

ETUDE NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE D'UN CALODUC A CONDUCTANCE VARIABLE (CCV)

Résumé

Dans ce travail, nous avons élaboré un modèle unidimensionnel pour l'étude du transfert de masse et de chaleur dans un caloduc à conductance variable, stationnaire et à pression uniforme. Ce dernier peut être considéré comme une extension du modèle de Sun et Tien [8] pour tenir compte de la diffusion vapeur-gaz. Un dispositif expérimental est ainsi mis au point dont l'objectif de tester le fonctionnement d'un CCV réalisé et de valider notre modèle.

Après description technique du CCV, de la boucle de chauffage, de refroidissement et du système de mesure, nous présentons les résultats d'une expérience où le fluide caloporteur est l'eau et le gaz incondensable est l'hélium. L'influence du flux de chaleur, de la charge de gaz incondensable, du nombre de Biot et du paramètre de changement de phase sur les températures de la vapeur et de la paroi sont examinées.

Mots clés: Caloduc, Evaporateur, Condensateur.

Abstract

In this work, we elaborated a one-dimensional model to study the heat and mass transfer in a stationary variable conductance heat pipe with uniform pressure. This model can be considered as an extension of Sun's and Tien's model [8] to take account for vapor-gas diffusion. Experimental and numerical studies are conducted to evaluate the overall thermal performance of a variable conductance heat pipe and to validate our physical model.

We describe the designed variable conductance heat pipe, the systems of heating, cooling and measure. Then, we present experimental results of a heat pipe using water as working fluid and helium as non-condensable gas. Additionally, we examine the influence of the heat flux, the mass of non-condensable gas, the Biot number and the phase change parameter on the steam and wall temperatures.

Key words: Heat pipe, Evaporator, Condenser.

E. MEZAACHE

A. OMARA

Institut de Mécanique
Centre Universitaire de Skikda,
B.P. 26, Skikda 21000 (Algérie)

M.S. FERAH

Département de Physique
Faculté des Sciences
Université Mentouri
Constantine 25000 (Algérie)

ملخص

موضوع هذا البحث يتمحور حول صياغة نموذج أحادي البعد لدراسة انتقال الحرارة و الكتلة داخل أنبوب حراري متغير الناقلية تميزه حالة سكنونية وضغط داخلي متجانس. وهو امتداد لنموذج سابق (SUN & TIEN, [8]) مع الأخذ بعين الاعتبار الانتشار بين البخار و الغاز حيث نتمكن من تحديد المنطقة المشغولة بالغاز و بالتالي استنتاج الطاقة الحرارية المتبادلة. مراجعة هذا النموذج تمت بإنجاز و تشغيل أنبوب حراري (eau, He) باستعمال الماء كناقل حراري و الهليوم كغاز. بعد إعطاء وصف تقني لهذا الأنبوب و لدارتي تسخينه و تبريده، نقدم جملة من النتائج التجريبية و الحسابية تخص تأثير شروط التسخين بالمبخر و التبريد بالمكثف على عملية تنظيم درجة حرارة الأنبوب الحراري وكذا شحن الغاز على درجة حرارة تشغيله.

كلمات المفاتيح: أنبوب حراري، مبخر، مكثف.

Le caloduc est caractérisé par sa conductance thermique effective très élevée et sa température de paroi isotherme. Sa simplicité de réalisation, sa structure compacte et réduite, l'absence de systèmes auxiliaires pour assurer la circulation du liquide caloporteur, son fonctionnement en absence ou en présence de la force gravitationnelle, utilisé dans des structures fixes ou rotatives, lui confère un grand nombre d'applications. Notamment, la protection thermique des parois, les transformateurs de chaleur, les diodes thermiques, les échangeurs de chaleur s'étalant de très basses aux très hautes températures, selon le choix du fluide caloporteur et de la paroi [1-3].

Le caloduc à conductance variable [4-6] est un caloduc dans lequel on introduit une quantité connue de gaz incondensable et inerte (azote, argon, hélium,...). Le fonctionnement obtenu s'effectue à une température pratiquement constante indépendamment des variations de la puissance thermique échangée et des conditions de refroidissement du condenseur. Ce comportement est d'une grande importance pratique. Il est appliqué principalement dans la régulation et la stabilisation de la température de nombreux systèmes, en particulier, les installations électroniques et les fours isothermes.

Les différents phénomènes physiques qui interviennent dans le fonctionnement d'un CCV sont la diffusion vapeur-gaz, la conduction de chaleur dans la paroi et le réseau capillaire, le changement de phase du liquide caloporteur, l'écoulement de la vapeur, l'écoulement du liquide, le transfert externe de chaleur à l'évaporateur et au condenseur.

La formulation mathématique du problème physique tenant compte de tous ces phénomènes est faisable, cependant sa résolution est complexe. Des modèles simplifiés ont été alors utilisés; les conclusions obtenues concernant les effets de certains phénomènes, tels que la conduction de la chaleur et la diffusion massique sont diversement appréciées selon les auteurs et les cas d'applications considérés [5,7-8].

Après la formulation du problème de transfert de masse et de chaleur d'un CCV, stationnaire et à pression uniforme, à l'aide d'un modèle unidimensionnel, la solution numérique basée sur une méthode de différences finies est présentée. Nous étudions l'influence, sur les températures de la vapeur et de la paroi, du flux de chaleur, de la charge de gaz, du nombre de Biot et du paramètre de changement de phase. Ensuite, nous comparons nos résultats numériques avec des travaux antérieurs et ceux des expériences d'un CCV réalisé.

DESCRIPTION DU CCV ET FORMULATION DU PROBLEME

Il se présente comme une enceinte fermée possédant quatre régions dont lesquelles les processus de transfert de chaleur sont différents (fig.1). A l'évaporateur, on impose un flux de chaleur, ce qui entraîne l'évaporation du liquide. Dans la zone adiabatique, on a une faible condensation de la vapeur. Celle-ci se produit principalement au niveau de la zone active du condenseur dont la paroi est refroidie extérieurement par convection forcée. Au bouchon de gaz (zone inactive du condenseur), la condensation se produit en présence de gaz incondensable.

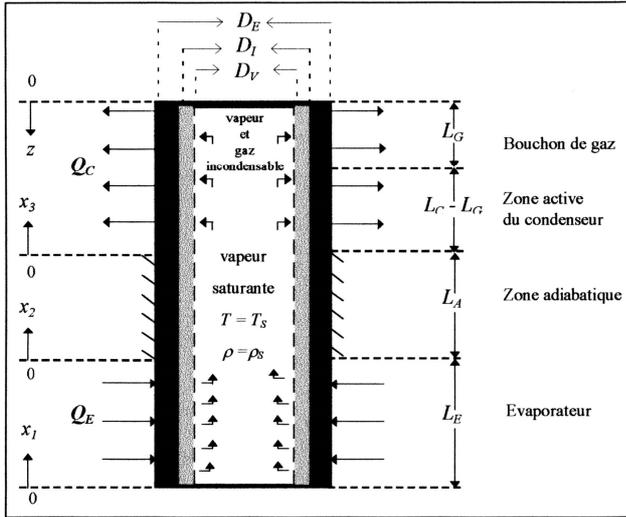


Figure 1: Schéma descriptif du problème physique.

Equations de bilan

Pour une pression totale \$P\$, supposée uniforme, le fonctionnement du CCV est régi par les équations de continuité, de conduction radiale et axiale de chaleur dans la paroi et le réseau capillaire saturé de liquide [5,7-8]. Dans le système de coordonnées représenté sur la figure 1, ces équations sont :

Evaporateur, \$0 \le x_1 \le L_E\$

$$\frac{d}{dx_1}(\rho u) + m_V \frac{A_V}{S_V} = 0 \quad (1)$$

$$K_E(T - T_W) = \lambda m_V \quad (2)$$

$$-C \frac{d^2 T_W}{dx_1^2} + K_E A_V (T_W - T) - \frac{Q_E}{L_E} = 0 \quad (3)$$

Zone adiabatique, \$0 \le x_2 \le L_A\$

$$\frac{d}{dx_2}(\rho u) + m_V \frac{A_V}{S_V} = 0 \quad (4)$$

$$K(T - T_W) = \lambda m_V \quad (5)$$

$$-C \frac{d^2 T_W}{dx_2^2} + K A_V (T_W - T) = 0 \quad (6)$$

Zone active du condenseur, \$0 \le x_3 \le L_C - L_G\$

$$\frac{d}{dx_3}(\rho u) + m_V \frac{A_V}{S_V} = 0 \quad (7)$$

$$K(T - T_W) = \lambda m_V \quad (8)$$

$$-C \frac{d^2 T_W}{dx_3^2} + K A_V (T_W - T) + h_C A_e (T_W - T_O) = 0 \quad (9)$$

Les grandeurs \$C\$ et \$K\$ dépendent respectivement des conductivités de la paroi et du réseau capillaire. Elles sont définies par :

$$C = k_W \pi \left(\frac{D_e^2}{4} - \frac{D_i^2}{4} \right); \quad K = \frac{k_R}{\frac{D_V}{2} \ln \frac{D_i}{D_V}} \quad (10)$$

La température de vapeur \$T\$ est uniforme le long de la zone active du CCV. Elle est égale à la température de la vapeur saturante \$T_s\$ calculée à la pression totale \$P\$ du CCV.

Bouchon de gaz, \$0 \le z \le L_G\$

$$\frac{d}{dz}(\rho u) + m_V \frac{A_V}{S_V} = 0 \quad (11)$$

$$K(T - T_W) = \lambda m_V \quad (12)$$

$$-C \frac{d^2 T_W}{dz^2} + K A_V (T_W - T) + h_A (T_W - T_O) = 0 \quad (13)$$

A ces relations, il faut ajouter celles exprimant que:

- Le gaz incondensable contenu dans le CCV est stationnaire, l'expression de la vitesse de diffusion déduite de la loi de Fick est [5]:

$$u = D \frac{1}{c_G} \frac{dc_G}{dz} \quad (14)$$

- La concentration massique de gaz est exprimée par :

$$c_G = \frac{(P - p_V)}{(P - p_V) + \frac{M_V}{M_G} p_V} \quad (15)$$

où la pression partielle \$p_V\$ traduit l'état de saturation de la vapeur. Pour l'eau \$p_V\$ est, selon la relation de Bertrand [9]:

ETUDE NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE D'UN CALODUC A CONDUCTANCE VARIABLE (CCV)

$$\log(p_V) = 17,443 - \frac{2795}{T} - 3,868 \log(T) \quad (16)$$

- La densité volumique est obtenue à partir des équations d'état de la vapeur et du gaz:

$$\rho = \frac{P}{\left[c_G \left(\frac{1}{M_G} - \frac{1}{M_V} \right) + \frac{1}{M_V} \right] R_G T} \quad (17)$$

- Le coefficient de diffusion moléculaire pour un mélange de deux fluides, tels que c'est le cas d'un CCV, est donné par la relation [10]:

$$\overset{\circ}{D} = \overset{\circ}{D}_{ref} \frac{p_{ref}}{p} \left(\frac{T}{T_{ref}} \right)^{1,75} \quad (18)$$

où $\overset{\circ}{D}_{ref}$ est le coefficient de diffusion moléculaire calculé à une pression p_{ref} et à une température de référence T_{ref} .

Conditions aux limites

Isolation thermique

$$\frac{dT_W}{dx_1}(0) = 0 \quad (19)$$

$$\frac{dT_W}{dz}(0) = 0 \quad (20)$$

$$\frac{dT}{dz}(0) = 0 \quad (21)$$

Continuité du flux conductif longitudinal

$$\frac{dT_W}{dx_1}(L_E) = \frac{dT_W}{dx_2}(0) \quad (22)$$

$$\frac{dT_W}{dx_2}(L_A) = \frac{dT_W}{dx_3}(0) \quad (23)$$

$$\frac{dT_W}{dx_3}(L_C) = \frac{dT_W}{dz}(L_G) \quad (24)$$

Conservation de la charge de gaz et du flux de chaleur

$$\frac{1}{M_G} \int_0^{L_G} \rho_G S_V dz = N_G \quad (25)$$

$$\int_0^{L_C-L_G} hA_e(T_W - T_O) dx_3 + \int_0^{L_G} hA_e(T_W - T) dz = Q_E \quad (26)$$

La relation (25) traduit la conservation de la masse totale de gaz incondensable. La relation (26) signifie que pour un régime de fonctionnement permanent, le flux de chaleur imposé au CCV au niveau de l'évaporateur est complètement évacué au condenseur.

METHODE DE RESOLUTION

Elle consiste à résoudre indépendamment les équations de bilan caractérisant la zone active du CCV (1-9) et le bouchon de gaz (11-13). La solution physique est ensuite obtenue en utilisant les conditions aux limites (19-24) et de

conservation de la charge de gaz et du flux de chaleur (25-26).

Les équations de bilan et les conditions aux limites dépendent de cinq grandeurs T , T_W , c_w , u et m_V , dont deux seulement sont indépendantes. Les températures T et T_W sont choisies comme variables du système (17). Elles sont mesurées expérimentalement et représentées numériquement.

Dans la zone active du CCV, la température de vapeur est constante et égale à la température de saturation T_S , les équations régissant cette zone peuvent être exprimées seulement en fonction de T_W . Celle-ci est obtenue analytiquement à partir des équations de conduction (3,6,9) qui sont des équations différentielles du deuxième ordre à coefficients constants [8].

Dans le bouchon de gaz, la température de vapeur varie suivant oz . Les températures T et T_W sont obtenues numériquement à l'aide de la méthode itérative de différences finies [11,12] en résolvant le système formé de l'équation de conduction (13) et l'équation suivante résultant de (11-12):

$$T - T_W + \frac{\lambda S_V}{KA_V} \frac{d}{dz}(\rho u) = 0 \quad (27)$$

La procédure de résolution de l'ensemble des équations du CCV comprend les étapes suivantes :

1/ Choix de la longueur du bouchon de gaz et de la température de paroi au point $z = L_G$, celle de la vapeur étant connue et égale à T_S .

2/ Calcul de la température de paroi de la zone active par résolution analytique des équations (3,6,9).

3/ Calcul de la température de la paroi et de la vapeur par résolution du système d'équations (13,27) à l'aide de la méthode de différences finies. Pour une discrétisation utilisant un maillage à pas uniforme, les expressions des températures déduites de ces équations sont:

$$T_W^j = \frac{1}{2 \frac{C}{\Delta z^2} + KA_V + hA_S} \left[hA_S T_0 + KA_V T_j + \frac{C}{\Delta z^2} (T_W^{j+1} + T_W^{j-1}) \right] \quad (28)$$

$$T^j = T_W^j - \frac{\lambda S_V}{KA_V} \frac{1}{2\Delta z} \left[(\rho u)^{j+1} - (\rho u)^{j-1} \right] \quad (29)$$

L'exposant j représente la position du nœud de discrétisation au niveau du maillage longitudinal. La vitesse u et la densité volumique massique ρ sont calculées à partir des équations (14,17).

4/ Vérification de la condition de conservation du flux de chaleur (équation (26)); si l'équation n'est pas vérifiée, se donner une autre valeur de T_W au point $z = L_G$ et reprendre les étapes (2) à (4).

5/ Vérification de la condition de conservation de la charge de gaz (équation (25)); si l'équation n'est pas vérifiée, se donner une autre valeur de L_G et reprendre les étapes (2) et (5).

Notons que l'adimensionnalisation des équations, la procédure de résolution et l'organigramme des calculs sont détaillés dans [12].

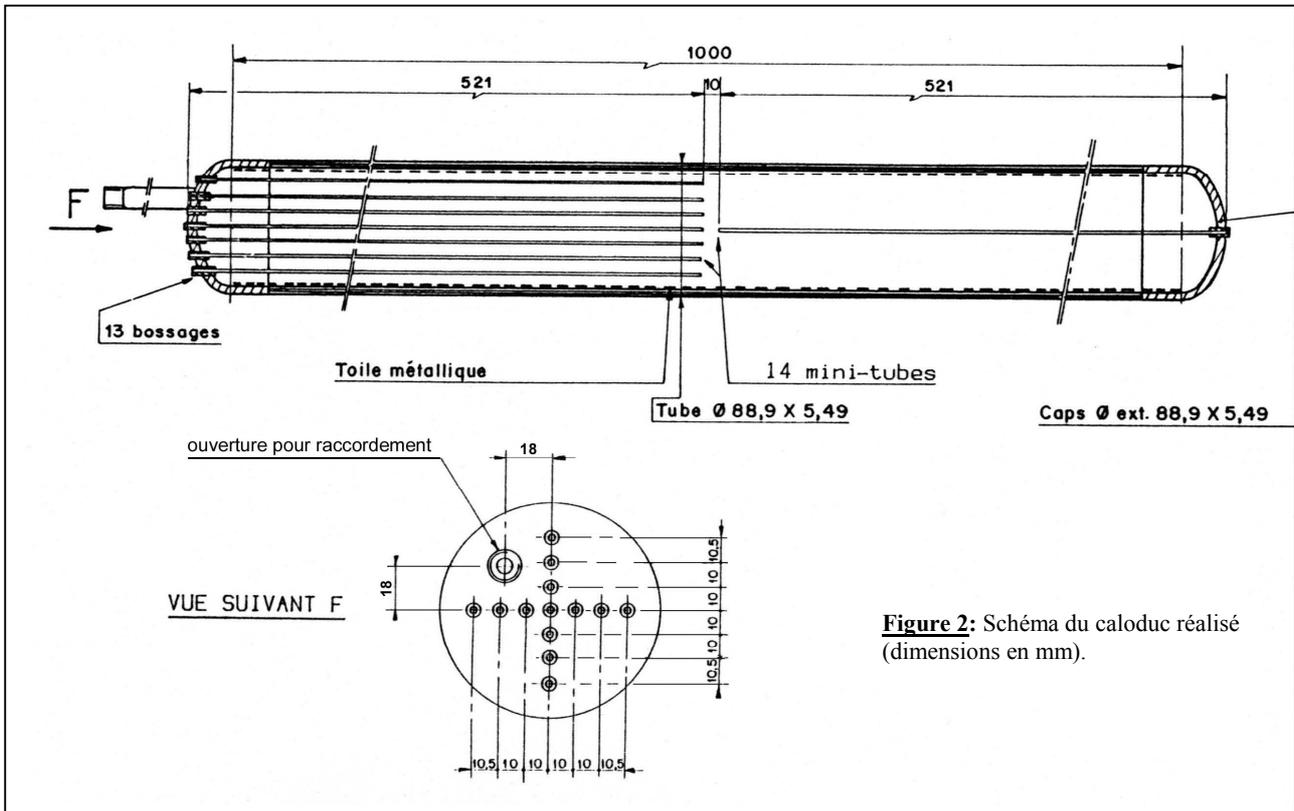


Figure 2: Schéma du caloduc réalisé (dimensions en mm).

DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Réalisation du CCV

Sa réalisation est en premier lieu celle d'un caloduc classique. Ensuite, on introduit une quantité déterminée de gaz incondensable dans le caloduc [8,13-15]. Les critères qui nous ont guidés dans le choix du matériau de l'enveloppe et du liquide caloporteur sont le niveau de température de fonctionnement du caloduc qui est imposé par la pression de saturation du liquide caloporteur et la tenue en pression du matériau de l'enveloppe. Le caloduc est construit en acier inoxydable, le liquide utilisé est l'eau et le gaz incondensable est l'hélium. Les caractéristiques techniques du CCV réalisé (fig.2) pour cette étude expérimentale sont résumées dans le tableau 1.

Liquide caloporteur : eau
Gaz incondensable : hélium
Matériau de la paroi et du réseau capillaire : acier inoxydable
Réseau capillaire :
Porosité : 0,67
3 couches de grosses toiles d'un fil de diamètre $0,14 \cdot 10^{-3}$ m
2 couches de toiles fines d'un fil de diamètre $0,05 \cdot 10^{-3}$ m
$D_e = 0,0889$ m; $D_i = 0,0779$ m; $D_V = 0,075$ m
$L_E = 0,45$ m; $L_A = 0,10$ m; $L_C = 0,50$ m
$h = 1280$ W.m ⁻² .K ⁻¹

Tableau 1: Caractéristiques techniques du CCV réalisé.

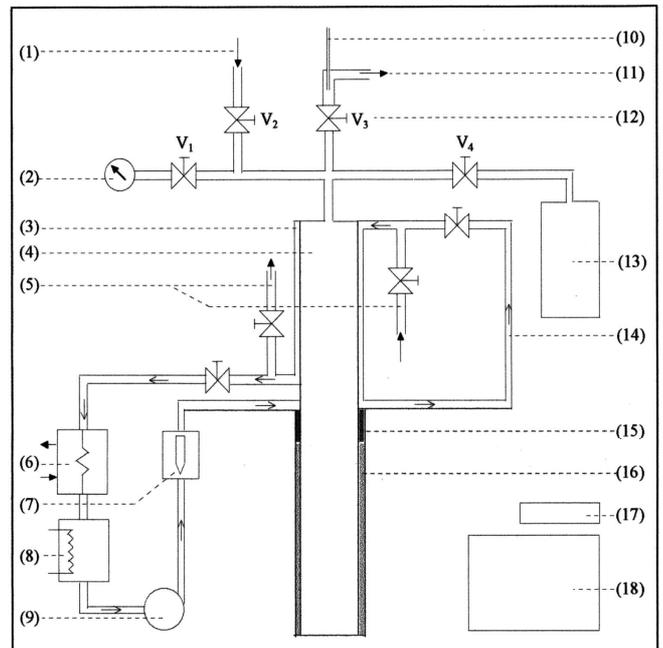


Figure 3:

(1) bouteille d'hélium ; (2) manomètre ; (3) échangeur à eau (4) caloduc ; (5) circuit ouvert de refroidissement à eau ; (6) échangeur eau-air ; (7) débitmètre ; (8) épingle chauffante ; (9) circulateur ; (10) entrée d'eau liquide dans le caloduc ; (11) pompe à vide ; (12) vanne ; (13) réservoir de gaz ; (14) circuit fermé de refroidissement à eau ; (15) isolant (zone adiabatique) ; (16) cordons chauffants (évaporateur) ; (17) centrale de mesure ; (18) armoire électrique.

Système de chauffage, de refroidissement et de mesure

Le chauffage est assuré par deux cordons chauffants entourants le caloduc le long de l'évaporateur et pouvant transmettre une puissance électrique maximale de 7 kW. Un autotransformateur réglable permettant de faire varier la puissance électrique des cordons chauffants de 0 à 7 kW et un régulateur de sécurité pour contrôler la température de l'évaporateur et couper le chauffage en cas de dépassement du seuil prééglé.

Le caloduc est refroidi par un système à circulation constitué d'une boucle alimentée en eau. On ajuste le niveau d'extraction par le réglage du débit d'eau. Celle-ci comprend deux circuits possibles connectés à l'aide de vannes. Le premier assure la circulation de l'eau froide dans l'échangeur du condenseur en circuit ouvert. Le second est un circuit fermé comprenant une épingle chauffante de 3 kW, un circulateur, un débitmètre à flotteur 0–250 l/h, un échangeur eau-air et un régulateur de température (fig.3).

L'ensemble de l'installation est équipé de 27 thermocouples Chromel-Alumel reliés à une centrale de mesure. La mesure du flux de chaleur échangée est faite en mesurant en même temps le débit de l'eau de refroidissement et l'écart entre sa température d'entrée et de sortie dans l'échangeur.

RESULTATS ET DISCUSSION

Résultats expérimentaux

Les paramètres du dispositif expérimental (fig.4) susceptibles d'être modifiés au cours des essais sont le flux de chaleur (Q) imposée à l'évaporateur par les cordons chauffants, la charge de gaz incondensable (N_G), la température de refroidissement (T_o) et le coefficient d'échange convectif externe de refroidissement du condenseur (h). Les résultats des essais que nous présentons sont les variations longitudinales de la température de la paroi (T_w) et de la vapeur (T).



Figure 4: Dispositif expérimental.

Influence du changement de Q

La figure 5a montre que l'augmentation du flux de chaleur entraîne une compression du bouchon de gaz par

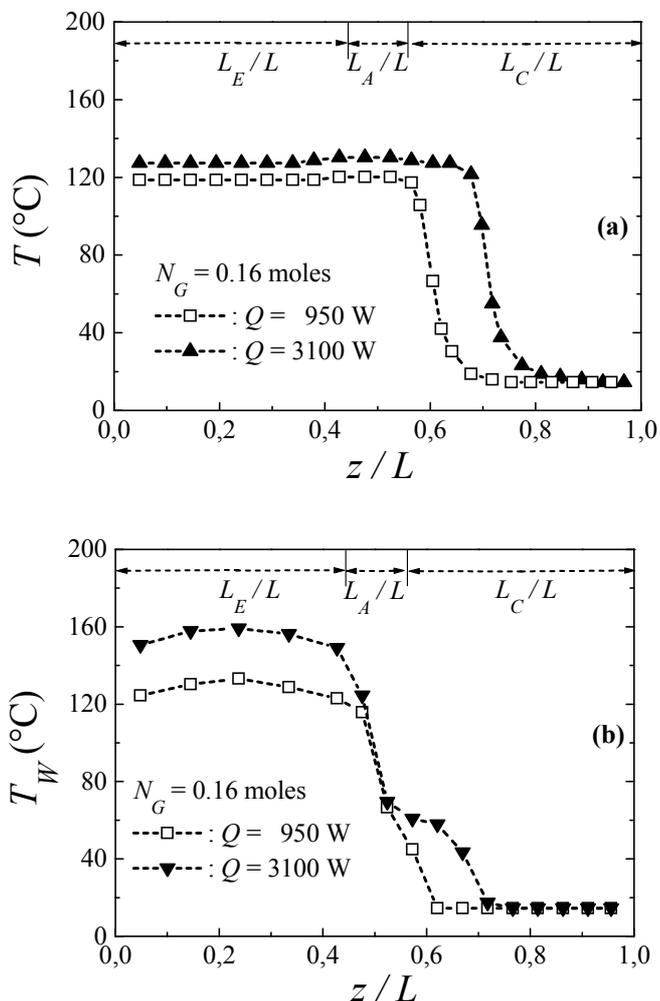


Figure 5: Evolution de T et T_w en fonction de z/L pour différentes valeurs de Q (résultats expérimentaux).

déplacement du front vapeur-gaz. Ce qui accroît la surface d'échange active du condenseur et le transfert de chaleur par condensation de la vapeur; celui par conduction longitudinale se limite essentiellement à la zone adiabatique.

L'effet de la modulation de la surface d'échange active du condenseur sur la régulation de la température de vapeur est très remarquable; en effet, en faisant changer Q de 950 à 3100 W, la température T_S croît seulement de 10°C, ce qui équivaut à une augmentation relative $\Delta T_S/\Delta Q$ très faible, d'environ 0.5%. L'accroissement de T_S en fonction de Q correspond à une légère montée de pression qui est inévitable et ne pouvant être supprimé qu'avec une régulation passive (caloduc muni d'un réservoir de très grand volume) ou d'une régulation active [16-17].

Pour le même changement de Q , le rapport $\Delta T_w/\Delta Q$ est environ quatre fois supérieur à $\Delta T_S/\Delta Q$ (fig.5b). Ceci montre que la température de paroi dépend essentiellement du flux de chaleur traversant l'évaporateur, et que, contrairement à la température T_S , la modulation de la surface d'échange de la zone active du condenseur ne permet pas une régulation de la température de la paroi.

Influence du changement de N_G

La figure 6 présente l'influence de la charge de gaz incondensable sur la variation longitudinale de la température de la vapeur et de la paroi. Pour la même valeur de Q , l'augmentation de N_G réduit la longueur de la zone active du condenseur et accroît T_S (fig.6a). Celle-ci est d'autant plus importante que la charge de gaz est grande. La température T_S peut être alors imposée, en choisissant convenablement la charge de gaz incondensable.

Contrairement à la température de la paroi du condenseur qui est peu influencée par N_G , celle de l'évaporateur croît rapidement (fig.6b). Ces observations sont tous à fait contraire à celles d'un CCV refroidi avec un faible coefficient d'échange, pour lequel la température de la paroi de l'évaporateur est faiblement affectée par N_G tandis que celle du condenseur varie d'une manière importante [16].

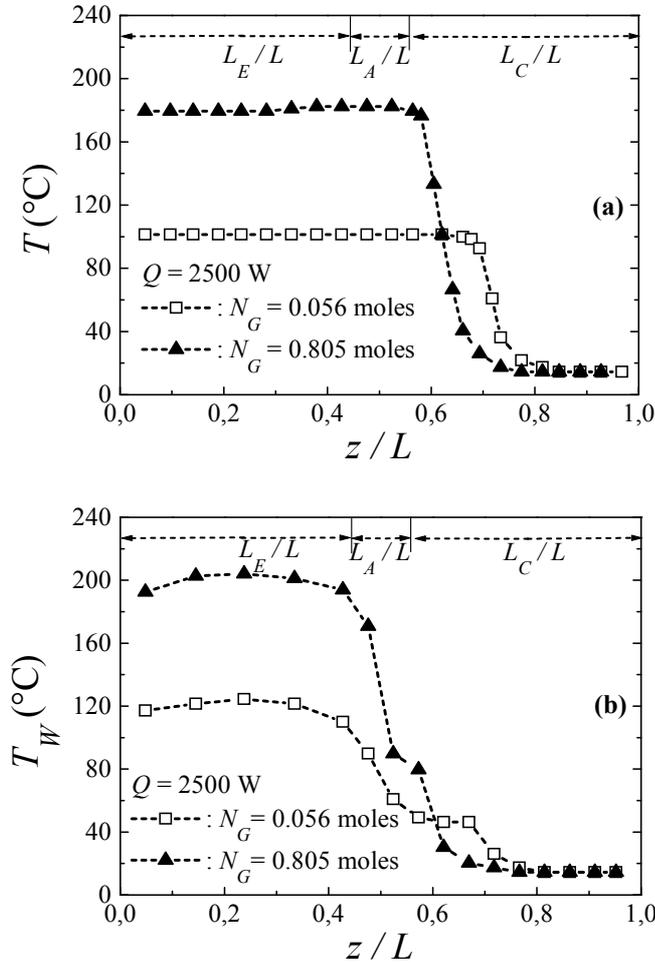


Figure 6: Variation de T et T_w en fonction de z/L pour Q constant et N_G variable (résultats expérimentaux).

Résultats numériques

Influence des grandeurs adimensionnelles Bi et H

Le CCV choisi pour ces simulations numériques est celui de Sun et Tien [8], utilisant l'eau comme liquide

caloporteur et l'air comme gaz incondensable. Pour le cas des valeurs élevées du nombre de Biot, tels que $Bi = 8$, ce CCV est le siège d'un changement de phase par vaporisation du liquide au sein du réseau capillaire de l'évaporateur. Le paramètre H caractérisant cet effet, évalué expérimentalement, est égal à 7.1. Les grandeurs adimensionnelles Bi et H sont selon Sun et Tien [8]:

$$H = \frac{k_{R,E}}{k_R} ; Bi = \frac{hD_e \ln \frac{D_i}{D_v}}{2k_R} \quad (30)$$

où H représente le rapport de la conductivité effective du réseau capillaire de l'évaporateur (k_{RE}) à celle d'un réseau purement conductif (k_R); Bi compare la chaleur évacuée par convection avec le milieu ambiant extérieur de refroidissement à celle transférée par conduction transversale dans le réseau capillaire du condenseur.

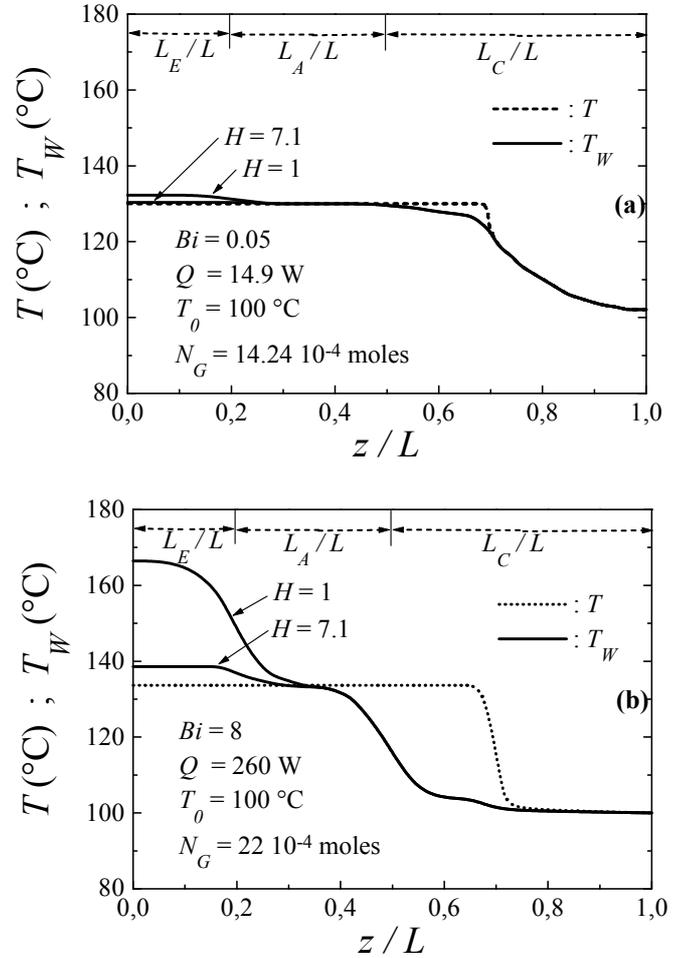


Figure 7: Variation de T et T_w en fonction de Z/L pour différentes valeurs de Bi , Q et N_G (résultats numériques).

Aux faibles valeurs de Bi ($Bi = 0.05$), les profils de T_w et T , correspondants aux valeurs de $H = 1$ et 7.1, sont quasiment identiques (fig.7a). Ceci montre que le paramètre H n'influe pas sur le fonctionnement du CCV, et qu'au niveau du condenseur le transfert de chaleur s'effectue essentiellement par conduction longitudinale dans la paroi et le réseau capillaire.

Pour les valeurs élevées de Bi ($Bi = 8$), les variations de T_w montrent que l'effet très marqué de la conduction

longitudinale dans la paroi de l'évaporateur est atténué par l'augmentation de H (fig.7b); ce qui réduit la chute globale de température du CCV, définie comme l'écart entre les températures de paroi de l'évaporateur et du condenseur. Au niveau du bouchon de gaz, les températures de la paroi et de la vapeur sont très proches de la température de refroidissement du condenseur. Par conséquent, les transferts de chaleur par conduction longitudinale dans la paroi et par diffusion vapeur-gaz sont négligeables.

Comparaison avec des travaux expérimentaux antérieurs

Sur la figure 8a, la variation longitudinale de la température de la paroi s'accorde parfaitement avec les résultats expérimentaux [8].

L'accord est également bon en ce qui concerne la température de la vapeur (fig.8b), sauf au niveau du front vapeur-gaz où on a des différences non négligeables qui peuvent être attribuées aux effets suivants:

- non-uniformité du coefficient de refroidissement expérimental au niveau du condenseur [8].
- présence du transfert de masse et de chaleur par diffusion massique vapeur-gaz suivant la direction transversale du CCV [5].

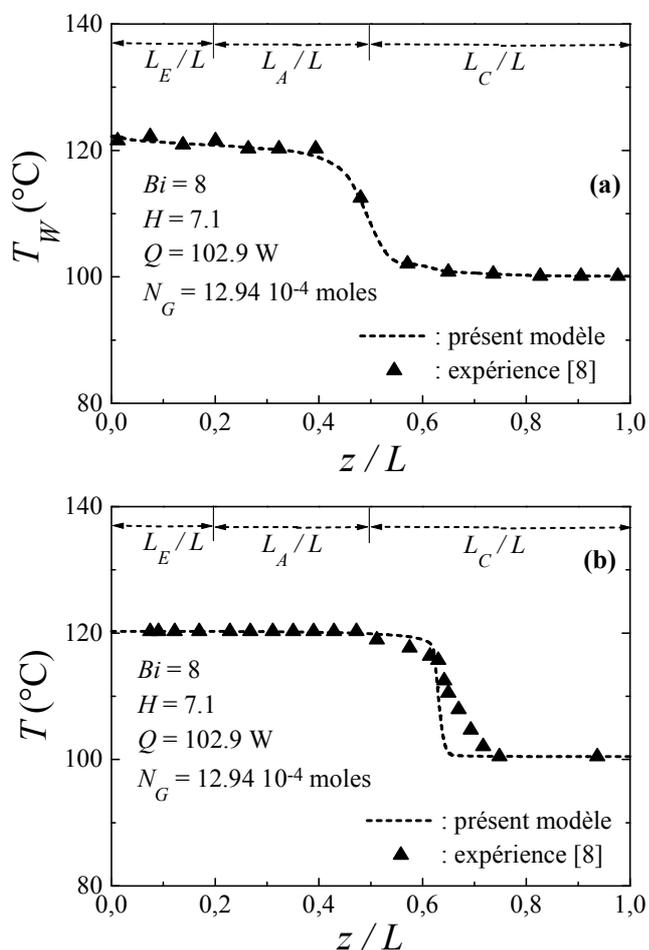


Figure 8: Comparaison des résultats numériques avec les résultats expérimentaux [8] de la variation de T et T_W en fonction de z/L .

Comparaison avec la présente expérience

La figure 9a montre que les variations longitudinales de la température de la paroi présentent un bon accord avec

celles de l'expérience. Ce n'est qu'au niveau de l'évaporateur et de la zone active du condenseur qu'on distingue entre elles de très faibles écarts dont les causes sont:

- pertes thermiques à l'extrémité du CCV, situé au niveau de l'évaporateur. Celle-ci n'a pas été isolée pour permettre la mesure de la température de la vapeur par déplacement d'un thermocouple dans un mini-tube situé le long de l'évaporateur.
- pertes thermiques par conduction liées à la présence des brides métalliques de suspension de l'échangeur à eau au niveau du condenseur.

Sur la figure 9b, les prédictions numériques de la température de la vapeur sont aussi en parfait accord avec l'expérience sauf au niveau du front vapeur-gaz où de très faibles écarts apparaissent, principalement dus à l'effet de diffusion transversale signalée précédemment.

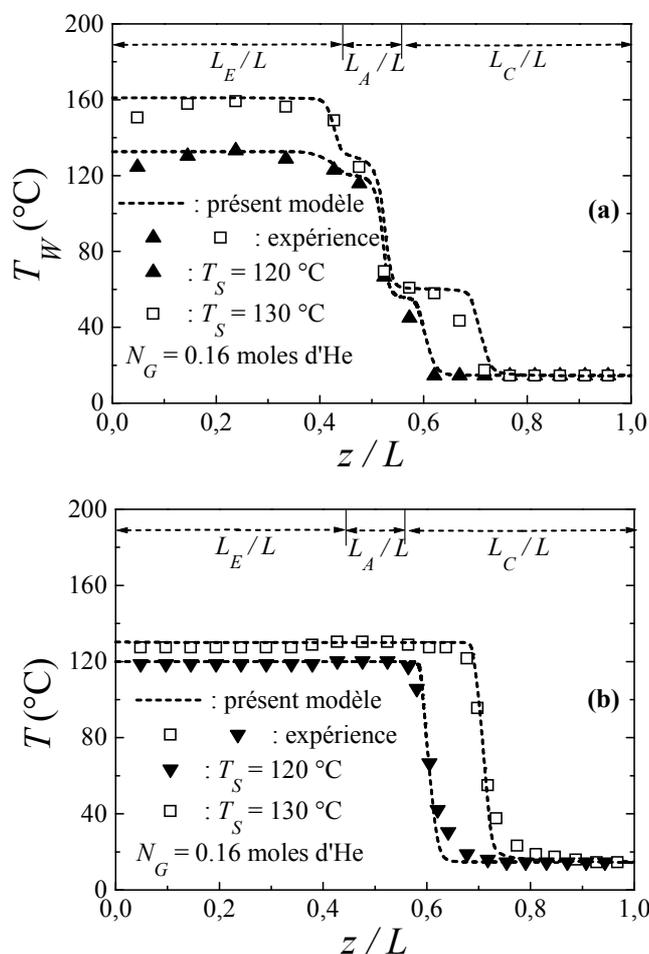


Figure 9: Comparaison des résultats numériques avec la présente expérience concernant l'évolution de T et T_W en fonction de z/L .

CONCLUSION

Le transfert de chaleur par diffusion longitudinale est très faible [8]. Cependant, sa prise en compte dans notre modèle unidimensionnel permet de prédire en outre la température de la vapeur et la localisation du bouchon de gaz. Ce modèle est validé à l'aide des expériences d'un

CCV réalisé utilisant l'eau comme liquide caloporteur et l'hélium comme gaz incondensable.

Les résultats expérimentaux montrent que l'augmentation du flux de chaleur accroît l'écart entre la température de paroi de l'évaporateur et du condenseur. Elle accroît ainsi le transfert de chaleur par conduction longitudinale et diminue les performances du CCV du point de vue isothermicité. Elle influe peu sur la température de vapeur de la zone active du CCV à cause de l'effet de la régulation de cette température par compression du bouchon de gaz. L'augmentation de la charge de gaz influence fortement la température de vapeur. Celle-ci peut être alors imposée avec un choix convenable de la charge de gaz.

L'étude numérique des influences du nombre de Biot (Bi) et du paramètre de changement de phase (H) montre que pour les faibles valeurs de Bi l'augmentation de H n'agit pas sur les températures de la paroi et de la vapeur. Pour les valeurs élevées de H , elle réduit le transfert de chaleur par conduction longitudinale par rapport à celui par conduction transversale dans le réseau capillaire.

REFERENCES

- [1]- Hindermann J.D., Madsen J. and Waters, E.D., "An ATS-E Solar cell space radiator utilizing heat pipes", AIAA Paper N° 69-630, AIAA 4th Thermodynamics Conf., San Francisco, California, (1960).
- [2]- Labrande J.P., "Limites de l'isothermicité des caloducs à bouchon de gaz", Thèse de Doct. Ing., Université de Poitiers, (1975).
- [3]- Busse C.A. and Bassani C., "A new generation of precision furnaces", Proc. 6th Symp. on temperature, Am. Inst. Phys. Conf. Proceedings, Washington, (1982).
- [4]- Kirkpatrick J.P., Variable conductance heat pipes from laboratory to space, 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart, (1973).
- [5]- Tien C.L. and Chen S.J., "Non condensable gases in heat pipes", 5th Int. Heat Pipe Conf., Tsukuba Sc. City, Japan, (1984).
- [6]- Mezaache E. et Omara A., "Transferts de masse et de chaleur dans un caloduc à conductance variable", 3^{ème} Journées Maghrébines sur la Mécanique, Guelma, Algérie, (1997).
- [7]- Edwards D.K., Marcus B.D., "Heat and mass transfer in the vicinity of the vapor-gas front in a gas-loaded heat pipe", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 94, N°2 (1972).
- [8]- Sun K.H. and Tien C.L., Thermal performance characteristics of heat pipes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18 (1975), pp. 363-380.
- [9]- Mezaache E., Daguene M., "Etude numérique de l'influence de l'inclinaison sur l'évaporation d'un film liquide s'écoulant sur une paroi plane isotherme ou à flux de chaleur imposé", *Can. J. Chem. Eng.*, Vol. 76 (1998), pp. 203-210.
- [10]- Fuller E.N., Schettler P.D., Giddings J.C., A new method for prediction of binary gas-phase diffusion coefficients, *Ind. Eng. Chem.*, Vol. 58, N°5 (1966), p. 19.
- [11]- Nougier J.P., Méthodes de calcul numériques, Edition Masson, (1985).
- [12]- Mezaache E., "Contribution à l'étude d'un caloduc à conductance variable", Thèse de Doct. 3^{ème} Cycle, Institut National Polytechnique de Grenoble, (1987).
- [13]- Depew C.A., Saverbrey W.J. and Benson B.A., "Construction and testing of a gas loaded passive control variable conductance heat pipes", AIAA Paper , (1973), pp. 73-727.
- [14]- Chi S.W., "Heat pipe theory and practice", Hemisphere Publishing Corporation, Washington, (1976).
- [15]- Dunn P.D. and Reay D.A., "Heat pipes", Pergamon Press, New York, (1982).
- [16]- Marcus B.D., "Theory and design of variable conductance heat pipes", NASA report CR-2018, (1972).
- [17]- Groll M., Hage M., Munzel W.C., Zimmermann P. and Bienert W.B., "An electrical feedback controlled high capability variable conductance heat pipe for satellite application", 1st Int. Heat Pipe Conf., Stuttgart., (1973).

NOMENCLATURE

A_V périmètre de la section de passage de la phase vapeur [m]

A_S périmètre externe du CCV [m].

Bi nombre de Biot, [relation (30)].

C grandeur dépendant de la conductivité de paroi, [relation (10)] [W.m.K⁻¹]

c_G concentration massique du gaz, = ρ_G/ρ .

D diamètre du CCV [m].

$\overset{o}{D}$ coefficient de diffusion massique vapeur-gaz, [relation (18)] [m².s⁻¹].

H grandeur adimensionnelle, [relation (30)].

h coefficient d'échange convectif externe du condenseur [W.m.K⁻²]

k conductivité thermique [W.m.K⁻¹]

L longueur [m].

M masse molaire [kg.mol⁻¹].

m_V densité du flux de vapeur [kg.m⁻².s⁻¹].

P pression totale [Pa].

p_V pression partielle de la vapeur, [relation (16)] [Pa].

Q flux de chaleur imposée à l'évaporateur [W].

R_G constante des gaz parfaits, = 8,314 [J.mol⁻¹.K⁻¹].

S_V section de passage de la phase vapeur [m²].

T température [K].

u vitesse longitudinale [m.s⁻¹].

x coordonnée longitudinale de la zone active du CCV. [m]

z coordonnée longitudinale du bouchon de gaz [m].

Lettres grecques

λ chaleur latente massique de vaporisation du liquide. [J.kg⁻¹]

ρ densité volumique [kg.m³].

Indices

A zone adiabatique.

C condenseur.

E évaporateur.

G gaz.

S vapeur saturante à la pression totale P .

V vapeur.

W paroi.

R réseau capillaire saturé de liquide.

□