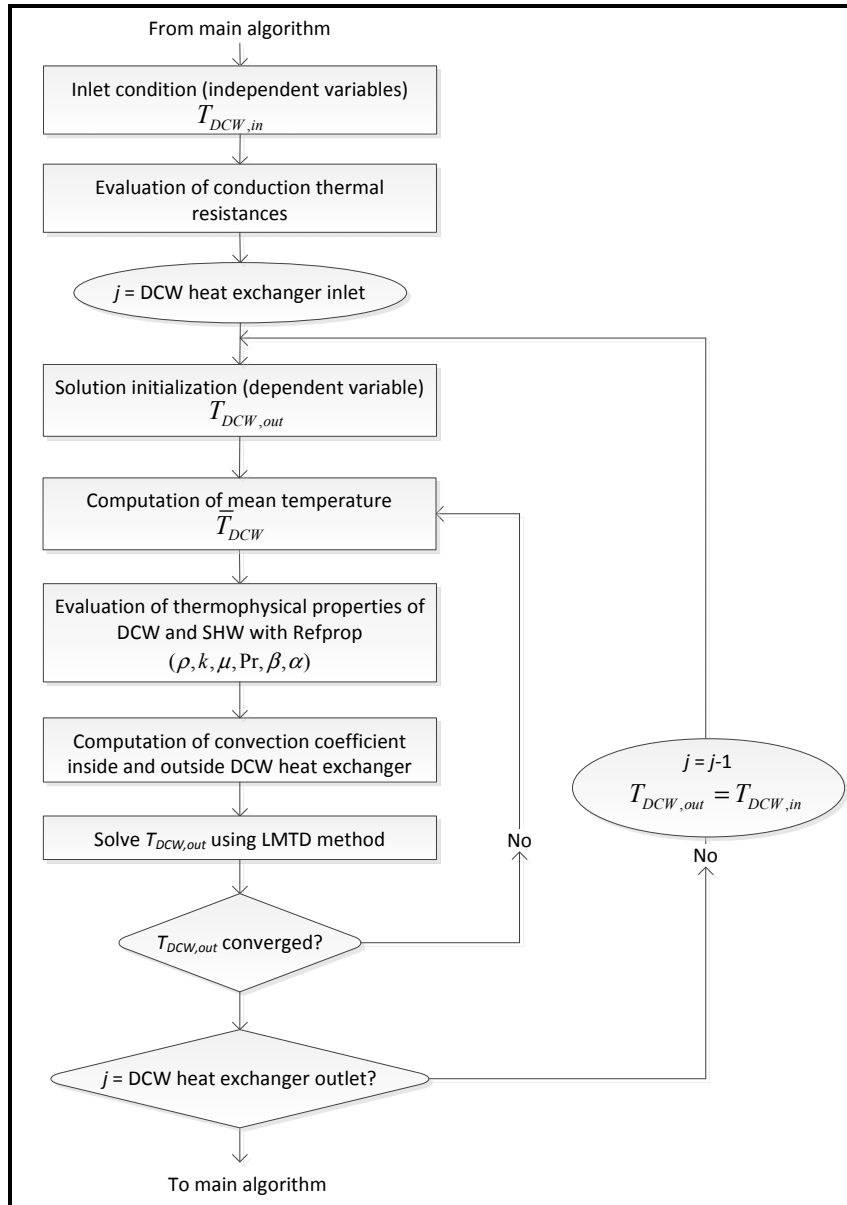
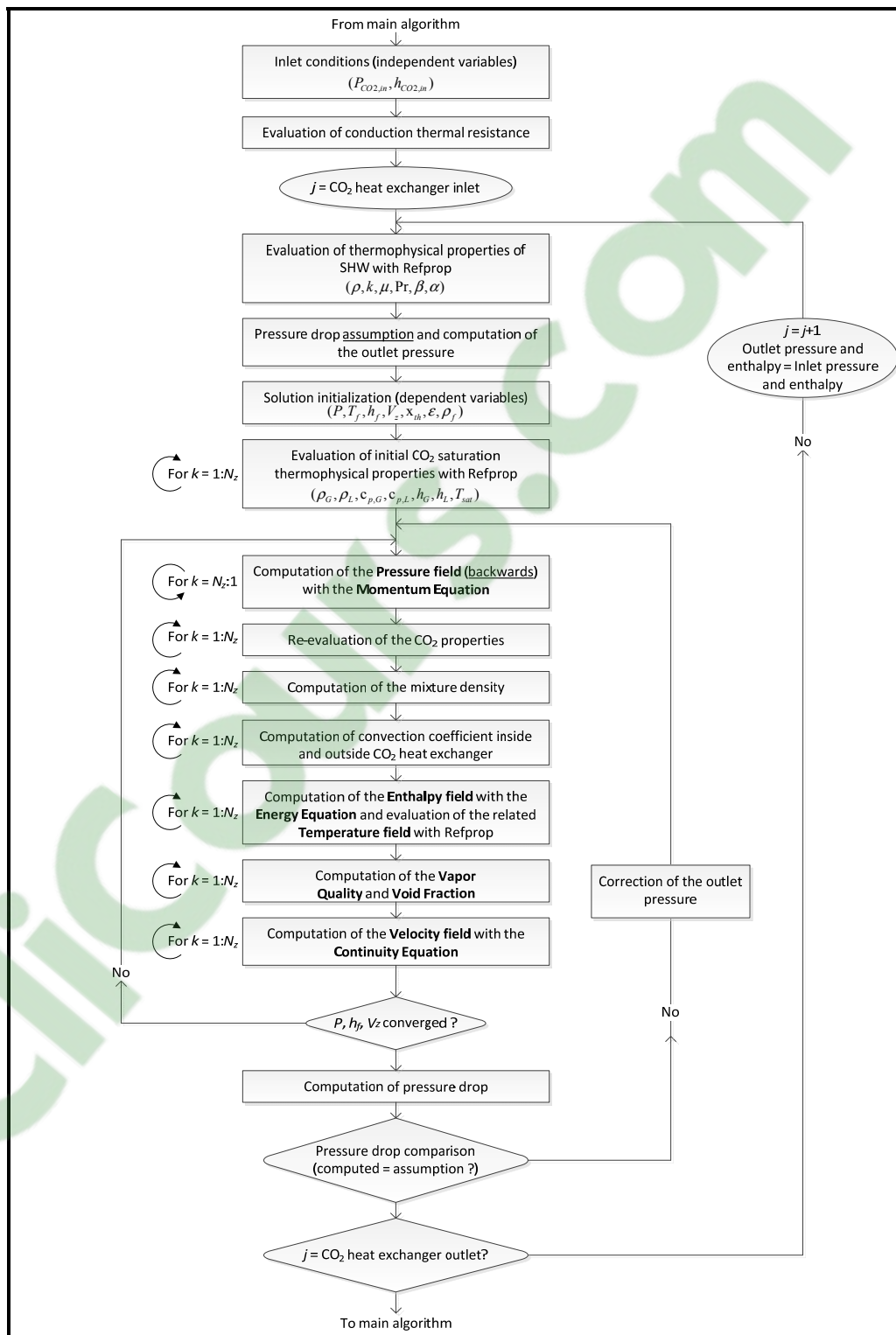


Figure 3.15 DCW algorithm



Figure 3.16 CO<sub>2</sub> algorithm

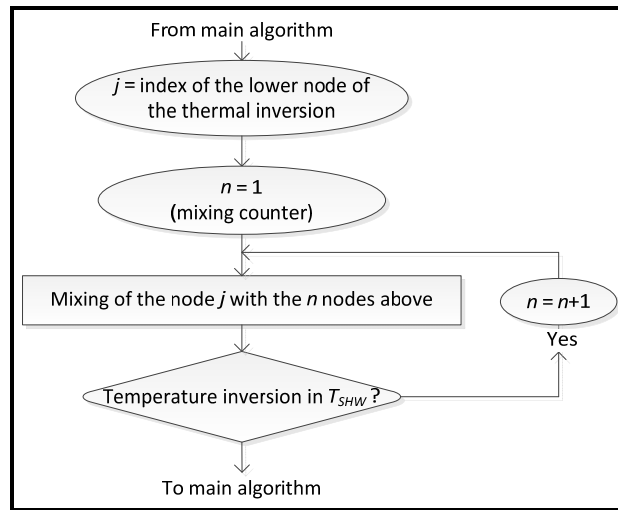


Figure 3.17 Mixing algorithm

### 3.16 Appendix C: Time step dependency analysis of selected results

An analysis on the time step dependency of the results is conducted on the SHW temperature distribution along the tank height at the end of the simulation and on the transient evolution of the temperature at the top of the tank. Figure 3.18 shows the results of this analysis for 5 different time steps in the operating conditions related to the one of Figure 3.8. The comparison shows that using a smaller time step than 900 [s] does not produce a significant change on the results.

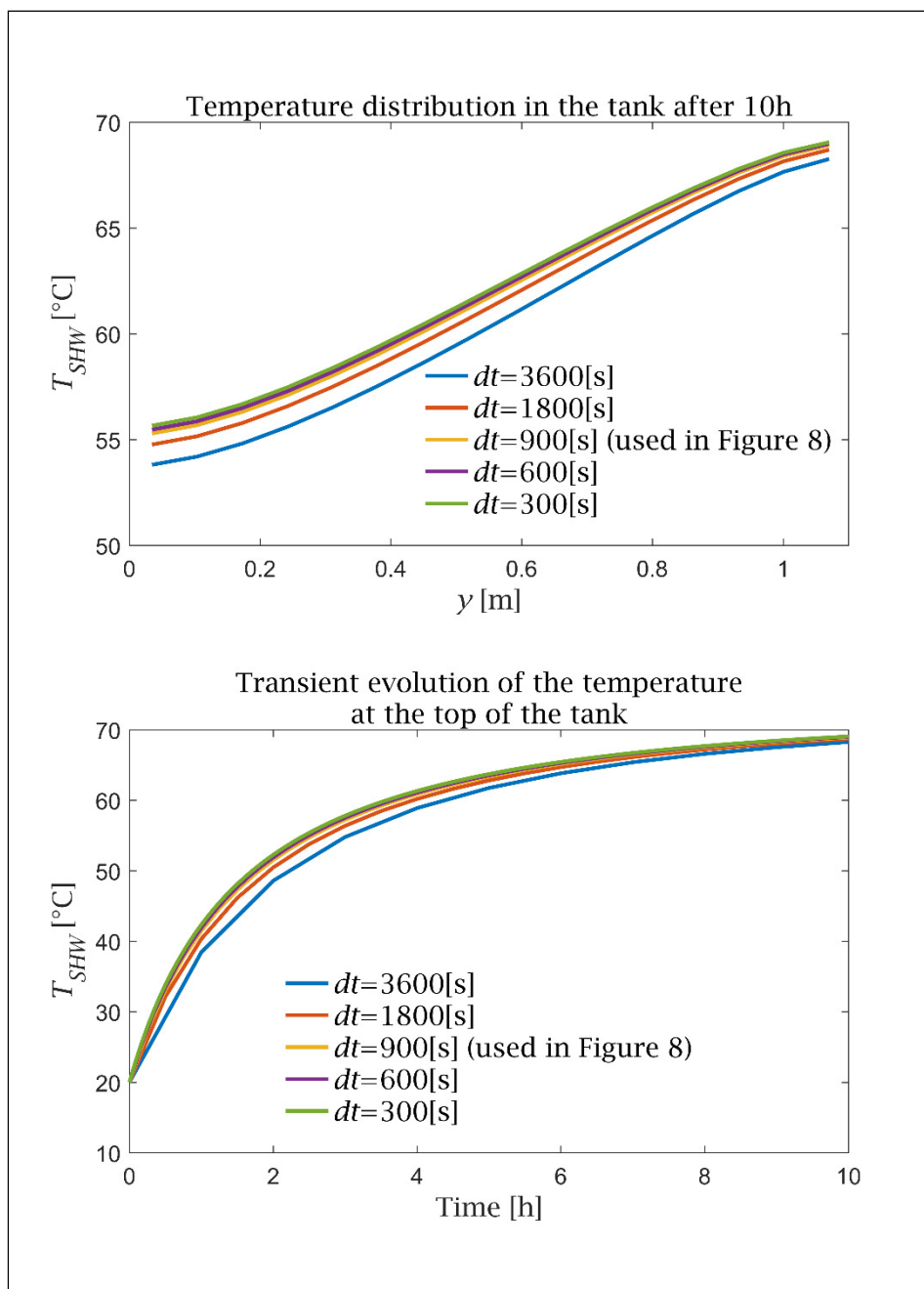


Figure 3.18 Time step dependency results



## CHAPITRE 4

### A HYBRID PV/T SOLAR EVAPORATOR USING CO<sub>2</sub>: NUMERICAL HEAT TRANSFER MODEL AND SIMULATION RESULTS

Pierre-Luc Paradis<sup>a</sup>, Daniel R. Rousse<sup>a</sup>, Louis Lamarche<sup>b</sup>, Hakim Nesreddine<sup>c</sup>

<sup>a</sup> Industrial Research Group in Energy Technologies and Energy Efficiency (t3e),  
École de technologie supérieure, Université du Québec, 1100, rue Notre-Dame  
Ouest, Montréal (Québec), Canada, H3C 1K3

<sup>b</sup> École de technologie supérieure, Université du Québec, 1100, rue Notre-Dame  
Ouest, Montréal (Québec), Canada, H3C 1K3

<sup>c</sup> Laboratoire des technologies de l'énergie (LTE), Hydro-Québec, 600 rue de la Montagne,  
Shawinigan (Québec), Canada, G9N 7N5

Published in Solar Energy, August 2018.

#### 4.1 Abstract

This paper investigates a new geometry of hybrid photovoltaic/thermal (PV/T) solar collector used as an evaporator in a CO<sub>2</sub> transcritical heat pump system. The solar absorber plate embeds monocrystalline silicon PV cells producing electricity and a stainless steel sheet to improve heat transfer in comparison to standard back sheets. A serpentine stainless steel tube is bonded to the back of this solar absorber plate and two-phase CO<sub>2</sub> flows inside this heat exchanger.

A semi-transient numerical model is proposed to assess the thermal and electrical performance of the evaporator under given weather parameters and heat pump operating conditions. The 2-D, transient thermal diffusion equation is combined with a 1-D, steady-state, compressible, two-phase flow model to compute the temperature distribution of the solar absorber plate along with the pressure, velocity, density and enthalpy field of the CO<sub>2</sub> in the serpentine tube. A special model based on the straight fin analytical model accounting for the circumferential temperature gradient around the tubes is developed to combine the absorber plate and the heat exchanger models.

The simulation results show an overall mean temperature reduction of the solar absorber plate operating at an electrical maximum power point of more than 25 °C with respect to a standard PV collector. Reducing the plate temperature leads to an additional production of 34 W of electrical power exceeding the maximum power specified under the test conditions of IEC 60904-3 international standard. In the simulated conditions, 1.028 kW of thermal power is also extracted and can be used in heating applications. The electrical efficiency increases from 14.1 % for a standard solar PV collector to 16.0 % for the suggested evaporator design. Finally, an overall efficiency combining both the electricity and heat production of 72.3 % is achieved.

**Keywords:** Solar collector, PV/T, two-phase flow, transcritical heat pump, carbon dioxide, finite volume.

## 4.2 Nomenclature

### Symbols

$L_x$	Collector width, [m]
$dx$	Length of a differential control volume along the “x” axis, [m]
$L_y$	Collector length, [m]
$dy$	Length of a differential control volume along the “y” axis, [m]
$L_z$	Serpentine tube heat exchanger length, [m]
$dz_f$	Length of a differential control volume along the “z <sub>f</sub> ” axis, [m]
$dz_p$	Length of a differential control volume along the “z <sub>p</sub> ” axis, [m]
$q$	Heat transfer rate, [W]
$c_p$	Specific heat capacity at constant pressure, [J/kg·K]
$k$	Thermal conductivity, [W/m·K]
$h$	Convection coefficient, [W/m <sup>2</sup> ·K] / Enthalpy, [kJ/kg]
$T$	Temperature, [K]
$G$	Solar radiation, [W/m <sup>2</sup> ]
$V_z$	Flow velocity, [m/s]
$p$	Pressure, [kPa]
$P$	Electrical power, [W]
$I$	Electric current, [A]
$V$	Electric voltage, [V]
$x_{th}$	Thermodynamic vapor quality, [-]
$\hat{x}$	Flow vapor quality, [-]
$N_x$	Number of nodes along the “x” axis
$N_y$	Number of nodes along the “y” axis

$N_{z,f}$	Number of nodes along the “ $z_f$ ” axis
$N_{z,P}$	Number of nodes along the “ $z_P$ ” axis
$g_z$	Gravity constant, [m/s <sup>2</sup> ]
$R$	Thermal resistance, [K/W]
$R'$	Thermal resistance associated to heat transfer per unit length, [K·m/W]
$w$	Width, [m]

### Greek symbols

$\delta$	Thickness, [m]
$\rho$	Density, [kg/m <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	Void fraction, [-]
$\mu$	Dynamic viscosity, [N·s/m <sup>2</sup> ]
$\theta$	Tilt angle of the pipe with reference to the vertical, [rad]

### Subscripts and superscripts

$a$	Related to the ambient air temperature
$b$	Related to the bond between the plate and the serpentine tube
$i$	Node identification along the spatial “ $x$ ” axis
$j$	Node identification along the spatial “ $y$ ” axis
$k$	Node identification along the spatial “ $z$ ” axis
$m$	Node identification along the time “ $t$ ” axis
$P$	Related to the solar absorber plate
$f$	Related to the fluid mixture (both vapor and liquid phases)
<i>friction</i>	Related to the pressure drop due to friction
<i>elec</i>	Related to the photovoltaic electric production
<i>cond</i>	Conduction heat transfer
<i>conv</i>	Convection heat transfer
<i>rad</i>	Radiation heat transfer
<i>loss</i>	Related to the thermal loss to the ambient
<i>st</i>	Stored energy
<i>sky</i>	Related to the sky temperature
<i>solar</i>	Related to the incident solar radiation
<i>top</i>	Related to the heat transfer on the top of the plate
<i>bot</i>	Related to the heat transfer on the bottom of the plate
<i>fin</i>	Related to the straight fin model
$CO_2$	Refrigerant or two-phase flow fluid
$G$	Gas phase
$L$	Liquid phase
$T$	Total tilted solar radiation
<i>in/out</i>	Inlet / Outlet or Inside / Outside of the tube
<i>wall</i>	Related to the heat transfer rate through the serpentine tube wall

### Abbreviations

PV	Photovoltaic
PV/T	Photovoltaic/thermal
ODP	Ozone depletion potential
GWP	Global warming potential
CFC	Chlorofluorocarbon
HCFC	Hydrochlorofluorocarbon
HFC	Hydrofluorocarbon
DX-SAHP	Direct expansion, solar assisted heat pump
COP	Coefficient of performance
PDE	Partial differential equations
MPPT	Maximum power point tracking conditions

### 4.3 Introduction

#### 4.3.1 Context

Hybrid PV/T solar collectors are commonly connected to air or water loops (Zondag, 2008). In those cases, they either produce hot water or preheat building fresh air. The use of a two-phase flow heat transfer fluid inside the solar collector in combination with a vapor compression cycle is another option known as direct expansion solar assisted heat pump (DX-SAHP) (Daghighi et al., 2010). It has a significant potential to improve the performance of both the heat pump and the solar collector at the same time (Chaturvedi, Chiang et Roberts, 1982). Accordingly, Ji et al. (2008a) designed a hybrid PV/T evaporator and tested it in a system using R22 as a refrigerant. It produced more energy (both electrical and thermal) per square meter than the separate components (either a standard PV solar collector or a thermal collector) could produce. In fact, the evaporation of the refrigerant inside the solar collector reduces the PV cells operating temperature and increase their electrical performance. At the same time, the increased evaporating temperature of the heat pump increases its heating coefficient of performance (COP).

An accurate model of this new design of hybrid PV/T solar evaporator is needed in order to predict its combined thermal and electrical performance and its influence on the thermodynamic cycle of the heat pump.



The existing analytical model based on the flat plate solar thermal collector original analysis conducted by Hottel and Whillier and available in reference textbook such as Duffie et Beckman (2006) relies on numerous assumptions. Modified versions of this model (Bergene et Løvvik, 1995; Florschuetz, 1979; Sandnes et Rekstad, 2002) take into account the photovoltaic power produced which reduces the thermal performance of the solar collector. These analytical models usually require little computation time. In this way, they can be used to evaluate both thermal and hybrid PV/T solar collector performance over a year. However, they cannot represent the complexity of the two-phase flow behavior, which characterizes a solar evaporator.

Distributed dynamic numerical models are also proposed (Chow, 2003; Pierrick et al., 2015; Rejeb, Dhaou et Jemni, 2015a). They help to understand the thermal and electrical behavior of the solar collector on the component scale since they include a high level of details. This kind of numerical model is then particularly well suited to analyze new collector geometries. In return, they are usually computationally intensive making them unsuitable to simulate the long-term system behavior.

#### **4.3.2 Contribution of this work**

This project involves a direct expansion (DX) hybrid PV/T solar collector, which acts as an evaporator of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump producing both electricity and heat. In an earlier contribution (Paradis et al., 2017), the combined thermal and electrical behavior of a solar absorber PV plate is analyzed in details. However, there was no heat exchanger to gather the thermal energy. The aim of the present paper is to include the coupling between the solar absorber PV plate model of Paradis et al. (2017) and a 1-D compressible two-phase flow model. In this new contribution, the previous model is first modified to take into account the source term due to the direct expansion heat exchanger and a complete 1-D compressible two-phase flow model is added to model the flow of CO<sub>2</sub>. The purpose of the detailed numerical model is to evaluate simultaneously the thermal and electrical performance of the direct

expansion solar evaporator. Special care is taken to handle the phase change of the refrigerant in the serpentine tube heat exchanger. Furthermore, an in depth analysis of the diffusion heat transfer between the serpentine tube bonded to the back of the solar absorber plate is also presented. An analytical method is also developed to account for the temperature variation around the tube circumference. Finally, numerical steady state results are given at the end of the paper. In future work, it is expected to include all of the other heat pump components namely the compressor, the expansion valves, intermediate heat exchanger and gas cooler as well as the control algorithm.

Figure 4.1 shows the evaporator geometry, which includes all the layers of a standard photovoltaic (PV) solar collector in combination with a stainless steel sheet. This solar absorber plate is presented as a “thermally enhanced solar absorber plate” by Paradis et al. (2017). A serpentine stainless steel tube is bonded to the back of the solar absorber using a 2 parts acrylic/epoxy hybrid adhesive loaded with 50 % weight of aluminum powder in order to maximize its thermal conductivity up to 3.22 W/m·K. Threaded studs are bonded to the back of the plate using an acrylic mechanical adhesive and aluminum reinforcement angle bars are fastened in place using the same dynamometric torque to avoid local stresses and deformation of the solar absorber plate.

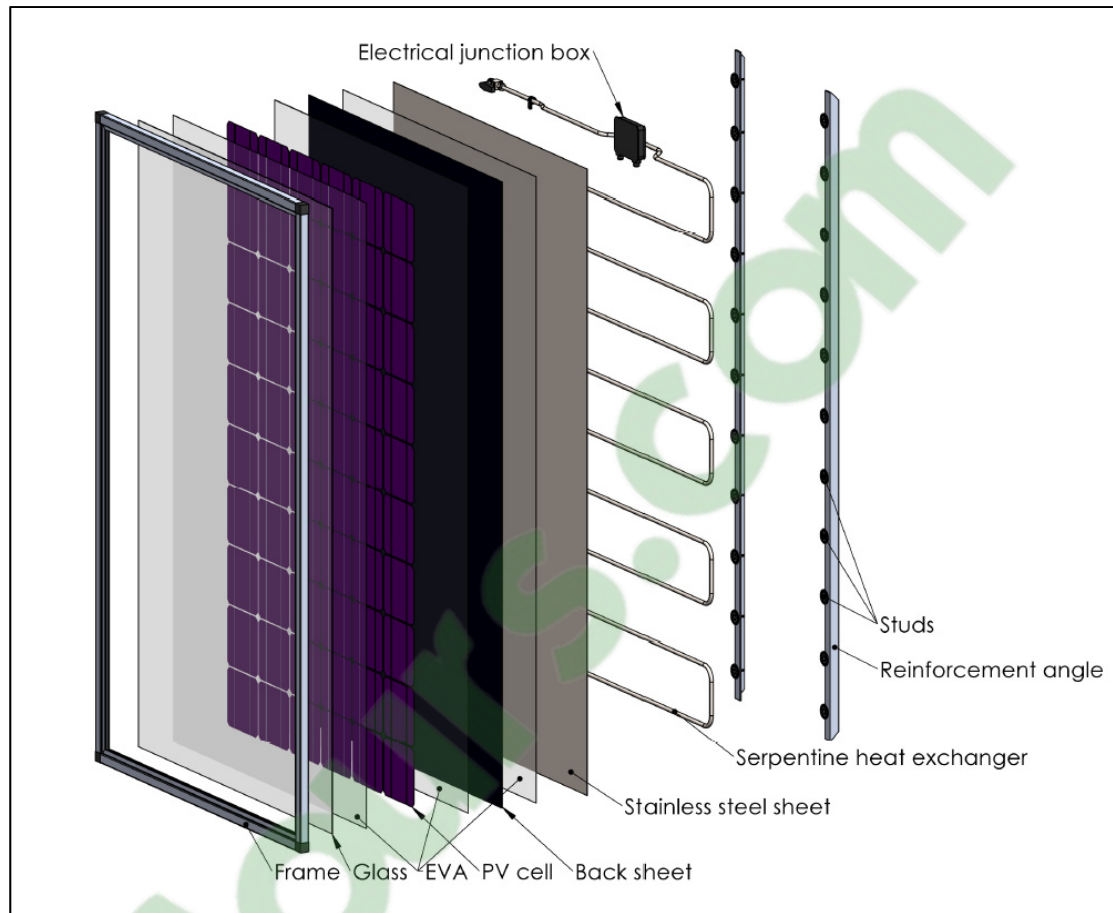


Figure 4.1 Hybrid solar evaporator geometry

The solar absorber plate embeds 60 monocrystalline silicon PV cells. Table 4.1 gives a summary of the electrical performance of the solar absorber plate tested according to IEC 60904-3 international standard printed on the individual label in the back of the collector.

Table 4.1 Electrical performance of the solar absorber plate at reference conditions

Maximum power	$P_{mp,ref} = 264.9 \text{ W}$
Maximum power current	$I_{mp,ref} = 8.33 \text{ A}$
Maximum power voltage	$V_{mp,ref} = 31.81 \text{ V}$
Short-circuit current	$I_{sc,ref} = 8.8 \text{ A}$
Open-circuit voltage	$V_{oc,ref} = 38.65 \text{ V}$

### 4.3.3 Literature review

Solar assisted heat pumps (SAHP) rely on either standard thermal or hybrid PV/T solar collectors. Table 4.2 gives an exhaustive list of the research involving solar assisted heat pumps (SAHP). Most of these studies present systems using direct expansion solar collector instead of using a secondary loop to extract the heat from the solar collector. In the direct expansion case, the refrigerant flows directly inside the solar collector and these systems are referred to as “DX-SAHP”. In these systems, the solar collector acts as a solar evaporator. A variety of refrigerants are used and sometimes compared like in the study of Gorozabel Chata, Chaturvedi et Almogbel (2005). In the past, R22 was used as a refrigerant in most systems. Nowadays, the trend is to use non-ozone depleting refrigerants such as R134a or R410a.

Table 4.2 Summary of the literature related to the SAHP

Solar assisted heat-pump, SAHP		
Collectors	Studies	Refrigerants
Thermal	(Chaturvedi, Chiang et Roberts, 1982)	<i>R12</i> and <i>R22</i>
	(Chaturvedi et al., 2009)	<i>R134a</i>
	<b>(Chen, Dai et Wang, 2016)</b>	<b><i>R744</i></b> (CO <sub>2</sub> , Combi-system)
	(Chow et al., 2010)	<i>R134a</i>
	<b>(Deng, Dai et Wang, 2013; Deng et al., 2011)</b>	<b><i>R744</i></b> (CO <sub>2</sub> , Combi-system)
	(Gorozabel Chata, Chaturvedi et Almogbel, 2005)	<i>R12, R22, R134a, R404a, R407c, R410a</i>
	(Hawlder et Jahangeer, 2006)	<i>R134a</i> (Direct expansion and secondary loop)
	<b>(Islam et Sumathy, 2013)</b>	<b><i>R744</i></b> (CO <sub>2</sub> , Numerical results only)
	(Ito, Miura et Wang, 1999)	<i>R12</i>
	<b>(Kim, Choi et Cho, 2013)</b>	<b><i>R744</i></b> (CO <sub>2</sub> , Secondary loop only)
	(Kong et al., 2017)	<i>R410a</i>
	(Kuang, Wang et Yu, 2003)	<i>R22</i>
	(Li et al., 2007)	<i>R22</i>
	(Sun et al., 2015; Sun et al., 2014)	<i>R134a</i>
(Wang et al., 2011)	<i>R407c</i>	
Both	(Miura, Wang et Nishikawa, 1997)	<i>R12</i>
Hybrid PV/T	(Badescu, 2002)	<i>R114</i>
	(Bai et al., 2012)	<i>R410a</i>
	(Cervantes et Torres-Reyes, 2002)	<i>R22</i>
	(Chen, Riffat et Fu, 2011)	<i>R134a</i>
	(Ito, Miura et Wang, 1999; Ito, Miura et Takano, 2005)	<i>R22</i>
	(Ji et al., 2009; Ji et al., 2008a; Ji et al., 2008b)	<i>R22</i>
	(Mastrullo et Renno, 2010)	<i>R22</i>
	(Zhao et al., 2011)	<i>R134a</i>
	(Zhou et al., 2017; Zhou et al., 2016)	<i>R22, R410a</i>

In general, it is possible to assess refrigerant environmental impacts using two different indicators: the ozone depletion potential (ODP) and the global warming potential (GWP). The

Montreal Protocol originally targeted refrigerants with large ozone depletion potential such as chlorofluorocarbons (CFCs) and hydrochlorofluorocarbons (HCFCs). In October 2016, the signature of the Kigali Amendment to the Montreal Protocol sealed a commitment to reduce greenhouse gas emissions through the phase out of hydrofluorocarbons (HFCs) which have a large GWP index.

Natural refrigerants like CO<sub>2</sub> meet the new requirements of the Kigali Amendment to the Montreal Protocol. In addition to its environmental benefits, carbon dioxide does not present health hazard since it has a low toxicity and it is neither flammable nor corrosive (Austin et Sumathy, 2011). Only a few studies on solar assisted heat pumps use CO<sub>2</sub> as a refrigerant. They are identified in bold in Table 4.2 and none of them involves hybrid PV/T solar evaporators. Islam et Sumathy (2013) give only numerical results involving evacuated-tube solar thermal collector. Kim, Choi et Cho (2013) present a combined system using geothermal borehole heat exchanger, evacuated tube solar collectors and a thermal storage tank interconnected with a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump through secondary loops using water or glycol/water mixture. Deng et al. (2011), Deng, Dai et Wang (2013) and Chen, Dai et Wang (2016) analyzed a combi-system to provide space heating and domestic hot water. They combined the solar system and a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump (“Eco-cute” type) as two separate heat sources for a heat storage tank. In particular, the work of Deng et al. (2011) also involve an absorption chiller to improve the overall system performances. More generally, recent publications on transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps (Ma, Liu et Tian, 2013; Neksa, 2002; Yang et al., 2010) show a regain of interest for this refrigerant. The researchers are generally trying to develop ways to cope with the low critical conditions of the CO<sub>2</sub>, which requires the use of a transcritical cycle and conducts to elevated working pressures in the system.

## 4.4 Mathematical models

### 4.4.1 Solar absorber plate model

Figure 4.2 shows a heat balance on a differential element of the solar absorber plate over the serpentine tube heat exchanger. The volume of the solar absorber plate element is  $dx dy \delta_P$  and the length of the tube element is  $dz$ . The  $x$  and  $y$  axes are used for the spatial temperature distribution on the solar absorber plate and the  $z_f$  axis refers to the serpentine tube longitudinal axis following the alignment of the tube heat exchanger. The sky, ambient air, plate and fluid temperature are also identified.

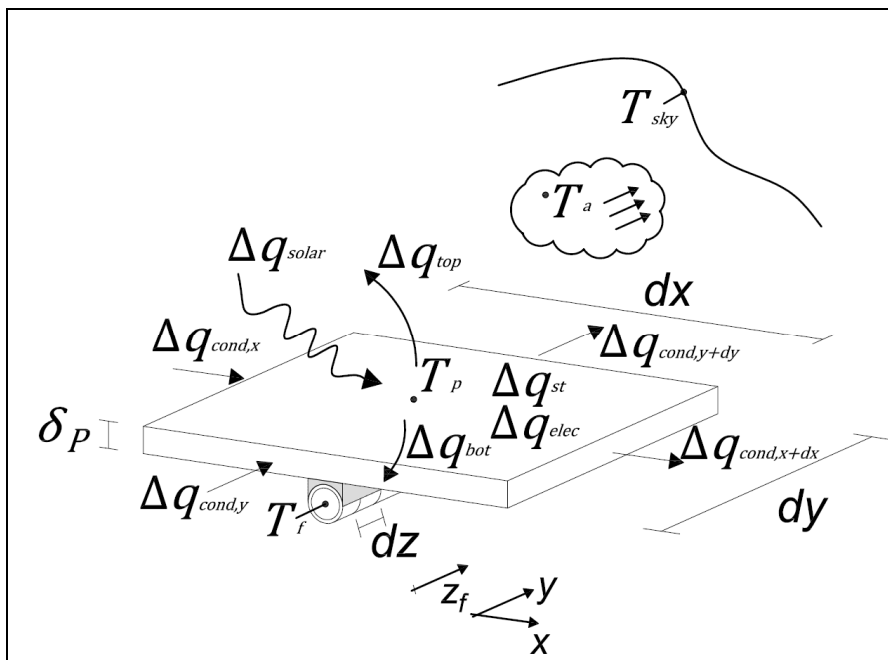


Figure 4.2 Heat transfer representation and notation on an infinitesimal control volume of finite thickness

The solar absorber plate model of Paradis et al. (2017) is coupled with a two-phase flow model of the refrigerant in the pipe in order to develop a conjugate heat transfer model that predict the heat flux exchanged between the solar absorber plate and the refrigerant. The energy balance on the absorber plate is described according to Equation (4.1). The expression of the

source term depends on the position of the control volume on the solar absorber plate. Accordingly, if the control volume lies in between two PV cells,  $\Delta q_{elec}$  is set to 0. In the case where the control volume is located over the serpentine heat exchanger, the expression of  $\Delta q_{bot}$  takes into account the heat exchange between the ambient air and the CO<sub>2</sub> flowing in the tube. This is done using the coupling model explained below.

$$\underbrace{(\rho c_p)_P \frac{\partial T_P}{\partial t}}_{\text{Transient term}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[ k_P \left( \frac{\partial T_P}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ k_P \left( \frac{\partial T_P}{\partial y} \right) \right]}_{\text{2-D diffusion terms}} + \underbrace{\frac{\Delta q_{solar} - \Delta q_{top} - \Delta q_{bot} - \Delta q_{elec}}{dxdy\delta_p}}_{\text{Source term}} \quad (4.1)$$

The solar absorber plate model is implemented as described by Paradis et al. (2017). It involves both an electrical and an optical model in order to evaluate  $\Delta q_{solar}$  and  $\Delta q_{elec}$ . The electrical model is based on the so-called 5 parameters model. This particular model has the advantage to account for the electrical load connected to the solar collector. The optical model evaluates the optical losses due to the variation of the incidence angle of the solar radiation throughout the day/year (Paradis et al., 2017).

#### 4.4.2 Two-phase flow model

A homogeneous two-phase CO<sub>2</sub> mixture flows inside the serpentine tube heat exchanger bonded to the back of the solar absorber plate. The tube is made of stainless steel with an outside diameter of 9.5 mm and a wall thickness of 1.2 mm in order to handle the high operating pressure of the system.

The compressible two-phase flow model relies on 1-D steady state equations of mass, momentum and energy conservation. The steady state assumption can be justified through the comparison of the transport time associated with the two-phase flow inside the tube and the characteristic time associated with the diffusion heat transfer in the solar absorber plate. The average velocity of the refrigerant in the pipe is around 1.5 m/s and the total length of the

serpentine tube is 9.934 m. This corresponds to a transport time of about 6.6 s. For the plate, the characteristic time associated with the Fourier number (Incropera et al., 2013) can be used to evaluate the time related to the diffusion heat transfer. The half distance between two branches of the serpentine tube (0.080 m) is used as a characteristic length. The plate thermal diffusivity is around  $3.178 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . Thermal properties of the plate are evaluated using a weighted average according to the thickness of each layer (glass, EVA, etc.) (Paradis et al., 2017). The corresponding characteristic time is in the order of 30 min, which is much larger than the transport time. The combination of the transient diffusion equation modelling the heat transfer in the solar absorber plate with a steady state flow model gives a complete combined semi-transient model of the solar evaporator.

In this context, Figure 4.3 presents a schematic representation of the horizontal serpentine tube. The inlet conditions (velocity, pressure and enthalpy) of the  $\text{CO}_2$  are given. The  $z_f$  axis is oriented in the direction of the tube longitudinal axis and the  $z_P$  axis refers to a parallel axis associated with the solar absorber plate.



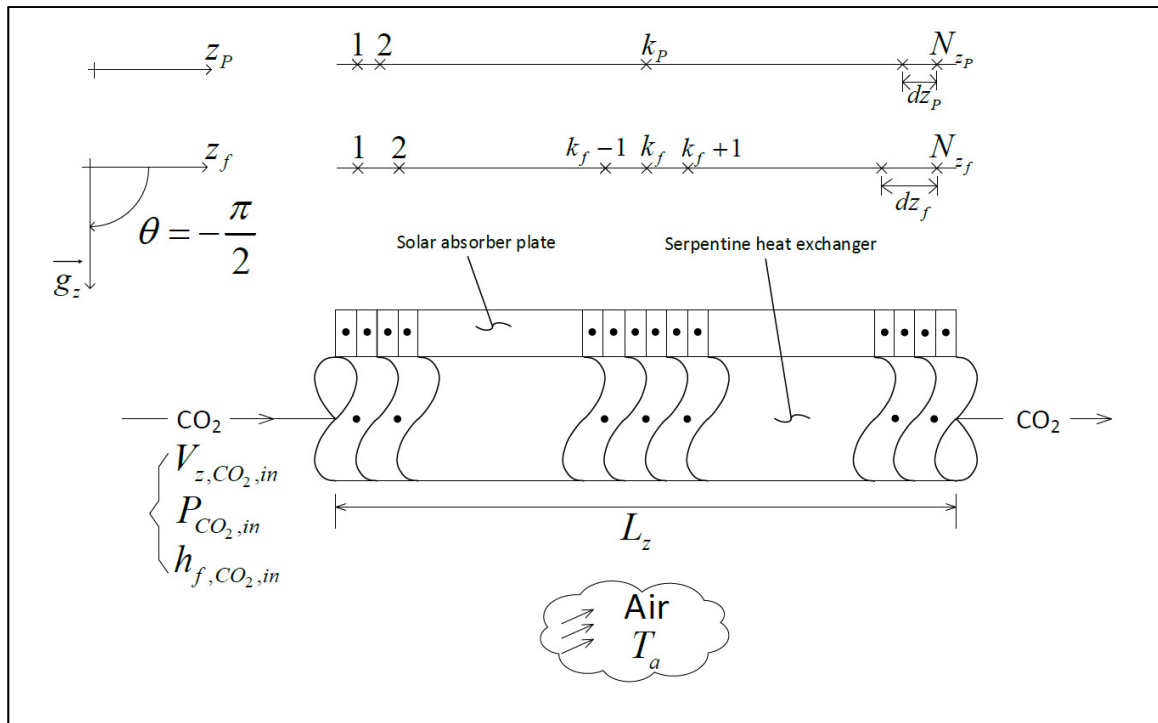


Figure 4.3 Schematic representation of the serpentine CO<sub>2</sub> heat exchanger

A qualitative representation of the mesh is also given in Figure 4.3. Special care is taken to align the solar absorber plate control volume interfaces with those of the serpentine tube control volume. In this way, the need for interpolation is avoided since the heat flux can simply be summed over the two different meshes. This ensures energy conservation between the models (the solar absorber plate and the flow in the tube). In the upcoming results, each serpentine control volume is combined with 10 solar absorber plate control volumes. The solar absorber plate mesh is  $1 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$  and the control volumes on the tube are 10 mm long.

Table 4.3 presents the 1-D homogeneous two-phase flow model equations. Mean conditions (temperature, pressure, enthalpy, etc.) are assumed over the pipe cross-section. The velocity profile is supposed to be fully developed and both the liquid and vapor phases are considered in thermodynamic equilibrium. The thermodynamic state of the refrigerant is then solved along the pipe. Conservation of mass, momentum and energy are presented in Table 4.3 along with

the mixture density, the thermodynamic vapor quality and the void fraction. Homogeneous two-phase model is assumed for the refrigerant flow. This assumption is consistent with the fact that the refrigerant flashes when it goes through the expansion valve. This device chokes the refrigerant flow and as a result, a mist takes place (mixture of very small liquid droplets). Consequently, no distinction can be made between liquid and vapor phases velocity.

Table 4.3 Summary of the equations of the two-phase flow model

Mass/Continuity	$\frac{d}{dz}(\rho_f V_z) = 0$	(4.2)
Momentum	$\frac{d}{dz}(\rho_f V_z^2) + \frac{dp}{dz} - \rho_f g_z \cos \theta + \frac{dp_{friction}}{dz} = 0$	(4.3)
Energy	$\frac{d}{dz} \left[ \rho_f V_z \left( h_f + \frac{V_z^2}{2} - g_z z \cos \theta \right) \right] - \frac{\Delta q_{wall}}{dz A_s} = 0$	(4.4)
Mixture density	$\rho_f = \varepsilon \rho_G + (1 - \varepsilon) \rho_L$	(4.5)
Thermodynamic quality	$x_{th} = \frac{h_f - h_L}{h_G - h_L}$	(4.6)
Void fraction	$\varepsilon = \frac{x_{th} \rho_L}{x_{th} \rho_L + (1 - x_{th}) \rho_G}$	(4.7)

Finite volumes scheme (Patankar, 1980) along with the CO<sub>2</sub> state model implemented in Refprop (Lemmon, Huber et McLinden, 2013) are used to solve the governing equations for 7 unknow variables (pressure, density, velocity, enthalpy, temperature, thermodynamic vapor quality and void fraction).

The tube is considered horizontal ( $\cos \theta = 0$ ) in the serpentine tube sections where the flow is parallel to the ground. The remaining sections of the tube (the sections between each branches of the serpentine tube) have a tilted angle ( $\cos \theta \neq 0$ ) dependant on the solar collector slope. The frictional pressure drop is either evaluated with the Friedel's correlation (Friedel, 1979)

for two-phase flow or the rather standard Colebrook's correlation that can be found in reference textbooks (Incropera et al., 2013) for single-phase flow.

The computation steps are summarized as shown in Figure 4.4. Inlet pressure, velocity and enthalpy are considered as independent variables. Solution initialization of the unknown variables field (pressure, enthalpy, etc.) are based on these inlet tube conditions. This step is part of the main algorithm given in Figure 4.8. A converged solution for the seven unknown variables is achieved based on the exchanged heat between the solar absorber plate and the flow in the tube. The heat flux is updated to take into account for the iteratively computed fluid temperature field which is part of the unknown variables of the two-phase flow model. At this point, the plate temperature field is fixed and is updated only once the flow model convergence is achieved. The heat flux is computed according to the coupling model defined below in Figure 4.5. The serpentine tube heat exchanger sub-algorithm is then used iteratively as shown in Figure 4.8 until a converged solution of both models (for the solar absorber plate and for the flow in tube) is obtained for every time step of the overall transient simulation of the solar evaporator.

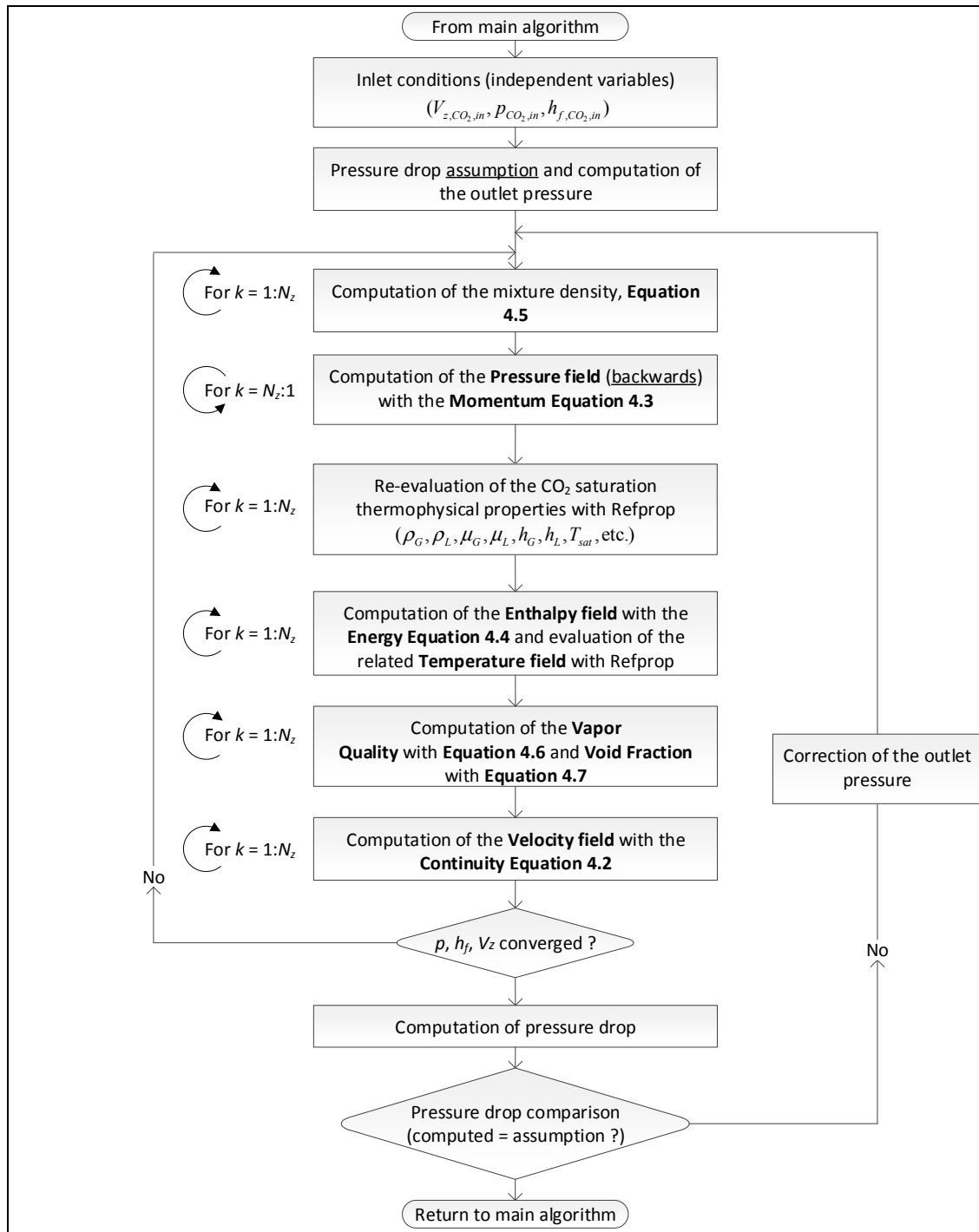


Figure 4.4 Serpentine tube heat exchanger sub-algorithm

### 4.4.3 Coupling model

Both numerical models are coupled through their energy conservation equation, respectively: Equation (4.1) for the solar absorber plate and Equation (4.4) for the two-phase flow model. As previously stated, Equation (4.1) involves the expression of  $\Delta q_{bot}$  that accounts for the heat exchange between both the ambient air and the two-phase flow for the control volumes located over the serpentine heat exchanger. Furthermore, in Equation (4.4), the expression of  $\Delta q_{wall}$  refers to the wall heat flux, which is a function of the plate temperature.

A thermal resistance network displayed in Figure 4.5 relates the local solar absorber plate temperature, the ambient temperature and the local fluid temperature. In the “Y” configuration (left) the bond temperature also explicitly appears. The relation between the “Y” (left) and “ $\Delta$ ” (right) thermal resistances is rather standard and it involves a heat balance on node  $T_b$ .

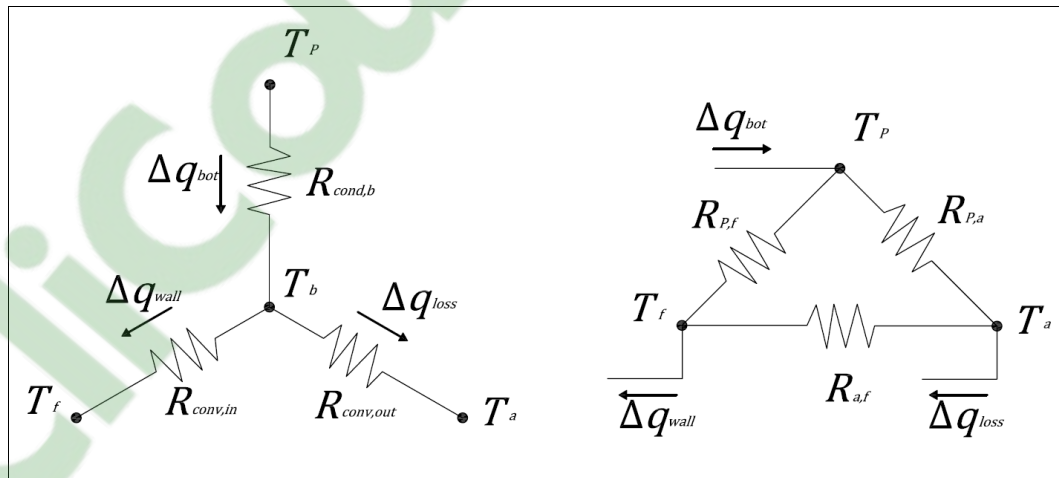


Figure 4.5 “Y- $\Delta$ ” thermal resistances equivalent network

Using the “ $\Delta$ ” configuration, it is possible to express  $\Delta q_{bot}$  and  $\Delta q_{wall}$  respectively with Equation (4.8) and Equation (4.9).

$$\Delta q_{bot} = \left\{ \frac{(T_p - T_a)}{R'_{P,a}} + \frac{(T_p - T_f)}{R'_{P,f}} \right\} dz_p \quad (4.8)$$

$$\Delta q_{wall} = \left\{ \frac{(T_p - T_f)}{R'_{P,f}} + \frac{(T_a - T_f)}{R'_{a,f}} \right\} dz_f \quad (4.9)$$

The 1-D conduction thermal resistance of the bond ( $R_{cond,b}$ ) is evaluated based on its thermal conductivity and geometry characteristics (Duffie et Beckman, 2006). Special care is taken for the inside and outside convection thermal resistances ( $R_{conv,in}$  and  $R_{conv,out}$ ). The outside convection coefficient is obtained based on the wind velocity (Duffie et Beckman, 2006). The inside convection coefficient depends on the state of the flow that could either be a liquid, a two-phase mixture or superheated vapor. The modified correlation of Bennet-Chen (Hwang, Kim et Radermacher, 1997) is used for the two-phase flow and the Dittus Boelter correlation (Winterton, 1998) in the single-phase case. The convection resistances are then calculated according to Equation (4.12) to account for the temperature variation around the tube.

#### 4.4.4 Angular temperature variation of the pipe

Analytical models of the thermal solar collector based on the original Hottel and Whillier analysis usually neglect the angular (circumferential) temperature variation (around the tube). In that case, this assumption is relatively consistent since both the plate and the tube are commonly made of copper, which has a relatively high thermal conductivity. In this study, stainless steel tube is used to sustain the high operating pressure of the CO<sub>2</sub> in a transcritical cycle. However, the thermal conductivity of stainless steel is much lower than that of copper. In order to study the impact of the lower thermal conductivity on the temperature distribution, a finite element model is developed using Matlab partial differential equations (PDE) toolbox. Diffusion heat transfer in both the tube cross section and the bond material are computed in 2-D. Figure 4.6 shows the geometry and the numerical results for two cases: stainless steel tube (case 1) and copper tube (case 2). Calculation domains are identified by **F1** for the bond material and **F2** for the tube cross section (Figure 4.6a). A thermal conductivity of 3.22 W/m·K

is set for the bond material, 14.9 W/m·K for the stainless steel and 401 W/m·K for copper. A constant temperature of 55 °C is fixed on edge **E2**. It represents the temperature of the back of the solar absorber plate. Inside the tube (on edge **E9** to **E13**), a value for the convection coefficient is set to 8000 W/m<sup>2</sup>·K (a typical value for two-phase flow) while the refrigerant temperature of 5 °C is fixed. A convection boundary condition is also used on the outside (edge **E1**, **E3**, **E4**, **E5** and **E8**) with a temperature of 20 °C and a convection coefficient of 5 W/m<sup>2</sup>·K (a typical value for natural convection in air). This last boundary condition corresponds to the temperature of the ambient air surrounding the solar collector.

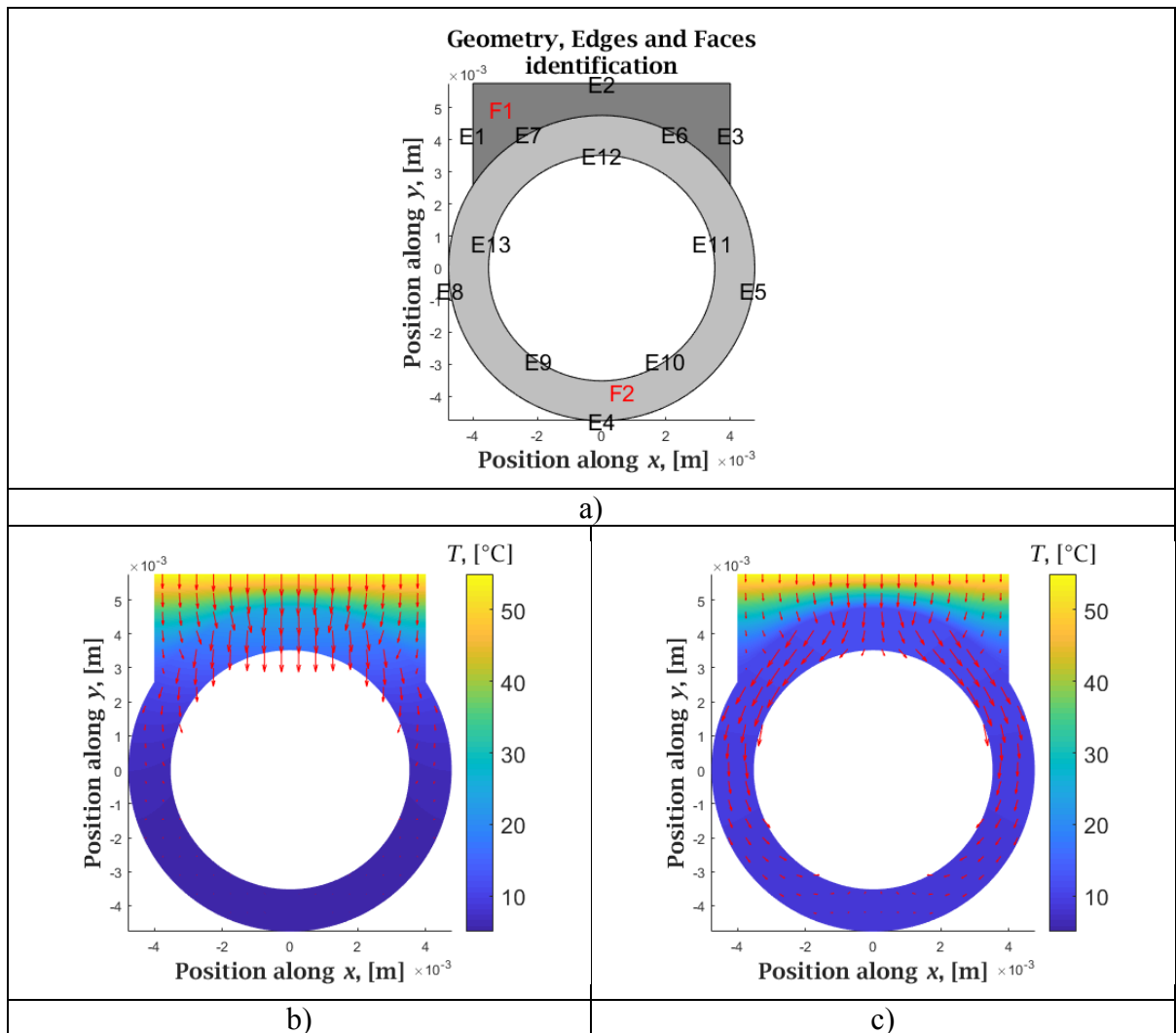


Figure 4.6 Numerical comparison of the tube angular temperature variation  
a) Edges and faces labels, b) Temperature and heat flux results for a  
stainless steel tube, c) Temperature and heat flux results  
for a copper tube

Figure 4.6b) and Figure 4.6c) display the temperature distributions and the heat fluxes (represented by red arrows) for stainless steel pipe and copper pipe, respectively. The results show that heat is better dissipated through copper pipe and a uniform temperature distribution is obtained across the pipe's wall regardless of the angular position. On the contrary, the heat transfer through a stainless steel pipe is poor due to a weak angular heat conduction resulting in a non-uniform angular temperature distribution. In both cases, the temperature gradient is almost 1-D in the bond as the heat fluxes are almost parallel. This result is in accordance with the assumptions initially made by Hottel and Whillier.

In order to account for the temperature variation along the angular coordinates of the stainless steel tube, one can recognize the combination of conduction/convection heat transfer and relates the phenomenon to heat transfer from extended surfaces as presented by Incropera et al. (2013). In this way, the tube can be seen as a fin submitted to asymmetrical convection conditions. Convection heat transfer is with the CO<sub>2</sub> inside the tube and with air on the outside. Figure 4.7 gives a representation of the straight fin model taking into account the temperature variation along the angular coordinate of the tube. The fin length ( $L_{fin}$ ) is half the circumference of the tube and an adiabatic tip condition is used.



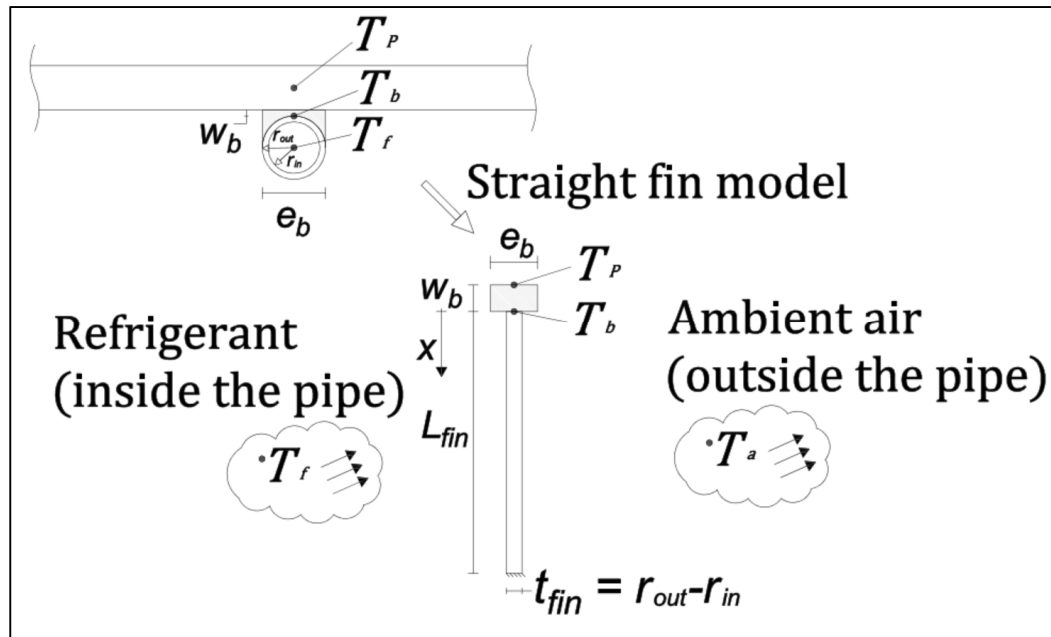


Figure 4.7 Straight fin model with asymmetrical convection conditions and adiabatic tip

Detailed discussion on heat transfer from extended surfaces is given in reference textbook such as Incropera et al. (2013). In the case of asymmetrical convection conditions, the original analysis can be modified to come up with the following energy balance Equation (4.10). In this equation,  $T$  is the temperature along the fin and  $x$  an axis along the fin from its base at  $T_b$  to its adiabatic tip. The variables  $m_{in}$  and  $m_{out}$  depend on their respective convection coefficient and are defined according to the definition given in Incropera et al. (2013) for a straight rectangular fin.

$$\frac{d^2T}{dx^2} = m_{in}^2 (T - T_f) + m_{out}^2 (T - T_a) \quad (4.10)$$

Solving this differential equation, based on the adiabatic tip boundary condition and the fixed temperature at the base one can obtain a modified version of the straight fin efficiency of the form of Equation (4.11).

$$\eta_f = \frac{\tanh \left[ L_{fin} \sqrt{m_{in}^2 + m_{out}^2} \right]}{L_{fin} \sqrt{m_{in}^2 + m_{out}^2}} \quad (4.11)$$

This fin efficiency affects the inside and the outside convection thermal resistances  $R_{conv,in}$  and  $R_{conv,out}$  of Figure 4.5. The subscript  $n$ , can either be associated to the inside ( $in$ ) or the outside ( $out$ ) of the pipe.

$$R'_{conv,n} = \frac{1}{\eta_f h_{conv,n} (2\pi r_n)} \quad (4.12)$$

#### 4.4.5 Global solution algorithm

Both models are integrated in a global semi-transient model of the solar evaporator. The main algorithm shown in Figure 4.8 is used to solve the global problem. In the case of a steady-state simulation, the weather data and operating conditions are fixed. The weather data include the solar radiation, ambient temperature, wind speed and relative humidity. The serpentine tube heat exchanger sub-algorithm is presented in Figure 4.4. Finally, since each of the models (the solar absorber plate and the two-phase flow) embeds their own convergence criteria, the global convergence is based on the stabilization of the solar absorber plate temperature field from one iteration to the other. Once the global convergence is obtained, the calculation proceeds to the next time step updating the weather conditions.

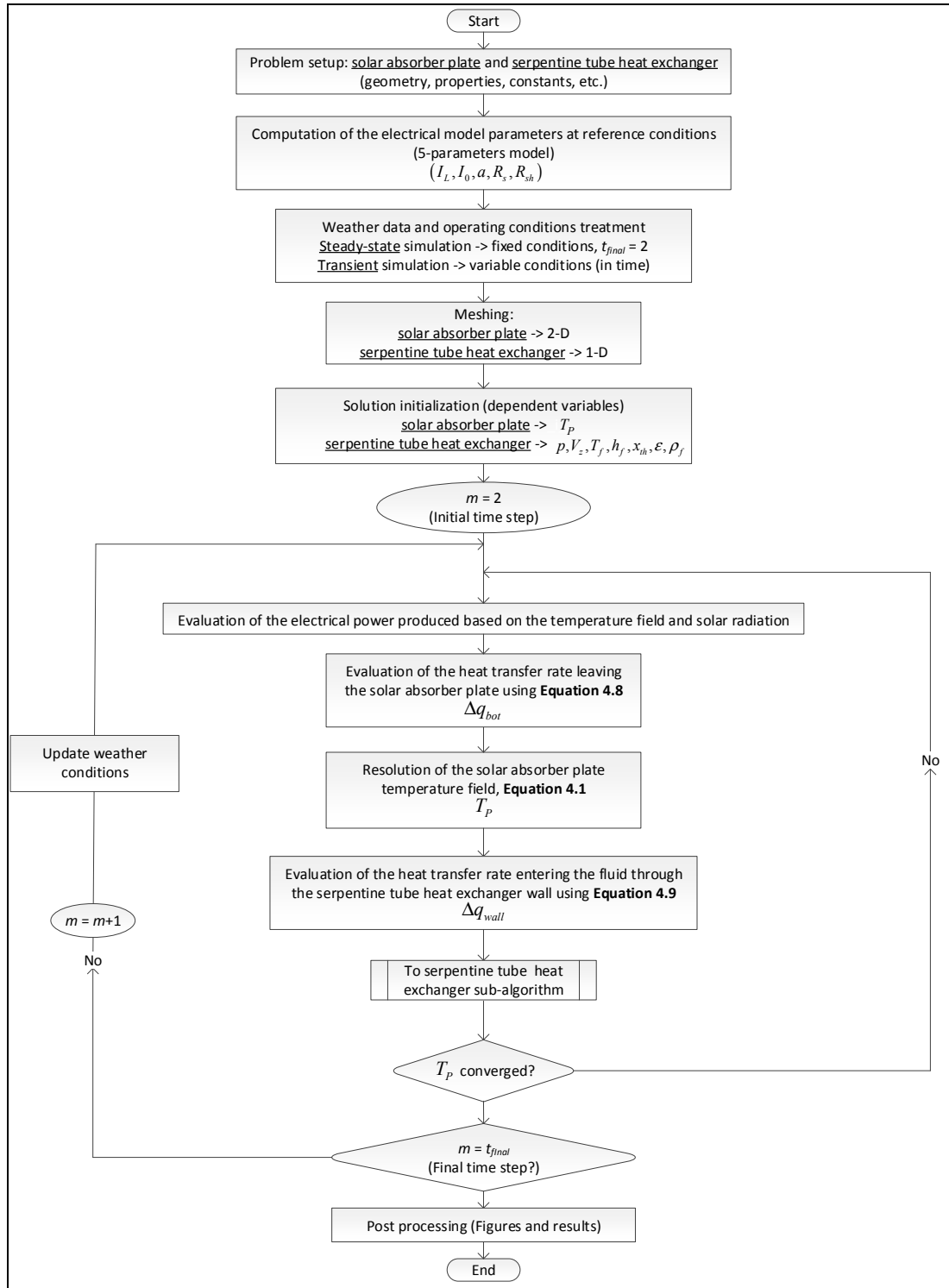


Figure 4.8 Main algorithm

## 4.5 Results

### 4.5.1 Validation

This section presents steady state numerical results. The transient solar absorber plate model (excluding the two-phase flow model) was previously validated using experimental results (Paradis et al., 2017). Very good agreement was found between the measured and simulated electrical power production and plate temperature. A similar compressible flow model is used by Paradis et al. (2018) to compute heat transfer in CO<sub>2</sub> at supercritical state. A detailed discussion of the model and the resolution algorithm is given in that other paper. The proper implementation of the model is validated using published experimental and numerical results of Yu, Lin et Wang (2014). Very good agreement is found between the results of Paradis et al. (2018) and Yu, Lin et Wang (2014). The difference between the two-phase flow proposed in this paper and the validated supercritical flow model (Paradis et al., 2018) lies in the correlations used to compute forced convection heat transfer and pressure drop.

### 4.5.2 Steady state numerical results of the evaporator

Table 4.4 presents the steady state conditions of the simulation on March 23 at 13h00 in Montréal, Canada (45° north latitude, 73° west longitude). This date and hour combination gives an incidence angle of approximately 0° on the 45° tilted solar collector facing south. The inlet saturation temperature is calculated using Refprop (Lemmon, Huber et McLinden, 2013) and the given inlet pressure and enthalpy conditions.

Table 4.4 Operating conditions and weather parameters

Ambient temperature	20 °C
Relative humidity	30 %
Wind speed	2 m/s
Total horizontal solar radiation	800 W/m <sup>2</sup>
Electrical load resistance	8 Ω
CO <sub>2</sub> mass flow rate	0.006 kg/s
CO <sub>2</sub> inlet pressure	2 500 kPa
CO <sub>2</sub> inlet enthalpy	275 kJ/kg
CO <sub>2</sub> inlet temperature	-12.01 °C

#### 4.5.2.1 Overall performance

The collector gross area of is  $1.598 \text{ m}^2$  and the total tilted incident solar radiation,  $G_T$  computed under the conditions of Table 4.4 using the anisotropic HDKR sky model from Klucher (1979) is  $1143 \text{ W/m}^2$ . Table 4.5 compares the performance of the evaporator under different operating conditions:

- With and without cooling;
- Under fixed electrical load or under maximum power point tracking (MPPT) conditions.

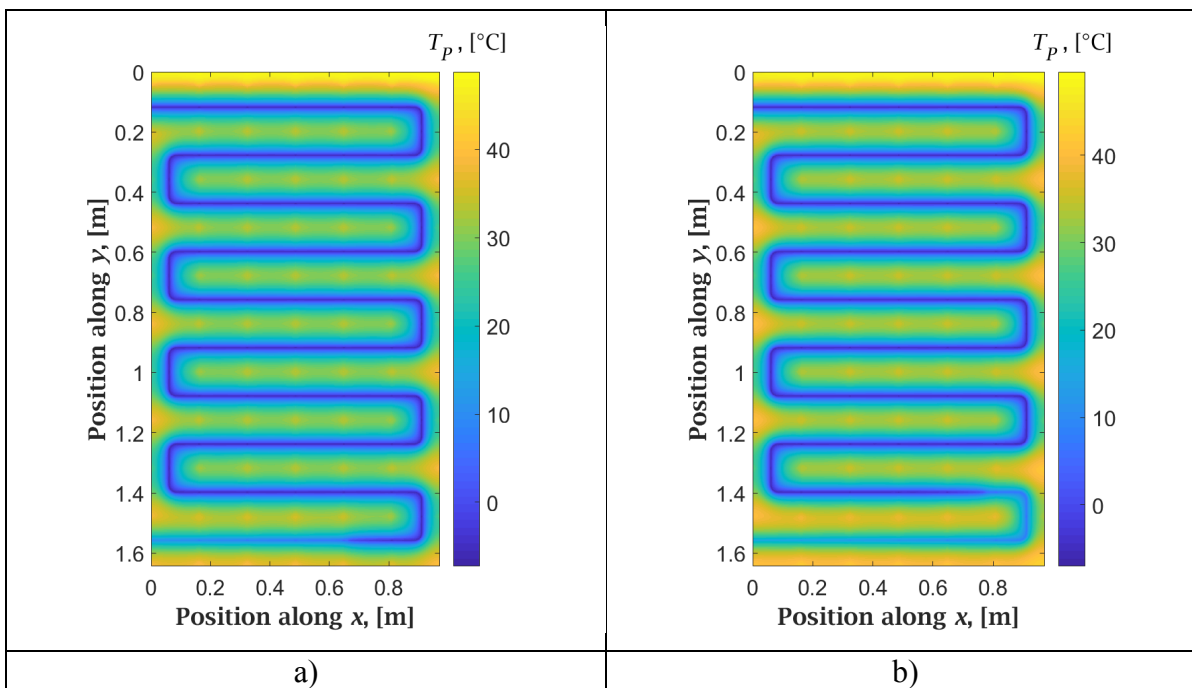
Table 4.5 Comparison results of the evaporator with and without cooling under fixed electrical load or MPPT

No-cooling	8 [ $\Omega$ ]	Mean plate T°	50.6 °C
		Electrical power	131 W
	MPPT	Mean plate T°	47.6 °C
		Electrical power	258 W
Cooling	8 [ $\Omega$ ]	Mean plate T°	23.2 °C
		Electrical power	160 W
		Thermal power	1.071 kW
	MPPT	Mean plate T°	20.9 °C
		Electrical power	292 W
		Thermal power	1.028 kW

Using these results, an overall efficiency including both thermal and electrical energy produced can be computed. Under the fixed load, the electrical efficiency alone is only of 7.2 %. Using a MPPT algorithm, the efficiency reaches 14.1 %. Gathering both electricity and thermal energy leads to 67.4 % and 72.3 % overall efficiency. Finally, cooling the solar absorber plate increases the electrical efficiency from 14.1 % to 16.0 % while the collector is operated using a MPPT algorithm and from 7.2 % to 8.8 % for the fixed electrical load scenario.

#### 4.5.2.2 Temperature field

As an output of the numerical model, the solar absorber temperature field is given in Figure 4.9. Four different results are given. These cases include operation of the plate under a fixed resistive load of  $8 \Omega$  or using a maximum power point tracking algorithm (MPPT). The plate is either cooled using the serpentine tube or not. If cooling is used, the evaporator produce both electrical and thermal energy. If the plate is not cooled, the bottom loss of the solar absorber plate neglect the presence of the serpentine. In this way,  $\Delta q_{bot}$  of Equation (4.1) includes only convection loss with ambient air. A structured uniform grid of  $1 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$  is used for the solar absorber plate in each calculation representing a total of 1 597 968 control volumes (unknown temperatures). Figure 4.9a) gives the result for an evaporator operated at MPPT with cooling. In Figure 4.9b), the solar evaporator is connected to a fixed resistive load with cooling. Figure 4.9c) and Figure 4.9d) don't use cooling and are operated respectively at MPPT and fixed resistive load. The computation time are respectively 208 s, 205 s, 49 s and 60 s.



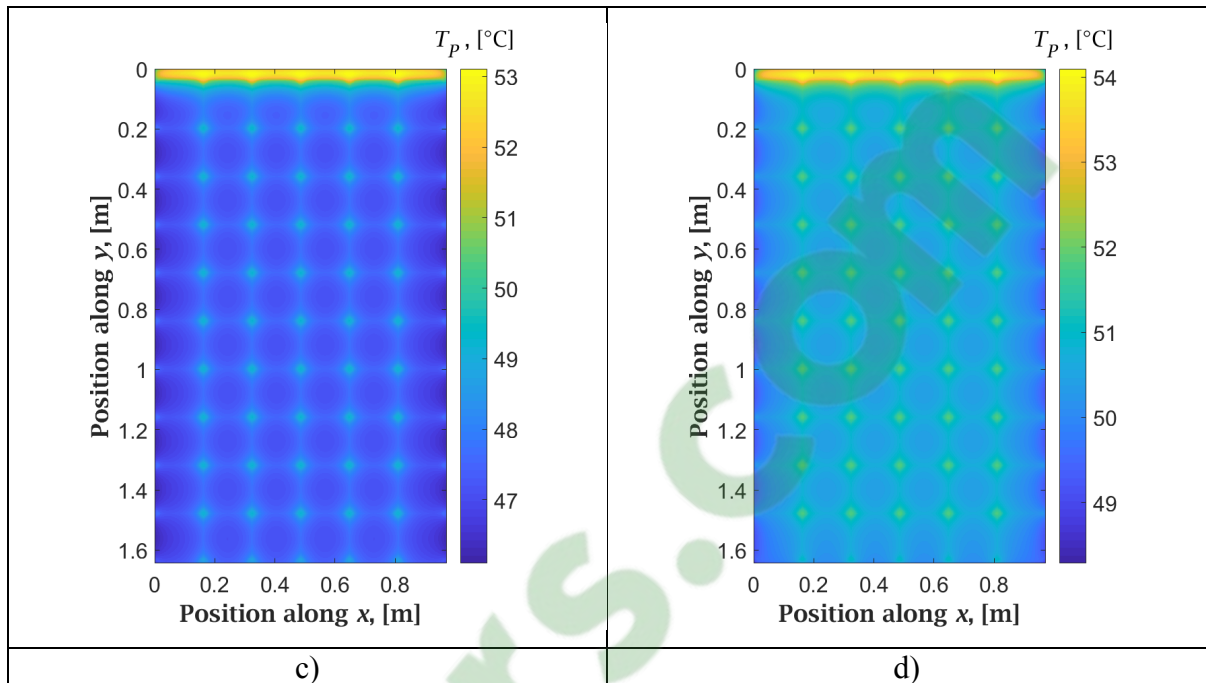


Figure 4.9 Temperature field of the solar absorber plate a) MPPT with cooling  
 b) Fixed resistive load with cooling c) MPPT without cooling  
 d) Fixed resistive load without cooling

The inlet of the fluid is located in the upper left corner of the plate. The total length of the serpentine tube is 9.934 m. Under the given conditions (Table 4.4), the saturated vapor condition is reached after 9.165 m if the plate is operated at MPPT and after 8.635 m if it is connected to a fixed resistive load. In the MPPT case, the electrical production is higher which leads to a slightly lower solar absorber plate temperature as noted comparing Figure 4.9c) and Figure 4.9d). A very large temperature variation is observed between the serpentine branches in the cases where two-phase CO<sub>2</sub> flows underneath the solar absorber plate. The plate area over the tube is around -5 °C and temperatures above 50 °C are reached at the top of the plate. This is because the PV cell matrix is a bit offset from the top of the solar absorber plate leaving a space where black Tedlar is exposed to solar radiation. Finally, the large temperature gradient between the area over the serpentine tube and between the branches could cause thermal stress in the solar plate and possibly reduce the collector life expectancy. The model developed in this work could help improve the evaporator design in order to reduce the temperature gradient

over the plate. Finally, the mean temperature of the plate is much higher if there is no cooling; 47.6 °C at MPPT and 50.6 °C at fixed resistive load against 20.9 °C and 23.2 °C.

#### 4.5.2.3 Electrical performance of the solar absorber plate

The reduced mean temperature of the solar absorber plate increases the electrical performance of the solar collector. Figure 4.10 shows the electrical operating point of each of the previous cases. The curves in blue show the simulation results of the solar absorber plate with cooling while the curves in black are without cooling. The solid lines are associated to the evaporator at maximum power point while the dashed line are related to the fixed resistive load. As shown in Figure 4.10, the reduced temperature of the plate increases the voltage and slightly reduces the current of the photovoltaic module. The electrical power generated depends on the electrical load connected on the PV solar collector.

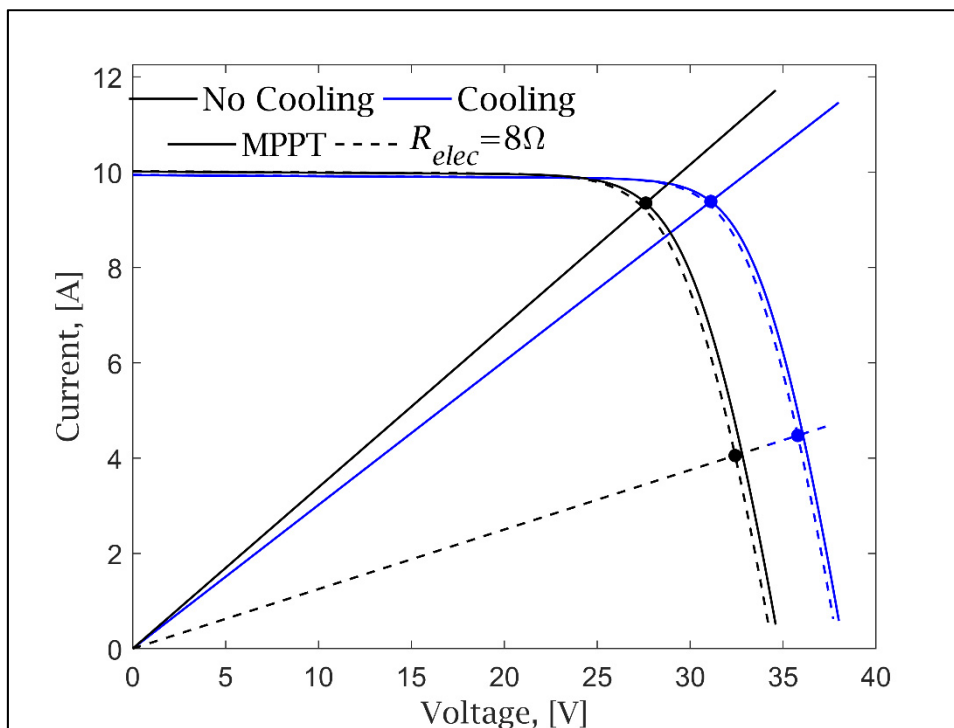


Figure 4.10 Electrical point of operation of the solar absorber plate



The electrical power produced are 292 W, 160 W, 258 W and 131 W. The best scenario is associated to a cooled plate operating in MPPT conditions while the plate without cooling connected to a fixed resistive load produce less than half electrical power. Finally, cooling the solar absorber plate leads to a lower operating temperature, which allows the collector to exceed the maximum power specified according to IEC 60904-3 international standard (264.9 W given in Table 4.1).

#### 4.5.2.4 Flow variables along the tube

The purpose of the solar evaporator is to evaporate the refrigerant to ensure a constant superheat at the compressor inlet. To do so, the expansion valve constantly adjust its opening percentage. Combined with the fixed speed of the compressor, the evaporation pressure (and at the same time the CO<sub>2</sub> saturation temperature) adjusts to the variable weather conditions. Along, the tube, heat is transferred from the solar absorber plate to the flow as a function of the temperature difference between the plate and the fluid. The evaporation of the CO<sub>2</sub> produces vapor with a much lower density than the liquid phase. This increases the fluid velocity along the tube. Figure 4.11 shows the variation of the fluid parameters along the tube for both cases with cooling. As previously stated, a solid line is used for the MPPT case and a dashed line for the fixed resistive load. The 7 unknown variables and the convection coefficient are presented.

- Void fraction (upper left corner);
- Pressure (upper right corner);
- Thermodynamic and flow quality, respectively  $x_{th}$  and  $\hat{x}$  (left of the second row);
- Fluid velocity (right of the second row);
- Temperature (left of the third row);
- Mixture density (right of the third row);
- Enthalpy (lower left corner);
- Convection coefficient (lower right corner).

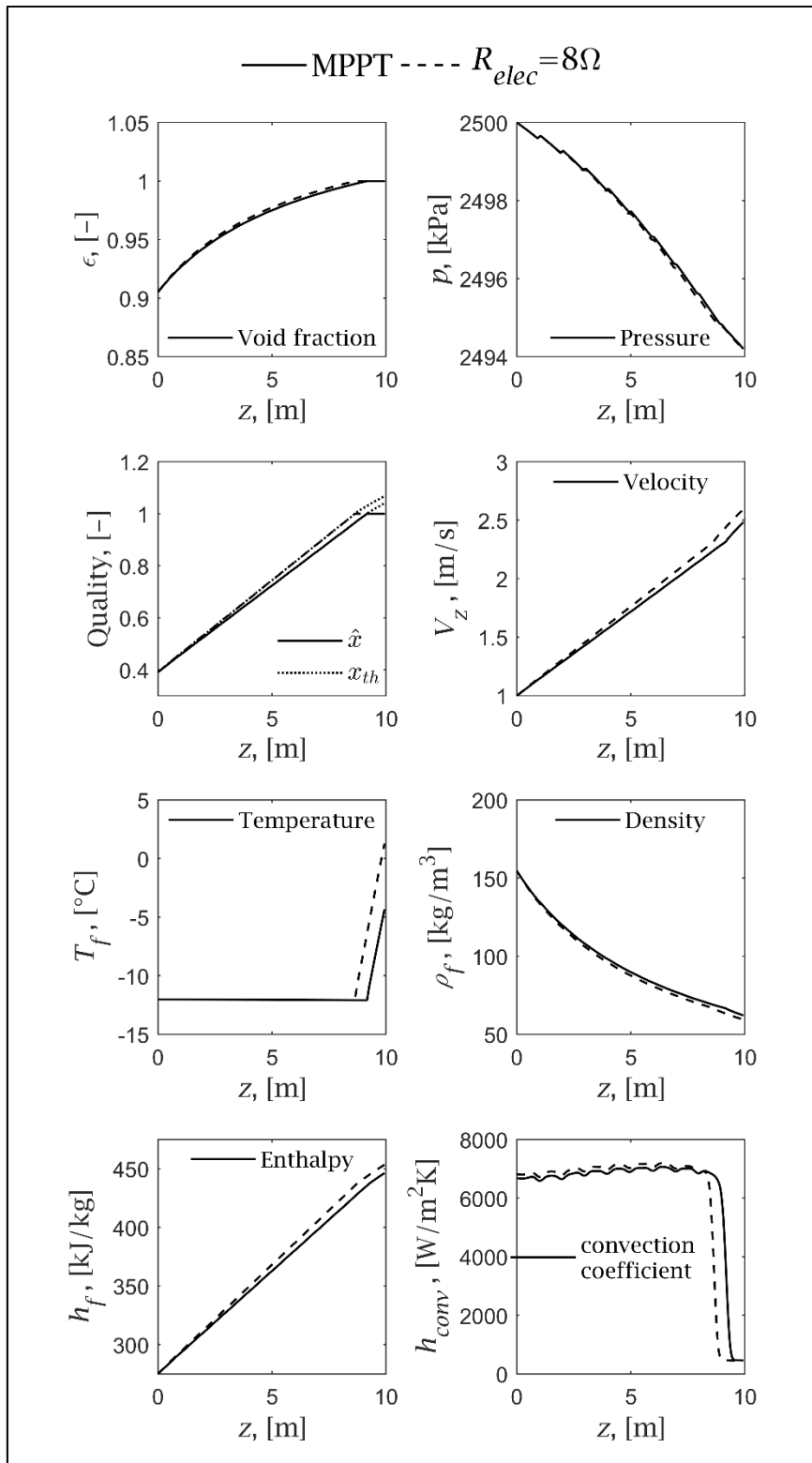


Figure 4.11 Flow conditions along the tube

The saturated vapor condition is respectively reached after 9.165 m if the plate is operated at MPPT and after 8.635 m if it is connected to a fixed resistive load. The tube has a total length of 9.934 m. At these locations, the flow quality reaches a value of 1, the fluid temperature starts to increase and the convection coefficient abruptly falls from approximately  $7000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  to  $450 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ . The first value is generally encountered in a two-phase flow, while the second one is typical of forced convection in a single phase flow of gas. As expected, the mixture density decreases along the tube, while the velocity increases. The total pressure drop is very similar in both cases and approximately 5.8 kPa. This value is relatively low in comparison with the absolute inlet pressure. This is due to the low viscosity of the  $\text{CO}_2$ .

#### **4.5.2.5 Evolution in the P-h diagram**

Since both the pressure and the enthalpy are computed along the length of the tube, this information can be used to represent the thermodynamic evolution taking place in the evaporator. In Figure 4.12, the evaporation occurring in the tube is represented on a pressure-enthalpy diagram as illustrated by a dashed line for the fixed resistive load case and a solid line in the MPPT case. The pressure drop in the tube is very small in comparison with the absolute pressure in the tube and the evaporation process appears as a horizontal line. The evolution crosses the saturated vapor line. The fluid is then in the superheated vapor state at the evaporator outlet. The combination of the  $\text{CO}_2$  mass flow rate with the enthalpy variation gives a thermal power of 1.028 kW in the MPPT case and 1.071 kW for the fixed resistive load case.

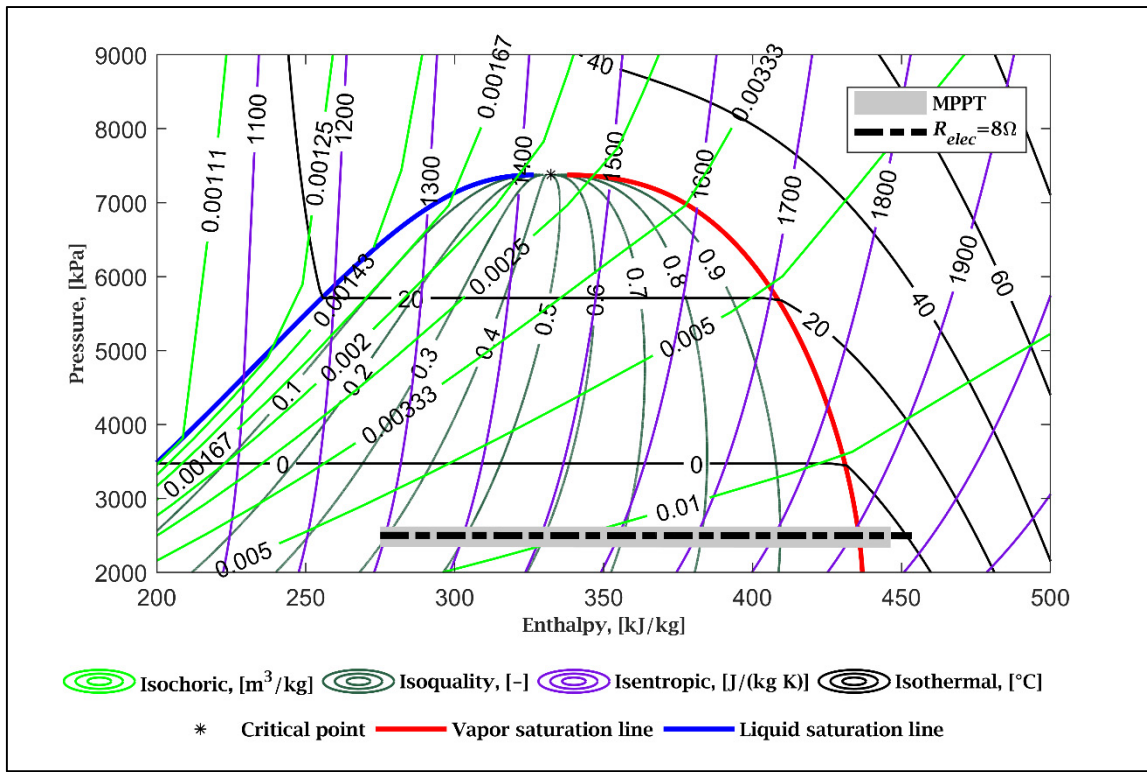


Figure 4.12 Thermodynamic evolution in the P-h diagram

## 4.6 Conclusion

This paper aims to study a new hybrid PV/T solar collector that can be used as an evaporator in a CO<sub>2</sub> transcritical heat pump cycle. A semi-transient numerical model is proposed to analyze the thermal and electrical performances of the genuine design. The solar evaporator relies on 60 monocrystalline PV cells and a stainless steel serpentine tube bonded to the back of the solar absorber plate. A solution to cope with the temperature variation around the tube is also developed. It relies on an analytical straight fin model. Steady-state simulation of the evaporator operating under MPPT conditions and a fixed resistive load were conducted.

- Cooling the solar absorber plate under the fixed resistive load decreased its mean temperature from 50.6 °C to 23.2 °C and improved its electrical power production from 131 W to 160 W. In parallel with the electrical production of the solar absorber plate, a thermal power of 1.071 kW is also produced under the simulated conditions.

- Cooling the solar absorber plate under the MPPT conditions decreased its mean temperature from 47.6 °C to 20.9 °C and improved its electrical performances from 258 W to 292 W. The lower operating temperature allows the collector to exceed the maximum power specified according to IEC 60904-3 international standard. In parallel with the electrical production of the solar absorber plate, a thermal power of 1.028 kW is also produced under the simulated conditions.

Finally, the results showed that the global solar collector efficiency can reach a value as high as 72.3 %.

#### **4.7 Acknowledgments**

The first author would like to thank the Vanier Canada Graduate Scholarships for its financial support. We also thank Pierre Lévesque from Ceptek who helped with this project. Finally, the authors would like to thank Mr. Michel Trottier for his invaluable support that permitted the construction of the Michel-Trottier t3e HelioLAB.

#### **4.8 References**

Available at the end of the thesis.



## CONCLUSION

Cette thèse concerne le couplage d'un collecteur solaire hybride PV/T au cycle de réfrigération transcritique au CO<sub>2</sub>. Dans le système proposé, le collecteur solaire est utilisé comme évaporateur à expansion directe c'est-à-dire que le réfrigérant de la pompe à chaleur circule directement à l'intérieur du collecteur solaire. Le couplage a pour but de maintenir simultanément les performances de chauffage des pompes à chaleur ainsi que les performances électriques des collecteurs solaires photovoltaïques. En effet, le collecteur solaire photovoltaïque exposé au soleil s'échauffe naturellement et l'augmentation de température est nuisible à ses performances électriques. De même, le coefficient de performance d'une pompe à chaleur qui puise son énergie thermique dans l'air ambiant se dégrade à mesure que la température extérieure diminue. Les modèles numériques existant n'étaient pas en mesure d'évaluer les performances thermiques et électriques d'un tel système. Ainsi, trois contributions scientifiques sont proposées.

Le CHAPITRE 2 présente un modèle détaillé de l'absorbeur du collecteur solaire. Dans le cas d'un module PV ou PV/T, l'absorbeur intègre des cellules photovoltaïques et le modèle électrique à cinq paramètres tient en compte la charge électrique connectée au collecteur solaire. Un modèle optique gère l'impact de l'angle d'incidence du rayonnement solaire qui dépend à la fois de la position du soleil dans le ciel ainsi que de la localisation et de l'orientation des collecteurs solaires. Cette contribution se démarque par le niveau de détails consacré simultanément aux volets électrique et thermique. Bien souvent, les publications du domaine électrique s'attardent à résoudre le modèle électrique de façon optimale. Les auteurs considèrent alors la température du collecteur solaire comme un paramètre d'entrée fixe. Un modèle nodal simple est parfois utilisé. Toute la surface du laminé est alors concentrée en un point à température unique. À l'inverse, les publications du domaine thermique vont généralement faire l'hypothèse que le collecteur solaire fonctionne à son maximum de puissance (c'est-à-dire qu'il est relié à un système électrique qui permet d'extraire le maximum de puissance électrique du collecteur solaire). Dans ce cas, la partie électrique et l'influence de

la charge ne sont pas modélisées. La publication présentée au CHAPITRE 2 ne néglige pas ces aspects ce qui constitue une première inédite. Le champ de température est résolu sur toute la plaque à l'aide d'une méthode de volumes finis. Le modèle est ensuite validé expérimentalement. La différence de température maximale obtenue en comparant la mesure d'un thermocouple aux résultats du modèle est d'environ 2 [°C]. De même, une surestimation d'au plus 7 [%] a été observée au niveau de la puissance électrique produite par l'absorbeur solaire PV. Cette différence est largement due à un problème d'ombrage sur l'absorbeur PV tôt le matin. Finalement, la distribution de température a aussi été validée à l'aide d'une caméra thermique.

Le CHAPITRE 3 porte sur un modèle de réservoir d'eau chaude stratifié. Le réservoir sert de refroidisseur de gaz pour une pompe à chaleur transcritique au CO<sub>2</sub>. L'intérêt de cette publication concerne l'ajout d'une fonctionnalité sur le modèle existant du logiciel commercial TRNSYS : le Type 534. Il fait appel à un modèle d'écoulement de CO<sub>2</sub> compressible dans un tube à l'état supercritique afin de modéliser un échangeur hélicoïdal noyé dans le réservoir. Ce modèle a été développé de façon à tenir en compte la variation des propriétés du CO<sub>2</sub> au long du tuyau afin de composer avec les changements brusques qui se produisent dans le comportement d'un fluide lorsqu'il traverse la zone pseudo-critique. De plus, le modèle d'écoulement dans le tube est aussi suffisamment flexible pour gérer le changement de phase (la condensation) qui peut survenir si la pompe à chaleur fonctionne de façon sous-critique. Cela peut se produire si le réservoir d'eau est suffisamment froid. D'une part, la stratification thermique sur la hauteur du réservoir a été comparée à celle du composant TRNSYS. D'autre part, le modèle d'écoulement de CO<sub>2</sub> dans le tube a été validé à l'aide de résultats numériques et expérimentaux tirés de la littérature. Cette seconde innovation, essentielle à l'amélioration des prédictions, n'avait pas été publiée antérieurement dans la littérature. Les deux comparaisons ont permis de valider le comportement global du modèle proposé. Par la suite, le modèle a été utilisé afin d'étudier deux modes de fonctionnement. Dans un premier temps, le comportement transitoire du réservoir et de l'écoulement de CO<sub>2</sub> est analysé sur 10 [h] alors que le réservoir est initialement à une température uniforme de 20 [°C]. La stratification thermique du réservoir ainsi que les différentes variables de l'écoulement de CO<sub>2</sub> sont



présentées pour différents pas de temps. Finalement, l'opération du réservoir en contexte réel sur 1 [h] est simulée. Dans ce scénario, le réservoir possède une température initiale de 60 [°C] et une consommation de chaleur s'ajoute au fonctionnement de la pompe à chaleur. Les boucles du réseau de chauffage de la préchauffe de l'eau chaude domestique sont donc en fonction. La stratification du réservoir et l'évolution des différentes variables de l'écoulement de CO<sub>2</sub> sont une fois de plus analysées.

Le CHAPITRE 4 combine le modèle d'absorbeur solaire du CHAPITRE 2 avec le modèle d'écoulement de CO<sub>2</sub> qui fait partie de l'article présenté au CHAPITRE 3. Le modèle d'écoulement apparaît alors comme un terme source supplémentaire dans l'équation de bilan d'énergie sur laquelle repose le modèle d'absorbeur solaire. Il s'agit encore une fois d'une première inédite mondialement avant la publication de nos travaux. De cette façon, il est possible de modéliser le comportement global (thermique et électrique) de l'évaporateur solaire. Cette contribution tire avantage de la modularité des modèles développés au cours de cette thèse (le modèle d'absorbeur solaire et le modèle d'écoulement de CO<sub>2</sub> dans un tube). Une façon de tenir en compte la variation de température autour du tube fixé derrière l'absorbeur solaire est aussi proposée. De manière générale, la modélisation des collecteurs solaires utilise la notion d'ailette afin de tenir compte du gradient de température sur l'absorbeur solaire entre deux branches de l'échangeur de chaleur (entre deux tubes). Le gradient autour des tubes est alors négligé. Dans la publication présentée au CHAPITRE 4, une étude numérique du transfert de chaleur dans la section du tube montre que la variation de température autour du tube est très petite lorsque sa conductivité thermique est élevée. C'est le cas du cuivre qui est très souvent utilisé dans la fabrication des collecteurs solaires. Toutefois, l'évaporateur solaire étudié utilise des tubes d'acier inoxydable dont la conductivité thermique est beaucoup plus faible en comparaison de celle du cuivre. Le gradient de température autour du tube n'est alors plus négligeable. Afin de tenir en compte cette variation, un modèle analytique d'ailette est développé. Chaque moitié de la circonférence du tube est alors vu comme une ailette droite à bout adiabatique soumise à de la convection forcée avec le réfrigérant d'un côté et à de la convection dans l'air entourant le collecteur solaire de l'autre.

Des résultats de simulations en régime permanent sont finalement donnés pour une journée ensoleillée et des conditions d'entrée de l'écoulement de CO<sub>2</sub> (pression, enthalpie et débit) uniques. Le collecteur solaire est alors alternativement raccordé à une résistance électrique fixe ou à un système permettant d'extraire le maximum de puissance électrique (dispositif MPPT). Une réduction de température du collecteur solaire de l'ordre de 25 [°C] est alors observé. La production électrique du collecteur augmente aussi. Lorsque le collecteur opère au MPPT, la température moyenne de l'absorbeur est plus faible puisque plus d'énergie électrique est extraite. Les performances électriques de l'évaporateur dépassent alors la puissance électrique maximale obtenue dans les conditions de référence de la norme internationale IEC 60904-3. Plus de 1 [kW] thermique est aussi produit. L'efficacité globale incluant les aspects électrique et thermique de l'évaporateur peut alors atteindre une valeur aussi grande que 72,3 [%].

En conclusion, cette thèse comprend le développement d'outils numériques novateurs et originaux pour la simulation d'un évaporateur solaire hybride photovoltaïque/thermique et d'un réservoir de stockage de la chaleur utilisé comme refroidisseur de gaz. Ces éléments sont essentiels au développement d'une pompe à chaleur au CO<sub>2</sub> qui pourrait être utilisée comme système de chauffage résidentiel en milieu nordique. Ici, chacun des deux composant est modélisé séparément. Les conditions d'entrées du réfrigérant (pression, enthalpie et débit) sont spécifiées dans le modèle d'écoulement de CO<sub>2</sub> qui est présent à la fois dans le modèle d'évaporateur solaire et de réservoir de stockage de la chaleur. Cela a pour but de faciliter l'intégration des composants individuels dans un modèle global du système de pompe à chaleur solaire. Chaque fois, le transfert de chaleur à la paroi du tube est traité comme un terme source à travers l'utilisation d'un circuit de résistances thermiques approprié. De façon plus générale, l'élaboration d'un modèle numérique global du système n'a pas été présentée dans cette thèse. Toutefois, deux autres éléments du système sont analysés au CHAPITRE 1. Un modèle de compresseur basé sur les courbes de performance du manufacturier est présenté à la section 1.2.3 et un modèle d'échangeur intermédiaire est proposé à la section 1.2.4. L'analyse de la pompe à chaleur nécessiterait d'inclure les robinets de détente et la bouteille à pression intermédiaire. Finalement, un algorithme global devrait appeler successivement les différents modèles et transférer l'information d'un composant à l'autre tout en intégrant le contrôle du

système complet. Le montage expérimental développé parallèlement à la réalisation de cette thèse pourra dans le futur servir à valider le modèle global.



## RECOMMANDATIONS

Le montage expérimental associé aux collecteurs solaires ainsi que la pompe à chaleur ont été présentés au CHAPITRE 1. Les collecteurs solaires ont servi à valider le modèle d'absorbeur présenté au CHAPITRE 2. Toutefois, aucun résultat de fonctionnement de la pompe à chaleur n'a été présenté dans cette thèse. Outre la validation expérimentale du modèle numérique d'évaporateur solaire du CHAPITRE 4 qui devrait être réalisée dans une contribution future, un ensemble de recommandations découle du présent projet.

L'instrumentation présente sur le banc d'essai pourrait permettre de valider les résultats du modèle de compresseur proposé à la section 1.2.3. Ce modèle est basé uniquement sur les courbes de performance du fabricant. Ainsi, le débit total de CO<sub>2</sub> est mesuré à l'aspiration du compresseur. La puissance électrique nécessaire au fonctionnement du compresseur ainsi que la vitesse de rotation sont aussi disponibles sur le montage. En combinant ces informations aux mesures des pressions d'aspiration et de refoulement, il serait possible de caractériser le comportement du compresseur dans différentes conditions d'opération.

Dans le montage expérimental actuel, un échangeur à plaque est utilisé comme refroidisseur de gaz (au lieu d'un réservoir de stockage de la chaleur). Le système rejette alors sa chaleur dans la boucle d'eau mitigée de l'École de technologie supérieure. La surface d'échange de cet échangeur a été dimensionnée par le fabricant d'échangeur. Les mesures de températures, le débit et la pression du côté du CO<sub>2</sub> pourraient être combinés aux températures d'entrée/sortie et à la mesure du débit d'eau pour analyser le comportement réel de l'échangeur et valider le dimensionnement du fabricant. De façon générale, on utilise la méthode epsilon-NTU pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur. Or, cette méthode repose sur une résistance constante entre les fluides chaud et froid. Ici, il est difficile d'évaluer comment le brusque changement des propriétés du CO<sub>2</sub> dans la zone pseudo-critique affecte les performances de l'échangeur. Est-ce que la variation des propriétés conduit à un

surdimensionnement de la surface d'échange et du même coup à un coût d'investissement supérieur ?

Une analyse de la masse optimale de CO<sub>2</sub> nécessaire dans le réseau de la pompe à chaleur pourrait aussi être réalisée. Un premier remplissage a permis de détecter des problèmes de fuites lors de la mise en route du système. Les pressions d'opération varient aussi beaucoup entre les conditions d'été et d'hiver. L'analyse de la masse de CO<sub>2</sub> permettrait de valider si une masse unique peut être utilisée toute l'année.

Tel que mentionné dans la Conclusion, un modèle global de la pompe à chaleur en régime permanent pourrait combiner la modélisation de tous les composants (évaporateur solaire, refroidisseur de gaz, compresseur, etc.). Cela permettrait de déterminer le régime de fonctionnement global de la pompe à chaleur pour des conditions météo données. Ce modèle pourrait d'ailleurs être validé expérimentalement à l'aide du banc d'essai.

Finalement, la mise en route du système permettrait de tester différentes stratégies de contrôle. Il est difficile de définir un contrôle approprié pour le robinet qui retourne la vapeur instantanée de la bouteille à pression intermédiaire au compresseur (le robinet  $V_c$  sur la Figure 1.16). De même, les contrôleurs des robinets de détente acceptent un signal de contrôle externe. De cette façon, il serait possible de concevoir un algorithme de contrôle plus complexe que celui déjà mis en œuvre dans ces contrôleurs et d'utiliser ces derniers comme interface de commande pour les moteurs pas-à-pas des robinets.

## ANNEXE I

### FICHE TECHNIQUE DU COMPRESSEUR

#### **Application Scope: Heat pump water heater**

Refrigerant	R744
Range of suction pressure	2.5 to 5.1 [MPa] (absolute)
Range of discharge pressure	≤12 [MPa] (absolute)
Discharge temperature	≤110 [°C]
Range of suction pressure	2.0 to 5.7 [MPa] (absolute)
Rated voltage / frequency / phase	220-240 [V] / 50 [Hz] / 1Φ

#### **Basic specifications**

Compressor type	Hermetic, rotary
Displacement	3.3 [cm <sup>3</sup> /rev]
Number of cylinders	1
Suction tube inside diameter	7 <sub>0</sub> <sup>+0.15</sup> [mm]
Discharge tube inside diameter	6.5 <sub>0</sub> <sup>+0.15</sup> [mm]
Net weight (including oil)	18.5 [kg]
Oil type	PZ100S
Oil charge	390 <sub>0</sub> <sup>+25</sup> [mL]
Paint	Black color

#### **Motor specifications**

Motor type	Single phase
Number of poles	2
Output power	800 [W]
Main winding resistance (20 [°C])	2.7 [Ω] ± 5 [%]
Sub winding resistance (20 [°C])	4.9 [Ω] ± 5 [%]
Rated voltage / frequency / phase	220 [V] / 50 [Hz] / 1Φ
Rated revolution	2855 [rev/min]
Motor starting type	Permanent split capacitorted

#### **Electrical components**

Running capacitor	25 [μF], 450 [V]
Over load protector	HPA-630, internal

#### **Restricted scope**

Range of suction pressure	2.0 to 5.7 [MPa] (absolute)
---------------------------	-----------------------------

Range of discharge pressure	$\leq 12.5$ [MPa] (absolute)
Winding temperature	$\leq 125$ [°C]
Discharge temperature	$\leq 115$ [°C]

#### **Test condition and performances**

Discharge pressure	10 [MPa] (absolute)
Suction pressure	4.5 [MPa] (absolute)
Suction gas temperature	20 [°C]
Liquid temperature	22 [°C]
Ambient temperature	35 [°C]
Cooling capacity	3100 [W]
Input power	885 [W]
Current	4.4 [A]
COP	3.50 [W/W]

#### **Start and running conditions**

Locked rotor amps (220 [V])	26 [A]
Starting voltage	$\geq 187$ [V]
Running voltage range	198 to 264 [V]

#### **Other characteristics**

Leakage testing pressure	14 [MPa]
Shell mechanical strength pressure	42 [MPa]
Insulation class	B
Insulation resistance	$\geq 30$ [M $\Omega$ ]
Electric strength	1500 [V], 1 [min] or 1800 [V], 1 [sec]
Residual moisture	$\leq 120$ [mg]
Residual impurity	$\leq 35$ [mg]
Resistance to earth	$\leq 0.1$ [ $\Omega$ ]
Maximum filling amount of refrigerant	800 [g]



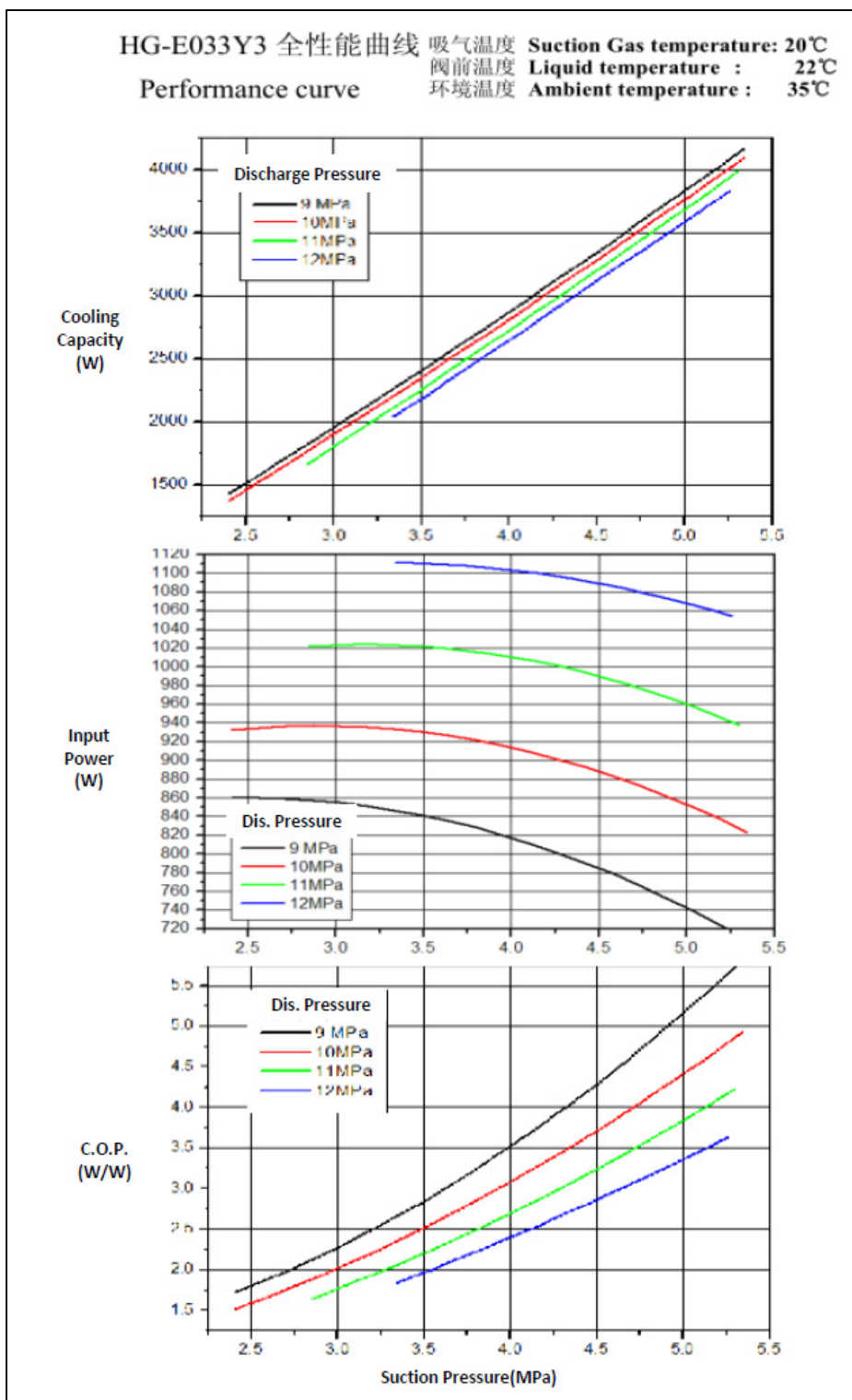


Figure-A I-1 Courbes de performances du compresseur

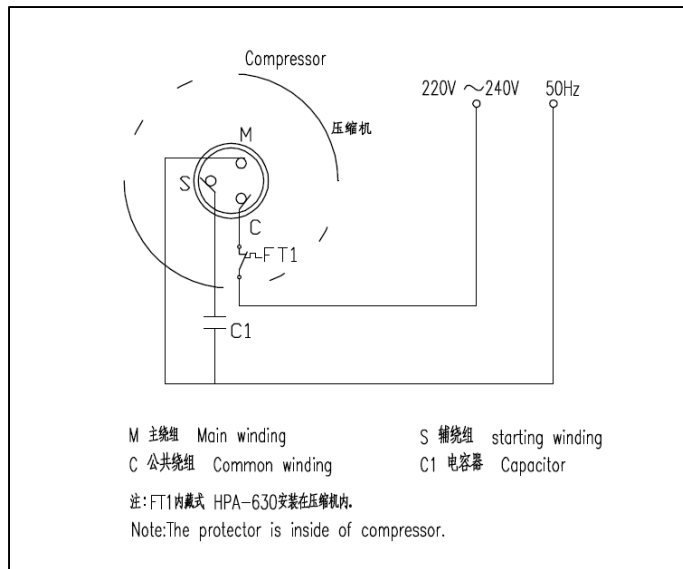


Figure-A I-2 Diagramme de raccordement électrique du compresseur

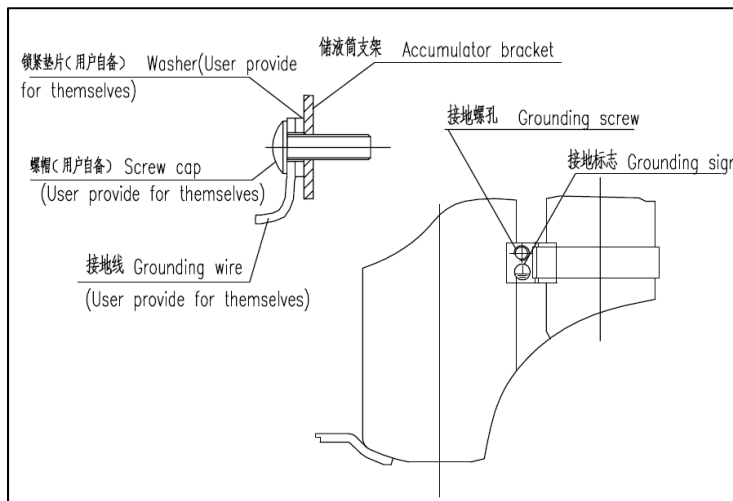


Figure-A I-3 Diagramme de mise à la terre du compresseur

## ANNEXE II

### FICHE TECHNIQUE DU REFROIDISSEUR DE GAZ

#### General

Model	AXP27-16H-F
Heat exchanged	11.94 [kBtu/h]
Margin	36.1 [%]
Mean temperature difference	29.3 [°F]
Relative direction of fluids	Countercurrent
Number of passes	1 on each side
Material, plate / brazing	Alloy 316 / Cu
Connection S3 (Hot-out)	Welding / 21.4 (J26XP) Alloy 304
Connection S4 (Hot-in)	Welding / 21.4 (J26XP) Alloy 304
Connection T1 (Cold-out)	Threaded (External) / 1 ¼" NPT (F26) Alloy 316
Connection T2 (Cold-in)	Threaded (External) / 1 ¼" NPT (F26) Alloy 316
Pressure vessel code	CRN
Design pressure at -10 [°F]	1885 [psig]
Design pressure at 150 [°F]	1885 [psig]
Design temperature, min / max	14.0 [°F] / 302.0 [°F]
Overall length × width × height	6 [in] × 6 [in] × 14 [in]
Net weight, empty / operating	50.6 [lbs] / 52.3 [lbs]

#### Hot side

Fluid	Carbon dioxide
Mass flow rate	139.7 [lb/h]
Inlet temperature	194 [°F]
Outlet temperature	95 [°F]
Operating pressure, in / out	1450 [psia] / 1450 [psia]
Pressure drop	0.02 [psi]

#### Cold side

Fluid	Water
Mass flow rate	3175 [lb/h] (6 [gpm])
Inlet temperature	89.6 [°F]
Outlet temperature	93.4 [°F]
Operating pressure, in / out	unknown
Pressure drop	2.43 [psi]

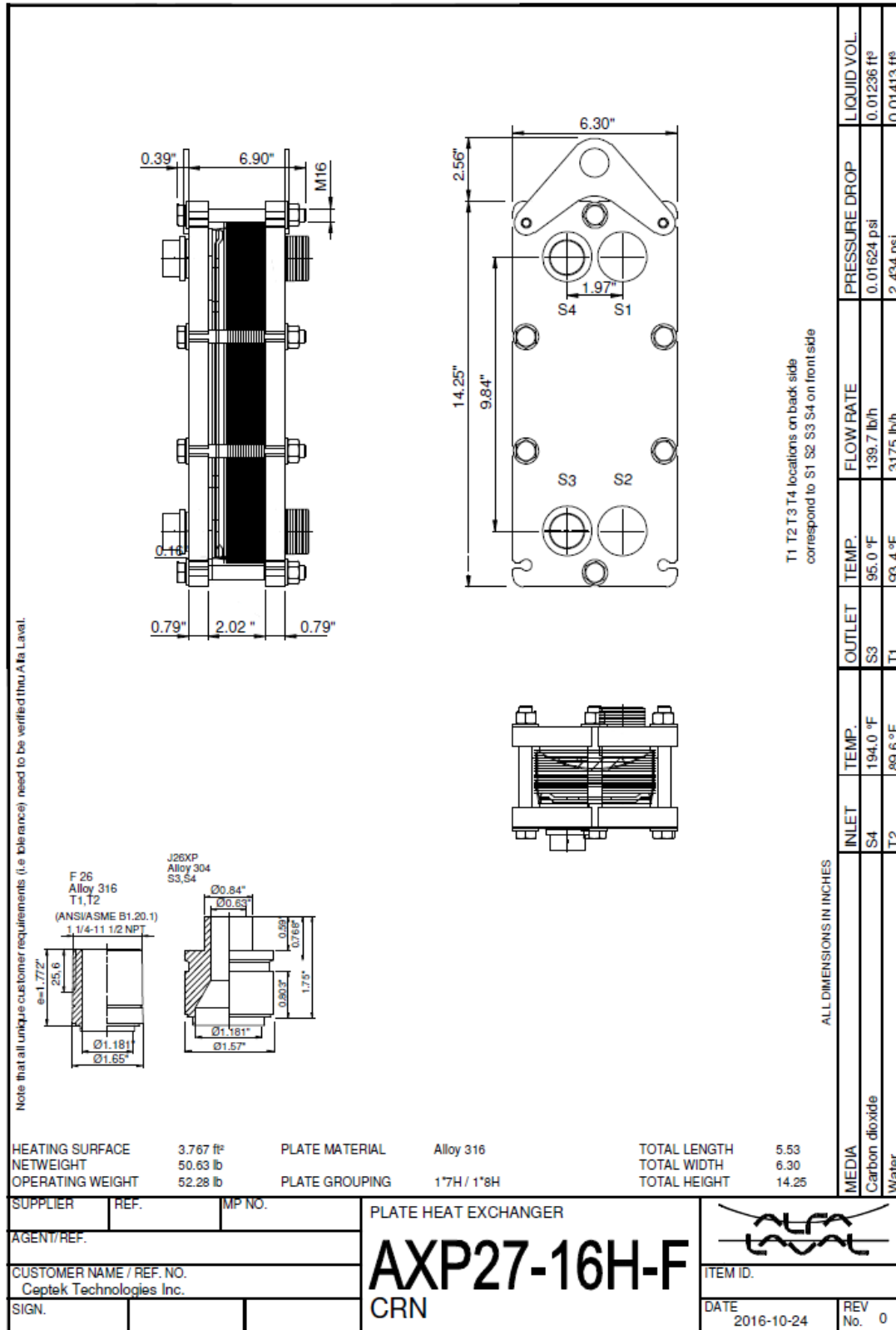


Figure-A II-1 Dessin technique du refroidisseur de gaz

## LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Air-Conditioning Heating & Refrigeration Institute. 2012. « Performance Rating of Positive Displacement Carbon Dioxide Refrigerant Compressors and Compressor Units ».
- Air-Conditioning Heating & Refrigeration Institute. 2015. « Performance Rating Of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units ».
- Allard, Yannick, Michaël Kummert, Michel Bernier et Alain Moreau. 2011. « Intermodel comparison and experimental validation of electrical water heater models in TRNSYS ». In *Proc. 2011 Building Simulation Conf.*
- Altuntop, Necdet, Mevlut Arslan, Veysel Ozceyhan et Mehmet Kanoglu. 2005. « Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, n° 14–15, p. 2285-2298.
- Anderson Jr., John D. 1995. *Computational fluid dynamics The basics with Applications*. New York: McGraw-Hill.
- Angrisani, Giovanni, Michele Canelli, Carlo Roselli et Maurizio Sasso. 2014. « Calibration and validation of a thermal energy storage model: Influence on simulation results ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 67, n° 1, p. 190-200.
- ASHRAE standard comitee. 2013. « 2013 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition) ».
- Assoa, Y. B., C. Menezo, G. Fraisse, R. Yezou et J. Brau. 2007. « Study of a new concept of photovoltaic–thermal hybrid collector ». *Solar Energy*, vol. 81, n° 9, p. 1132-1143.
- Austin, Brian T, et K Sumathy. 2011. « Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, n° 8, p. 4013-4029.
- Badescu, Viorel. 2002. « Model of a space heating system integrating a heat pump, photothermal collectors and solar cells ». *Renewable Energy*, vol. 27, n° 4, p. 489-505.
- Bahgat, A. B. G., N. H. Helwa, G. E. Ahamd et E. T. El Shenawy. 2004. « Estimation of the maximum power and normal operating power of a photovoltaic module by neural networks ». *Renewable Energy*, vol. 29, n° 3, p. 443-457.

- Bai, Yu, Tin Tai Chow, Christophe Menezo et Patrick Dupeyrat. 2012. « Analysis of a hybrid PV/thermal solar-assisted heat pump system for sports center water heating application ». *International Journal of Photoenergy*, vol. 2012.
- Bergene, Trond, et Ole Martin Løvvik. 1995. « Model calculations on a flat-plate solar heat collector with integrated solar cells ». *Solar Energy*, vol. 55, n° 6, p. 453-462.
- Bombarda, Paola, Gioele Di Marcoberardino, Andrea Lucchini, Sonia Leva, Giampaolo Manzolini, Luca Molinaroli, Federico Pedranzini et Riccardo Simonetti. 2016. « Thermal and electric performances of roll-bond flat plate applied to conventional PV modules for heat recovery ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 105, p. 304-313.
- Cervantes, J. G., et E. Torres-Reyes. 2002. « Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, n° 12, p. 1289-1297.
- Charalambous, P. G., G. G. Maidment, S. A. Kalogirou et K. Yiakoumetti. 2007. « Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, n° 2-3, p. 275-286.
- Chaturvedi, S. K., T. M. Abdel-Salam, S. S. Sreedharan et F. B. Gorozabel. 2009. « Two-stage direct expansion solar-assisted heat pump for high temperature applications ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, n° 10, p. 2093-2099.
- Chaturvedi, SK, YF Chiang et AS Roberts. 1982. « Analysis of two-phase flow solar collectors with application to heat pumps ». *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 104, n° 4, p. 358-365.
- Chen, Hongbing, Saffa B. Riffat et Yu Fu. 2011. « Experimental study on a hybrid photovoltaic/heat pump system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 17-18, p. 4132-4138.
- Chen, J. F., Y. J. Dai et R. Z. Wang. 2016. « Experimental and theoretical study on a solar assisted CO<sub>2</sub> heat pump for space heating ». *Renewable Energy*, vol. 89, p. 295-304.
- Chow, T. T. 2010. « A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology ». *Applied Energy*, vol. 87, n° 2, p. 365-379.
- Chow, T. T., G. Pei, K. F. Fong, Z. Lin, A. L. S. Chan et M. He. 2010. « Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong ». *Applied Energy*, vol. 87, n° 2, p. 643-649.
- Chow, TT. 2003. « Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model ». *Solar Energy*, vol. 75, n° 2, p. 143-152.

- Churchill, Stuart W., et Humbert H. S. Chu. 1975a. « Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 18, n° 9, p. 1049-1053.
- Churchill, Stuart W., et Humbert H. S. Chu. 1975b. « Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 18, n° 11, p. 1323-1329.
- CSA. 2013. « CAN/CSA-C191-13 - Performance of electric storage tank water heaters for domestic hot water service ».
- Dabiri, AE, et CK Rice. 1981. « A compressor simulation model with corrections for the level of suction gas superheat ». *Ashrae Transactions*, vol. 87, n° Part 2, p. 771-782.
- Daghigh, Ronak, Mohd Hafidz Ruslan, Mohamad Yusof Sulaiman et Kamaruzzaman Sopian. 2010. « Review of solar assisted heat pump drying systems for agricultural and marine products ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, n° 9, p. 2564-2579.
- Daley, Brendan, et Oskar Redlund. 2012. « Mathematical modelling and thermodynamic optimization of a CO2 heat pump cycle ». Sweden, Chalmers University of Technology, 85 p.
- Delisle, Véronique, et Michaël Kummert. 2014. « A novel approach to compare building-integrated photovoltaics/thermal air collectors to side-by-side PV modules and solar thermal collectors ». *Solar Energy*, vol. 100, p. 50-65.
- Deng, S., Y. J. Dai et R. Z. Wang. 2013. « Performance optimization and analysis of solar combi-system with carbon dioxide heat pump ». *Solar Energy*, vol. 98, p. 212-225.
- Deng, S., Y. J. Dai, R. Z. Wang, T. Matsuura et Y. Yasui. 2011. « Comparison study on performance of a hybrid solar-assisted CO2 heat pump ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 17, p. 3696-3705.
- Dincer, Ibrahim, et Marc Rosen. 2002. *Thermal energy storage: systems and applications*. John Wiley & Sons.
- DUALSUN. 2015. « DUALSUN, le panneau solaire hybride 2 en 1 : photovoltaïque et thermique ». < <http://dualsun.fr/produit/panneau-solaire-photovoltaïque-thermique/> >. Consulté le Janvier 2015.
- Duffie, John A, et William A Beckman. 2006. *Solar engineering of thermal processes*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 908 p.

- Dupeyrat, P., C. Ménézo, H. Wirth, I. Hädrich, M. Rommel, G. Kwiatkowski et Stryi-Hipp G. 2010. « Alternative PV-module structure with increased optical performances for PV-thermal applications ». In *European Commission: 25th European Photovoltaic Solar Energy Conference and Exhibition, EU PVSEC 2010. Proceedings : 5th World Conference on Photovoltaic Energy Conversion*. (Valencia, Spain, 6-10 September 2010).
- Dupeyrat, P., C. Ménézo et S. Fortuin. 2014. « Study of the thermal and electrical performances of PVT solar hot water system ». *Energy and Buildings*, vol. 68, Part C, p. 751-755.
- Dupeyrat, Patrick, Christophe Ménézo, Matthias Rommel et Hans-Martin Henning. 2011a. « Efficient single glazed flat plate photovoltaic–thermal hybrid collector for domestic hot water system ». *Solar Energy*, vol. 85, n° 7, p. 1457-1468.
- Dupeyrat, Patrick, Christophe Ménézo, Harry Wirth et Matthias Rommel. 2011b. « Improvement of PV module optical properties for PV-thermal hybrid collector application ». *Solar Energy Materials and Solar Cells*, vol. 95, n° 8, p. 2028-2036.
- Evans, D. L. 1981. « Simplified method for predicting photovoltaic array output ». *Solar Energy*, vol. 27, n° 6, p. 555-560.
- Fernández-Seara, José, Francisco J. Uhl'á et Jaime Sieres. 2007. « Experimental analysis of a domestic electric hot water storage tank. Part II: dynamic mode of operation ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, n° 1, p. 137-144.
- Fernandez, Nicholas, Yunho Hwang et Reinhard Radermacher. 2010. « Comparison of CO<sub>2</sub> heat pump water heater performance with baseline cycle and two high COP cycles ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 33, n° 3, p. 635-644.
- Florschuetz, L. W. 1979. « Extension of the Hottel-Whillier model to the analysis of combined photovoltaic/thermal flat plate collectors ». *Solar Energy*, vol. 22, n° 4, p. 361-366.
- Fortuin, Stephan, et Gerhard Stryi-Hipp. 2012. « Solar Collectors, Non-concentrating ». *Encyclopedia of sustainability Science and Technology*, p. 9449-9469.
- Friedel, L. 1979. « Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase flow ». In *European Two-Phase Flow Group Meeting, ISPRA*. (Italy).
- GIEC. 2013. « Changements climatiques 2013 : Résumé à l'intention des décideurs, Résumé technique et Foire aux questions ».
- Gorozabel Chata, F. B., S. K. Chaturvedi et A. Almogbel. 2005. « Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants ». *Energy Conversion and Management*, vol. 46, n° 15, p. 2614-2624.



- Gouvernement du Québec. 2016. « Politique énergétique 2030 ».
- Guitari, Imed. 2005. « Etude expérimentale et modélisation d'une pompe à chaleur fonctionnant au CO<sub>2</sub> ». Villeurbanne, INSA.
- Han, Y. M., R. Z. Wang et Y. J. Dai. 2009. « Thermal stratification within the water tank ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, n° 5, p. 1014-1026.
- Hawladar, M. N. A., S. K. Chou et M. Z. Ullah. 2001. « The performance of a solar assisted heat pump water heating system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, n° 10, p. 1049-1065.
- Hawladar, M. N. A., et K. A. Jahangeer. 2006. « Solar heat pump drying and water heating in the tropics ». *Solar Energy*, vol. 80, n° 5, p. 492-499.
- Hermann, Michael. 2011. « Development of a bionic solar collector with aluminium roll-bond absorber ». < <http://www.bionicol.eu/> >.
- Hwang, Y, BH Kim et R Radermacher. 1997. « Boiling heat transfer correlation for carbon dioxide ». *Science et technique du froid*, p. 81-95.
- Incropera, Frank P, Adrienne S Lavine, Theodore L Bergman et David P DeWitt. 2013. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley.
- International Energy Agency. 2017. *Key World Energy Statistic*.
- Islam, Mohammad Raisul, et K Sumathy. 2013. « Carbon Dioxide driven Solar-assisted Heat Pump Water Heating System: A Theoretical Analysis ». *International Research Journal of Environment Sciences*, vol. 2 (10), p. 77-92.
- Ito, S, N Miura et K Wang. 1999. « Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors ». *Solar Energy*, vol. 65, n° 3, p. 189-196.
- Ito, Sadasuke, Naokatsu Miura et Yasushi Takano. 2005. « Studies of heat pumps using direct expansion type solar collectors ». *Journal of solar energy engineering*, vol. 127, n° 1, p. 60-64.
- Ji, Jie, Hanfeng He, Tintai Chow, Gang Pei, Wei He et Keliang Liu. 2009. « Distributed dynamic modeling and experimental study of PV evaporator in a PV/T solar-assisted heat pump ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, n° 5-6, p. 1365-1373.

- Ji, Jie, Keliang Liu, Tin-tai Chow, Gang Pei, Wei He et Hanfeng He. 2008a. « Performance analysis of a photovoltaic heat pump ». *Applied Energy*, vol. 85, n° 8, p. 680-693.
- Ji, Jie, Gang Pei, Tin-tai Chow, Keliang Liu, Hanfeng He, Jianping Lu et Chongwei Han. 2008b. « Experimental study of photovoltaic solar assisted heat pump system ». *Solar Energy*, vol. 82, n° 1, p. 43-52.
- Karim, M. A. 2011. « Experimental investigation of a stratified chilled-water thermal storage system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n° 11, p. 1853-1860.
- Keliang, Liu, Ji Jie, Chow Tin-tai, Pei Gang, He Hanfeng, Jiang Aiguo et Yang Jichun. 2009. « Performance study of a photovoltaic solar assisted heat pump with variable-frequency compressor – A case study in Tibet ». *Renewable Energy*, vol. 34, n° 12, p. 2680-2687.
- Kenjo, Lana, Christian Inard et Dominique Caccavelli. 2007. « Experimental and numerical study of thermal stratification in a mantle tank of a solar domestic hot water system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, n° 11, p. 1986-1995.
- Kim, Wonseok, Jongmin Choi et Honghyun Cho. 2013. « Performance analysis of hybrid solar-geothermal CO<sub>2</sub> heat pump system for residential heating ». *Renewable Energy*, vol. 50, n° 0, p. 596-604.
- Klein, Sanford Alan, WA Beckman et John A Duffie. 1976. « A design procedure for solar heating systems ». *Solar Energy*, vol. 18, n° 2, p. 113-127.
- Kleinbach, Eberhard Markus, WA Beckman et SA Klein. 1993. « Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks ». *Solar energy*, vol. 50, n° 2, p. 155-166.
- Kline, S. J., et F. A. McClintock. 1953. « Describing uncertainties in SingleSample experiments ». *Mechanical Engineering*, vol. 75, n° 1, p. 38.
- Klucher, Thomas M. 1979. « Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces ». *Solar energy*, vol. 23, n° 2, p. 111-114.
- Kong, X. Q., Y. Li, L. Lin et Y. G. Yang. 2017. « Modeling evaluation of a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater using R410A ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 76, p. 136-146.
- Krauter, Stefan CW. 2007. *Solar Electric Power Generation-Photovoltaic Energy Systems: modeling of optical and thermal performance, electrical yield, energy balance, effect on reduction of greenhouse gas emissions*. Springer.

- Kuang, Y. H., K. Sumathy et R. Z. Wang. 2003. « Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system ». *International Journal of Energy Research*, vol. 27, n° 5, p. 531-548.
- Kuang, Y. H., R. Z. Wang et L. Q. Yu. 2003. « Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply ». *Energy Conversion and Management*, vol. 44, n° 7, p. 1089-1098.
- Lanoué, Roger, et Normand Mousseau. 2014. « MAÎTRISER NOTRE AVENIR ÉNERGÉTIQUE pour le bénéfice économique, environnemental et social de tous ».
- Lemmon, E. W. , M. L. Huber et M. O. McLinden. 2013. « NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology ». < <https://www.nist.gov/srd/refprop> >. Consulté le 2017.
- Li, Y. W., R. Z. Wang, J. Y. Wu et Y. X. Xu. 2007. « Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, n° 17, p. 2858-2868.
- Liu, Benjamin Y. H., et Richard C. Jordan. 1963. « The long-term average performance of flat-plate solar-energy collectors: With design data for the U.S., its outlying possessions and Canada ». *Solar Energy*, vol. 7, n° 2, p. 53-74.
- Lloyd, JR, et WR Moran. 1974. « Natural convection adjacent to horizontal surface of various planforms ». *Journal of Heat Transfer*, vol. 96, n° 4, p. 443-447.
- Ma, Yitai, Zhongyan Liu et Hua Tian. 2013. « A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles ». *Energy*, vol. 55, n° Supplement C, p. 156-172.
- Manlapaz, Romeo L., et Stuart W. Churchill. 1980. « FULLY DEVELOPED LAMINAR FLOW IN A HELICALLY COILED TUBE OF FINITE PITCH ». *Chemical Engineering Communications*, vol. 7, n° 1-3, p. 57-78.
- Martin, Marlo, et Paul Berdahl. 1984. « Characteristics of infrared sky radiation in the United States ». *Solar energy*, vol. 33, n° 3-4, p. 321-336.
- Mastrullo, R., et C. Renno. 2010. « A thermoeconomic model of a photovoltaic heat pump ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, n° 14-15, p. 1959-1966.
- Meunier, Francis, Paul Rivet et Marie-France Terrier. 2010. *Froid industriel-2ème édition*. Dunod.

- Miura, Nakatsu, Jin Qi Wang et Miwako Nishikawa. 1997. « Heat pump using a solar collector with photovoltaic modules on the surface ». *Journal of solar energy engineering*, vol. 119, p. 147.
- Moffat, Robert J. 1988. « Describing the uncertainties in experimental results ». *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 1, n° 1, p. 3-17.
- Nekså, Petter. 2002. « CO2 heat pump systems ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, n° 4, p. 421-427.
- Newton, Brian J. 1995. « Modeling of solar storage tanks ». USA, University of Wisconsin - Madison, 228 p.
- Nkwetta, Dan Nchelatebe, Pierre-Edouard Vouillamoz, Fariborz Haghighat, Mohamed El-Mankibi, Alain Moreau et Ahmed Daoud. 2014. « Impact of phase change materials types and positioning on hot water tank thermal performance: Using measured water demand profile ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 67, n° 1, p. 460-468.
- Paradis, Pierre-Luc, Daniel R. Rousse, Louis Lamarche, Hakim Nesreddine et Marie-Hélène Talbot. 2018. « One-dimensional model of a stratified thermal storage tank with supercritical coiled heat exchanger ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 134, p. 379-395.
- Paradis, Pierre-Luc, Daniel R. Rousse, Louis Lamarche et Hakim Nesreddine. 2017. « A 2-D transient numerical heat transfer model of the solar absorber plate to improve PV/T solar collector systems ». *Solar Energy*, vol. 153, p. 366-378.
- Patankar, Suhas V. 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Taylor & Francis.
- Pearson, Andy. 2005. « Carbon dioxide—new uses for an old refrigerant ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, n° 8, p. 1140-1148.
- Pierrick, Haurant, Ménézo Christophe, Gaillard Leon et Dupeyrat Patrick. 2015. « Dynamic numerical model of a high efficiency PV-T collector integrated into a domestic hot water system ». *Solar Energy*, vol. 111, p. 68-81.
- Pioro, I. L., et R. B. Duffey. 2007. *Heat Transfer and Hydraulic Resistance at Supercritical Pressures in Power Engineering Applications*. Coll. « Heat Transfer and Hydraulic Resistance at Supercritical Pressures in Power Engineering Applications ». New York, NY: ASME.
- Pitla, Srinivas S., Douglas M. Robinson, Eckhard A. Groll et Satish Ramadhyani. 1998. « Heat Transfer from Supercritical Carbon Dioxide in Tube Flow: A Critical Review ». *HVAC&R Research*, vol. 4, n° 3, p. 281-301.

- Radziemska, E, et WM Lewandowski. 2001. « Heat transfer by natural convection from an isothermal downward-facing round plate in unlimited space ». *Applied Energy*, vol. 68, n° 4, p. 347-366.
- Rahman, Aowabin, Nelson Fumo et Amanda D Smith. 2015. « Simplified modeling of thermal storage tank for distributed energy heat recovery applications ». In *ASME 2015 Power Conference*. p. V002T13A005-V002T13A005. American Society of Mechanical Engineers.
- Rejeb, Oussama, Houcine Dhaou et Abdelmajid Jemni. 2015a. « A numerical investigation of a photovoltaic thermal (PV/T) collector ». *Renewable Energy*, vol. 77, p. 43-50.
- Rejeb, Oussama, Houcine Dhaou et Abdelmajid Jemni. 2015b. « Parameters effect analysis of a photovoltaic thermal collector: Case study for climatic conditions of Monastir, Tunisia ». *Energy Conversion and Management*, vol. 89, n° 0, p. 409-419.
- Rulof, J., K. Lambers, U. Blieske, J. R. Hadji-Minaglou et F. Scholzen. 2017. « Thermal model of a solar hybrid module as the heat source for a CO2 heat pump ». In *2017 International Energy and Sustainability Conference (IESC)*. (19-20 Oct. 2017), p. 1-6.
- Rycroft, Chris H. 2007. « Iterative methods for linear systems ». *School of Engineering and Applied Sciences, Harvard University, Cambridge*.
- Sandnes, BjØrnar, et John Rekstad. 2002. « A photovoltaic/thermal (PV/T) collector with a polymer absorber plate. Experimental study and analytical model ». *Solar Energy*, vol. 72, n° 1, p. 63-73.
- Shah, Louise Jivan, et Simon Furbo. 2003. « Entrance effects in solar storage tanks ». *Solar Energy*, vol. 75, n° 4, p. 337-348.
- Shin, Mi-Soo, Hey-Suk Kim, Dong-Soon Jang, Sang-Nam Lee, Young-Soo Lee et Hyung-Gi Yoon. 2004. « Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system ». *Applied thermal engineering*, vol. 24, n° 1, p. 17-27.
- Stene, J. 2007. « Integrated CO2 heat pump systems for space heating and hot water heating in low-energy houses and passive houses ». *International Energy Agency (IEA) Heat Pump Programme–Annex*, vol. 32.
- Stene, Jørn. 2005. « Residential CO2 heat pump system for combined space heating and hot water heating ». *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, n° 8, p. 1259-1265.

- Sun, Xiaolin, Yanjun Dai, V. Novakovic, J. Wu et Ruzhu Wang. 2015. « Performance Comparison of Direct Expansion Solar-assisted Heat Pump and Conventional Air Source Heat Pump for Domestic Hot Water ». *Energy Procedia*, vol. 70, p. 394-401.
- Sun, Xiaolin, Jingyi Wu, Yanjun Dai et Ruzhu Wang. 2014. « Experimental study on roll-bond collector/evaporator with optimized-channel used in direct expansion solar assisted heat pump water heating system ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, n° 1, p. 571-579.
- Swinbank, W CQJR. 1963. « Long-wave radiation from clear skies ». *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, vol. 89, n° 381, p. 339-348.
- TESS - Thermal energy systems specialists. 2014. « Storage tank library mathematical reference ». *TESSLibs 17 Component libraries for the TRNSYS simulation environment*.
- University of Wisconsin - Madison, et Sanford A Klein. 1979. *TRNSYS, a transient system simulation program*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin - Madison, .
- Villalva, M. G., J. R. Gazoli et E. R. Filho. 2009. « Comprehensive Approach to Modeling and Simulation of Photovoltaic Arrays ». *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 24, n° 5, p. 1198-1208.
- Wang, Qin, Yu-qian Liu, Guo-feng Liang, Jia-rong Li, Shu-fei Sun et Guang-ming Chen. 2011. « Development and experimental validation of a novel indirect-expansion solar-assisted multifunctional heat pump ». *Energy and buildings*, vol. 43, n° 2, p. 300-304.
- White, Frank M. 2011. *Fluid mechanics*, 7 th ed. New York: McGraw-Hill.
- Whitmore, Johanne, et Pierre-Olivier Pineau. 2018. « État de l'énergie au Québec ».
- Winterton, R. H. S. 1998. « Where did the Dittus and Boelter equation come from? ». *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 41, n° 4, p. 809-810.
- Wolf, P., et V. Benda. 2013. « Identification of PV solar cells and modules parameters by combining statistical and analytical methods ». *Solar Energy*, vol. 93, p. 151-157.
- Wu, Jinshun, Xingxing Zhang, Jingchun Shen, Yupeng Wu, Karen Connelly, Tong Yang, Llewellyn Tang, Manxuan Xiao, Yixuan Wei, Ke Jiang, Chao Chen, Peng Xu et Hong Wang. 2017. « A review of thermal absorbers and their integration methods for the combined solar photovoltaic/thermal (PV/T) modules ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 75, p. 839-854.

- Yaïci, Wahiba, Mohamed Ghorab, Evgueniy Entchev et Skip Hayden. 2013. « Three-dimensional unsteady CFD simulations of a thermal storage tank performance for optimum design ». *Applied Thermal Engineering*, vol. 60, n° 1-2, p. 152-163.
- Yang, Jun Lan, Yi Tai Ma, Min Xia Li et Jun Hua. 2010. « Modeling and simulating the transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system ». *Energy*, vol. 35, n° 12, p. 4812-4818.
- Yokoyama, Ryohei, Tetsuya Wakui, Junya Kamakari et Kazuhisa Takemura. 2010. « Performance analysis of a CO<sub>2</sub> heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand ». *Energy*, vol. 35, n° 2, p. 718-728.
- Yoo, Hoseon, Charn-Jung Kim et Chang Wook Kim. 1999. « Approximate analytical solutions for stratified thermal storage under variable inlet temperature ». *Solar Energy*, vol. 66, n° 1, p. 47-56.
- Yu, Pei-Yu, Wei-Keng Lin et Chi-Chuan Wang. 2014. « Performance evaluation of a tube-in-tube CO<sub>2</sub> gas cooler used in a heat pump water heater ». *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 54, p. 304-312.
- Zachár, A., I. Farkas et F. Szlivka. 2003. « Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows ». *Solar Energy*, vol. 74, n° 4, p. 287-302.
- Zagrouba, M., A. Sellami, M. Bouaïcha et M. Ksouri. 2010. « Identification of PV solar cells and modules parameters using the genetic algorithms: Application to maximum power extraction ». *Solar Energy*, vol. 84, n° 5, p. 860-866.
- Zhao, Xudong, Xingxing Zhang, Saffa B Riffat et Yaxin Su. 2011. « Theoretical study of the performance of a novel PV/e roof module for heat pump operation ». *Energy conversion and Management*, vol. 52, n° 1, p. 603-614.
- Zhou, Jinzhi, Xudong Zhao, Xiaoli Ma, Zhenyu Du, Yi Fan, Yuanda Cheng et Xinghui Zhang. 2017. « Clear-days operational performance of a hybrid experimental space heating system employing the novel mini-channel solar thermal & PV/T panels and a heat pump ». *Solar Energy*, vol. 155, p. 464-477.
- Zhou, Jinzhi, Xudong Zhao, Xiaoli Ma, Zhongzhu Qiu, Jie Ji, Zhenyu Du et Min Yu. 2016. « Experimental investigation of a solar driven direct-expansion heat pump system employing the novel PV/micro-channels-evaporator modules ». *Applied Energy*, vol. 178, p. 484-495.
- Zondag, H. A. 2008. « Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review ». *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, n° 4, p. 891-959.

Zondag, H. A., D. W. de Vries, W. G. J. van Helden, R. J. C. van Zolingen et A. A. van Steenhoven. 2003. « The yield of different combined PV-thermal collector designs ». *Solar Energy*, vol. 74, n° 3, p. 253-269.



