

Pierre-Luc PARADIS¹
Stéphane HALLÉ¹
Guillermo QUESADA¹
Daniel R. ROUSSE¹
Laura GUILLON¹

¹ Chaire de recherche industrielle en technologies de l'énergie et en efficacité énergétique (t3e) (École de Technologie Supérieure, Montréal, Canada)

* Auteur correspondant
(pierre-luc@t3e.info)

MODÈLE THERMIQUE D'UN TUBE SOUS VIDE EN STAGNATION

Résumé : Cet article présente un modèle thermique unidimensionnel en régime transitoire permettant de modéliser le comportement thermique d'un tube sous vide en état de stagnation. Un modèle a été développé et validé expérimentalement à l'aide de mesures réalisées à l'extérieur. Le modèle permet donc de prédire les températures avec un écart entre les mesures expérimentales et le code numérique de 2,5 % pour la température de l'absorbeur et 0,5 % pour la température du tube extérieur.

Mots clés : Collecteur solaire thermique, Tube sous vide, Chaleur, Modèle thermique

Nomenclature

T Température, K
 c_p Chaleur massique, J/kg K
 m Masse, kg
 t Temps, s
 D_i Diamètre du tube i , m
 G_T Rayonnement solaire incident, W/m²
 L Longueur du tube, m
 R_i Résistance thermique du mode i , W/K
 r_i Rayon du tube i , m
 k_{air} Conductivité thermique de l'air, W/m K
 Re_D Nombre de Reynolds
 Pr Nombre de Prandtl
 Nu Nombre de Nusselt
 N Nombre de données
 d_i Épaisseur du verre du tube i , m

Lettres grecques

τ Transmissivité du tube extérieure
 α Absorptivité de l'absorbeur
 σ Constante de Stephan-Boltzman
 ε_i Émissivité de la surface i
 π Pi (3,1416)

Indices / Exposants

r Tube intérieur (« receiver »)
 c Tube extérieur (« cover »)
 f Fluide caloporteur (« fluid »)
 in Tube intérieur
 out Tube extérieur
 g Verre (« glass »)
 a Ambiante
 exp Valeur mesurée expérimentalement
 s À la surface

1. Contexte

Au Canada, 80 % de l'énergie résidentielle est utilisée sous forme de chaleur pour le chauffage des espaces et de l'eau domestique [1]. Cette chaleur pourrait être adéquatement fournie par le soleil. En effet, différentes technologies existent pour convertir le rayonnement solaire en chaleur. Différents types de collecteurs peuvent donc être utilisés en fonction de l'application, de la température visée au niveau du fluide caloporteur et des performances souhaitées. Or, les performances d'un collecteur solaire thermique sont fonction, entre autres, de la qualité de son isolation. L'isolation est donc un paramètre critique dans la conception d'un collecteur solaire thermique adapté au milieu nordique puisqu'elle permet de diminuer la sensibilité du collecteur aux paramètres environnementaux tels que le vent et la température ambiante. Les tubes sous vides utilisent les propriétés isolantes du vide afin de minimiser les pertes de chaleurs par convection des collecteurs solaires. Ils sont composés d'une double éprouvette de verre à l'intérieur de laquelle on a effectué un vide partiel. Un revêtement qui absorbe le rayonnement solaire est présent sur la face extérieure de l'éprouvette interne. La figure suivante illustre un tube typique de même qu'une vue en coupe longitudinale de la partie supérieure d'un tube (à droite).

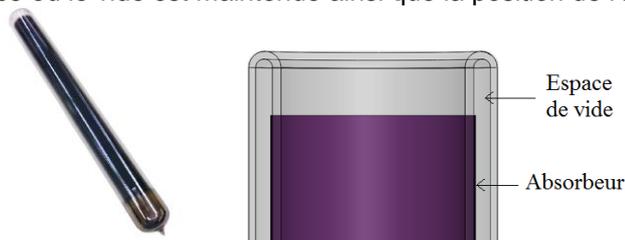


Figure 1 : Tube sous vide typique (à gauche) vue en coupe de la partie supérieure d'un tube (à droite)

À l'origine ces tubes étaient très onéreux à fabriquer et peu fiables à long terme car très fragiles. De nos jours, ils sont largement répandus en Allemagne et la commercialisation par des entreprises chinoises à très faible coût permet d'envisager le développement d'un collecteur solaire à air adapté au climat nordique.

Afin de réaliser la conception du collecteur à tubes sous vide, un modèle thermique doit être élaboré. Cet article s'attarde à une première phase de l'élaboration de ce modèle. Il traitera du comportement thermique d'un tube sous vide en stagnation (c'est-à-dire sans débit à l'intérieur) afin de quantifier ses propriétés isolantes. Cette étude sert tant les applications aérodynamiques qu'hydrauliques.

3. Développement du modèle thermique

Pour représenter fidèlement les modes de transfert thermique dans un tube exposé aux conditions météorologiques (rayonnement solaire, température ambiante, vitesse de vent), le modèle doit tenir compte du caractère non permanent des échanges de chaleur. Cela permettra de valider le modèle à l'extérieur (sans simulateur solaire). L'échange thermique dans le tube est modélisé sur la base du modèle thermique suivant [2-5] :

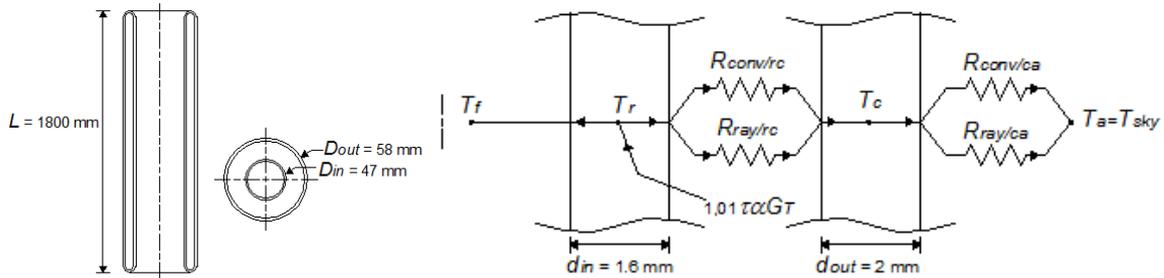


Figure 2 : Modèle thermique d'un tube sous vide

Dans ce modèle, le transfert thermique est unidimensionnel (1-D) et axisymétrique, les effets des bouts du tube, la conduction dans les lames de verre et l'absorption du rayonnement solaire dans la lame de verre du tube extérieure sont négligés de même que la différence de température entre T_f et T_r (malgré que le modèle soit transitoire).

Au nœud T_r , le stockage thermique dans la paroi de verre et l'espace d'air cylindrique à l'intérieur du tube est égal à la différence entre le flux solaire incident et les pertes. Le coefficient 1.01 est un facteur de correction utilisé par Duffie et Beckman [6] afin de corriger la valeur du rayonnement solaire incident. Un bilan thermique sur la paroi de verre intérieure donne alors :

$$\left(m_{g/in}c_{p/g} + m_f c_{p/f}\right) \frac{dT_r}{dt} = (1.01\tau\alpha)G_T D_{in} L - \left[\frac{R_{conv/rc} + R_{ray/rc}}{R_{conv/rc} R_{ray/rc}} + \frac{R_{conv/ca} + R_{ray/ca}}{R_{conv/ca} R_{ray/ca}} \right] (T_r - T_a) \quad (1)$$

Au nœud T_c , le stockage dans la paroi de verre extérieure est égal à la différence entre l'énergie provenant de l'absorbeur (tube intérieur chaud) et les pertes vers l'air ambiant. La température du ciel (température influençant les pertes par rayonnement) est fixée égale à la température de l'air ambiant. Ainsi, à la paroi externe, un bilan thermique donne :

$$\left(m_{g/out}c_{p/g}\right) \frac{dT_c}{dt} = \left[\frac{R_{conv/rc} + R_{ray/rc}}{R_{conv/rc} R_{ray/rc}} \right] (T_r - T_c) - \left[\frac{R_{conv/ca} + R_{ray/ca}}{R_{conv/ca} R_{ray/ca}} \right] (T_c - T_a) \quad (2)$$

Dans les équations de bilans précédentes, la résistance thermique de convection dans le vide s'exprime de la façon suivante :

$$R_{conv/rc} = \frac{1}{h_{conv/rc} \pi D_{in} L} \quad (3)$$

Cette résistance est particulièrement difficile à évaluer. D'une part, Kumar et al. [3] utilisent une démarche basée sur une pondération du coefficient de conduction de l'air en fonction de la pression de vide et du libre parcours moyen afin de calculer le coefficient de convection $h_{conv/rc}$. Cette méthodologie conduit à des valeurs très faibles de $h_{conv/rc}$ (autour de 0.01 W/m² K). D'autre part, Liang et al. [5] assument plutôt un coefficient constant de 0,2796 W/m² K présenté sans justification. Il y a donc une disparité au niveau de l'ordre de grandeur des résistances proposées par les deux groupes d'auteurs. Chacune des valeurs a conséquemment été testée dans le présent modèle afin d'estimer

Agadir (Maroc) 21-22 Avril 2014.

l'effet de la variation de cette résistance sur les bilans thermiques. Les simulations n'ont toutefois pu conduire à un écart significatif au niveau du comportement global du modèle. Dans cette étude, c'est un coefficient constant de $0,12 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ qui a donné les meilleurs résultats lors de la validation expérimentale du modèle.

De surcroît, la résistance de rayonnement entre les deux tubes (r et c) est calculée selon l'approximation classique des deux cylindres concentriques, longs et infinis rapportée par Incropera et al. [7].

$$R_{ray/rc} = \frac{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{(1-\varepsilon_c)}{\varepsilon_c} \times \left(\frac{r_r}{r_c}\right)}{\sigma \pi D_{in} L (T_r^2 + T_c^2) (T_r + T_c)} \quad (4)$$

La résistance de convection entre le tube extérieur et l'air ambiant est donnée par l'équation suivante [7] :

$$R_{conv/ca} = \frac{1}{h_{conv/ca} \pi D_{out} L} \quad (5)$$

Le coefficient de convection $h_{conv/ca}$ est pour sa part obtenu grâce à la corrélation de Zhukauskas pour un tube dans un écoulement perpendiculaire, présenté dans Incropera et al. [7] en négligeant la variation du nombre de Prandtl ($Pr/Pr_s=1$) et l'effet de l'inclinaison du tube par rapport au vent :

$$\overline{Nu}_D = \frac{h_{conv/ca} D_{out}}{k_{air}} = C Re_D^m Pr^n \quad (6)$$

Cette corrélation est valide pour un nombre de Prandtl compris entre $0.7 \leq Pr \leq 500$ et un nombre de Reynolds compris entre $1 \leq Re_D \leq 10^6$. De même, toutes les propriétés de cette corrélation sont évaluées à T_a la température de l'air extérieur et les coefficients C et m sont donnés dans Incropera et al. [7] en fonction du nombre de Reynolds, Re_D . Finalement, $n = 0.37$ puisque $Pr \leq 10$ dans le cas de l'air. La résistance de rayonnement entre le tube extérieur et l'environnement est donnée par l'équation suivante selon l'approximation d'un petit objet dans un grand environnement.

$$R_{ray/ca} = \frac{1}{\varepsilon_c \sigma \pi D_{out} L (T_c^2 + T_a^2) (T_c + T_a)} \quad (7)$$

Dans les équations précédentes, les résistances de rayonnements ont été linéarisées et elles sont fonction de la température de surface. Dans la résolution, les températures de surfaces au pas de temps précédents sont utilisées pour obtenir les valeurs des résistances et résoudre les équations de bilan (équations 1 et 2). En effet, les équations de bilan peuvent être manipulées afin d'isoler la dérivée de la température inconnue par rapport au temps. La température au pas de temps suivant (1 minute) est alors obtenue de façon numérique grâce à une méthode Runge-Kutta d'ordre 4 [8]. Le tableau suivant récapitule succinctement les paramètres utilisés dans le modèle thermique développé :

Tableau 1 : Valeurs numériques utilisées dans le modèle.

Paramètre	Valeur	Unités
D_{out}	0,058	m
D_{in}	0,047	m
d_{out}	0,002	m
d_{in}	0,0016	m
α	95	%
τ	95	%
ε_r	4 $0,022 T_r - 2,37$	% pour $0 \text{ K} \leq T_r < 293 \text{ K}$ % pour $293 \text{ K} \leq T_r < \infty$
ε_c	90	%
L	1,8	m
ρ_g	2230	Kg/m^3
$C_{p/g}$	837,2	J/kg K

Les propriétés de l'air sont calculées pour chaque pas de temps en fonction de la température à partir d'une interpolation linéaire des données fournies dans Incropera et al. [7]. De même, une fonction par partie a été dérivée d'un document sur un revêtement sélectif semblable à celui utilisé dans la fabrication des tubes pour définir l'émissivité de l'absorbeur en fonction de la température de ce dernier [9].

3. Résultats

3.1 Montage expérimental

La figure 3 présente un schéma global du montage expérimental orienté plein sud conçu pour valider les résultats du modèle numérique.

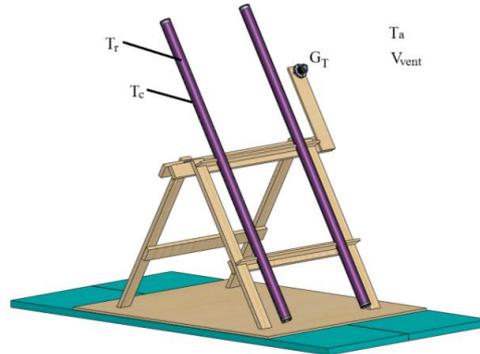


Figure 3 : Montage expérimental

Un tube est placé en position inclinée (égale à la latitude du lieu, 45 °) sur le toit de l'École de technologie supérieure à Montréal. Le rayonnement solaire incident dans le plan incliné est mesuré à l'aide d'un pyranomètre CMP 3 de Kipp & Zonen ayant une incertitude inférieure à 10 % [10]. Les températures sont mesurées à l'aide de thermocouples standard de type T ayant une incertitude de $\pm 1,0$ °C. La vitesse du vent utilisée est la mesure moyenne pour chaque heure fournie par l'aéroport le plus proche situé à environ 20 km : Pierre Elliott-Trudeau. Les paramètres (G_T et T_a) ont été mesurés à une fréquence d'échantillonnage d'une minute, entre le 7 et le 19 novembre 2013.

3.2 Comparaison du modèle aux données expérimentales

La figure suivante illustre la comparaison entre les températures (T_r et T_c) simulées par le modèle et mesurées expérimentalement :

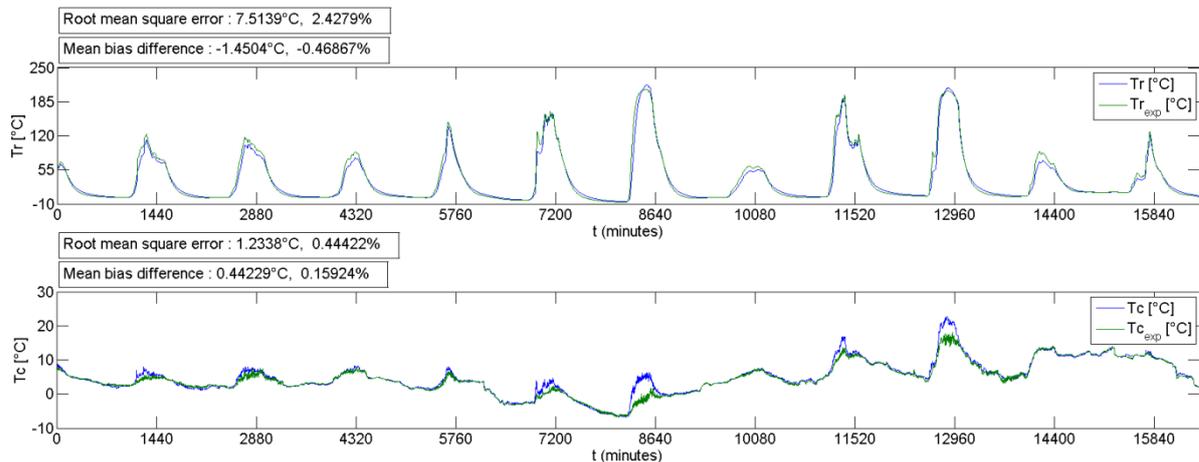


Figure 4 : Comparaison du modèle aux mesures expérimentales

Les deux graphiques de la figure 4 présentent l'évolution de température en fonction du temps en minutes pour une période qui correspond à plus de 10 jours.

Deux indicateurs statistiques ont été utilisés afin de comparer les températures simulées aux températures mesurées. Compte-tenu de la méthode utilisée (prédiction de la température au pas de temps suivant à partir de la température au pas de temps précédent), il ne fait aucun sens d'évaluer l'incertitude des températures simulées par la méthode standard de propagation des incertitudes. En effet, l'incertitude sur les valeurs simulées croît à mesure qu'on avance en temps, l'erreur du pas de temps précédent entachant la valeur au pas de temps suivant. L'erreur quadratique moyenne (*RMSE*)

et l'erreur de justesse moyenne (*MBD*) calculées selon les formules suivantes seront plutôt utilisées pour qualifier l'incertitude du modèle :

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T - T_{exp})^2} \quad (8)$$

$$MBD = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T - T_{exp}) \quad (9)$$

Que ce soit pour la température T_r , graphique du haut, ou de la température T_c , graphique du bas, on constate que les prédictions numériques sont en adéquation avec les mesures effectuées pour la durée de la campagne de mesures présentée. Dans le second cas, on note que les journées de fort ensoleillement, les prédictions surpassent les mesures pendant la période d'ensoleillement (à 8640 et 12960 minutes, par exemple). Toutefois, en tenant compte de la simplicité du modèle, de l'incertitude expérimentale et des hypothèses posées initialement, le modèle prédit très bien le comportement du tube. En effet, l'erreur moyenne sur environ 11 jours de mesures est inférieure à 8 °C dans le cas de la température de l'absorbeur et inférieure à 1,5 °C pour la température du tube extérieur. La dynamique du système est bien reproduite par le code mais un certain décalage est présent surtout à haute température. Cela provient possiblement d'une part de l'incertitude sur les valeurs des paramètres utilisées dans le modèle. Par exemple, les paramètres optiques sont considérés constants (sauf l'émissivité de l'absorbeur) autant avec la température qu'avec la longueur d'onde. De même, les effets de pont thermique en bout de tube ont été négligés dans le modèle. D'autre part, il y a une certaine incertitude associée aux mesures expérimentales. En effet, la plus grande provient sûrement des données de vent qui ne tiennent pas compte des perturbations dynamiques locales puisque les données utilisées sont en fait composées de valeurs moyennes sur une heure mesurées à la station météo de l'aéroport le plus proche.

4. Conclusion

L'objectif du présent travail était de présenter un modèle thermique simple représentant le comportement d'un tube sous vide utilisé dans la conception d'un collecteur solaire. Le modèle détaillé a été présenté de même que la méthodologie de validation et la comparaison avec des mesures expérimentales. Les étapes de développement futur de ce travail porteront sur l'expansion du modèle afin de tenir compte de la température de sortie d'un écoulement de fluide caloporteur à l'intérieur du tube.

Remerciements :

Les auteurs souhaitent remercier les partenaires de la Chaire de recherche t3e : Ville de Lévis, Valéro Énergie, Ecosystem, CRE-CA, SDE-Lévis et Roche. Le premier auteur remercie également le CRSNG pour l'obtention d'une bourse Alexandre Graham-Bell, ainsi que le FRQ-NT pour l'obtention d'une bourse de maîtrise.

Références

- [1] Ressources naturelles Canada, Energy Efficiency Trends in Canada 1990 to 2009. 2011, 56 pages.
- [2] J.T., Kim, et al., The performance simulation of all-glass vacuum tubes with coaxial fluid conduit, Heat and Mass Transfer, 2007. 34(5): p. 587-597.
- [3] R., Kumar, S.C. Kaushik, et H.P. Garg, Transient analysis of evacuated tubular solar collector with finite difference technique, Renewable Energy, 1994. 4(8): p. 941-947.
- [4] L., Xu, et al., A new dynamic test method for thermal performance of all-glass evacuated solar air collectors, Solar Energy, 2012. 86 (5): p. 1222-1231.
- [5] R., Liang, et al., Theoretical and experimental investigation of the filled-type evacuated tube solar collector with U tube, Solar Energy, 2011. 85(9): p. 1735-1744.
- [6] J.A., Duffie et W.A. Beckman, Solar engineering of thermal processes, John Wiley & Sons. 2006, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc. 908 pages.
- [7] F.P., Incropera, et al., Fundamentals of heat and mass transfer. 2011: John Wiley & Sons Inc.
- [8] S.C., Chapra, Applied Numerical Methods. with MATLAB for Engineers and Scientists, 2008.
- [9] Almeco solar, A., *Tinox tube 2.0*, 2013, 4 pages.
- [10] Kipp & Zonen. CMP 3, CMP 6, CMP10, CMP 11, CMP 21, CMP 22 Pyranometers - Manual. 2013 [2013-11-14]; http://www.kippzonen.com/Product/11/CMP-3-Pyranometer#.UoTkd_mkrbl.