

Programme d'aide au développement des technologies de l'énergie
(PADTE)

RAPPORT FINAL

Optimisation et essai d'un
échangeur de chaleur conçu pour
la déshumidification des serres



Partenaires de réalisation :



Gouvernement du Québec
Ministère de l'Agriculture, des
Pêcheries et de l'Alimentation



UNIVERSITÉ
LAVAL

Février 1999

Table des matières

Remerciements	5
Équipe de réalisation	5
Résumé	6
1. Bilan hydrique et contrôle de l'humidité	7
1.1 Contrôle de l'humidité	7
1.2 Bilan hydrique global	11
2. Commercialisation de l'échangeur	15
2.1 Échangeur de chaleur de troisième génération	15
2.2 Résultat de la recherche préliminaire en brevetabilité	16
2.3 Potentiel de marché	16
2.3.1 Secteur : Poulets à griller	17
2.3.2 Secteur : Dindon	17
2.3.3 Secteur : Porcin	17
2.3.4 Secteur : Serricole Maraîcher	18
2.3.5 Secteur : Serricole fleur	18
3. Caractérisation des échanges de chaleur	20
3.1 Revue de littérature	20
3.2 Dispositif expérimental	20
3.3 Analyse des résultats	21
3.4 Coefficient de transfert thermique : seconde phase	22
3.5 Effets de la vitesse et des corrugations	24
3.5.1 Corrugations	24
3.5.2 Vitesse	24
3.6 Logiciel d'aide au design	24
3.7 Conclusion sur la caractérisation thermique	25
3.7.1 Paroi de plastique	25
3.7.2 Densité de surface	26
3.7.3 Corrugations	26
3.7.4 Efficacité et COP	26
3.7.5 Logiciel d'aide au design	27
Conclusion	28
Annexe A : Tableaux des déficits de pression de vapeur (DPV) en fonction de la température et de l'humidité relative	29

Annexe B : Graphiques de surfaces	30
Annexe C : Tableau résumé des dépenses encourues	31
Annexe D : Calendrier des opérations et avancement des travaux	33
Annexe E : Activités de diffusion	35
Liste non exhaustive des travaux de diffusion du projet échangeur	36

Liste des figures

<i>Figure 1 : Capacité des échangeurs et humidité relative dans la serre le 22-02-98</i>	10
<i>Figure 2: Capacité des échangeurs et humidité relative dans la serre le 16-03-98</i>	10
<i>Figure 3: Illustration des différents termes du bilan hydrique du complexe de serres</i>	11
<i>Figure 4 : Proportion et taux horaire moyens des termes représentant l'eau admise dans la serre durant les périodes où les échangeurs fonctionnent en continu et que les toits ouvrants sont fermés</i>	13
<i>Figure 5: Proportion et taux horaire moyens des termes représentant l'eau expulsée de la serre durant les périodes où les échangeurs fonctionnent en continu et que les toits ouvrants sont fermés</i>	13
<i>Figure 6 : Détails d'un échangeur de 3^{ième} génération</i>	15
<i>Figure 7: Profil de condensation sur la surface du tube</i>	22
<i>Figure 8: Coefficients de transfert locaux le long de l'axe</i>	23
<i>Figure 9 : Densité de surface de certains échangeurs</i>	26

Remerciements

Le CIDES tient particulièrement à remercier l'Agence de l'efficacité énergétique du ministère des ressources naturelles pour son aide financière. Le CIDES s'associe au milieu serricole afin de remercier l'Agence et ses conseillers pour la confiance apportée dans la réalisation du présent projet.

Nous tenons à remercier les personnes et organismes suivants qui ont participé au déroulement du projet :

- Agence de l'efficacité énergétique M. Rolland Larochelle
M. André Paquette
M. Donald Maltais
M. Luc Morin
- Serres Berger Mme Suzanne et M. Claude Bergeron
- Plasti-Drain M. Michel Leduc
- Ventec M. Jean-Guy Dubé
- Université Laval M. Régis Boily

Équipe de réalisation

- François Léveillé, Chargé de projet CIDES inc.
- Daniel-Yves Martin Ing., M.Sc. CIDES Inc., MAPAQ
- Roger Thériault Ing., Professeur Université Laval, Département des sols et de génie agroalimentaire
- Daniel Rousse Ing., Professeur Université Laval, Département de génie mécanique
- Clemente Ibarra Ing. Stag. Université Laval
- Pierre-Phillippe Poiré Ing. Stag. Université Laval

Résumé

Le projet de développement de l'échangeur de chaleur s'est déroulé entre les mois de janvier 1997 et janvier 1999. Le présent décrit les travaux effectués dans le cadre de ce projet depuis septembre 1998 jusqu'à ce jour. Il est divisé en trois sections résumant les grandes activités :

- Bilan hydrique et contrôle de l'humidité;
- Commercialisation de l'échangeur;
- Caractérisation des échanges de chaleur.

Lors de cette période d'activités, d'importants efforts ont été consacrés pour assurer la réussite commerciale de l'échangeur. Une étude en brevetabilité a été réalisée. Les conclusions de cette étude sont retrouvées dans la seconde partie *Commercialisation de l'échangeur*. Les détails de construction de l'échangeur de troisième génération y sont également retrouvés.

La première partie de ce rapport résume les travaux relatifs au bilan hydrique global du complexe des Serres Berger. Un bilan balancé y est présenté en plus des observations concernant le contrôle de l'humidité par l'échangeur. La troisième partie est réservée aux travaux de détermination du coefficient de transfert de chaleur.

Un tableau des dépenses encourues dans le cadre du projet est retrouvé à l'annexe C. L'annexe D présente le calendrier des activités réalisé lors du projet. Nous avons également énuméré certaines activités de diffusion du projet à l'annexe E.

1. Bilan hydrique et contrôle de l'humidité

1.1 Contrôle de l'humidité

Le protocole expérimental initial prévoyait que le contrôle hydrique dans la serre serait basé sur le déficit de pression de vapeur (DPV) de l'air. Ce contrôle a toutefois été basé sur l'humidité relative de l'air à cause, d'une part, de la complexité de la mesure du DPV en temps réel et, d'autre part, du fait que la température intérieure de la serre est maintenue constante; le DPV est alors directement proportionnel à l'humidité relative qui est facilement mesurée.

Cependant, puisqu'il regroupe deux paramètres d'importance, soit l'humidité relative et la température, le DPV est également utilisé dans l'analyse qui suit. Plusieurs tableaux de conversion se retrouvent à l'annexe A pour différentes gammes de températures. La consigne de contrôle de l'humidité du complexe est fixée à 75%. Ceci correspond à un DPV de 0,58 kPa (Annexe A, figure A1) lorsque la température est de 20°C (température diurne moyenne à l'intérieur de la serre).

Idéalement, le DPV doit osciller entre 0,4 kPa et 0,6 kPa pour la culture des tomates de serre (Bakker, 1990). Le maintien d'un fort DPV au-delà de 0,7 kPa est souhaitable; par contre, il entraîne des coûts énergétiques importants (Iraqi, 1997). Le maintien de manière permanente d'un DPV au-dessous de 0,4 kPa, entraîne une augmentation des agents pathogènes et des moisissures (Bakker, 1984), une diminution de l'absorption minérale (Iraqi, 1997), une baisse de la qualité des fruits (Jolliet, 1992) et une diminution de la croissance des plants (Bakker, 1990). Ceci amène donc une réduction des rendements. Cependant, dans la présente expérience, les périodes pendant lesquelles le DPV s'est retrouvé sous la barre de 0,4 kPa ne durent que quelques heures, tout au plus.

Au Québec, durant l'hiver, il est difficile de maintenir un DPV de 0,5 kPa sans engendrer des coûts d'opération importants (12,6 à 18,4 % des coûts annuels) reliés à la méthode de ventilation et chauffage répandue chez la plupart des producteurs serres (De Halleux & Gauthier, 1998).

En ce qui a trait au contrôle de l'humidité à l'aide des deux échangeurs, il faut distinguer deux types de périodes de contrôle (nous nous référerons à cette nomenclature tout au long de la présente section):

- lorsque les toits ouvrants sont fermés (**système fermé**);
- et lorsque les toits ouvrants sont ouverts (**système ouvert**), l'humidité étant contrôlée principalement par la ventilation naturelle.

Les périodes où le système est considéré fermé sont caractérisées par de faibles luminosités (obscurité ou couvert nuageux important) tandis que les périodes où le système est ouvert possèdent une luminosité moyenne de 264 W/m² (Tableau 1)

variant de 0,35 à 908 W/m² (pour un ciel partiellement nuageux à un ciel totalement dégagé).

Tableau 1 :Caractéristiques globales des périodes pour différentes conditions du système

		Condition du système		
		Fermé	Ouvert	
Température ext.	[°C]	Minimum	-15.9	-13.5
		Moyenne	-1.2	1.1
		Maximum	9.1	12.8
HR ext.	[%]	Minimum	28.5	26.7
		Moyenne	82.2	71.6
		Maximum	100	98.4
Luminosité	[W/m ²]	Minimum	0.10	0.35
		Moyenne	17.1	264.7
		Maximum	277.9	908.0
Température int.	[°C]	Minimum	16.7	17.8
		Moyenne	19.5	21.5
		Maximum	22.6	24.0
HR int.	[%]	Minimum	67.7	69.5
		Moyenne	78.6	85.6
		Maximum	92.5	92.1
DPV int.	[kPa]	Minimum	0.18	0.19
		Moyenne	0.48	0.37
		Maximum	0.70	0.74

En moyenne, lorsque le système est fermé, l'humidité relative est maintenue à moins de 75% pendant 43,3% du temps (Tableau 2) et le DPV est maintenu à plus de 0,4 kPa à 70,4% du temps. Ces résultats sont excellents car selon l'expérience de plusieurs producteurs, il est difficile de contrôler l'humidité relative et de la garder à un niveau inférieur à 90% durant l'hiver.

Tableau 2: Proportion du temps de contrôle de l'humidité relative et du DPV pour différentes conditions du système

Conditions du système	Proportion du temps de contrôle [%] pour maintenir							
	l'humidité relative à moins de				le DPV à plus de			
	75%	80%	85%	90%	0.5 kPa	0.4 kPa	0.3 kPa	0.2 kPa
Fermé	43.3	63.5	78.9	96.0	55.4	70.6	87.6	98.9
Ouvert	2.5	12.2	34.9	86.2	15.8	31.5	66.5	99.4

Cependant, lorsque le système est ouvert, il est difficile de maintenir une humidité relative inférieure à 75% et un DPV supérieur à 0,4 kPa (en période de fort ensoleillement notons que la ventilation naturelle devait être ouverte pour maintenir une température adéquate et que, par conséquent, ces conditions favorisaient des taux de transpiration élevés des végétaux). Néanmoins, il faut noter que ces périodes sont contrôlées par la ventilation naturelle (régie par la température intérieure de la serre réglée à $\pm 21,5^{\circ}\text{C}$) et celle-ci ne suffit pas à maintenir un niveau d'humidité acceptable. Dans ces cas, il serait préférable d'utiliser des échangeurs de chaleur additionnels et la ventilation naturelle dépendamment de l'humidité relative de l'air extérieur. Ceci nous laisse à supposer que, s'il n'y avait pas eu d'échangeurs dans le complexe de serres, les conditions que nous aurions observées auraient été pires.

Globalement, les échangeurs améliorent grandement les conditions de croissance et de production des plants de tomates, sans toutefois atteindre l'objectif de maintenir le DPV supérieur à 0,4 kPa en permanence. Lors des essais, le niveau de contrôle de l'humidité relative était fixé à 75%, ce qui correspond à un DPV de 0,58 kPa pour une température de 20°C . Certes, les deux unités installées ne sont pas suffisantes pour effectuer le contrôle escompté.

La capacité requise des échangeurs peut être estimée à l'aide d'une courbe interpolant les valeurs de la capacité réellement observée. À cette fin, on se situe sur la courbe d'humidité relative au moment où les ouvrants s'ouvrent (cassure de cette courbe); la projection de ce point sur la courbe interpolée donne alors la capacité requise des échangeurs.

La courbe de capacité observée montre que les échangeurs ont atteint leur pleine capacité de contrôle de l'humidité lorsque l'humidité relative n'est plus maintenue à son niveau de 75%; la courbe de capacité observée plafonne alors à 100%. À partir de la capacité observée en certains points précédant et suivant la perte de contrôle du niveau d'humidité dans la serre, la capacité estimée est déterminée à l'aide d'un polynôme du 3^{ème} degré (Figure 1 et Figure 2) possédant un coefficient de variation acceptable. Des valeurs de 154% et de 173% sont obtenues respectivement pour le 22 février 1998 (Figure 1) et le 16 mars 1998 (Figure 2), qui sont deux journées représentatives de la période étudiée. Cependant, il faudrait refaire l'expérimentation avec des échangeurs procurant environ deux fois la capacité de ceux utilisés pour être à même de faire d'autres extrapolations et des simulations plus poussées.

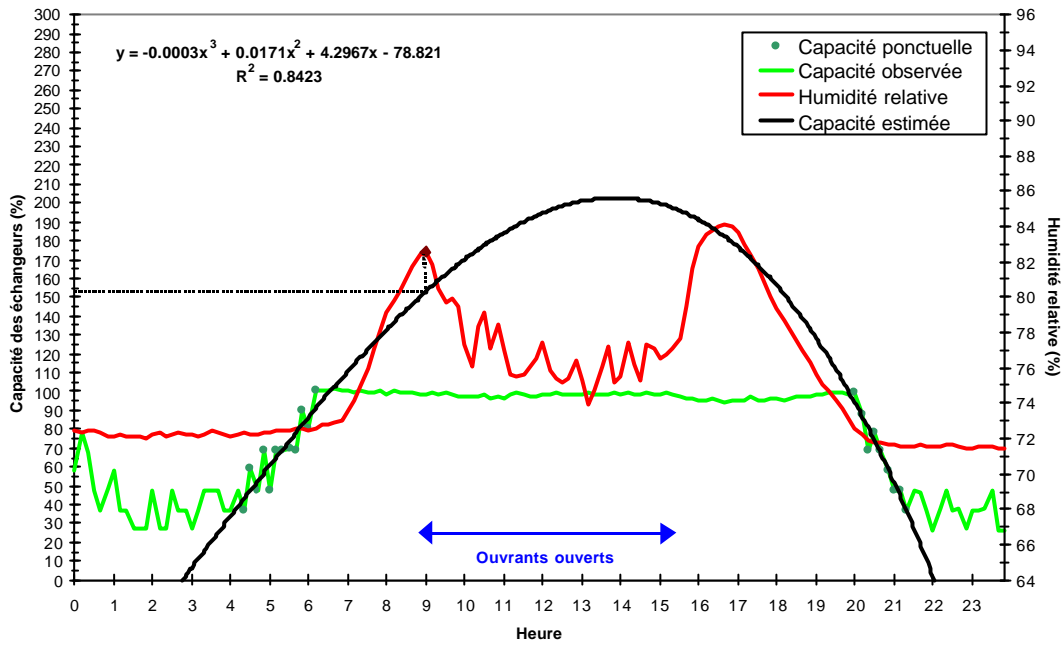


Figure 1 :Capacité des échangeurs et humidité relative dans la serre le 22-02-98

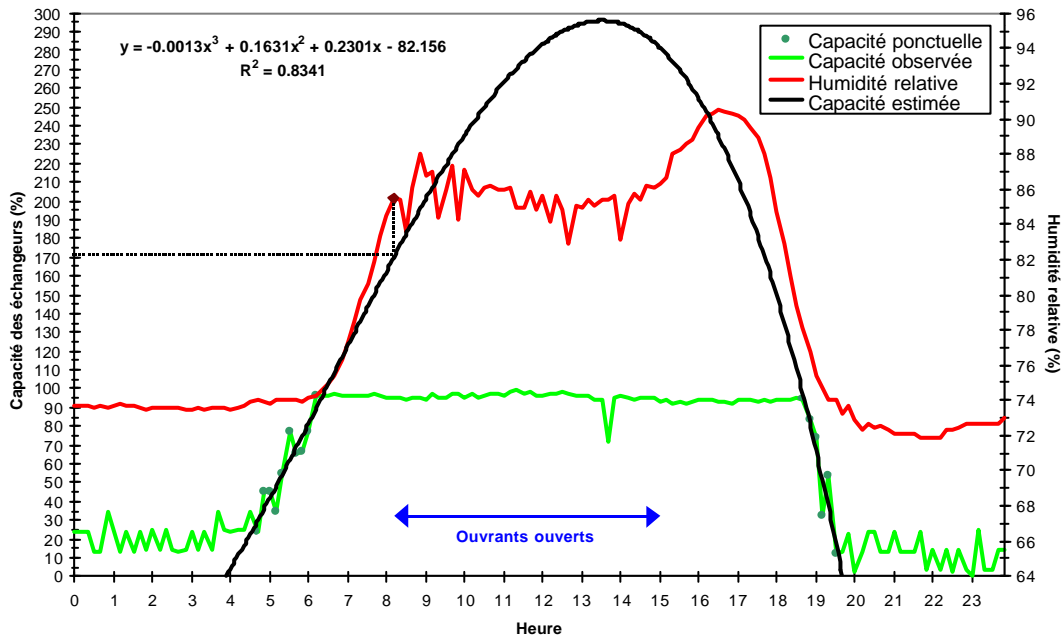


Figure 2:Capacité des échangeurs et humidité relative dans la serre le 16-03-98

1.2 Bilan hydrique global

Le bilan massique de l'eau (bilan hydrique global) a pour but de quantifier les quantités d'eau présentes dans le système serres-échangeurs-environnement et transitant par celui-ci. Le complexe de serres étant considéré comme le volume de contrôle, les différents termes du bilan (Figure 3) se définissent comme suit:

- W_{af} = Masse d'eau présente dans l'air froid à l'entrée des échangeurs [kg]
- E_p = Masse d'eau consommée par les plantes [kg]
- W_{ac} = Masse d'eau présente dans l'air chaud à la sortie des échangeurs [kg]
- E_{ce} = Masse d'eau condensée par les échangeurs [kg]
- E_{ct} = Masse d'eau condensée sur le toit de la serre et absorbée [kg]
- E_{cp} = Masse d'eau condensée sur la paroi et absorbée [kg]
- E_{cg} = Masse d'eau condensée sur la gouttière et absorbée [kg]
- W_{fuites} = Masse d'eau présente dans les fuites [kg]

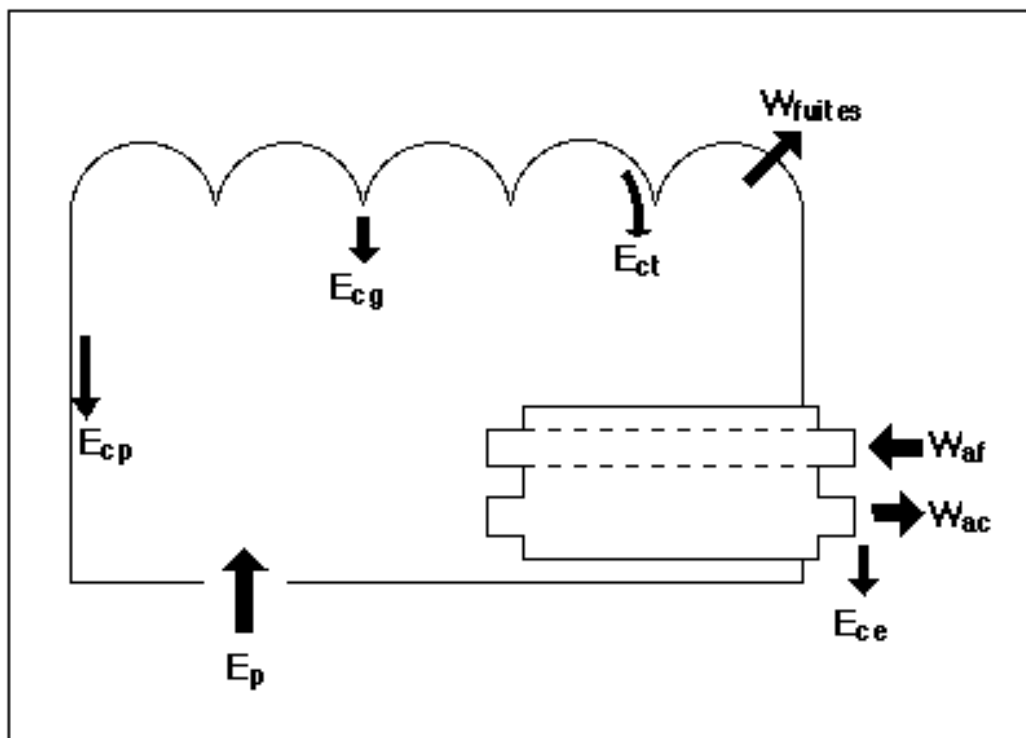


Figure 3: Illustration des différents termes du bilan hydrique du complexe de serres

et l'équation du bilan global est donc

$$W_{af} + E_p = W_{ac} + E_{ce} + E_{ct} + E_{cp} + E_{cg} + W_{fuites}$$

La masse d'eau présente dans l'air froid à l'entrée des échangeurs (**Waf**), la masse d'eau consommée par les plantes (**Ep**), la masse d'eau présente dans l'air chaud à la sortie des échangeurs (**Wac**) et la masse d'eau condensée par les échangeurs (**Ece**) ont été établies à partir de données expérimentales prises à une fréquence de 1 minute intégrée aux dix minutes entre le 18 février et le 26 mars 1998. Les données considérées sont celles compilées lorsque l'échangeur fonctionnait en continu et que le système était fermé, c'est-à-dire que les toits ouvrants ne permettaient pas de circulation d'air entre l'intérieur de la serre et l'environnement extérieur.

La masse d'eau condensée sur le toit de la serre et absorbée (**Ect**), la masse d'eau condensée sur la paroi et absorbée (**Ecp**) et la masse d'eau condensée sur la gouttière et absorbée (**Ecg**) sont calculées à partir d'équations de transfert de matière considérant un film (couche limite où se crée un gradient de concentration et de température) de 1 cm d'épaisseur. Les résistances thermiques utilisées pour évaluer les températures des surfaces où il y a condensation apparaissent au Tableau 3 avec les références bibliographiques de ces valeurs. Puisque la majorité de l'eau condensée se réévapore et demeure à l'intérieur du complexe, des facteurs de correction sont utilisés pour mieux cerner la quantité d'eau réellement absorbée (par infiltration dans le sol par exemple) suite à la condensation. Ces facteurs sont de 0,05, 0,01 et de 0,1 pour **Ect**, **Ecp** et **Ecg** respectivement.

Tableau 3 : Résistances thermiques de différents matériaux et composantes de la serre

	Résistance thermique [W/K-m ²]	Termes impliqués	Références
Acier galvanisé	45	Ecg	(ASHRAE, 1993)
Air à l'intérieur	20	Ect, Ecp, Ecg	-
Air à l'extérieur	33,3	Ect, Ecp, Ecg	(ASHRAE, 1993)
Air dans le mur	7,1	Ect, Ecp	-
Film polyéthylène	négligeable	Ect, Ecp	(ASHRAE, 1993)
Mur de la serre	4,5	Ect, Ecp	(AGRI. CANADA, 1988)

La détermination de la masse d'eau présente dans les fuites (**Wfuites**) est principalement basée sur l'infiltration d'air qui dépend du vent et de la structure du complexe. L'hypothèse d'un taux d'infiltration d'air de 0,35 changement d'air à l'heure est faite puisque le complexe est situé dans une petite clairière protégée du vent par un couvert forestier et qu'il est constitué d'une structure à paroi double en polyéthylène passablement étanche.

Au niveau des intrants (Figure 4), on remarque que la masse d'eau consommée par les plantes (**Ep**) représente en moyenne 77,3% de l'eau amenée dans le système et que 22,7% est fournie par la masse d'eau présente dans l'air froid à l'entrée des échangeurs (**Waf**) à un taux moyen de 10,3 kg/h. Quant aux extrants (Figure 5), l'eau est majoritairement extraite par l'échangeur [masse d'eau présente dans l'air chaud à la sortie des échangeurs (**Wac**) et masse d'eau condensée par les échangeurs de chaleur

(Ece)] dans une proportion de 78,4% de l'eau expulsée du système, et ce à un taux moyen de 45,3 kg/h. Les fuites causées par l'infiltration d'air (Wfuites) et la condensation absorbée (Ect, Ecp et Ecg) ne représentent que 21,6% de l'eau expulsée du système. En somme, les deux échangeurs ont un pouvoir moyen de déshumidification de 35 kg/h provenant de la différence de l'eau expulsée (45,3 kg/h) et de l'eau admise (10,3 kg/h).

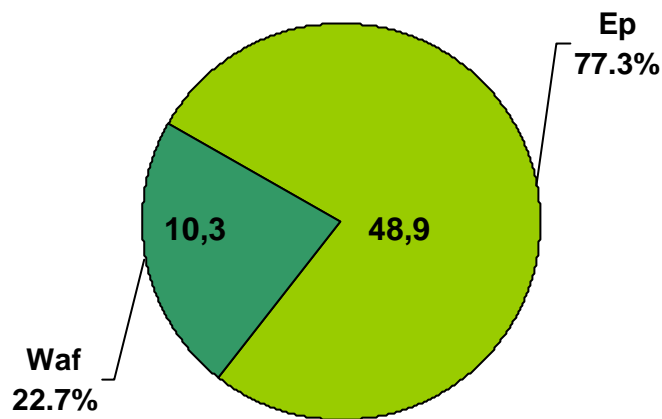


Figure 4 :Proportion et taux horaire moyens des termes représentant l'eau admise dans la serre durant les périodes où les échangeurs fonctionnent en continu et que les toits ouvrants sont fermés

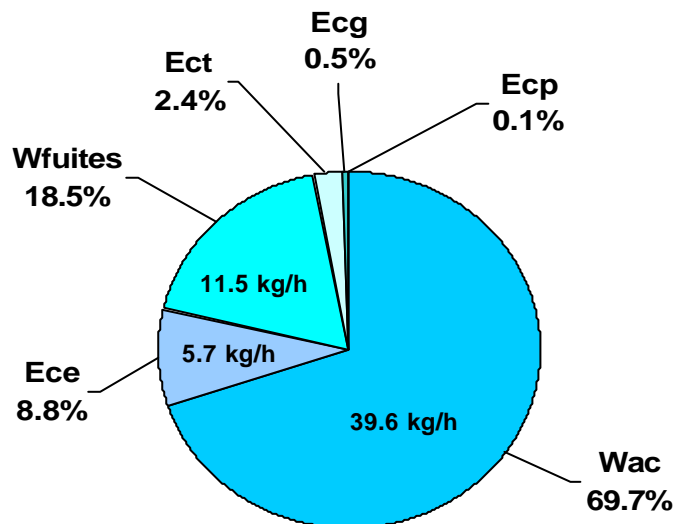


Figure 5: Proportion et taux horaire moyens des termes représentant l'eau expulsée de la serre durant les périodes où les échangeurs fonctionnent en continu et que les toits ouvrants sont fermés

Pour mettre en relation les données qui sont utilisées pour effectuer le bilan hydrique, quatre diagrammes de surface apparaissent à l'annexe B. On remarque qu'en dessous de -5°C , pour des luminosités variant de 0 à 180 W/m^2 (obscurité ou ciel avec un couvert nuageux important), l'échangeur maintient des humidités relatives à des niveaux acceptables, soit à moins de 87% (Annexe B, Figure B1). Lorsque la luminosité avoisine 0 W/m^2 (périodes nocturnes), l'humidité reste généralement inférieure à 78%.

On constate aussi que plus le DPV de l'air à l'intérieur de la serre est élevé, moins grande est l'efficacité thermique des échangeurs (Annexe B, Figure B2). Pour un même DPV à l'intérieur de la serre, plus la température diminue, plus l'efficacité augmente. On observe également que plus le volume d'eau condensée par l'échangeur est élevé, plus l'efficacité est grande (Annexe B, Figure B3). Il est à noter que lorsque l'efficacité est élevée, les conditions à l'intérieur de la serre sont défavorables à la croissance et à la productivité des plantes. Nous pouvons donc associer une efficacité élevée (supérieure à 64%) et un volume d'eau condensée supérieur à 500 mL par période de 10 minutes avec une situation défavorable pour le contrôle de l'humidité.

Cependant, la condensation est influencée par deux facteurs majeurs, le DPV de l'air intérieur et la température extérieure (Annexe B, Figure B4). Plus ces deux facteurs sont faibles, plus le volume d'eau condensée est grand.

Pour des données plus détaillées sur le bilan hydrique et le contrôle de l'humidité, le lecteur intéressé consultera directement le mémoire qui découle de ce rapport [Poiré, 1999].

2. Commercialisation de l'échangeur

2.1 Échangeur de chaleur de troisième génération

Les résultats des expériences menées à Victoriaville dans le cadre de ce projet, associés aux résultats des essais menés à St-Malachie et à Deschambault (voir le rapport d'étape 1), ont démontré la faisabilité du concept de l'échangeur de chaleur multi-tubes dont le cœur est constitué de tuyaux annelés en thermoplastique. Néanmoins, les prototypes testés (que nous appelons de deuxième génération) nous semblaient encore trop volumineux et ne fournissaient pas suffisamment de débit de ventilation en raison des pertes de charge trop importantes dans les tuyaux. En conséquence, les plans des échangeurs ont été revus et corrigés pour pallier à ces inconvénients. En discutant avec des manufacturiers du domaine des plastiques, nous avons décidé d'utiliser des tuyaux d'un plus petit diamètre tout en augmentant leur nombre. L'emploi d'un nombre plus élevé de tuyaux permet d'augmenter la surface d'échange de chaleur et permet de réduire la résistance à l'écoulement dans le circuit d'air froid. De même, afin de favoriser le transfert de chaleur du côté chaud des tuyaux, nous avons décidé d'insérer à l'intérieur de l'enveloppe de l'appareil, des déflecteurs qui augmentent, d'une part, la longueur de parcours de l'air chaud et qui, d'autre part, obligent ce courant d'air à rencontrer les tuyaux diagonalement plutôt que longitudinalement. La Figure 6 permet de visualiser ce nouveau design.

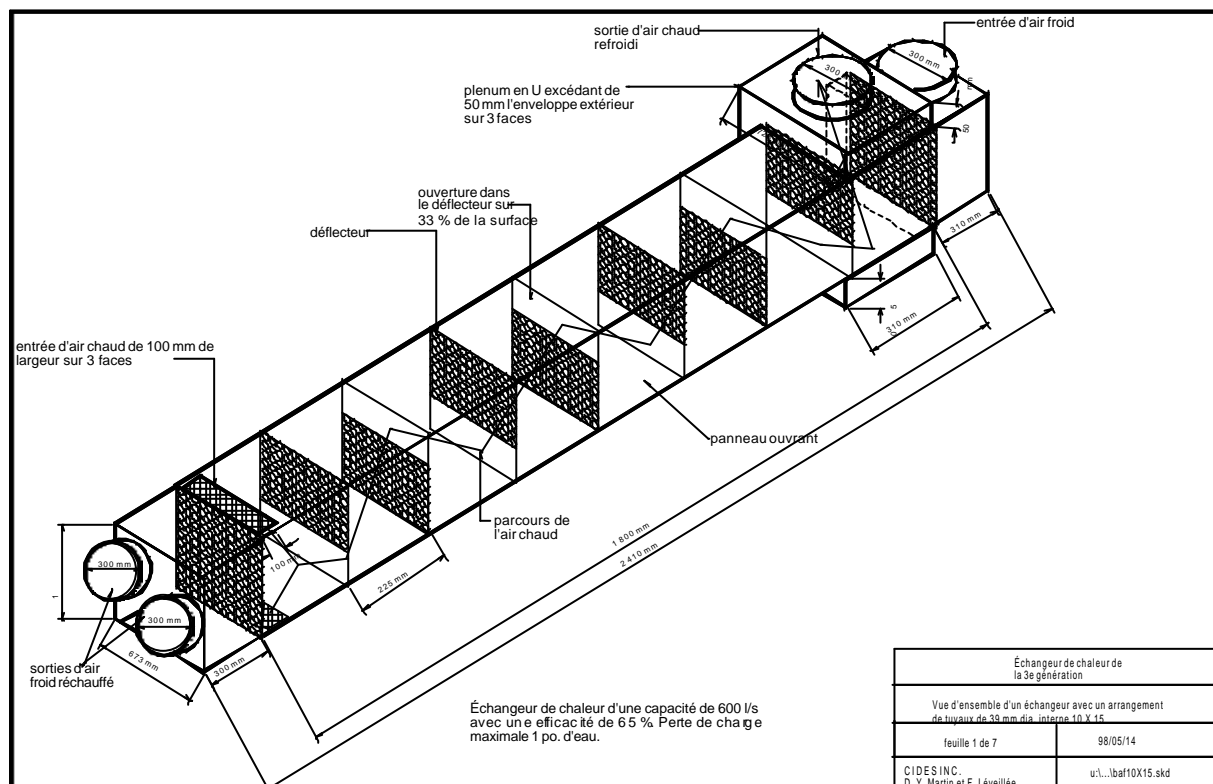


Figure 6 : Détails d'un échangeur de 3^{ème} génération

Un prototype utilisant ces nouveaux concepts a été réalisé en automne 1999. Les résultats obtenus en banc d'essai permettent de constater les améliorations apportées par ce design. D'une longueur hors tout de 2.4 m (par rapport à 4.5 m pour ceux de la 2^e génération), l'échangeur de chaleur permet l'application d'un débit de ventilation d'environ 600 litres par seconde (400 L/s pour la 2^e génération) tout en maintenant une efficacité thermique d'environ 65 %. Pour arriver à ces résultats, 150 tuyaux annelés en plastique de 39 mm de diamètre intérieur ont été requis.

Le prototype est actuellement à l'essai dans un poulailler de St-Malachie jusqu'au 7 février 99 afin d'en vérifier la vulnérabilité aux poussières. En regard de la problématique des poussières, notons qu'avec cette nouvelle génération d'appareil, l'accès au cœur de l'échangeur a été amélioré pour en faciliter le nettoyage. La conclusion de cet essai ainsi que les discussions avec des manufacturiers permettront de faire le point sur les techniques de construction ainsi que sur le potentiel commercial de l'appareil.

2.2 Résultat de la recherche préliminaire en brevetabilité

Le CIDES a procédé à l'embauche d'un agent de brevets et de marques. Une recherche en brevetabilité a donc été réalisée par la firme montréalaise Robic. La recherche a été effectuée à partir de la banque du Bureau des brevets des États-Unis. Des efforts ont donc été faits pour localiser tous les documents disponibles relatifs à un échangeur de chaleur air-air à écoulement contre-courant conçu principalement pour la déshumidification des espaces ayant des environnements adverses. La recherche a permis de localiser près d'une vingtaine de brevets s'associant de près ou de loin aux revendications de la présente invention.

Selon l'analyse des brevets et de l'art antérieur, il y a de fortes chances pour que les examinateurs du bureau des brevets argumentent que l'échangeur de chaleur ne présente aucune différence majeure avec certains brevets ou art antérieur.

À la lumière de ces recommandations, le CIDES a jugé bon de ne pas procéder à la mise en marche d'une procédure de demande de brevet car il semble que l'échangeur ne puisse pas satisfaire à l'exigence de non-évidence essentielle à l'obtention de tout brevet.

2.3 Potentiel de marché

Déjà des producteurs agricoles se sont montrés intéressés à utiliser ces échangeurs de chaleur pour leur production en serre ou avicole. Nous serons prochainement en mesure de produire commercialement ces appareils. Le CIDES sera, au départ, le maître d'œuvre du processus de commercialisation quitte, dans un prochain avenir, à revoir les stratégies de mise en marché.

Les tableaux suivants représentent les potentiels de ventes selon les secteurs agricoles du Québec. Le taux de pénétration du marché est fixé à 10%. Les unités de déshumidification ont une capacité se situant entre 600 et 700 L/s. Le nombre d'appareils est estimé selon les besoins en ventilation de chacun de ces secteurs.

2.3.1 Secteur : Poulets à griller

- Nombre d'exploitations : 709
- Nombre moyen de têtes/ferme : 36 000

Le besoin de déshumidification est basé sur les hypothèses suivantes :
0,255 L/s par poulet équivaut à 12 unités par entreprise de 36 000 têtes.

Nombre d'unités moyen par entreprise :		12
Nombre d'exploitations :	x	709
Nb. d'unités maximal à vendre:	=	8 508
Taux de pénétration :	x	10 %
Nb. d'unités réelles à vendre :	=	851

2.3.2 Secteur : Dindon

- Nombre d'exploitations : 137
- Nombre moyen de têtes/ferme : 8 800

Le besoin de déshumidification est basé sur l'hypothèse suivante :
0,75 L/s par dindon équivaut à 9 unités par entreprise de 8 800 têtes.

Nombre d'unités moyen par entreprise :		9
Nombre d'exploitations :	x	137
Nb. d'unités maximal à vendre:	=	1 233
Taux de pénétration :	x	10 %
Nb. d'unités réelles à vendre :	=	123

2.3.3 Secteur : Porcin

Ce qui apparaît comme le plus intéressant est sans contredit les pouponnières puisque la production de porcelets nécessite plus d'énergie que la production de porc d'engraissement. En considérant les hypothèses suivantes :

- besoins de ventilation à 3,75 L/s-porcelet,
- pour une densité de 0,3 m² / tête,
- Nombre d'exploitations : 2 000
- Nombre moyen de têtes/ferme : 2 500

Nombre d'unités moyen par entreprise :		12
Nombre d'exploitations :	x	2 000
Nb. d'unités maximal à vendre:	=	24 000
Taux de pénétration :	x	10 %
Nb. d'unités réelles à vendre :	=	2 400

2.3.4 Secteur : Serricole Maraîcher

Le besoin de déshumidification est basé sur les hypothèses suivantes :
600 à 700 L/s pour 2 serres de 6,4m x 31m (estimation pour la production de tomates).

Superficie totale de serre (m ²):		880 000
Superficie par « unité de serre » (6,4m x 31m)	/	200 m ²
Nb. « d'unités de serre » :	=	4 400
Nb. d'échangeur par unité de serre	x	0.5
Nb. d'unités maximal à vendre:		2 200
Taux de pénétration :	x	10 %
Nb. d'unités réelles à vendre :	=	220

2.3.5 Secteur : Serricole fleur

Le besoin de déshumidification est basé sur les hypothèses suivantes :
600 à 700 L/s pour 3 serres de 6,4m x 31m (en moyenne selon la production).

Superficie totale de serre (m ²):		1 340 000
Superficie par « unité de serre » (6.4m x 31m)	/	200 m ²
Nb. « d'unités de serre » :	=	6 700
Nb. d'échangeur par unité de serre	x	0.33

Nb. d'unités maximal à vendre:		2 211
Taux de pénétration :	x	10 %
Nb. d'unités réelles à vendre :	=	221

Considérant tous ces secteurs agricoles, près de 3 800 unités pourraient être installées au Québec. Le prix de vente de l'échangeur n'était pas encore fixé au moment de la rédaction du présent rapport. Néanmoins, l'objectif de rentabiliser l'appareil en une période inférieure à trois ans pour le secteur serricole semble encore réalisable. L'échangeur de chaleur tel que développé est applicable dans d'autres secteurs agricoles et industrielle. Ainsi, des efforts de transfert technologique sont actuellement en cours d'exécution.

3. Caractérisation des échanges de chaleur

Lors du rapport précédent, l'essentiel du contenu portait sur les mesures du coefficient de transfert. L'objet de ce rapport consiste à rendre compte des résultats obtenus suite aux améliorations du système de mesures et de porter un jugement sur le concept même de l'échangeur du point de vue thermique. En bref,

- la revue de littérature pertinente a été à nouveau enrichie ;
- le modèle de prédictions numériques des échangeurs a été corrigée ;
- de nouvelles mesures de températures permettant la prédiction des transferts et des coefficients h ont été effectuées ;
- des conclusions ont été formulées.

Au départ de ce volet du projet, l'équipe s'était fixé des objectifs qu'elle a tenté d'atteindre en vertu d'un programme expérimental, d'une revue des études antérieures et d'analyses. Ces objectifs sont :

- Déterminer le profil de condensation sur la paroi extérieure des tuyaux;
- Évaluer les effets de la vitesse et des corrugations sur le transfert thermique;
- Estimer les coefficients de transfert thermique locaux et globaux;
- Améliorer le logiciel d'aide au design en fournissant les coefficients de transfert.

3.1 Revue de littérature

La revue de la littérature pertinent au projet s'est poursuivie. Le résultat des lectures effectuées peut être scindé en deux parties :

- méthodes directes pour l'obtention du coefficient de transfert thermique
- méthodes indirectes.

Il apparaît peu pertinent d'inclure ici toutes les considérations qui découlent de cette revue. Le lecteur intéressé consultera directement le mémoire qui découle de ce rapport [Ibarra, 1999].

3.2 Dispositif expérimental

L'installation du dispositif expérimental a été effectuée au Pavillon des Services de l'Université Laval. Le montage est constitué de différentes composantes qui assurent une configuration qui permet de s'approcher des conditions d'opération de base des prototypes réels.

Un seul tuyau corrugué en thermoplastique (BNQ, 1990) de 10 cm (4po.) de diamètre nominal a été choisi pour constituer le cœur de l'échangeur. Ce choix d'un seul tuyau a

été fait dans le but d'instrumenter suffisamment le conduit sans trop déranger les écoulements intérieur et extérieur. Ainsi, la cueillette et l'analyse de données, dans la première phase des expériences, est effectuée par des méthodes directes. Le second rapport d'étape précise le dispositif expérimental.

3.3 Analyse des résultats

La première phase des essais a permis d'atteindre pleinement le premier objectif : la visualisation du phénomène de condensation.

Ce qui est observé dans l'échangeur est plus complexe que ce qui avait été prévu ou estimé au départ. Il n'y a pas que deux zones ou régions distinctes où deux régimes de transfert se succèdent. Il avait été proposé que tant que l'air évacué n'atteignait pas la température de rosée côté chaud, il n'y avait pas de condensation et que des corrélations du type Dittus-Boelter, Sieder et Tate ou Gnielinski pouvaient s'appliquer tant à l'extérieur qu'à l'intérieur. Passé ce point axial sur la surface du tube où le point de rosée est atteint, il était proposé d'employer une corrélation de type Nusselt pour caractériser la résistance thermique externe au tube. De ce fait, dans ce modèle original, la résistance totale devenait équivalente à celle du film intérieur plus celle de la paroi puisque celle du film de condensat devenait de trois ordres de grandeur inférieure.

Cette théorie initiale possédait toutefois le mérite d'être beaucoup plus adéquate que ce qui est encore utilisé par le logiciel de prédiction qui emploie une relation erronée copiée d'une publication [Brundrett, 1984] ayant servi au design original du premier prototype. Cette relation additionne toutes les résistances thermiques, ce qui revient à négliger la condensation.

Ce qui fut observé peut être résumé ainsi :

- Il existe une zone où l'air chaud ne condense pas du tout sur la paroi externe du tube. **Régime sec-sec.**
- Le creux des corrugations peut être à au moins 4°C de la température de la crête adjacente, le point de rosée est ainsi atteint dans le creux avant la crête qui elle restent sèches. **Régime sec-gouttelettes.** Cette dénomination indique que les crêtes reste sèche alors que la condensation par gouttelettes se produit dans les creux des corrugations.
- A partir d'un point plus loin le long de l'axe, la température des crêtes chute sous le point de rosée de l'air à évacuer. Le creux est alors couvert d'un film. **Régime gouttelettes-film.**
- Enfin, tel qu'illustré à la figure 6 il existe une partie de l'échangeur, près de la sortie de l'air chaud, où tout le tube est recouvert d'un film de condensat. **Régime film-film.**

En fait, la situation est encore plus complexe que cette description le laisse présager. Les transitions d'un régime à un autre ne sont pas discrètes mais continues. Toutefois,

à la lumière de ce qui fut observé, la discrétisation proposée semble tout à fait adéquate. Il faudra la vérifier lors de modifications au logiciel de prédiction.

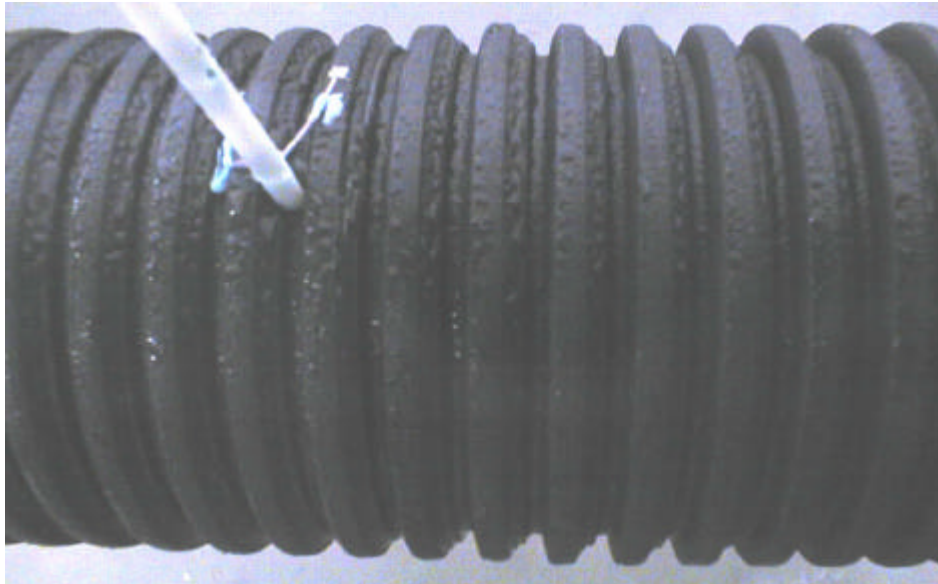


Figure 7: Profil de condensation sur la surface du tube

3.4 Coefficient de transfert thermique : seconde phase

Dans la synthèse des résultats de la première phase de tests, il a été conclu qu'il était nécessaire de trouver de nouveaux mécanismes pour acquérir des lectures de température assez près de la paroi, de manière à estimer le profil de température radial de façon adéquate.

Pour rendre possible la seconde campagne d'expérimentation, deux stagiaires de la Fondation EPF (France) se sont affairés à reconstruire tous les thermocouples du montage et à en produire de nouveaux. Cette opération fut rendue nécessaire parce que :

- Chaque station axiale doit voir son nombre de thermocouples passer de sept à neuf. Il faut ainsi reconstruire chaque tige instrumentée.
- La taille des soudures doit être réduite au maximum pour diminuer l'inertie thermique et donc améliorer le temps de réponse.

Une nouvelle calibration a été effectuée et chaque tige instrumentée fut par la suite réinstallée aux stations axiales de mesure.

De nouveaux essais ont donc débuté en automne pour compléter ceux du printemps. Ces essais permettent de mesurer des gradients de température axiaux à la paroi du cylindre intérieur. Ce faisant, il a été permis de déterminer de nouveaux coefficients de transfert côté sec (froid) et de comparer ces résultats avec les deux corrélations les plus usuelles tirées de la littérature.

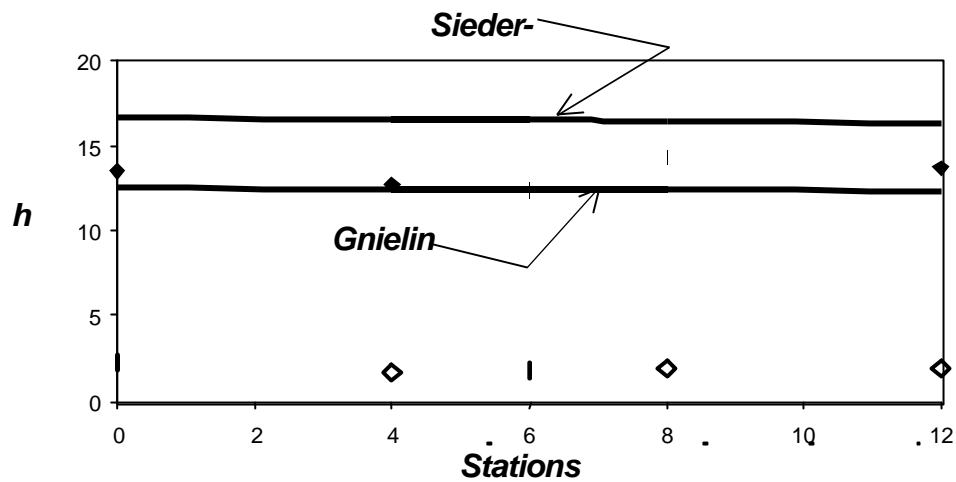


Figure 8: Coefficients de transfert locaux le long de l'axe

Ce qu'il faut retenir de la Figure 8 vient de ce que les coefficients évalués avec le gradient axial (losanges pleins) sont beaucoup plus en accord avec les prédictions théoriques que ceux évalués à partir des gradients axiaux (losanges vides). Les résultats indiquent que la relation de Gnielinski est la plus appropriée pour effectuer une prédiction, ce qui est aussi en accord avec la littérature. A l'extérieur, la corrélation de Shrekiladse et Gomelauri est plus adéquate que celle de Nusselt valide pour des vitesses d'écoulement forcés nulles. Toutefois, l'emploi de l'une ou l'autre ne change rien aux prédictions en régime de condensation puisque la résistance externe chute à trois ordres de grandeur sous celles de la paroi et du film d'air intérieur. Le Tableau 4 est éloquent à ce sujet.

Tableau 4 : Résultats de la première phase

		<i>Transfert intérieur</i>				
		<i>Station 0</i>	<i>Station 4</i>	<i>Station 6</i>	<i>Station 8</i>	<i>Station 12</i>
h_i	<i>Dittus-Boelter</i>	2,2	1,6	1,7	1,9	1,8
	<i>Sieder-Tate</i>	14,0	13,9	13,9	13,8	13,7
	<i>Gnielinski</i>	16,7	16,6	16,6	16,5	16,4
		12,6	12,5	12,5	12,5	12,4
		<i>Transfert extérieur</i>				
		<i>Station 0</i>	<i>Station 4</i>	<i>Station 6</i>	<i>Station 8</i>	<i>Station 12</i>
h_o	<i>Nusselt</i>	3557,4	3460,6	3449,8	3750,6	5232,5
	<i>Shekriladze-Gomelauri</i>	3667,5	3567,8	3556,7	3866,7	5394,5
		3697,8	3600,6	3589,3	3898,9	5422,9

3.5 Effets de la vitesse et des corrugations

3.5.1 Corrugations

Les corrugations augmentent le transfert thermique parce qu'elles confèrent une surface d'échange plus importante que des tuyaux lisses de même diamètre. Un autre effet potentiellement intéressant (supposé au départ) concerne leur accroissement de la turbulence. Les résultats obtenus infirment cette hypothèse et indiquent que cet effet est négligeable sur le transfert thermique. En effet, puisque la corrélation de Gnielinski pour des tubes lisses prédit adéquatement le transfert thermique dans le cas présent, il est permis de conclure que les corrugations ne perturbent pas substantiellement l'écoulement turbulent global autour et dans le tube interne. Par ailleurs, ces corrugations ont un effet pervers sur deux caractéristiques : la perte de pression en conduite ; l'épaisseur de la paroi. Il faudrait cependant compléter la caractérisation expérimentale par une série de tests supplémentaires sur des tuyaux lisses de même diamètre pour arriver à certifier ces résultats. C'est dans cet optique que l'appareil de troisième génération utilise du tuyau corrugués à paroi plus mince.

3.5.2 Vitesse

Théoriquement la vitesse est un paramètre clé des échanges thermiques : une grande vitesse est bénéfique car elle accroît le transfert thermique. Cependant puisque le coefficient de transfert (le nombre de Nusselt) dépend souvent du nombre de Reynolds à un exposant inférieur à un (voir les corrélations en annexe), le transfert croît au mieux linéairement avec la vitesse. Une rapide conclusion consisterait à faire augmenter la vitesse au maximum dans les conduites. Le hic vient de ce que la perte de charge augmente comme le carré de la vitesse. Pour limiter les pertes de charge (la taille des ventilateurs), il faut ainsi restreindre la vitesse.

Pratiquement, le paramètre d'influence de la plupart des échangeurs concerne la taille des ventilateurs à employer. Dans le cas des récupérateurs ci-concernés, un ventilateur de $\frac{1}{2}$ à $\frac{3}{4}$ de hp est employé. Ainsi, la vitesse sera déterminée par la configuration de l'échangeur. Une étude paramétrique de la vitesse est peu importante puisque le design est limité par ce qui s'utilise normalement dans les serres. Ainsi la vitesse est déterminée ici par la taille des ventilateurs et par la perte de charge maximale admissible. Il ne s'agit pas d'un paramètre qui peut être varié mais qui est fixé par des conditions d'opération spécifiques et par la géométrie. Il ne s'agit donc pas d'un paramètre avec lequel le concepteur peut composer. Il n'a donc pas encore été explicitement étudié. Toutefois, une étude aérodynamique des plenums d'entrée (surtout) et de sortie permettrait de maximiser la vitesse en fonction d'une taille de ventilateur donnée. Des efforts de conception sont réalisés dans ce sens.

3.6 Logiciel d'aide au design

Dans la proposition originale de partenariat du groupe de thermique de Laval, la caractérisation thermique devait comporter deux volets : l'un expérimental, l'autre numérique, les deux se recoupant par une étude analytique commune. Le volet numérique n'a pas eu lieu.

Les observations et mesures expérimentales permettent d'affirmer que :

- le logiciel d'aide au design devrait procéder par incréments axiaux discrets le long de l'échangeur. Que ce soit dans une zone (voir plus bas) ou à plus d'une zone;
- le logiciel d'aide au design devrait comporter au moins deux types de calculs de résistances pariétales totales (deux zones) et au mieux (recommandé) quatre en fonction des régimes observés expérimentalement. (Impact majeur) ;
- le calcul actuel de la résistance thermique pariétale globale n'est pas optimisé et doit être modifié;
- la corrélation de Gnielinski devrait remplacer celle de Sieder et Tate sur toute la longueur du tube à l'intérieur et celle de Brundrett à l'extérieur dans la zone sèche;
- la corrélation de Shreikiladse et Gomelaouri est plus adéquate que celle de Nusselt valide pour des vitesses d'écoulement forcée nulles.

3.7 Conclusion sur la caractérisation thermique

Les contributions de ce volet de recherche ayant trait aux objectifs sont les suivantes :

- Observation d'au moins quatre régimes de transfert thermique distincts causés par la différence de température de près de 4 à 6°C entre un creux et une crête successive des corrugations ;
 - Mise au point d'une méthodologie et d'un banc d'essais permettant de mesurer le coefficient de transfert par une méthode directe et ainsi de recommander la corrélation théorique la plus appropriée pour concevoir les prototypes ultérieurs ;
 - Formulation d'une série de recommandations (énumérées à la section précédente) pour améliorer le logiciel d'aide au design.

Plus généralement, une synthèse des travaux en caractérisation thermique peut-être effectuée. En voici l'essentiel :

3.7.1 Paroi de plastique

La paroi plastifiée entre les deux écoulements à été choisie en fonction de son faible coût d'abord (tuyau de drainage) et de sa résistance à la corrosion et/ou pourriture. Ces avantages considérables doivent toutefois être tempérés par les considérations suivantes :

- la conductivité (globalement, tous types confondus) du plastique est 200 fois moindre que celle de l'aluminium et 400 fois moindre que celle du cuivre;
- dans la configuration actuelle (multitube), les ressources requises pour la fabrication (et non le matériau lui-même) peuvent être onéreuses lorsque le nombre de tube augmente. Ce fut le cas avec le plus récent prototype à 150 tubes. Toutefois, une méthode de montage beaucoup plus simple que celle utilisée jusqu'à présent à été élaborée avec un fabricant spécialisé réduisant ainsi considérablement le coût associé au montage de l'appareil.

3.7.2 Densité de surface

La densité de surface du tout premier prototype [ITA, 1996] était faible comparée à d'autres types d'échangeurs ($12,45 \text{ m}^2/\text{m}^3$, ce rapport est basé sur des tubes lisses, avec tubes corrugués, il passe à $26,48 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Les design subséquents ont permis une nette amélioration sans toutefois permettre d'atteindre des densités de surface équivalentes à celles des échangeur compacts. Le dernier prototype (150 tubes de 38mm en arrangement 10 x 15) possède une densité de surface de $47,75 \text{ m}^2/\text{m}^3$. (Ce rapport est basé sur des tubes lisses, avec corrugations, il devient 85 environ). La Figure 9 situe le concept sous cet aspect de compacité ou densité de surface.

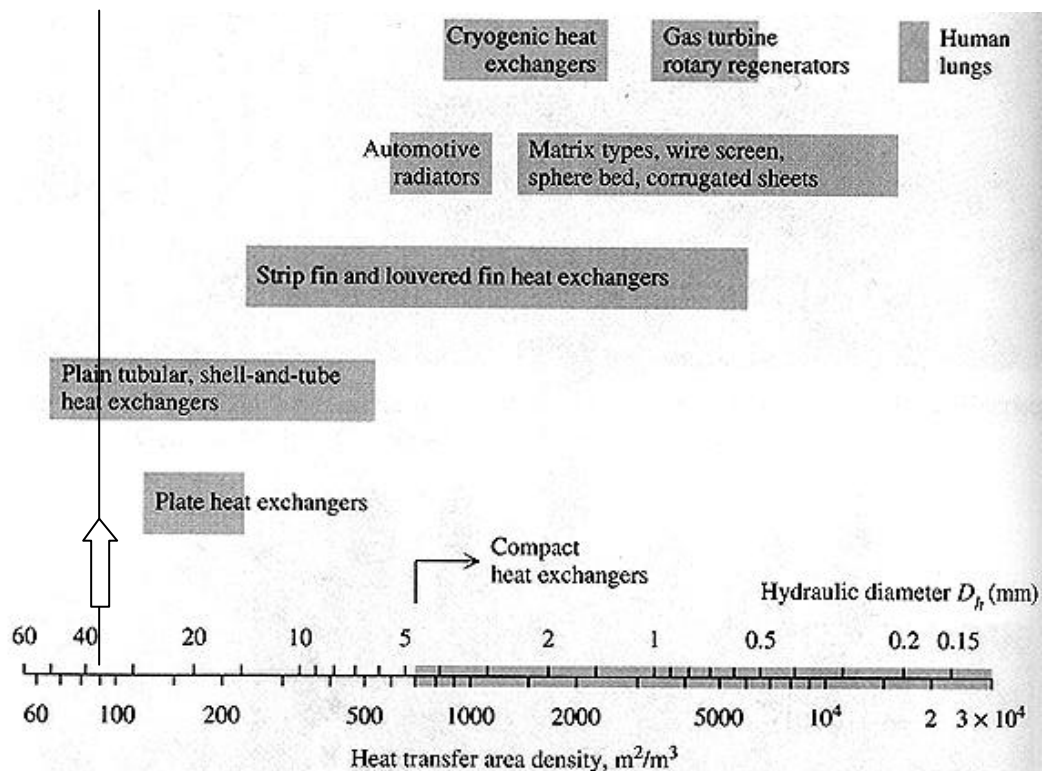


Figure 9 : Densité de surface de certains échangeurs

3.7.3 Corrugations

Les corrugations permettent un accroissement de surface ce qui est intéressant. Les résultats montrent toutefois qu'elles n'augmentent pas significativement la turbulence et ce même pour le tuyau de quatre pouces qui présente les corrugations les plus importantes.

3.7.4 Efficacité et COP

L'efficacité de l'échangeur n'est pas un paramètre à maximiser. En effet, une efficacité de 100% indique qu'une bonne part de l'échangeur ne contribue que très peu aux échanges. En ce sens, les efficacité de design choisies pour les différents prototypes assurent une bonne rationalisation des ressources. Entre 60 et 70% d'efficacité pour un

échangeur où se produit partiellement de la condensation est approprié. Il faut se satisfaire de rendements de cet ordre en observant le COP qui permet de mieux apprécier la performance énergétique des échangeurs. Le COP du prototype de Laval oscille entre 4 (petit écart thermique) et 18 (grand écart thermique).

3.7.5 Logiciel d'aide au design

Le logiciel de prédiction actuel présente des caractéristiques intéressantes et d'autres pénalisantes. Le logiciel néglige la condensation du point de vue thermique. Il permet d'estimer les taux de condensation mais, dans le calcul de l'énergie échangée, ce logiciel néglige la physique de la condensation. Une prédiction par NTU ou LMTD permet d'obtenir des résultats sensiblement équivalents. Cependant ces prédictions s'avèrent suffisantes pour déterminer l'ordre de grandeur physique des unités à construire. Pour prédire adéquatement la thermique, il faut modifier ce logiciel afin de pouvoir confronter les résultats de la variation de l'enthalpie le long de l'axe des échangeurs.

Conclusion

Le présent projet découle de la réalisation du programme Ékiloserre. Cet important projet d'amélioration de la situation énergétique de l'industrie serricole québécoise a su cibler certaines problématiques de gestion de l'énergie dans le procédé de production. Régler le problème de contrôle de l'humidité était donc une priorité. Des moyens concrets ont été mis sur pied par la conception d'un échangeur de chaleur. Plusieurs générations de systèmes ont ainsi pu être mis en essais et ce toujours avec la même volonté de répondre aux exigences que nous nous étions fixées au départ. Le partenariat entre la compagnie Plasti-Drain, l'Université Laval et les producteurs agricoles était pour le CIDES une façon d'assurer la concrétisation des résultats de la recherche.

Ce projet se concrétise par la commercialisation d'un appareil développé pour les besoins précis du secteur agricole. Toutefois il ne constitue qu'une étape vers l'amélioration de la capacité concurrentielle des secteurs visés. Il s'agit maintenant de poursuivre nos efforts de transfert technologique aux entreprises et de maintenir un appui aux processus d'amélioration de l'équipement.

Annexe A : Tableaux des déficits de pression de vapeur (DPV) en fonction de la température et de l'humidité relative

Annexe B : Graphiques de surfaces

Annexe C : Tableau résumé des dépenses encourues

Tableau résumé des dépenses encourues

Dépenses

	<u>Montant</u>	<u>Réclamation</u>	<u>Budget</u>
Ressources humaines			
Directeur	4 164 \$		
Chargé de projet	25 172 \$		
Technicien	23 415 \$		
Étudiant maîtrise	29 146 \$		
Ouvrier spécialisé	1 938 \$		
Conseiller juridique	1 750 \$		
Consultant	368 \$		
Frais de comptabilité	4 500 \$		
Professionnel senior	6 000 \$		
		<hr/>	
		96 454 \$	94 382 \$
Frais de déplacement		8 795 \$	11 125 \$
Matériel		24 781 \$	25 650 \$
		<hr/>	
		130 030 \$	131 157 \$

Annexe D : Calendrier des opérations et avancement des travaux

Annexe E : Activités de diffusion

Liste non exhaustive des travaux de diffusion du projet échangeur

date	titre	format	Public visé
Printemps 97	Collaboration CIDES Université Laval	Newsletter CSAE	
Juin 97	Design d'un échangeur non-compact pour contrôler l'humidité dans les serres	30 ^{ème} congrès canadien de mécanique appliquée, Québec	
98/01/27	Session de formation pour les serristes de l'Outaouais	Résumé écrit et cours de formation	Producteurs agricoles
98/02/06	Le contrôle de l'humidité de hauts niveaux par l'utilisation d'un échangeur de chaleur	Résumé écrit et conférence	Producteurs agricoles
98/04/15	Le contrôle de l'humidité de hauts niveaux par l'utilisation d'un échangeur de chaleur	Résumé écrit et conférence	Chercheurs et professionnels du MAPAQ
Avril 98	Un projet pour diminuer vos frais de chauffage	Article journal le Provoqué	Producteurs de volailles du Québec
99/02/03	L'échangeur de chaleur du CIDES : enfin une réalité	Résumé écrit et conférence	Producteurs agricoles
99/03/03	Un échangeur de chaleur destiné aux environnements adverses : de la conception à la commercialisation	Résumé écrit et conférence	Ingénieurs et techniciens agricoles
Autres publications			
1997	Un prototype d'échangeur pour contrôler l'humidité de grands bâtiments	Compte rendus 3 ^{ème} colloque inter-universitaire Franco-Québécois de thermique, Toulouse.	
1998	Multi-tube counterflow heat exchanger for sustainable development in greenhouses	Inter. Heat exchangers for sustainable development, Lisbonne	

Bibliographie

- AGRICULTURE CANADA. 1988. La ferme canadienne. 112 p.
- ASAE. 1997. Standards 1997. 44^e édition.
- ASHRAE. 1993. Ashrae Fundamental Handbook.
- ALBRIGHT, L.D. et BEHLER, M.L. 1984. An air-liquid-air heat exchanger for greenhouse humidity control. *Trans. Am. Soc. Agric. Eng.* 27 (5): pp. 1524-1530.
- BAKKER, J.C. 1990. Effect of day and night humidity on yield and fruit quality of glasshouse tomatoes. *J. Hortic. Sci.* 65: pp.323-331.
- BOULARD, T., BAILLE, A., LAGIER, J., MERMIER, M. et VANDERSCHMITT, E. 1989. Water vapour transfer in a plastic house equipped with a dehumidification heat pump. *J. Agric. Engng. Res.* 44: pp. 191-204.
- BRUNDRETT, E., LAWSON, D.A., JEWETT, T.J. et QUIST, R. 1984. Evaluation of polytube heat exchangers for greenhouse ventilation. *Acta Horticulturae* 148: pp. 49-55.
- CHRAIBI, A. 1994. Modélisation et expérimentation d'un déshumidificateur d'air des serre par fluide hygroscopique organique régénéré thermiquement. Mémoire de thèse de Docteur Ingénieur. Université de Nice-Sophia Antipolis, France.
- CIDES Inc.. 1997. Rapport final présenté au ministère des ressources naturelles concernant le prototype d'un échangeur de chaleur pour contrôler l'humidité dans les serres. 33 p.
- DE HALLEUX, D. et GAUTHIER, L. 1998. Energy consumption due to dehumidification of greenhouses under northern latitudes. *J. Agric. Engng. Res.* 69: pp. 35-42.
- GRANGE, R.I. et HAND, D.W. A review of the effects of atmospheric humidity on the growth of horticultural crops. *J. Hortic. Sci.* 62: ppp. 125-134.
- HOLDER, R. et COCKSHULL, K.E. 1990. Effects of humidity on the growth and yield of a glasshouse tomatoes. *J. Hortic. Sci.* 65: pp. 31-39.
- IRAQUI, D. et al. 1997. Influence du déficit de pression de vapeur et de la photopériode sur la croissance, la productivité et la composition minérale de la tomate de serre. *Can. J. Plant Sci.* 77: pp. 267-272.
- JORGENSON, M.E. et MAY, D. 1989. Final report on enerdemo project no. CR5452-p2: Demonstration of heat recovery ventilators in livestock housing. Prairie Agricultural Machinery Institute, Manitoba. 70 p.
- JOLIET, O. et BAILEY, B.J. 1992. The effect of climate on tomato transpiration in greenhouse: measurement and model comparaison. *Agric. For. Meteorol.* 58: pp. 43-62.
- LACROIX, R. 1987. La condensation sur divers matériaux de recouvrement de serre. Rapport de recherche présenté au Ministère de l'agriculture, des pêcheries et de l'alimentation du Québec. 51 p.
- MARTIN, D.Y. 1997. Conception d'un échangeur de chaleur pour contrôler l'humidité dans une serre. Mémoire de Maître ès Sciences. Département des sols et de génie agroalimentaire, Université Laval, Québec.

- MEARS, D. et al. 1981. A prototype heat exchanger for humidity control in greenhouses. ASAE Paper No. 81-4526, ASAE, St. Joseph, MI 49085.
- ALBRIGHT, LOUIS D. et BEHLER, MATHEW L. : An Air-Liquid-Air Heat Exchanger for Greenhouse Humidity Control, Transactions of the ASAE, Paper No. 834523 p. 1524-1530, 1983.
- ALBRIGHT, LOUIS D. : Effectiveness of Heat Exchangers Examined, American Nurseryman, 161:1 p. 101-103, 1985. SB 354 A512 161
- ALBRIGHT, LOUIS D. : Environment Control for Animals and Plants, ASAE USA, 1990. Q..... 1990.
- BAKER, E. M. ET MUELLER, A. C. : Condensation of Vapors on a Horizontal Tube, Trans. AIChE, Vol. 33, p. 531-538, 1937.
- BEJAN, ADRIAN : Convection Heat Transfer, 2e édition, Wiley Inter-Science, USA, 1995. QC 327 B43 1994.
- BEJAN, ADRIAN : Heat Transfer, John Wiley and Sons Inc., USA, 1993. QC 327 B423 1993.
- BELL, KENNETH J. : Two - Phase Flow in Heat Exchangers, Two Phase Flow and Heat Transfer (Chen, X. et Veziroglu, T. N., Eds.), China-U.S, Progress, Hemisphere Publishing Corporation, USA, 1984. TA 357 C539 1984.
- BERMAN, L. D. : Influence of Vapour Velocity on Heat Transfer with Filmwise Condensation on a Horizontal Tube, Thermal Engineering, Vol. 26, No. 5, p. 274-278, 1979. TJ 4 T314 A 26 1979.
- BHATTI, M. S. ET SHAH, R. K. DANS KAKAC, R. K. ET W. AUNG, EDS. : Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, Chap. 4, Wiley-Interscience, New York, 1987. QC 320.4 H2362 1987.
- BRIGGS, DALE E. ET YOUNG, EDWIN H. : Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers, Chem. Engr. Progress Symp. Series, No. 92, Vol. 65, p. 35-45, 1969. . TP 1 C5157 65 1969.
- BRUNDRETT, E., JEWETT T. J. et QUIST, R. : Evaluation of polytube heat exchangers for greenhouse ventilation Quist. Acta-Horticulturae 148 : 49-55, 1984. SB 41 S678 148
- FUJI, TETSU ; HONDA, HIROSHI ET ODA, K. : Condensation of Steam on a Horizontal Tube - The Influence of Oncoming Velocity and Thermal Condition at The Tube Wall, p. 35-43.
- HAUSEN, HELMUTH : Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow, McGraw-Hill, USA, 1983. QC 320 H376 1983 A.
- HONDA, HIROSHI ET FUJI, TETSU : Effect of The Direction of On-coming Vapour on Laminar Filmwise Condensation on a Horizontal Cylinder, Proc. Of The 5th Int. Heat Transfer Conf., Tokyo 1974, Vol. III, p. 299-303, 1974. QC 320 I61 1974.
- INCROPERA, FRANK P. ET DE WITT, DAVID P. : Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley and Sons, Inc., 3ème édition, New York, N.Y. 1990. QC 320 I37 1990.
- KABOV, O. A. ET PADYUKOV, I. V. : Condensation Heat Transfer on Horizontal Tubes with Ribs of Constant Curvature, Heat Transfer, Soviet Research, Vol. 23, No. 2, p. 275-283.

- KAYS, W. M. ET LEUNG, E. Y. : Heat Transfer in Annular Passages :Hydrodynamically Developed Turbulent Flow with Arbitrarily Prescribed Heat Flux, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol 6, pp. 537-557, **1963**. QC 251 I61a [microfilm].
- KAYS, WILLIAM M. ET PERKINS H. C. DANS ROHSENOW, WARREN M., HARTNETT, JAMES P. ET GANIC, EJUP N., EDS. : Handbook of Heat Transfer, Fundamentals, Chap. 7, McGraw-Hill, New York, **1985**. QC 320 H236 1985.
- KUTATELADZE, S.S., GOGONIN, N. I., DOROKHOV, A. R., SOSUNOV, V. I. : Film Condensation of Flowing Vapour on a Bundle of Plain Horizontal Tubes, *Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 5, p. 270-273, **1979**. TJ 4 T314 A 26 1979.
- LEPOIDEVIN, ROGER E., MEARS DAVID R. et ROBERTS, WILLIAM J. : A prototype heat exchanger for humidity control in greenhouses, ASAE Paper No. 81-4526. St-Joseph, MI:ASAE. **1981**. S 751 A512p [microfilm].
- LIENHARD, JOHN H. : A Heat Transfer Textbook, Prentice Hall, 2e edition, USA, **1987**. TJ 260 L719 1987.
- LINGAMGUNTA, LAKSHMINARAYANA ET KADAMBI, VEDANTH : Forced Axial Convection Film Condensation in a Two-Phase Boundary Layer over a Circular Cylinder, *Proc. Of The 5th Int. Heat Transfer Conf., Tokyo 1974*, Vol. III, p. 289-293, **1974**. QC 320 I61 1974.
- LUNDBERG, R. E., MCCUEN, P. A. ET REYNOLDS, W. C. : Heat Transfer in Annular Passages : Hydrodynamically Developed Laminar Flow with Arbitrarily Prescribed Wall Temperatures or Heat Fluxes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 6, pp. 495-529, **1963**. QC 251 I61a [microfilm].
- MARTIN, D.Y., ROUSSE, D.R., THÉRIAULT, R., BOILY, R., BOUDREAU, J.M., LEVEILLÉE, F. ET LEMAY, G. : Un prototype d'échangeur pour contrôler l'humidité dans les grands bâtiments, **1996**.
- MARTIN, D.Y., ROUSSE, D.R., THÉRIAULT, R., BOILY, R., BOUDREAU, J.M., LEVEILLÉE, F. ET LEMAY, G. : Rapport final présenté au Ministère des Ressources Naturelles concernant le Prototype d'un Échangeur de Chaleur pour contrôler l'humidité dans les serres, **1997**.
- MARTO, P. J. DANS SHAH, R. K., GANIC, E. N. ET YANG, K. T., EDS. : Film Condensation Heat-Transfer Measurements on Horizontal Tubes :Problems and Progress, *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics*, 1988, Elsevier Science Publishing Co., New York, p. 1049-1060, **1988**. QC 319.8 W927 1988.
- MARTO, P. J., REILLY, D. J. ET FENNER, J. A. : An Experimental Comparison of Enhanced Heat Transfer Condenser Tubing, *Advances in Enhanced Heat Transfer*, ASME, 18th National Heat Transfer Conf., San Diego, p. 1-9, **1979**.
- MCGINNIS, D. S., OGILVIE, J. R., PATTIE, D. R., BLEUKHORN, K. W. ET TURNBULL J. E. : Shell-and-tube heat exchanger for swine buildings, *Can. Agr. Engr.* 25(1) p 69-74, **1983**.
- MEHTA, M. H. ET ROJA RAO, M. : Heat Transfer and Frictional Characteristics of Spirally Enhanced Tubes for Horizontal Condensers, p. 11-21.
- MEMORY, S. B., LEE, W. C. ET ROSE, J. W. : Forced Convection Film Condensation on a Horizontal Tube-Effect of Surface Temperature Variation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 6, p. 1671-1676, **1993**. QC 251 I61 36 5-8 1993.

- ROHSENOW, W. M. ET GRIFFITH, PETER DANS ROHSENOW, WARREN M., HARTNETT, JAMES P. ET GANIC, E. N., EDS. : Handbook of Heat Transfer, Fundamentals, Chap. 11, McGrawHill, New York, **1985**. QC 320 H236 1985.
- ROSE, J. W. : A New Interpolation Formula for Forced-Convection Condensation on a Horizontal Surface, *J. Heat Transfer*, Vol. 111, p. 818-819, **1989**. TJ J867 111 1989.
- SHEKRILADZE, I. G. ET GOMELAURI, V. I : Theoretical Study of Laminar Film Condensation of Flowing Vapor, *Int. Heat Mass Transfer*, Vol. 9, **1966**, p. 581-591.
- SMITH ERIC.M : Thermal Design of Heat Exchangers: A Numerical Approach, John Wiley & Sons, USA, **1997**.
- SPENCER, D. L. ET IBELE, W. E. : Laminar film condensation of a saturated and superheated vapor on a surface with a controlled temperature distribution, *Proc. 3rd. Int. Heat Transfer Conf.*, Chicago **1966**, Vol. II, p. 337-347. QC 251 I611966.
- STEPHAN, K. : Heat Transfer in Condensation and Boiling, Springer-Verlag, USA, **1992**. TJ 260 S827 1992A.
- WELTY, J. R., WILSON, R. E. ET WICKS, C. E. : Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer, Wiley International Edition, **1969**. TA 357 W464 1984.
- WILSON, E. E. : Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus, *Trans. ASME*, Vol. 37, p. 47-82, **1915**. TJ 1 A513 [microfilm].
- WITHERS, JAMES G. ET YOUNG, EDWIN H. : Steam Condensing on Vertical Rows of Horizontal Corrugated and Plain Tubes, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop.*, Vol. 10, No. 1, p. 19-30, **1971**. TP I42a 10-12 1971 [microfilm].
- YOUNG, EDWIN H. ET BRIGGS, DALE E. : The Condensing of Low Pressure Steam on Vertical Rows of Horizontal Copper and Titanium Tubes, *A.I. Ch.E Journal*, Vol. 12, No. 1, p. 31-35, **1966**. TP 1 A111a 1966 [microfilm].
- YOUNG, EDWIN. H., WITHERS, JAMES G. ET LAMPERT, WILLIAM B. : Heat Transfer Characteristics of Corrugated Tubes in Steam Condensing Applications, *Heat Transfer : Research and Application*, AIChE Symposium Series, Vol. 74, n. 174, p. 15-24, **1978**.

Imprimé le 10 février 1999
Saint-Hyacinthe
CIDES Inc.